

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

PAULA RAIA KALTENBACH

**PROJETO CHRONOS - DESENVOLVIMENTO E
APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE FREIOS
AUTOMOTIVO**

**Guaratinguetá
2013**

PAULA RAIA KALTENBACH

PROJETO CHRONOS - DESENVOLVIMENTO E APLICAÇÃO DE
UM SISTEMA DE FREIOS AUTOMOTIVO.

Trabalho de Graduação apresentado ao
Conselho de Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da Faculdade de
Engenharia do Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista como parte dos
requisitos para obtenção do diploma de
Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2013

K14p	Kaltenbach, Paula Raia Projeto CHRONOS - desenvolvimento e aplicação de um sistema de freios automotivo / Paula Raia Kaltenbach – Guaratinguetá : [s.n], 2013. 81 f : il. Bibliografia: f. 78 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013. Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva 1. Automóveis – Freios I. Título CDU 62-592
------	---

PAULA RAIA KALTENBACH

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

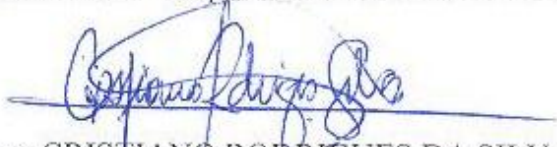
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador/UNESP-FEG – Depto. de Mecânica


Prof. Dr. ANGELO CAPORALI FILHO
UNESP-FEG – Depto. de Materiais e Tecnologia


Eng. CRISTIANO RODRIGUES DA SILVA
Engenheiro de Produto – General Motors do Brasil

DADOS CURRICULARES

PAULA RAIA KALTENBACH

NASCIMENTO	03.09.1987 – SÃO PAULO/SP
FILIAÇÃO	Nadima Raia Paulo Kaltenbach Filho
2008/2013	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

Dedico à todos que ajudaram no meu crescimento pessoal e profissional durante toda esta jornada, principalmente àqueles que confiaram no meu potencial.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, à minha mãe Nadima Raia, que sempre me apoiou em todas as minhas decisões, mesmo tendo eu que errar para aprender. Sempre compartilhou comigo, mesmo que de longe, meus anseios e conquistas. Ao meu pai, Paulo Kaltenbach Filho, por ter acreditado em mim, e me ensinado um pouco antes mesmo de eu entrar na faculdade.

Ao meu tio, Auad Elias Raia Neto, por ter sido minha fonte de inspiração e um dos motivos por eu ter escolhido Engenharia. À minha avó, Malvina Abussamra Raia, pelas promessas cumpridas para que eu fosse bem em provas e, principalmente, por todo carinho e orgulho depositados em mim. Fico honrada em tê-la ao meu lado neste momento tão importante da minha vida.

Aos meus verdadeiros amigos, que estudaram madrugadas comigo, compartilharam conhecimento e me ajudaram a chegar ao final desta jornada de cabeça erguida.

Ao meu namorado, Lucas Pimentel de Araujo, meu maior exemplo, meu guia, meu super-herói, meu porto-seguro. Meu melhor amigo, companheiro e admirador. Sempre me dando a mão nos momentos difíceis, e um sorriso nos momentos de conquista. Juntos vencemos a distância por 2 anos, e a correria do dia-a-dia. Hoje, três anos e meio depois, não teria feito melhor sem ele.

A Equipe Piratas do Vale de Baja SAE, que me fez crescer profissionalmente antes mesmo de terminar a graduação. Deu-me todo o suporte técnico necessário para uma base mais sólida, além das amizades que conquistei ao longo dos anos. Ao nosso orientador, professor Dr. Angelo Caporalli Filho, que sempre nos apoiou. Me aconselhou e alertou enquanto Capitã da Equipe e que, além de tudo, se tornou um grande amigo de todos.

Aos meus amigos da *Benteler Automotive*, que me orientaram no meu primeiro emprego e, principalmente, aos amigos da *General Motors do Brasil*, que tornaram este trabalho de graduação possível, me dando todo o apoio técnico e confiança. Me ensinaram o que é um trabalho em equipe feito com responsabilidade, ética e paixão, afirmando mais ainda meu entusiasmo pela engenharia.

Ao meu orientador Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva, que acreditou no potencial do meu trabalho e me deu todo auxílio necessário.

E, por fim, agradeço a Deus pela oportunidade de me realizar profissionalmente e pessoalmente.

“As coisas tangíveis tornam-se insensíveis à palma da mão, mas as coisas findas, muito mais que lindas, essas ficarão”.

Carlos Drummond de Andrade

KALTENBACH, PAULA RAIÁ. **Projeto Chronos – Desenvolvimento e aplicação de um sistema de freios automotivo**. 2013. 81 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá 2013.

RESUMO

O mercado automobilístico está cada vez mais competitivo, com novos produtos provenientes de grandes inovações tecnológicas, desafiando diariamente novos conceitos de Engenharia. Essa monografia tem como objetivo explicar o desenvolvimento de um projeto de sistema de freios por completo, dando ênfase em cálculos preliminares realizados a partir de uma planilha em Excel, para um melhor entendimento dos componentes, que poderão ser aprimorados posteriormente a fim de atingir as metas da empresa. É através dos cálculos preliminares que se pode ter uma estimativa plausível de um primeiro sistema. O conjunto definido será então analisado quanto ao seu desempenho, custo e massa, através da realização de Benchmarking dos concorrentes. Por termos de sigilo, todos os dados serão fictícios, porém viáveis. A motivação para este estudo está na abordagem de um tema extracurricular, que tem como essência projetar, base da Engenharia. Os resultados obtidos em softwares e campo de provas comprovam a validade do estudo e auxiliam na melhoria contínua do desenvolvimento do produto.

PALAVRAS-CHAVE: Cálculos preliminares; sistema de freios; componentes; validação; projeto.

KALTENBACH, PAULA RAIA. **Chronos Project – Development and analysis of automotive brake system.** 2013. 81 p. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

The automobilist Market is more competitive each day, with new products developed by great technological innovations, daily challenging new concepts of Engineering. This monograph aims to explain the development of a brake system project completely, with emphasis on preliminary calculations made from a worksheet in Excel, for a better understanding of the components, which can be improved further in order to achieve the goals of company. It is through the preliminary calculations that we can have a reasonable first system estimate. The whole set is then analyzed for performance, cost and mass by competitors benchmarking. In terms of confidentiality, all data is fictional, but viable. The motivation for this study is approach an extracurricular topic, which essence is designing, base of engineering. The results obtained in software and field tests prove the validity of the study and assist in the continuous improvement of product development.

KEY WORDS: Preliminary calculations; brake system; components; validation; project.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema automotivo de freios	20
Figura 2 – Subconjuntos de um freio a tambor	21
Figura 3 – Componentes do freio Simplex	22
Figura 4 – Freios a tambor: (a) Simplex, (b) Duplex	22
Figura 5 – Freio Duo – Servo	23
Figura 6 – Disco Sólido	26
Figura 7 – Disco Ventilado.....	26
Figura 8 – Disco Ranhurado.....	26
Figura 9 – Disco Furado	26
Figura 10 – <i>Caliper</i> Fixo	26
Figura 11 – Esquema de atuação do <i>caliper</i> fixo	27
Figura 12 – Componentes do <i>Caliper</i>	27
Figura 13 – Ação do anel de vedação (anel de <i>holl – back</i>)	28
Figura 14 – <i>Caliper</i> flutuante	28
Figura 15 – Freio a disco de <i>caliper</i> : (a) fixo (b) flutuante	29
Figura 16 – Freio a disco traseiro <i>Drum in Hat</i>	30
Figura 17 – Disco de freio tipo <i>Drum in Hat</i>	30
Figura 18 – Sistema de regulagem do freio a disco combinado	31
Figura 19 – Cilindro mestre acionamento simples	37
Figura 20 – Cilindro mestre de acionamento duplo	38
Figura 21 – Servo freio com cilindro mestre.....	38
Figura 22 – Válvula de Depressão e pressão	39
Figura 23 – Servo –freio em corte e aplicação de forças de acionamento	40
Figura 24 – Curva de performance	41
Figura 25 – Sistema de freios de estacionamento e seus componentes	42
Figura 26 – Esquema de montagem ação e reação (<i>Conduit Reaction</i>)	42
Figura 27 – Esquema de montagem ação direta (<i>Direct Pull</i>)	43
Figura 28 – Comparativo entre os sistemas	47
Figura 29 – Bloqueio eixo traseiro	51
Figura 30 – Bloqueio eixo dianteiro	51
Figura 31 – Distribuição das forças atuantes e transferência dinâmica de carga	52
Figura 32 – Representação da planilha – Primeira aba aberta.....	54

Figura 33 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 1	55
Figura 34 – Aba 1 – Cálculo das forças ideais de frenagem	55
Figura 35 – Aba 2 – Representação das linhas de aderência constantes e das linhas de coeficiente de aderência constantes	56
Figura 36 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 3	57
Figura 37 – Aba 3 – Distribuição das forças reais sem válvula	58
Figura 38 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 4	59
Figura 39 – Gráfico das curvas real e ideal de frenagem para veículo na condição vazio	60
Figura 40 – Aba 4 – Aplicação da válvula de corte e representação da curva-limite de acordo com a legislação	61
Figura 41 – Forças reais e ideais representadas com e sem a presença de EBD	61
Figura 42 – <i>Off-set</i> da pastilha	62
Figura 43 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 5	63
Figura 44 – Representação das forças reais à uma determinada desaceleração	64
Figura 45 – Parte da aba 5 – Cálculo da pressão específica	64
Figura 46 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 6 e 7	65
Figura 47 – Representação do acionamento e deslocamento do pedal	66
Figura 48 – Valores calculados na aba 6 de volume deslocado	66
Figura 49 – Cálculos do deslocamento de pedal	67
Figura 50 – Gráfico deslocamento de fluido x pressão	67
Figura 51 – Representação das forças aplicadas no sistema	68
Figura 52 – Cálculos das Forças atuantes no pedal	69
Figura 53 – Aba 7 - Representação dos cálculos de força no pedal	69
Figura 54 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 9	69
Figura 55 – Aba 9 – Cálculos de um sistema de freios de estacionamento por alavanca	70
Figura 56 – Esquema de forças considerando um veículo em rampa	70

Figura 57 – Comparação entre gráficos resultantes: (a) do software, (b) da planilha sobreposta ao do software, em cor preta	72
Figura 58 – Comparação dos resultados do software a esquerda com os valores de força da planilha, à direita	73
Figura 59 – EWB	77

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	15
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	15
1.2	OBJETIVOS	16
1.3	JUSTIFICATIVA	16
1.4	ESTRUTURA MONOGRÁFICA	16
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	18
2.1	INTRODUÇÃO AOS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE FREIOS .	18
2.1.1	Breve Histórico	18
2.2	TIPOS DE FREIOS E SEUS COMPONENTES	19
2.2.1	Freios a Tambor.....	20
2.2.1.1	Freios Simplex.....	21
2.2.1.2	Freios Duplex	22
2.2.1.3	Freios Duo - Servo.....	23
2.2.1.4	Comparação entre os tipos de tambores	23
2.2.2	Freios a Disco	24
2.2.2.1	Caliper Fixo	26
2.2.2.2	Caliper Flutuante	28
2.2.2.3	Comparação entre os tipos de freios a disco.....	29
2.2.2.4	Freio a disco integrado	30
2.2.2.5	Freio a disco combinado.....	30
2.2.3	Comparação entre sistemas de freios a disco e a tambor	31
2.2.4	Materiais de fricção	32
2.2.4.1	Características principais.....	33
2.2.4.1.1	Resistência a perda de nível de atrito	33
2.2.4.1.2	Recuperação.....	33
2.2.4.1.3	Sensibilidade à velocidade.....	33
2.2.4.1.4	Estabilidade	34
2.2.4.1.5	Sensibilidade à água	34
2.2.4.1.6	Minima sensibilidade à humidade	34
2.2.4.1.7	Minimo desgaste de lonas e pastilhas e minimo desgaste dos tambores e discos	34
2.2.4.1.8	Estabilidade dimensional.....	35

2.2.4.1.9	Resistência mecânica	35
2.2.4.2	Tipos de materiais de fricção e sua produção	35
2.2.4.2.1	Ensaaios	35
2.2.5	Cilindro mestre	37
2.2.5.1	Acionamento simples	37
2.2.5.2	Acionamento duplo	37
2.2.6	Servo – Freio (Vacuum Booster)	38
2.2.6.1	Principais componentes e suas funções	38
2.2.6.1.1	Válvula de retenção	39
2.2.6.1.2	Válvula de depressão e de pressão	39
2.2.6.1.3	Funcionamento do servo – freio	40
2.2.7	Freio de estacionamento.....	41
2.2.7.1	Ação e reação (<i>Conduit Reaction</i>)	42
2.2.7.2	Ação direta (<i>Direct Pull</i>)	43
2.2.7.3	Regulagem automática	43
2.2.8	Válvulas	44
2.2.8.1	Válvula de corte fixo	44
2.2.8.2	Válvula de antecipação de pressão	44
2.2.8.3	Válvula sensível a carga (LSV)	45
2.2.9	ABS (<i>Anti-Lock Braking System</i>).....	45
2.2.9.1	Componentes Principais	45
2.2.9.2	Funcionamento	46
2.2.9.3	Comparativo	47
2.2.10	EBD (<i>Eletronic Brake Force Distribution</i>)	47
2.2.11	EBA (<i>Eletronic Brake Assist</i>)	48
2.2.12	ESC (<i>Electronic Stability Control</i>)	48
3.	MATERIAIS E MÉTODOS	50
3.1	PRINCÍPIOS FUNDAMENTAIS	50
3.1.1	Leis Físicas	50
3.1.2	Aderência Pneu x Solo.....	50
3.2	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA (EXCEL)	51
3.2.1	Determinação das curvas ideais	52
3.2.2	Distribuição das forças reais.....	56
3.2.3	Aplicação da válvula de corte e construção da curva-limite	59

3.2.4	Pressão específica nos materiais de atrito	62
3.2.5	Fluxo de calor.....	64
3.2.6	Curso do Pedal.....	65
3.2.7	Força no Pedal	67
3.2.8	Freio de estacionamento.....	69
4.	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	72
4.1	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS – SOFTWARES X EXCEL	72
4.2	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS - SOFTWARES X CAMPO DE PROVAS	74
4.3	<i>BENCHMARKING</i>	74
4.4	PROBLEMAS EM CAMPO	75
4.5	DEFINIÇÃO DE FORNECEDORES	75
5.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	76
	REFERÊNCIAS	78
	APENDICE A – Programação VBA para a aplicação de intersecção de pontos ...	79

1. INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Dentro da indústria automobilística, um dos grandes desafios é a inovação. Buscar um projeto que supra as necessidades do cliente, melhore a performance do veículo, tenha baixo custo e atenda aos requisitos de massa é uma tarefa que demanda tempo e criatividade. Além de todos estes aspectos, o veículo tem que cair no gosto do público alvo e, se possível, ser melhor que seus concorrentes que, atualmente, são inúmeros e de diversas categorias. Para promover um sistema é preciso então entendê-lo muito bem. Saber em quais parâmetros é possível fazer alterações para que o conjunto melhore como um todo. Para isto, é importante que cada componente seja analisado minuciosamente. Neste trabalho, o foco principal é o projeto de um sistema de freios para um veículo totalmente novo, ainda não lançado no mercado, e trazer a visão de projeto, desde seu início.

Para começar um projeto é preciso que sejam feitas algumas considerações iniciais. No caso do sistema de freios, essas considerações são apenas de massa e geometria. A partir de então são realizados os cálculos preliminares, com o auxílio do Benchmarking de outros veículos concorrentes. É necessário analisar a melhor combinação possível já existente no mercado, para então partir de um esquema atualizado e refinar os estudos, chegando a um projeto favorável.

Após tais considerações, parte-se para os cálculos. Junto a este trabalho foi desenvolvida uma planilha em Excel que auxilia o entendimento dos procedimentos necessários para o dimensionamento inicial do projeto. Através dela pode-se consultar formulas e dependência de parâmetros, com o objetivo de uma melhor visualização das possibilidades de mudança dentro do projeto, buscando seu melhor desempenho, respeitando baixo custo e metas em massa.

Um dos pontos importantes que deve ser citado quando se trata de um novo projeto na área automobilística é o programa adotado pelo governo Federal, “Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores” (Inovar-Auto), com o objetivo de estimular o investimento na indústria automobilística nacional. As empresas que estimularem e investirem na inovação, pesquisas e desenvolvimento dentro do Brasil terão como bonificação benefícios em relação ao Imposto sobre Produtos Industrializados (IPI), chegando a um desconto de até 30% para automóveis produzidos e vendidos no país. Porém, para que as empresas possam estar habilitadas a este novo regime,

terão que se comprometer com um conjunto de metas no período de 2013 – 2017. (INOVAR, 2013).

1.2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma planilha de cálculos preliminares para um sistema de freios, utilizando o Excel como base. Como objetivo secundário está a compreensão de um projeto, do início ao fim, analisando o sistema e buscando sua melhor configuração.

1.3 JUSTIFICATIVA

Durante a graduação muitos temas acabam sendo abordados de forma superficial, por demanda de tempo e cumprimento de grade. O tema em questão, referente a projeto de um subsistema de freios, pode vir a agregar conceitos até então não arquivados e repassados dentro da programação original do Campus. Até mesmo na literatura o assunto é abordado de forma simplificada. Durante o desenvolvimento do projeto notou-se a importância do domínio e conhecimento em relação aos dados e parâmetros necessários para os cálculos. A criação da planilha poderá servir futuramente para uma breve consulta, relembração de cálculos e interpretação dos dados.

1.4 ESTRUTURA DA MONOGRAFIA

Serão listados a seguir os capítulos que compõem a dissertação com suas respectivas descrições.

No capítulo 2, fundamentação teórica, será mencionado alguns assuntos que proporcionarão uma visão geral do projeto, juntamente com a teoria e especificação do estudo como, por exemplo, os tipos de freios existentes.

No capítulo 3, materiais e métodos, será descrito o produto e o conjunto utilizado, assim como o sistema adotado e o cálculo detalhado. É também desenvolvida a planilha em Excel, de forma explicativa.

No capítulo 4, apresentação e discussão de resultados, serão mostrados os resultados e seus significados técnicos.

Por fim, no capítulo 5, conclusões e sugestões para trabalhos futuros, são feitas as considerações e conclusões gerais do trabalho, suas possíveis melhorias e a importância do projeto para o estudo em questão.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O projeto de um sistema de freios deve respeitar os princípios básicos de frenagem. Analisando objetivamente um conjunto de freios automotivos, suas principais funções são: parar o veículo em situações emergenciais; apenas reduzir a velocidade do mesmo em viagens rotineiras, mantendo-a constante quando necessário; mantê-lo estacionado sem a presença de um motorista. Neste capítulo serão citados os principais componentes de um sistema de freios, bem como suas características e funcionalidades, a fim de um melhor entendimento dos cálculos posteriores e escolhas de projeto.

2.1 INTRODUÇÃO AOS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE FREIOS

2.1.1 Breve Histórico

Os primeiros freios eram constituídos por um dispositivo mecânico simples; uma alavanca com pivotagem e uma sapata de madeira montada na outra extremidade junto à roda, proporcionava a ação de frenagem. Depois, com o passar dos anos, vieram os freios de cinta. Usualmente eram constituídos por uma roda fixada ao centro do eixo traseiro do veículo e ao redor dela uma cinta era montada, e sob as mesmas era inserido o material atritante, que no início era o couro. Esse material apresentava problemas de perda das características de atrito em função da degradação térmica imposta pela ação de frenagem das sapatas sobre a roda. Posteriormente começou-se a utilizar crina, cabelo, ou tecido de algodão umedecido em betumem para agregar fibras e permitir melhor conformação dimensional. Mais tarde, com a fibra de asbestos, essa tecnologia foi se desenvolvendo como veremos mais adiante. O sistema de acionamento desses freios era manual e feito através de simples alavanca presa a um suporte (DIULGHEROGLO, 2008, p.4).

Outros freios muito comuns nos primórdios da indústria automobilística mundial foram os freios de transmissão (*Differential Band Brake*). Alguns desses freios além de serem utilizados como freio de serviço, tinham como utilização secundária o de reter o veículo, ou seja, atuarem como freio de estacionamento (DIULGHEROGLO, 2008, p.6).

Exemplos (DIULGHEROGLO, 2008, p.7):

- Os primeiros freios de serviço e estacionamento (sapatas de madeira);
- Stephenson 1875. Maior ônibus da época - Freios acionados por parafuso de rosca sem-fim;

- Benz Velo 1885. Primeiro veículo com freio de mão tipo *Band Brake*;
- Louis Renault e seu 1.o veículo. Renault Voiturette 1898, freios a tambor.
- Henry Ford e o seu modelo T, em 1908, freios a tambor acionados por varão.
- Lanchester modelo 1910. Motor de 20 HP e Freio a Disco traseiro.

Com o passar dos anos os motores foram sendo gradativamente aperfeiçoados, o que trouxe como consequência o incremento de velocidade dos veículos. O moderno conceito de Freio a Tambor (*Drum Brake*) foi oportunamente inventado em 1902 pelo francês Louis Renault, desenvolvido a partir de um sistema menos sofisticado que ele mesmo tinha montado em um veículo Mayback 1901 (DIULGHEROGLO, 2008, p.7).

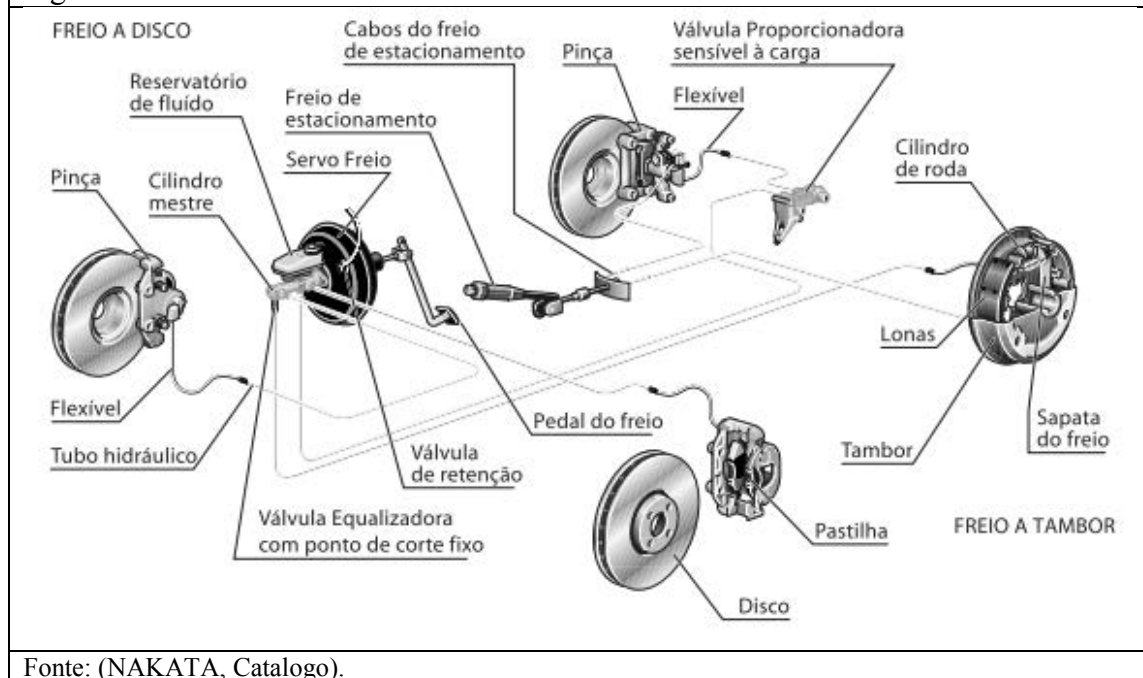
O Modelo T possuía freios a tambor acionados por varão, somente no eixo traseiro, pois na época os engenheiros mecânicos acreditavam que freios nas rodas dianteiras fariam o carro capotar (DIULGHEROGLO, 2008, p.8).

O grande salto na tecnologia de freios foi dado no início de 1900, quando então em 1902 o inventor inglês Frederick Lanchester (também conhecido como “O Leonardo” da era da máquina) inventou o Freio a Disco. Segundo pesquisas efetuadas em sites especializados, os freios a disco já eram utilizados na Inglaterra no início de 1890, porém foi Frederick Lanchester que patenteou o projeto desse freio e o aplicou em seu primeiro veículo (DIULGHEROGLO, 2008, p.9).

2.2 TIPOS DE FREIOS E SEUS COMPONENTES

Para melhor entender os cálculos futuros, é preciso primeiro reconhecer um sistema de freios (ver Figura 1), abrangendo seus componentes de forma explicativa. Será apresentado a seguir um esquema de um sistema padrão de freios automotivos e posteriormente uma breve explicação sobre alguns deles, bem como seus tipos inclusos no mercado.

Figura 1 – Sistema automotivo de freios



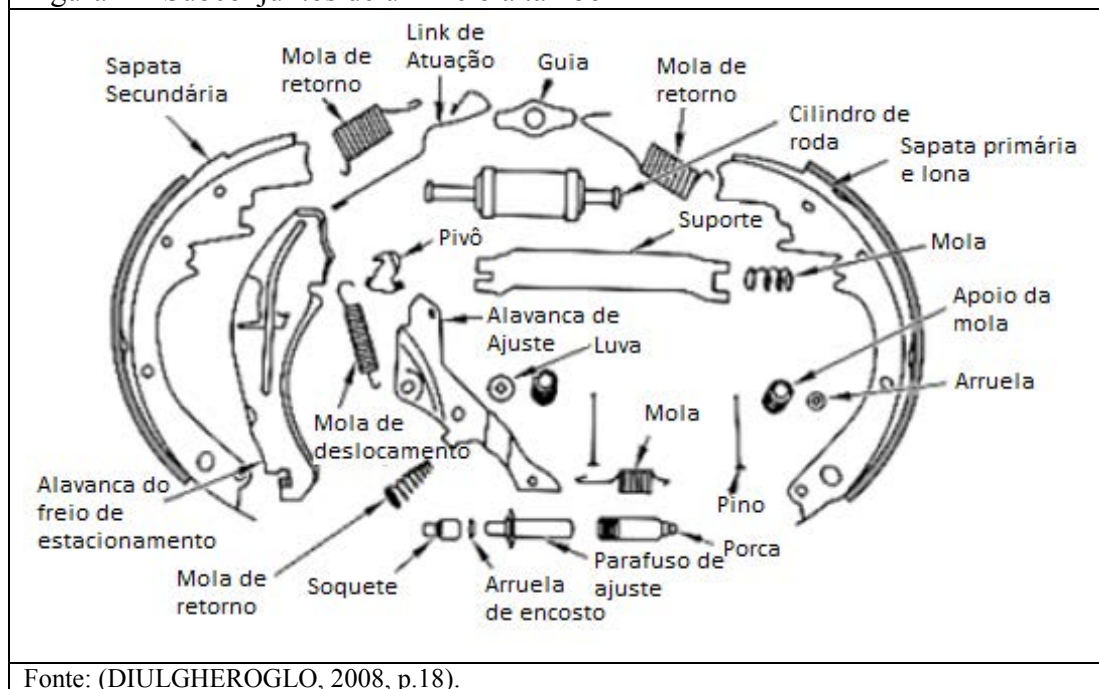
2.2.1 Freios a Tambor

Os freios a tambor, como visto anteriormente, foram os primeiros freios utilizados em veículos automotores. Primeiramente montados nos eixos traseiros dos veículos, pois em virtude dos materiais de atrito que eram utilizados na época, da geometria de sapatas não muito favorável e dos tambores utilizados, propiciavam muitos problemas de desvio direcional. Com a evolução do projeto de freios eles passaram a ser sistemas fechados, mais limpos, por outro lado mais sujeitos a ação da temperatura (DIULGHEROGLO, 2008, p.18).

O sistema de freio a tambor é composto de várias partes que são montadas e fixadas diretamente ao prato de freio, também conhecido como “espelho” ou *backing plate* (DIULGHEROGLO, 2008, p.18).

São três as principais funções deste tipo de freios: freio de serviço (durante a ação do veículo), freio de estacionamento (estando o veículo parado, sem a presença do motorista) e freio de emergência.

Figura 2 – Subconjuntos de um freio a tambor



Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.18).

Os principais componentes do freio a tambor são (Ver Figura 2):

Sapata: no qual a lona é fixada através de cola, rebite ou moldada diretamente sobre sua superfície. Sua principal função é transmitir as forças de atuação para a lona durante a frenagem. É geralmente fabricado em aço, menciona Halderman, 1996 (INFANTINI, 2008).

Lona: material de fricção conformado em formato cilíndrico e que é pressionado contra o tambor durante a frenagem. É geralmente fabricada em material compósito. (INFANTINI, 2008).

Pivô: é o ponto de ancoragem da sapata. (INFANTINI, 2008).

Tambor: é o componente girante do par de fricção. Alguns tambores de freio possuem aletas para aumentar as trocas térmicas. São normalmente fabricados em ferro fundido cinzento perlítico, menciona Haynes Publishing, 1999 (INFANTINI, 2008).

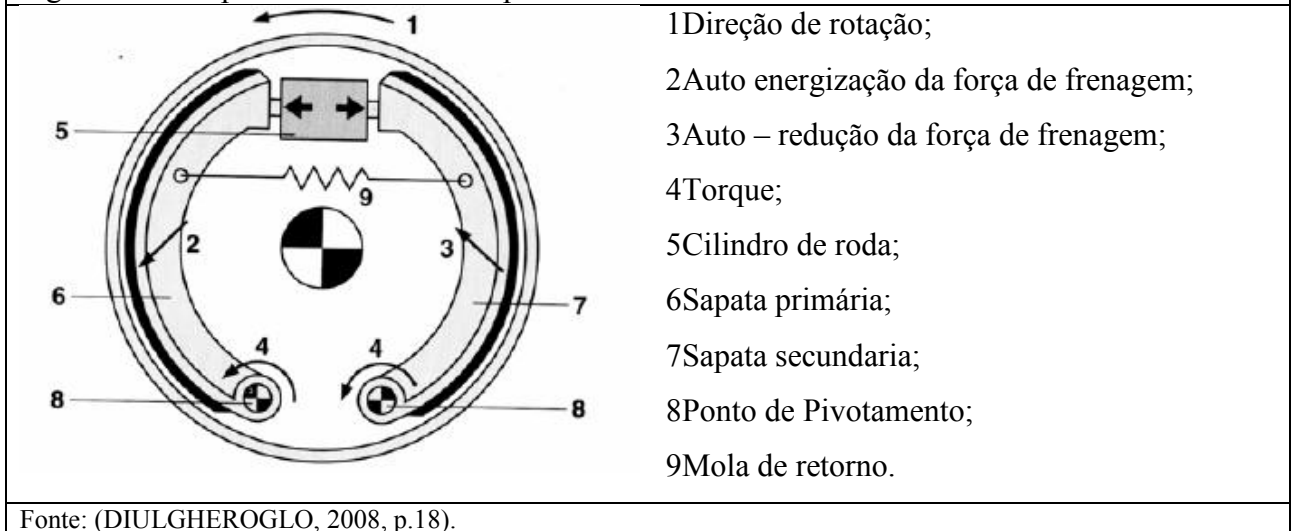
Abaixo serão citados alguns tipos de freios a tambor, seu funcionamento e posteriormente uma comparação entre eles.

2.2.1.1 Freios Simplex

Possuem sapatas primária (primeira sapata após o cilindro atuador, no sentido de giro do tambor) e secundária. São os mais utilizados no mercado. Podem ter atuação hidráulica ou pneumática (Ver Figura 3).

As sapatas agem independentemente. É um freio com menor torque por força exercida pelo pedal de freio. Quando o veículo se movimenta à frente, a sapata primária é mais solicitada do que a sapata secundária, com isso é chamada de sapata energizada e para a sapata secundária chama-se de sapata desenergizada. (BOSCH, 2013).

Figura 3 – Componentes do freio Simplex

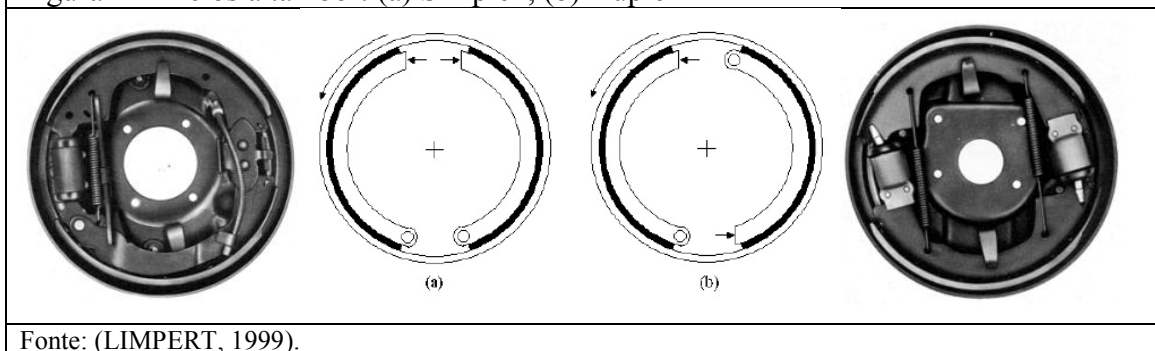


Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.18).

2.2.1.2 Freios Duplex

Utilizam o próprio cilindro de roda como ponto de apoio para as sapatas. O sistema duplex possui as duas sapatas auto – energizadas no sentido de rotação anti-horária e as duas não auto – energizadas no sentido horário (INFANTINI, 2008). Ver Figura 4, uma comparação.

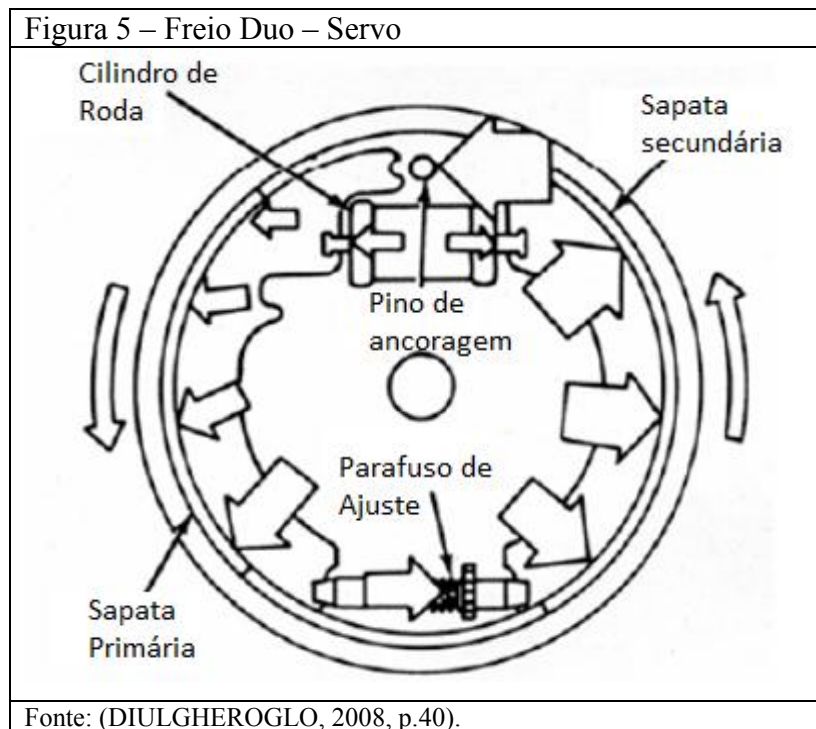
Figura 4 – Freios a tambor: (a) Simplex, (b) Duplex



Fonte: (LIMPERT, 1999).

2.2.1.3 Freios Duo – Servo

Utilizados frequentemente em pick-ups médias e pesadas e SUVs. Diferente do Simplex (ver Figura 5), ambas sapatas são auto-energizadas, nos dois sentidos de giro do tambor. Isso se deve ao fato das sapatas não possuírem ancoragem fixa, apenas um pino de ancoragem junto ao cilindro de freio, permitindo liberdade de giro. A força de atrito gerada pela sapata primária é transferida para a sapata secundária. Tudo isso faz do freio duo – servo extremamente sensível a pequenas variações do nível de atrito do material de fricção utilizado nas lonas de freio. Ao contrário do freio Simplex, a sapata secundária é a que sofre desgaste maior de sua lona de freio. Portanto, para compensar este efeito, os comprimentos de arco das lonas de freio de cada sapata são diferentes, assim como sua posição de montagem. (DIULGHEROGLO, 2008, p.39).



2.2.1.4 Comparação entre os tipos de tambores

Conforme destacado por Halderman, 1996 e Limpert, 1999, construiu-se o Quadro 1, com a comparação entre os sistemas de freio a tambor (INFANTINI, 2008).

O efeito do fade (etapa realizada para avaliar o efeito de aumento da temperatura sobre o desempenho do sistema de freio. São realizadas frenagens repetidas em um curto intervalo de tempo a fim de elevar a temperatura) é mais pronunciado em tambor, por se tratar de uma estrutura fechada e com maior dificuldade de dissipação de calor que os sistemas a disco,

destaca Halderman, 1996. O autor salienta que, ao esquentar, o tambor dilata afastando-se das lonas, requerendo um maior curso do pedal para a aplicação de um torque de frenagem equivalente (INFANTINI, 2008).

Quadro 1 – Características dos sistemas de freio a tambor

Características	Simplex	Duplex	Duo – Servo
Auto - energização	A sapata primaria é auto – energizada e a secundaria é não auto-energizada quando o tambor gira no sentido anti-horário e vice-versa quando o sentido de rotação se inverte.	As duas sapatas são auto – energizadas no sentido de rotação anti-horário do tambor e não energizadas no sentido horário.	As duas sapatas são auto – energizadas qualquer que seja o sentido de rotação do tambor.
Estabilidade do veículo em frenagem	Menos propenso ao bloqueio das rodas que o duo – servo.	Menor propensão ao travamento das rodas, frenagem mais balanceada. É utilizado no eixo traseiro de veículos com elevado carregamento dianteiro.	Maior instabilidade do veículo durante a frenagem, ocorre grande variação do torque para pequenas variações do coeficiente de atrito do par de fricção (mais suscetível ao fade).
Lonas	As lonas da sapata primaria geralmente são mais espessas e tem maior área superficial, pois a sapata primaria sofre maior solicitação por ser a sapata auto – energizada quando o veículo se move para a frente.	A lona da sapata primária é igual à da secundária.	A lona da sapata secundaria é mais larga e de material diferente para igualar os desgastes das duas sapatas. Aproximadamente 70% do torque é produzido pela sapata secundária.
Torque	Normal	É máximo quando as duas sapatas são auto – energizadas e mínimo quando as duas são não auto – energizadas.	Apresentam elevado torque, pois as duas sapatas são auto – energizadas e, além disso, as forças de atrito que atuam em uma das sapatas ajudam a empurrar a outra sapata.
Freio de estacionamento	Bom freio de estacionamento, sempre uma das sapatas é auto – energizada.	Ruim freio de estacionamento, pois se o veículo é parado em subida, as duas sapatas passam a ser não auto – energizadas.	Excelente freio de estacionamento, as duas sapatas são sempre auto – energizadas.

Fonte: Halderman, 1996; Limpert, 1999

2.2.2 Freios à Disco

Sua função é receber a pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre, transformando-a em força mecânica através dos êmbolos, para pressionar as pastilhas de freio contra o disco de freio (BOSCH, 2013).

Apesar de projetados para equipar os freios das rodas dianteiras dos veículos, são atualmente amplamente empregados também nos freios das rodas traseiras dos veículos, devido à sua eficiência, praticidade e baixo custo de manutenção (BOSCH, 2013)

Devido ao seu projeto, não estão sujeitos a certos tipos de defeitos normalmente associados aos sistemas de freio a tambor (causados por sujeira, lama, água, etc.) (BOSCH, 2013)

Como o freio a disco está mais exposto que o freio a tambor, a sua refrigeração é muito maior, principalmente quando o veículo está em movimento, dissipando o calor rapidamente e dificultando que o material de atrito (pastilhas de freio) venha a perder sua eficiência por excesso de calor, quando o freio for muito solicitado (BOSCH, 2013).

Os principais componentes de um freio a disco são:

Caliper: trata-se de uma estrutura mecânica que contém as pastilhas e o pistão. Precisa ser capaz de resistir às elevadas pressões nos sistemas hidráulicos e às forças axiais e tangenciais que são geradas durante a frenagem. Geralmente, os *calipers* são fabricados em ferro fundido nodular, menciona Puhn, 1985 (INFANTINI, 2008). Hoje já existem *calipers* fabricados em alumínio.

Pistão: é o componente que transmite força para a pastilha. É acionado por pressão hidráulica nos sistemas hidráulicos e por um sistema mecânico de alavanca nos sistemas pneumáticos. Nos sistemas hidráulicos é geralmente fabricado em resina fenólica que funciona como isolante térmico e é relativamente leve, menciona Halderman, 1996 (INFANTINI, 2008). (Nota: grande parte dos veículos nacionais utiliza pistão metálico ao invés do fenólico – existe uma tendência atual em se migrar para o fenólico; o grande problema, no Brasil, é a cadeia de fornecedores ainda não desenvolvida).

Pastilhas: é o material de fricção conformado no formato de uma pastilha com forma plana e que é fixado a uma plaqueta metálica cuja finalidade é transmitir de maneira uniforme as forças de atuação do pistão. É pressionada contra o disco durante a frenagem. É geralmente fabricada em material compósito. (INFANTINI, 2008).

Discos: é o componente girante do par de fricção. Pode ser sólido (Figura 6) ou ventilado (Figura 7) para aumentar as trocas térmicas com o ambiente. É geralmente fabricado em ferro fundido cinzento perlítico, menciona Haynes Publishing, 1999 (INFANTINI, 2008). Podem ainda ser perfurados (Figura 9) ou ranhurados (Figura 8) (freios de alta performance).

Figura 6 – Disco Sólido	Figura 7 – Disco Ventilado
	
Fonte: (Birigui peças,2013).	Fonte: (Jocar, 2013).
Figura 8 – Disco Ranhurado	Figura 9 – Disco Furado
	
Fonte: http://autoentusiastas.blogspot.com.br/	Fonte: http://autoentusiastas.blogspot.com.br/

Existem várias configurações possíveis para freios a disco, mas neste trabalho serão citados apenas os dois principais, que são eles: de *caliper* fixo ou flutuante.

2.2.2.1 *Caliper* Fixo

Nesse tipo de construção, o *caliper* de freio não possui movimento relativo em relação ao disco de freio. Normalmente esse *caliper* contém 01 ou mais pares de pistões que atuam de forma simultânea em cada lado do disco. Essa característica construtiva permite que todos os pistões recebam a mesma pressão de linha uma vez que a pressão é equalizada entre eles, pois o fluido de freio circula no interior da carcaça do freio (DIULGHEROGLO, 2008, p.48). Ver Figuras 10 e 11.

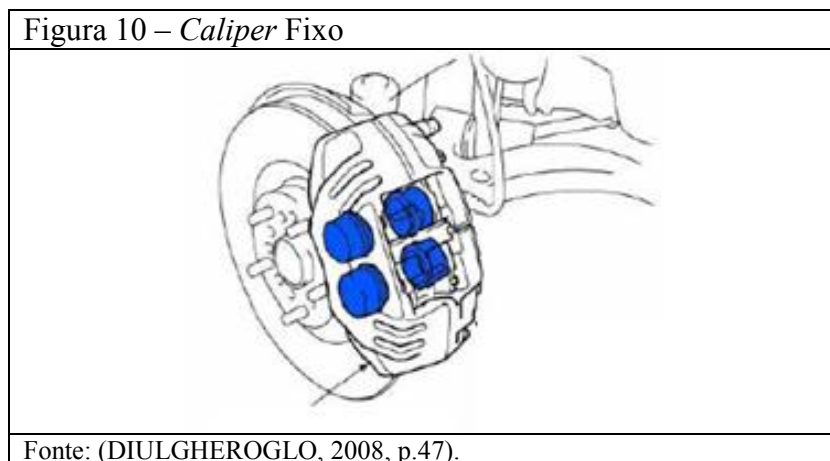
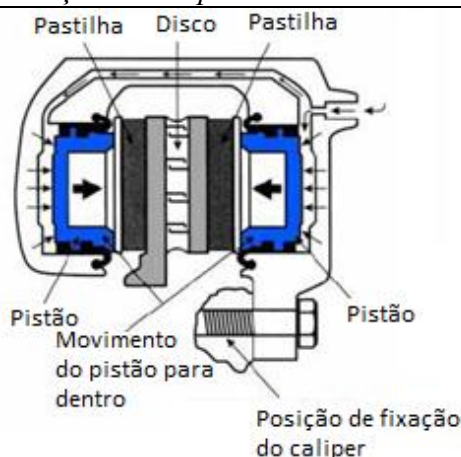


Figura 11 – Esquema de atuação do *caliper* fixo



Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.47).

Os principais componentes de um *caliper* são: carcaça interna, carcaça externa, pistão, anel de vedação, guarda pó, anel do guarda pó, pastilha de freio, mola anti – ruído, pino de retenção e parafuso de sangria. Ver Figura 12.

Figura 12 – Componentes do Caliper

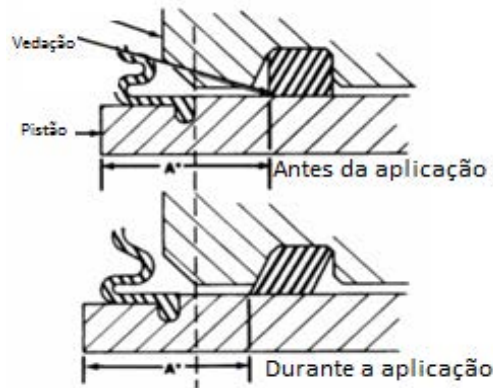


1 –Tampa de proteção; 2 – Guia; 3 – *Caliper* (*Housing*); 4 – Anel de vedação; 5 – Pistão; 6 – Guarda – pó; 7 – Pino guia; 8 – Garfo; 9 – Pastilhas de freio; 10 – Mola anti – ruído.

Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.46).

Um dos itens de maior importância dentre os citados acima é o anel de vedação (Figura 13). É nele que ocorre a manutenção da folga que ocorre entre as pastilhas e o disco de freio, segundo Shigeru, 2012. O autor cita que quando o freio é acionado, o pistão movimenta-se devido a deformação elástica do anel, encostando a pastilha contra o disco, e quando a frenagem chega ao fim, o retorno do pistão é garantido devido ao chanfro e a ação elástica deste anel de vedação.

Figura 13 – Ação do anel de vedação (anel de *holl – back*)



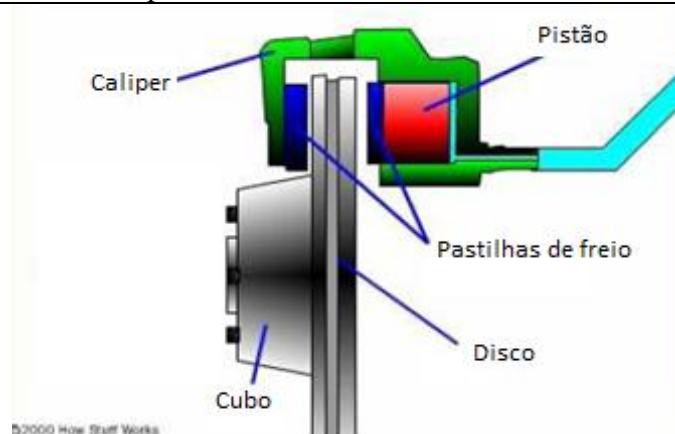
Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.51).

2.2.2.2 Caliper Flutuante

Segundo Diulgheroglo, 2008, o *caliper* flutuante requer menos peças para a sua montagem e funcionalidade. O autor afirma também que este tipo de *caliper* pode ser equipado por dois pistões, dependendo de sua aplicação. A diferença neste tipo de *caliper* em relação ao citado anteriormente é que a localização do pistão é em um dos lados do *caliper* (lado interno da roda). O pistão recebe a pressão hidráulica da linha, dando origem à força de aplicação sobre a pastilha interna. Tocando o disco, a pastilha interna, por reação da ponte, faz com que a pastilha externa também toque o disco (Ver Figura 14).

Esse freio utiliza o recurso de molas de fixação da pastilha interna e mola estabilizadora, que propiciam um funcionamento seguro e silencioso, impedindo assim a geração do efeito “*Rattle*”, que consiste na batida da pastilha de freio no *caliper* quando o veículo trafega em pisos irregulares (DIULGHEROGLO, 2008, p.49).

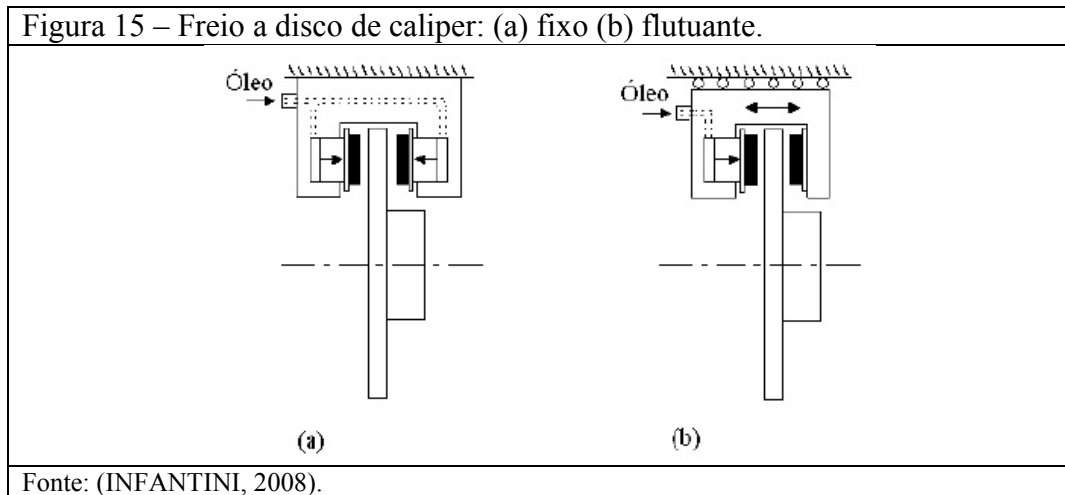
Figura 14 – *Caliper* flutuante



Fonte: (HOW STUFF WORKS, 2000).

2.2.2.3 Comparação entre os tipos de freios a disco

As características dos sistemas de *caliper* fixo e flutuante (Figura 15) serão citados no Quadro 2, conforme destacam Halderman, 1996 e Limpert, 1999.



Quadro 2 – Sistemas *caliper* fixo e flutuante

Características	<i>Caliper</i> Fixo	<i>Caliper</i> Flutuante
Tamanho	Estrutura mais robusta que permite uma maior absorção e dissipação de calor	Estrutura menos robusta e, portanto, tem capacidade de absorver e dissipar menores quantidades de calor. O tamanho compacto facilita a montagem na roda.
Peso	Maior	Menor
Rigidez	Maior	Menor
Distribuição de pressão	Distribuição de pressão mais uniforme nas pastilhas, desgaste mais regular	Distribuição de pressão menos uniforme nas pastilhas devido às deformações mecânicas do sistema, desgaste mais irregular.
Temperatura de operação do fluido de freio	Maior, pois possui pistões de ambos os lados do <i>caliper</i> .	Menor, pois possui pistão apenas de um lado do <i>caliper</i> .
Pontos de vazamento	Mais pontos de vazamento, pois possui pistão de ambos os lados do <i>caliper</i> .	Menos pontos de vazamento, pois possui pistão apenas de um lado do <i>caliper</i> .
Retorno das pastilhas	Retorno eficiente.	Arrasto das pastilhas sobre o disco devido ao retorno insuficiente do pistão, uma vez que deve fornecer folga para as duas pastilhas.
Ruído	Menos ruído.	Maior grau de liberdade que ocasiona mais ruído.
Custo	Maior.	Menor.

Fonte: Halderman, 1996; Limpert, 1999.

2.2.2.4 Freio a disco Integrado

Possuem o freio de serviço independente do freio de estacionamento. *Caliper* do tipo fixo, segundo Diulgheroglo, 2008, com 2 pistões. Este freio é chamado de “*Drum in Hat*”.

O disco de freio utilizado possui o cubo em forma de um pequeno tambor onde o freio de estacionamento, que é do tipo duo-servo, é montado ao conjunto. Os freios a disco tipo *Drum in Hat* (ver Figuras 16 e 17) possuem uma característica muito favorável que é permitir uma boa condição de parada em rampa (*grade hold ability*) sem o correspondente aumento de força de acionamento na alavanca de freio, mesmo porque as lonas de freio que equipam esse tipo de freio possuem, além da característica principal de atrito dinâmico, um bom atrito estático associado. (DIULGHEROGLO, 2008, p.58).

Figura 16 – Freio a disco traseiro “ <i>Drum in Hat</i> ”	Figura 17 – Disco de freio tipo “ <i>Drum in Hat</i> ”
	
Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.58).	Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.58).

2.2.2.5 Freio a disco combinado

O freio a disco combinado foi desenvolvido para atuar sob dois aspectos; como freio de serviço e como freio de estacionamento, e esta é a razão do termo combinado. O mecanismo utilizado no sistema de regulagem da distância (folga) pastilhas x disco ser muito mais complexo (tipo parafuso sem-fim, ou *Ball in Ramp*). Esses freios a princípio requerem maior força aplicada na alavanca de freio, e principalmente uma grande estabilidade do material da pastilha de freio, que não pode apresentar coeficiente de dilatação e crescimento muito altos, caso contrário prejudicam o sistema de regulagem automática de folga pastilha x disco (DIULGHEROGLO, 2008, p.59). Ver Figura 18.

Figura 18 – Sistema de regulagem do freio a disco combinado



Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.59).

2.2.3 Comparação entre sistemas de freio a disco e a tambor

Comparação entre os sistemas de freio a tambor e a disco, tendo como referência Baker, 1987; Halderman, 1996, Limpert, 1999 e Infantini, 2008. Ver Quadro 3.

Quadro 3 – Comparativo entre os sistemas de freio a tambor e a disco

Características	Disco	Tambor
Capacidade de resfriamento	É uma estrutura aberta, portanto o fluxo de ar facilita o seu resfriamento.	É uma estrutura fechada, o calor precisa atravessar o tambor para ser dissipado para o ambiente.
Capacidade de operar em temperaturas elevadas	Ao esquentar o disco dilata axialmente, na direção das pastilhas, aumentando a pressão de contato.	Ao esquentar o tambor dilata radialmente, afastando-se das lonas e reduzindo a pressão de contato.
Raio efetivo de um sistema a disco e outro a tambor equivalente	Menor e, portanto, menor torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada.	Maior e, portanto, maior o torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada.
Auto-energização	Não	Sim
Estabilidade do veículo em frenagem	Maior, devido à ausência do freio auto-energizante.	Menor, devido a presença do freio auto-energizante.
Sensibilidade do pedal de freio	Maior, pois as forças de atrito não afetam as forças normais nas pastilhas.	Menor, pois as forças de atrito afetam as forças normais nas pastilhas (efeito auto-energizante).
Ruído	Mais problemas de ruído.	Menos problemas de ruído.

Desempenho em chuva	Melhor desempenho em chuva, pois a água escoar facilmente pelo disco vertical e a pastilha “raspa” o disco evitando o acúmulo de água.	Caso não sejam devidamente tampados os orifícios de inspeção e manutenção pode ocorrer a entrada e o acúmulo de água, prejudicando o desempenho do sistema.
Manutenção	Manutenção mais simples devido a menor quantidade de componentes.	Manutenção mais complexa.
Peso	Menor	Maior
Freio de estacionamento	Ruim freio de estacionamento devido a ausência do efeito auto-energizante. Além disso, quando os freios estão a uma temperatura elevada e o veículo parado, sendo em seguida acionado o freio de estacionamento, o disco resfria afastando –se das pastilhas e, portanto, reduzindo a pressão de contato entre o par de fricção. Esse efeito pode liberar o freio de estacionamento podendo causar acidentes.	Bom freio de estacionamento devido à presença do efeito auto-energizante e maior raio médio em relação a um freio a disco equivalente.
Custo	Maior	Menor

Fonte: Halderman, 1996; Limpert, 1999; Baker, 1987.

2.2.4 Materiais de Fricção

Desde o surgimento da roda e da necessidade de interromper movimentos por ela gerados, apareceram os primeiros e rudimentares freios. Os mais diversos materiais foram utilizados nesses freios para proporcionarem através do atrito, a geração da força de frenagem necessária para reduzir ou interromper os movimentos. A madeira, o couro, e até feltro foram utilizados como materiais de fricção (DIULGHEROGLO, 2008, p.171).

Por volta de 1880 começou a procura por materiais que suportassem maiores temperaturas, e cabelo, crina, e algodão eram utilizados embebidos com asfalto ou betumem, mas apesar desses produtos terem apresentado alguma melhora, não atendiam suficientemente bem a demanda, mesmo porque, como vimos no histórico do trabalho, eram utilizados nos freios de cinta (*Band Brakes*) que eram sistemas abertos, e deixavam os materiais vulneráveis à lama, areia, água, e por essa razão esses primeiros materiais de fricção tinham sua ação bastante prejudicada (DIULGHEROGLO, 2008, p.171).

Já foi citado neste trabalho que por volta de 1902 Louis Renault idealizou o primeiro freio a tambor (*drum brake*), e foi nos anos que sucederam esse fato que os materiais de fricção tiveram um acentuado progresso na aplicação nos freios (DIULGHEROGLO, 2008, p.171).

A partir de 1927 passaram a ser utilizados os freios com sapatas internas e a partir desta época, verificou-se um acentuado desenvolvimento dos materiais de atrito, junto com a indústria em geral. A necessidade de um atritante que conferisse ao material de fricção boa

resistência mecânica e que suportasse altas temperaturas levou ao uso do amianto (SHIGERU, 2012).

A seguir, o desenvolvimento foi de materiais com fibras alternativas, visando a substituição do amianto, devido suas propriedades cancerígenas. Atualmente, mundialmente existem apenas materiais de atrito sem amianto na aplicação automotiva (SHIGERU, 2012).

Os materiais de fricção podem ser produzidos através de vários processos de mistura, e dependendo de como a resina fenólica (que é o aglutinante da mistura) é inserida no processo, o material de fricção recebe o nome característico desse processo (DIULGHEROGLO, 2008, p.173).

2.2.4.1 Características principais

Segundo Shigeru, 2012, existem algumas características responsáveis pela segurança e o desempenho que as pastilhas e lonas de freio proporcionam. São elas:

2.2.4.1.1 Resistência a perda de nível de atrito

"Fade" é o termo usado para designar o efeito da perda de atrito de uma lona ou pastilha de freio, provocada pelo calor gerado durante as frenagens (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.2 Recuperação

É a importante propriedade das lonas e pastilhas de voltar rapidamente ao nível de atrito original, ao se reduzir a temperatura (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.3 Sensibilidade à velocidade

As características de atrito de uma lona ou pastilha não devem variar com a velocidade do veículo (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.4 Estabilidade

A estabilidade é uma das mais importantes características das pastilhas e lonas de qualidade. É importante que ao longo de sua vida, as pastilhas e lonas mantenham o seu poder de frenagem (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.5 Sensibilidade à água

Sensibilidade à água é outra importante propriedade de segurança. Quando os freios são submetidos à água excessiva, uma segura margem de segurança é proporcionada nas lonas de qualidade. As lonas e pastilhas de baixa qualidade proporcionam pouco ou nenhum atrito quando molhadas (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.6 Mínima sensibilidade à umidade

Os efeitos da umidade atmosférica podem ser opostos aos da umidade excessiva. Pequenas quantidades de umidade, como o orvalho por exemplo, podem aumentar substancialmente o coeficiente de atrito nas primeiras aplicações (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.7 Mínimo desgaste de lonas e pastilhas e mínimo desgaste dos tambores e discos

O uso de lonas e pastilhas de boa qualidade está ligado não só a segurança, como também à economia. O uso deve ser associado ao trabalho executado pelos freios. Uma pastilha ou lona que se desgasta muito rapidamente, pode tornar o freios sensível e irregular (SHIGERU, 2012).

A segurança com os discos e tambores é muitas vezes negligenciada. O tambor é tão importante quanto a lona ao se frear um veículo, o mesmo se aplica quanto as pastilhas e discos. Ambos devem estar isentos de riscos, sulcos e pontos duros (SHIGERU, 2012).

Um tambor de freio ou um disco de freio muito desgastado deforma-se e não pode suportar o calor gerado pela frenagem. Uma lona ou pastilha não deve danificar os tambores ou discos (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.8 Estabilidade dimensional

Toda guarnição aquecida e a seguir resfriada, deve manter inalterada a sua forma e dimensão (SHIGERU, 2012).

2.2.4.1.9 Resistência mecânica

As guarnições devem possuir resistência mecânica suficientes para suportar os inerentes à aplicação a que se destinam. Entre estes salientamos a pressão e o cisalhamento. A compressão é decorrente da ação contra as superfícies atrito e o cisalhamento tem como resultado das forças tangenciais, em função do movimento de rotação (SHIGERU, 2012).

2.2.4.2 Tipos de materiais de fricção e sua produção

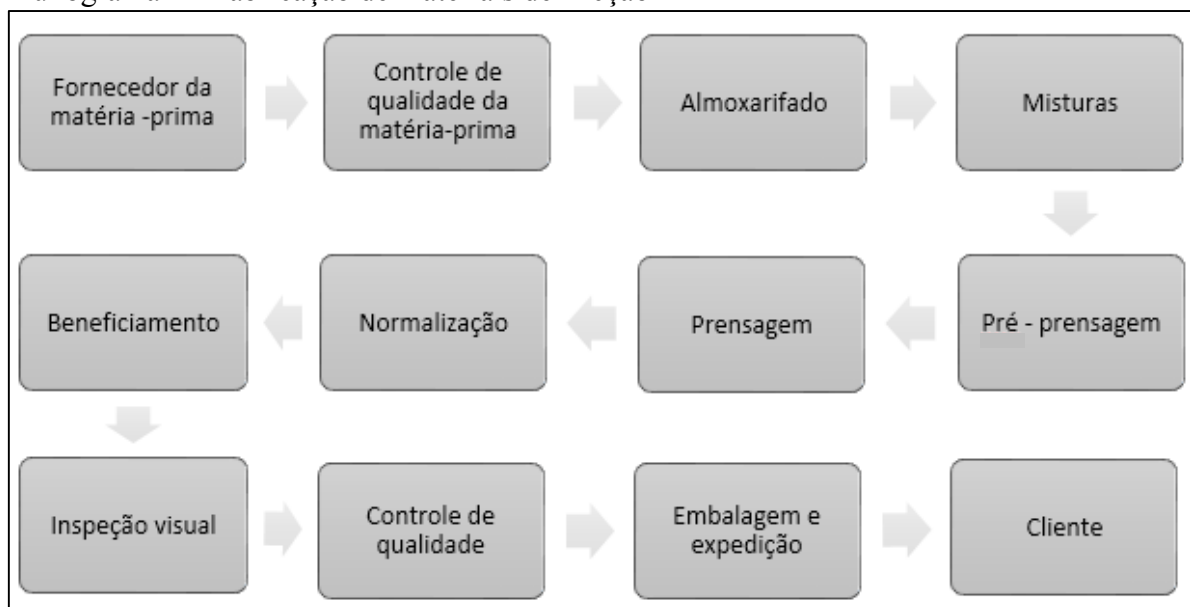
Segundo Shigeru, 2012, os materiais de fricção podem ser moldados (mistura dos componentes é pré-moldada a quente), trançados (composto de cordões ou tecidos de fibras, com ou sem alma metálica, impregnados de resina e prensado a quente), sinterizados (ingredientes em pó misturados e pré-formados em moldes e posteriormente sinterizado em um forno) e por fim materiais cerâmicos (processo de fabricação similar ao material sinterizado).

2.2.4.2.1 Ensaios

Os tipos de ensaios utilizados durante o desenvolvimento e projeto do material de atrito, segundo Diulgheroglo, 2008, pode ser um ensaio **químico** (análise do peso específico, teor de cinzas, teste de *flow* de resinas, a fim de determinar o comportamento dos materiais envolvidos na formulação), ou **Físico**. Os ensaios físicos são divididos em 3 fases: **Ensaio em corpos de prova** (padronizados por normas internacionais e realizados em “maquinas de ensaio físico”), no qual são obtidos os níveis de atrito normal (a frio) e a quente, taxa de desgaste do matéria em massa ou dimensão, estabilidade do material sob carga térmica (fade) entre outros citados por Diulgheroglo, 2008; **Ensaio em escala real em dinamômetro**, que simulam em verdadeira grandeza o carregamento dinâmico por roda e as características de atuação dos freios. Tais ensaios, segundo Diulgheroglo, 2008, seguem padrões definidos por organizações de

normatização internacionais. Entre as organizações citamos a SAE, a ISO, a FMVSS, a ECE, entre outros. No Brasil, a organização responsável pela adaptação das normas geradas no exterior é a ABNT. Essas normas de desenvolvimento e controle são bem conhecidas daqueles que possuem um pouco de experiência na área de freios. Entre elas citamos: ECE R 13, que atende a comunidade europeia, e no Brasil é conhecida como Contran 777; FMVSS 105 e 121, que atendem os USA, onde a 105 foi desenvolvida para freios hidráulicos e a 121 para freios pneumáticos; SAE J 2521 NVH Matrix; SAE J 2522 AK Master (DIULGHEROGLO, 2008, p.189); **Ensaio veiculares**, realizado pela montadora em protótipos, baseados em procedimentos internos, no qual são efetivados ensaios de performance, descida de serra para a verificação do fade, recuperação e transferência de calor ao fluido de freio, bem como testes de durabilidade acelerada e urbana, cita Diulgheroglo, 2008, para verificação de ruídos e vibrações. Após os testes de performance e de durabilidade acelerada em veículo terem apresentado bons resultados, inicia-se a partir desse momento os processos de certificação e liberação para fornecimento à linha de montagem. Junto com os resultados teóricos e práticos, são encaminhados toda a certificação de qualidade do produto, como PPAPs, APQP, FMEA, e outros (DIULGHEROGLO, 2008, p.190). Ver Fluxograma 1.

Fluxograma 1 - Fabricação de materiais de fricção



Fonte: SHIGERU, 2012.

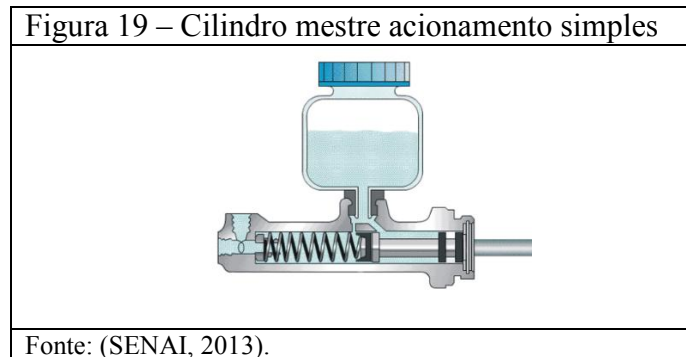
2.2.5 Cilindro Mestre

A função do cilindro mestre é de abastecer o sistema de freio com fluido de freio, vindo do reservatório e gerar a pressão hidráulica. É através do cilindro mestre que o processo de frenagem é iniciado e controlado, visto que ao acionar o pedal de freio, o pistão do cilindro mestre comprime o fluido que se encontra na câmara, gerando pressão em todo o circuito hidráulico do sistema (BOSCH,2013).

2.2.5.1 Acionamento simples

Possui uma câmara de pressão que alimenta os freios das quatro rodas do veículo, havendo perda de pressão em qualquer ponto do sistema de freio (vazamento), perde-se a pressão nos freios das quatro rodas do veículo (BOSH, 2013).

Este tipo de cilindro está em desuso. Seus principais componentes são: reservatório de fluido de freio, pistão, vedador primário, vedador secundário, furo de compensação, furo de alimentação, respiro, corpo do cilindro. Ver Figura 19.



2.2.5.2 Acionamento duplo

Possui duas câmaras de pressão independentes, e cada câmara alimenta duas rodas do veículo, havendo perda de pressão em qualquer ponto do sistema de freio, perde-se a pressão somente nos freios de duas rodas do veículo, possibilitando, assim, que os freios das outras duas rodas continuem operando normalmente (BOSCH, 2013). Ver Figura 20.

Figura 20 – Cilindro mestre de acionamento duplo.

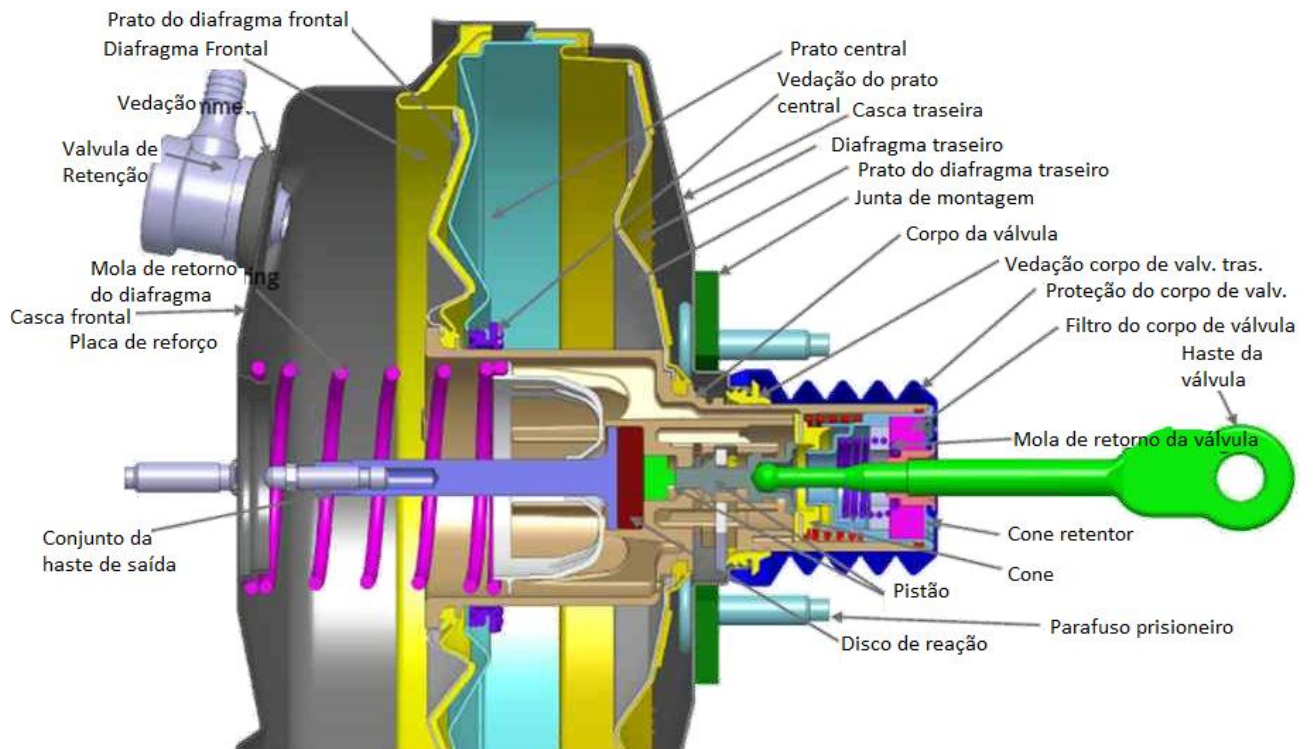


Fonte: (Google Search, 2013).

2.2.6 Servo-Freio (Vacuum Booster)

A função do servo de freio é ampliar a força aplicada pelo motorista no pedal de freio. O processo se dá através da diferença de pressão entre o vácuo gerado pelo motor ou bomba de vácuo e a pressão atmosférica, amplificando a força de atuação sobre o cilindro mestre e proporcionando maior conforto ao motorista (BOSCH, 2013).

Figura 21 – Servo freio com cilindro mestre



Fonte: (BOSCH, 2011).

2.2.6.1 Principais componentes e suas funções

Ver Figura 21.

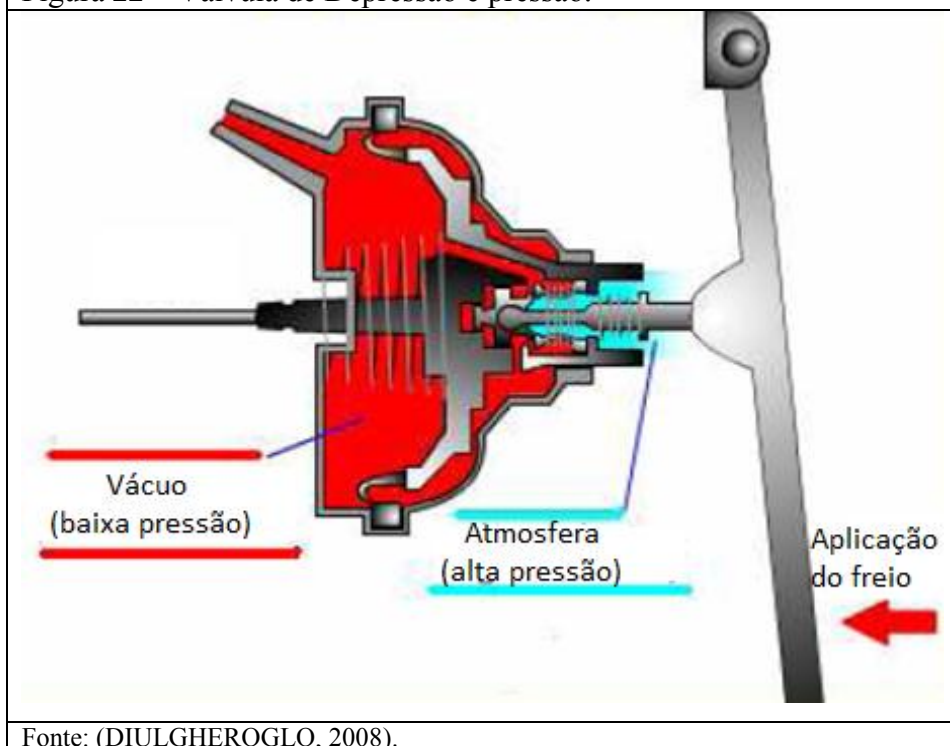
2.2.6.1.1 Válvula de retenção

É uma válvula de sentido único (ou *one-way valve*) cuja função é permitir a retirada do ar da câmara através da sua ligação com o coletor de admissão do ar do motor, criando assim o vácuo (depressão) necessário à boa atuação do servo. Se o motor desligar, ou mesmo houver vazamento na mangueira que liga o coletor à válvula, é ela quem garante que não haverá perda de vácuo no sistema (DIULGHEROGLO, 2008, p.95).

2.2.6.1.2 Válvula de depressão e Válvula de pressão

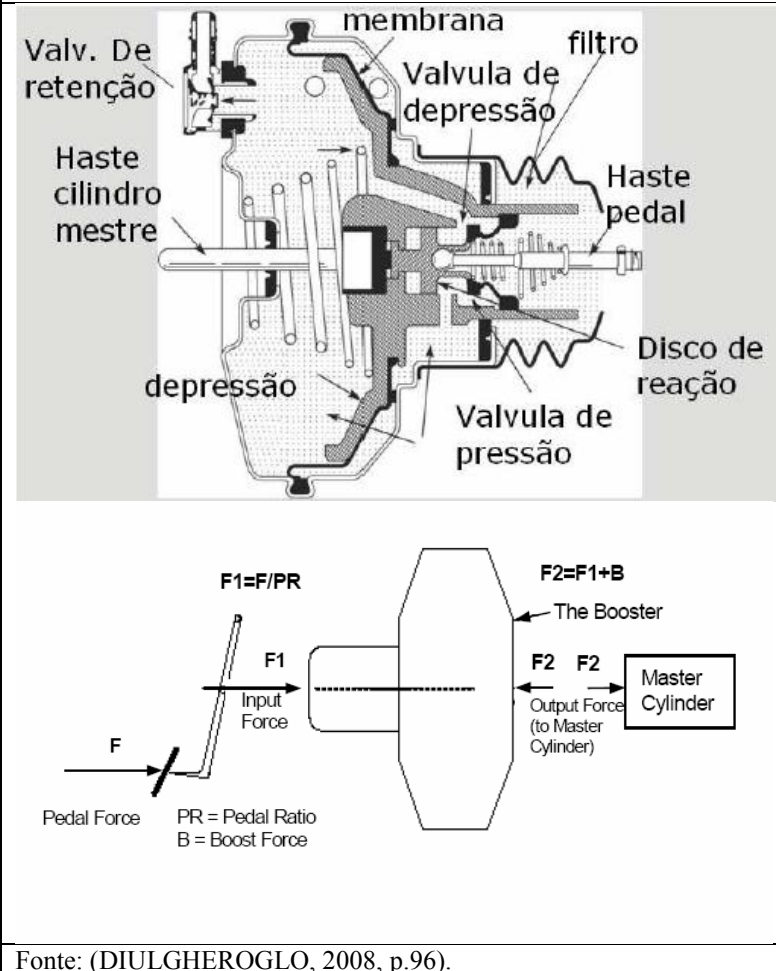
A válvula de depressão é montada na parte anterior do diafragma para impedir a geração de vácuo quando houver a abertura da válvula de pressão atmosférica (DIULGHEROGLO, 2008, p.95). Ver Figura 22.

Figura 22 – Válvula de Depressão e pressão.



2.2.6.1.3 Funcionamento do servo freio

Figura 23 – Servo –freio em corte e aplicação de forças de acionamento.



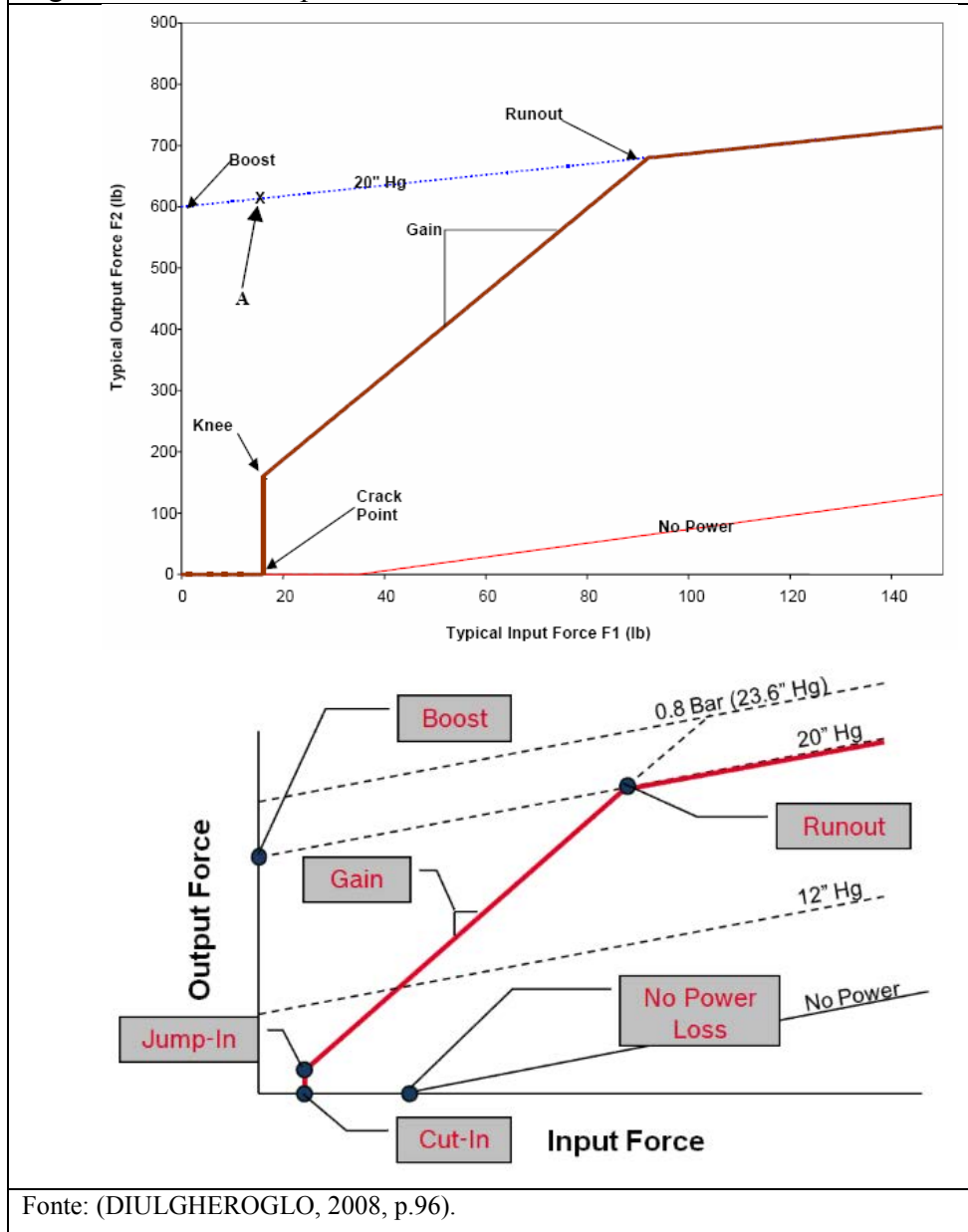
Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.96).

A intensidade da força de acionamento gerada pelo servo-freio vai depender do tamanho do servo-freio e do valor da depressão (vácuo) criado pela sucção do coletor de admissão. Os servos-freios atuais são apresentados em várias dimensões, entre elas, 7, 8, 9 e 10 polegadas (DIULGHEROGLO, 2008, p.96).

Segundo Diulgheroglo, 2008, é aplicada uma força F no pedal de freios, e a partir de uma relação de pedal, essa força é transformada em F_1 , que é a força aplicada na entrada do servo-freio. Dependendo da força de amplificação que o servo é capaz de gerar (depende da relação do servo), será aplicada então a força F_2 na entrada do cilindro mestre. Ver Figura 23.

Cada tipo de servo freio (dependendo principalmente do seu tamanho e configurações internas) possui uma curva de performance. A Figura 24 representa esta curva.

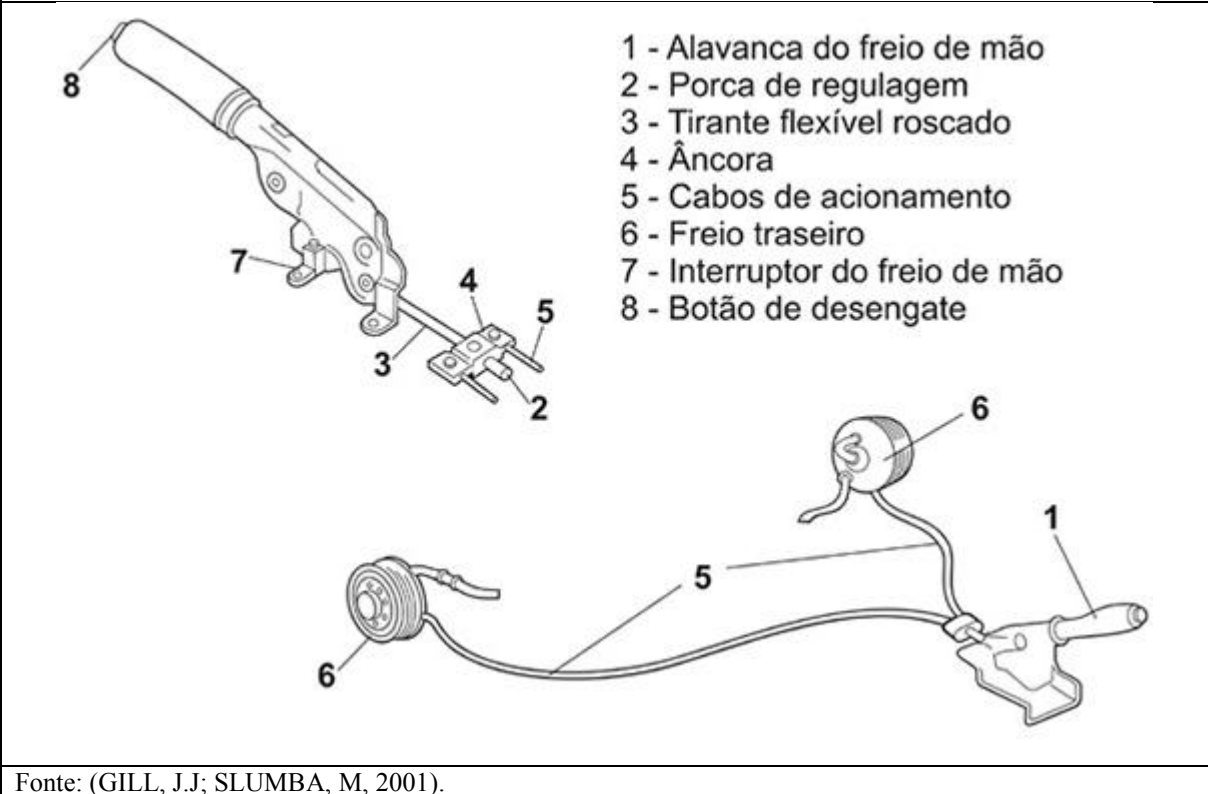
Figura 24 – Curva de performance



2.2.7 Freio de estacionamento

O acionamento de um freio de estacionamento é feito pelo motorista, ao estacionar seu carro, aplicando uma força na alavanca situada no interior do veículo. Neste capítulo abordaremos o funcionamento desta ação, e os componentes que compõem o sistema. Como estudado anteriormente, o freio de estacionamento é acionado nas rodas traseiras do veículo, através da tração de cabos. É necessário cumprir normas de estacionamento em rampas, para garantir o total funcionamento deste sistema, em qualquer posição do automóvel, evitando assim acidentes. Ver Figura 25 os componentes do sistema.

Figura 25 – Sistema de freios de estacionamento e seus componentes.

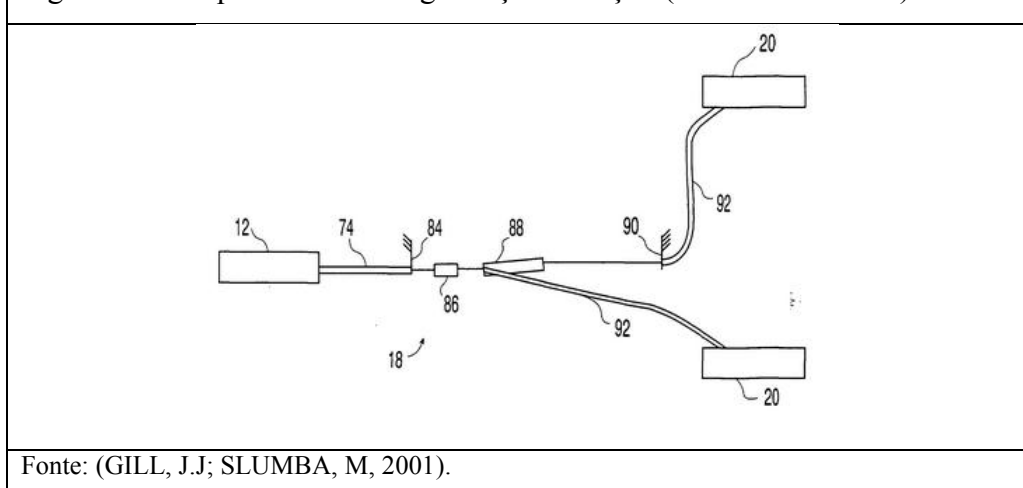


Fonte: (GILL, J.J; SLUMBA, M, 2001).

Para sistemas a cabo e alavanca, basicamente existem duas configurações possíveis. São elas ação e reação (*conduit reaction*) e cabo em Y ou ação direta (*straight pull* ou *direct pull*). Atualmente a tecnologia de freio de estacionamento eletrônico está se difundindo, mas ainda está a um custo elevado para sua aplicação em veículos de determinadas categorias.

2.2.7.1 Ação e Reação (*Conduit Reaction*)

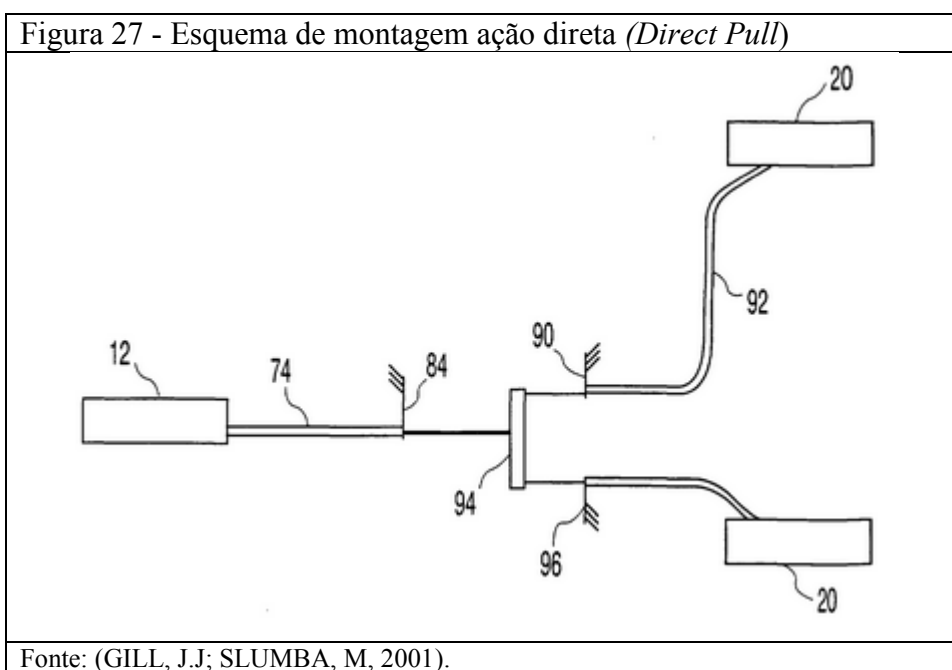
Figura 26 – Esquema de montagem ação e reação (*Conduit Reaction*)



Fonte: (GILL, J.J; SLUMBA, M, 2001).

“Como ilustrado na Figura 26, o sistema de cabo (18) é um sistema de ação e reação, que transmite a carga para os freios traseiros (20). O sistema de cabo inclui: o primeiro cabo (74) que se estende desde o cabo do dispositivo de tensionamento (12), um ponto de fixação (84), um acoplador (86), um suporte de reação (88), um segundo ponto de fixação (90), e dois cabos traseiros (92) estendendo-se até os freios traseiros (20).” (GILL; SLUMBA, 2001, tradução nossa).

2.2.7.2 Ação direta (*Direct pull*)



“Como apresentado na Figura 27, o sistema de cabo (18) pode, alternativamente, ser um sistema de ação direta. O sistema de cabos é similar à da figura 26, mas não inclui o acoplador (86) ou o suporte de reação (88) e, no lugar, utiliza um equalizador (94) e um terceiro ponto de fixação (96). Os cabos (74) e (92) são, flexíveis e que transferem o movimento.” (GILL; SLUMBA, 2001, tradução nossa).

2.2.7.3 Regulagem automática

O desgaste do material de atrito provoca um aumento da distância relativa entre as sapatas e o tambor e conseqüentemente um maior curso do pistão, cuja conseqüência é o aumento de curso de acionamento do pedal de freio. Quando isto ocorre há necessidade de reajustar a folga

entre a lona e o tambor, ou seja compensar no diâmetro de abertura das sapatas o desgaste do material. Os freios modernos incorporam mecanismo de ajuste automático (SHIGERU, 2012).

2.2.8 Válvulas

Sua principal função é controlar a pressão que é direcionada a cada eixo, visando uma melhor distribuição das forças de frenagem. Sua aplicação depende dos parâmetros do projeto, assim como sua configuração. Alguns tipos de válvulas serão citadas a seguir.

2.2.8.1 Válvulas de corte fixo

As válvulas proporcionadoras (equalizadoras) ou de ponto de corte fixo, foram desenvolvidas para limitar a pressão hidráulica de freio entre o eixo dianteiro e traseiro (DIULGHEROGLO, 2008, p.107).

Parte do carregamento do eixo traseiro é transferido para o eixo dianteiro. Ao frear um veículo, a pressão de frenagem é praticamente igual no eixo dianteiro como no eixo traseiro. A função da válvula proporcionadora ou de ponto de corte fixo é limitar a pressão máxima a ser entregue para o freio traseiro, de modo que quando da transferência dinâmica de carga, as rodas do eixo traseiro não bloqueiem e percam a sua aderência com o solo, colocando em risco a estabilidade direcional do veículo, e conseqüentemente, sua segurança (DIULGHEROGLO, 2008, p.107).

Essas válvulas podem ser montadas na saída do cilindro mestre, no eixo traseiro do veículo, ou ainda, são embutidas no próprio cilindro de roda, e podem ser reguladas para a condição de veículo vazio e carregado. Porém para isso se faz necessário conhecer as condições de projeto do veículo, como distância entre eixos, altura do centro de gravidade, transferência dinâmica de carga, entre outras características (DIULGHEROGLO, 2008, p.107).

2.2.8.2 Válvula de antecipação de pressão

Essa válvula é normalmente posicionada no circuito hidráulico do freio dianteiro, nos carros equipados com freios a disco e freio a tambor. Ao acionarmos o pedal de freio, a função dessa válvula é evitar que os freios a disco já estejam aplicados antes mesmo das lonas de freio entrarem em contato com o tambor de freio no eixo traseiro, mesmo porque as sapatas do freio

a tambor tem que vencer a força das molas de retorno, o que não acontece no freio a disco, cuja atuação e contato é quase que imediato (DIULGHEROGLO, 2008, p.108).

A válvula então permite que uma pequena antecipação hidráulica, ou pressão pré-operativa ($\pm 0,5$ bar) aconteça no eixo traseiro de modo que os dois freios atuem simultaneamente (DIULGHEROGLO, 2008, p.108).

2.2.8.3 Válvula sensível a carga (LSV)

Esta válvula é fixada simultaneamente ao eixo traseiro do veículo e ao seu chassi. De acordo com a variação da altura do chassi do veículo em relação ao eixo traseiro, ocasionada pelo aumento no carregamento do eixo traseiro, a válvula permite maior passagem de pressão de fluido para o cilindro de roda, proporcionando assim maior participação de freio ao eixo (DIULGHEROGLO, 2008, p.109).

2.2.9 ABS (*Anti-Lock Braking System*)

Heinz Lieber desenvolveu o primeiro ABS para um automóvel Daimler-Benz em 1964. O sistema de freio anti-bloqueio foi desenvolvido para proporcionar eficiência máxima de frenagem nas mais diversas condições de piso, principalmente onde o coeficiente de aderência pneu x solo está comprometido, permitindo desta forma otimizar a distância de parada e principalmente, manter a capacidade de controlar a dirigibilidade do veículo. A teoria por trás do funcionamento do ABS é bem simples, mas sua caracterização muito complexa. Ele faz esse trabalho monitorando a pressão de freio em cada roda. (DIULGHEROGLO, 2008, p.159).

2.2.9.1 Componentes principais

O sistema ABS é constituído de quatro componentes principais, segundo Diulgheroglo, 2008: o controle eletrônico, os sensores de velocidade, as válvulas de controle e a bomba hidráulica (DIULGHEROGLO, 2008, p.160).

Existem diferentes algoritmos de controle para um sistema ABS, porém o mais simples para ser entendido é o **sensor de velocidade**. Esses sensores controlam constantemente a velocidade das rodas, de forma a detectar qual roda (ou rodas) está (estão) prestes a entrar em bloqueio em função de uma determinada desaceleração imposta ao conjunto, e o **controle**

eletrônico do ABS, que é um microprocessador montado no carro, monitora os sensores de velocidade. As **válvulas**, que são no circuito hidráulico do sistema primário e secundário do freio de cada roda, são controladas igualmente pelo controle eletrônico do ABS (DIULGHEROGLO, 2008, p.160).

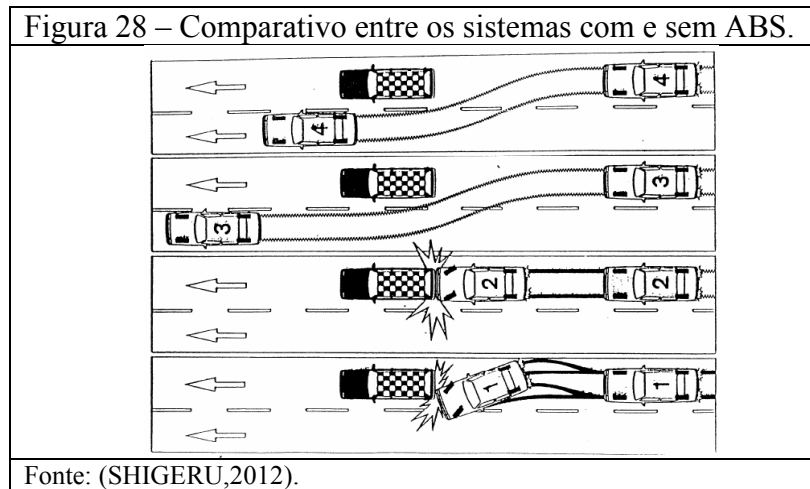
A **unidade hidráulica** assume as funções de suprimento de energia, acionamento dos freios e aumento de força de frenagem, bem como da modulação de pressão para a regulação anti-blocante (SHIGERU, 2012).

2.2.9.2 Funcionamento

O microprocessador do ABS controla constantemente os sensores de velocidade. Ele está programado para detectar desacelerações que estão fora do padrão normal. Assim que uma roda bloqueia, ela passa por uma rápida desaceleração e pára de girar em menos de 1 segundo. Porém, em condições normais de aderência, para uma desaceleração normal de parada total de 96 Km/h para 0, uma roda sem entrar em bloqueio pára de girar em pelo menos 5 segundos. O ABS então compara essas duas situações, e sabe que uma desaceleração que faz a roda parar de girar em menos de 1 segundo é impossível. Assim, o microprocessador envia um sinal para a válvula daquela roda, que reduz a pressão de aplicação, até que o microprocessador detecta novamente uma “aceleração” na roda. Então, ele envia novamente um sinal para que haja um novo acréscimo de pressão naquela roda que começou a acelerar, e novamente impõe à mesma uma desaceleração, efetivando esse monitoramento em um ciclo contínuo. O sistema realiza esses ciclos muito rapidamente, antes mesmo do pneu conseguir mudar sua velocidade. O resultado é que os pneus diminuem sua rotação na mesma taxa do veículo, permitindo que os freios trabalhem muito próximos ao limite de aderência pneu x solo (DIULGHEROGLO, 2008, p.161).

O pulsar do pedal do freio quando o ABS está em operação é devido à rápida abertura e fechamento das válvulas. Alguns sistemas de ABS fazem esse ciclo durante uma frenagem pelo menos 15 vezes (DIULGHEROGLO, 2008, p.162).

2.2.9.3 Comparativo (SHIGERU,2012)



1- Veículo sem o sistema ABS, todas as rodas bloqueiam e o veículo fica totalmente sem controle (SHIGERU,2012).

2- Veículo com sistema ABS de um canal aplicado somente no eixo traseiro, permite o bloqueio das rodas dianteiras, tornando a frenagem incontrolável e ocasionando a colisão com o outro veículo (SHIGERU,2012).

3- Veículo com sistema ABS de dois canais, sistema em diagonal, todas as rodas permanecem sob controle. O controle direcional permite o desvio do outro veículo, porém a distância de parada é longa.

Obs: o não bloqueio das rodas traseiras é possível graças ao correto balanceamento dos sistema de freio (SHIGERU,2012).

4- Veículo com sistema ABS de quatro canais, todas as rodas permanecem sob controle, a frenagem é ótima, o veículo possui estabilidade e dirigibilidade (SHIGERU,2012).

2.2.10 EBD (*Electronic Brake Force Distribution*)

O sistema de distribuição eletrônico da força de frenagem foi desenvolvido para ajustar dinamicamente a distribuição da força de frenagem em todas as rodas do veículo. Para as rodas traseiras o EBD faz eletronicamente o que as válvulas proporcionadoras ou de ponto de corte fixo fazem mecanicamente. No entanto sua atuação é muito mais efetiva, uma vez que com base no sensoramento eletrônico ele pode permitir pressões mais altas para as rodas traseiras de modo que as mesmas atinjam a máxima eficiência de frenagem sem ocasionar bloqueios nas mesmas e instabilidade direcional. Já a válvula de ponto de corte fixo restringe a pressão até

certo limite. O EBD aplica através de controle eletrônico a melhor força de frenagem, uma vez que ele reconhece que as condições de dirigibilidade, as situações de frenagem, e a distribuição de carga no veículo são únicas e em constantes alterações (DIULGHEROGLO, 2008, p.163).

Trabalhando junto com o ABS, o EBD utiliza sensores para determinar quais rodas propiciariam as máximas condições de frenagem, não importando que sejam as dianteiras ou traseiras, direitas ou esquerdas. O resultado final é uma frenagem mais efetiva e precisa, sob todas as condições, permitindo maior estabilidade ao veículo em desacelerações severas, reduzindo o “mergulho” da parte dianteira do veículo (DIULGHEROGLO, 2008, p.163).

2.2.11 EBA (*Electronic Brake Assist*)

O EBA foi desenvolvido para auxiliar as frenagens em situações de emergência. Algumas vezes o motorista não aplica pressão suficiente nos freios, e em outras ele fica hesitante em relação a uma aplicação violenta dos freios. Esses sistemas são montados junto aos servos freios, e podem ser mecânicos ou eletrônicos (trabalhando junto com a interface do ABS) (DIULGHEROGLO, 2008, p.164).

Seu princípio de funcionamento consiste em detectar a velocidade de aplicação do pedal de freio e desta forma reconhecer se a freada é ou não de emergência ou pânico. A partir dessa análise prévia, ele ativa o servo freio ou a unidade hidráulica, e assim, mesmo com forças moderadas aplicadas no pedal de freio, a máxima desaceleração é atingida (DIULGHEROGLO, 2008, p.164).

2.2.12 ESC (*Electronic Stability Control*)

O ESC ou ESP (*Electronic Stability Program*) é capaz de monitorar a velocidade de cada roda do veículo, a fim de controlar e corrigir possíveis atuações do piloto em situações emergenciais, mantendo uma trajetória segura. O sistema é controlado por um processador central, um computador cujo software tem a capacidade de interpretar o comportamento do veículo e detectar se há risco de perda da estabilidade.

Para fazer a leitura dos dados, o processador central conta com o auxílio de um conjunto de sofisticados sensores. Em cada uma das rodas há um sensor de velocidade, responsável por informar se há risco de travamento ou giro em falso (BOSCH, 2012).

No centro do veículo existe um sensor de aceleração lateral da carroceria e de sua rotação em torno do seu próprio eixo vertical (YAW), e finalmente existe um outro sensor instalado no volante de direção, que indica a intenção de direção do motorista (BOSCH, 2012).

Com as informações enviadas pelos sensores, o processador central compara o ângulo e a velocidade de esterçamento imposta pelo motorista ao volante com a resposta do veículo, medida pelo sensor de aceleração lateral e YAW. Havendo diferença entre as duas medidas, o ESP, sem nenhuma intervenção do motorista, poderá reduzir o torque ou aplicar o freio em uma ou mais rodas para estabilizar o veículo (BOSCH, 2012).

Se, por exemplo, apesar de estar com o volante totalmente virado para a esquerda, o veículo estiver ameaçando derrapar para a direita - o que indicaria uma situação de desvio de emergência sem controle numa situação normal -, o ESP vai atuar freando uma ou mais rodas de forma a garantir que o veículo siga a trajetória imposta pelo motorista ao volante, e consequentemente sua estabilidade. Isso ocorrerá toda vez que houver risco de perda da estabilidade (BOSCH, 2012).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Seguindo com o projeto, após o embasamento teórico, neste capítulo será abordada a parte de cálculos e fundamentos físicos do dimensionamento de um sistema de freios.

Em primeiro lugar foi realizada uma pesquisa bibliográfica com os temas pertinentes, criando um acervo bibliográfico para auxiliar na elaboração conjunto, envolvendo aspectos fundamentais de um sistema de freios de modo geral.

Em segundo lugar foi elaborada uma planilha no Excel para a facilitação dos cálculos e escolha dos componentes viáveis ao projeto.

3.1 PRINCÍPIOS FUNDAMENTAIS

3.1.1 Leis físicas

Os Freios, ao atuarem, efetuam seu controle através da transformação da energia cinética do veículo, ou seja, a energia do veículo devida ao movimento, em energia térmica, que é dissipada na forma de calor (DIULGHEROGLO, 2008, p.12).

Outra lei física aplicada ao sistema de frenagem está no princípio de Pascal. A pressão de um líquido contido em um sistema de vasos comunicantes é igualmente distribuída em todas as direções (SHIGERU, 2012).

Portanto, ao dimensionar um sistema, será realizada uma análise entre a relação de áreas, priorizando o conforto do motorista ao acionar o sistema.

3.1.2 Aderência pneu x solo

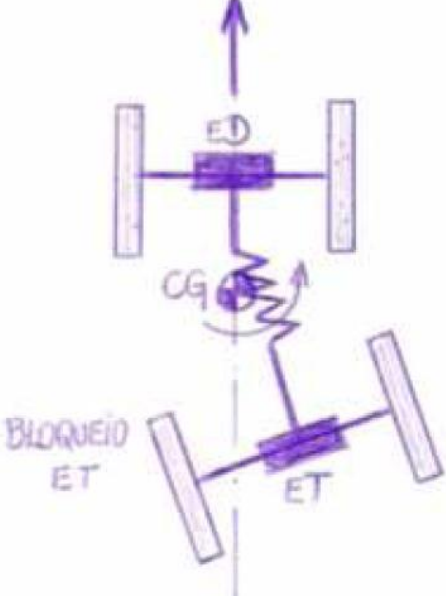
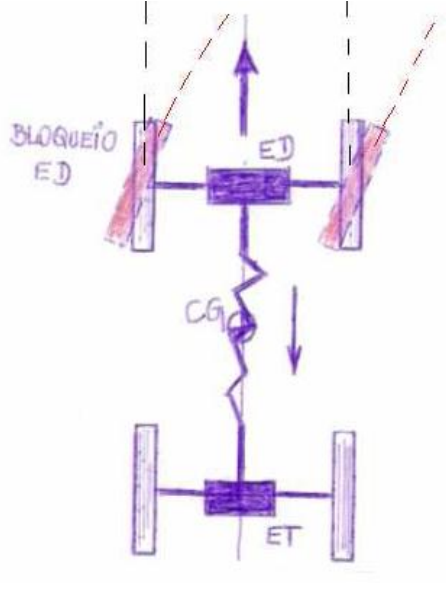
Ao considerar uma situação ideal, onde todas as rodas são freadas no limite de aderência pneu x solo, poderemos então considerar que aderência dianteira = aderência traseira (DIULGHEROGLO, 2008, p.118).

Porém a situação ideal seria utópica, uma vez que o ponto máximo de aderência pneu x solo é difícil de ser determinado, e a desaceleração ideal é difícil de ser obtida, por duas razões;

- a desaceleração real é proporcionada por uma relação fixa obtida da participação dos eixos dianteiros e traseiros, (uma equação linear), enquanto a aceleração real originasse através de uma equação do 2.o grau (DIULGHEROGLO, 2008, p.118).

- como a força de frenagem da roda concentra-se em uma pequena superfície entre pneu x solo, existe um escorregamento relativo entre as partes, ocasionando variação na curva de aderência (DIULGHEROGLO, 2008, p.118).

A diferença entre a velocidade do veículo e a velocidade do pneu aumenta até atingir um valor máximo, que irá representar o limite entre a região estável e instável. Quando ocorre o bloqueio da roda, haverá diminuição do valor da aderência. A perda maior ocorre porém no sentido perpendicular, onde a aderência lateral tende a zero. Assim, sempre que ocorrer travamento da roda dianteira (Figura 30) o veículo perderá o controle direcional porém, a frenagem será estável. Por outro lado, sempre que houver travamento da roda traseira (Figura 29), haverá instabilidade direcional (tendência de giro do veículo), preservando-se a dirigibilidade (SHIGERU, 2012).

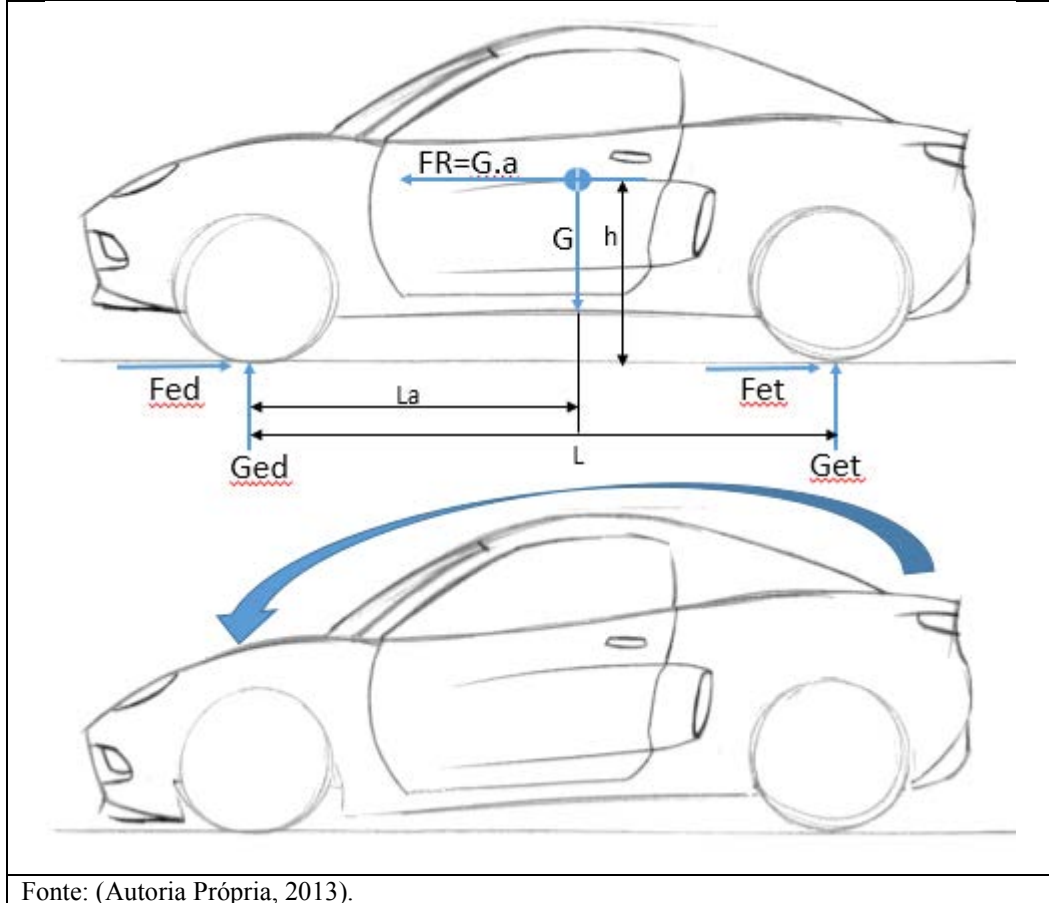
Figura 29 – Bloqueio eixo traseiro	Figura 30 – Bloqueio eixo dianteiro
	
Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.121).	Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008, p.121).

3.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA (EXCEL)

Nos próximos subcapítulos será demonstrada a teoria e aplicação dos cálculos preliminares de um sistema de freios genérico, adotado como projeto *Chronos*, representando um conjunto viável, porém fictício, por termos de sigilo impostos pela General Motors do Brasil. Cada item será representado pela sua fundamentação teórica e em seguida os procedimentos para a criação da planilha.

3.2.1 Determinação das curvas ideais

Figura 31 – Distribuição das forças atuantes e transferência dinâmica de carga.



Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Segundo Shigeru, 2012, o cálculo das forças ideais de frenagem é um item importante para o desenvolvimento do sistema de freios e para estes cálculos, serão feitas algumas aproximações, que não comprometerão os resultados finais:

- Durante a frenagem, o centro de gravidade não sofre alterações;
- O pneu e a suspensão não sofrem quaisquer deformações (como se fossem blocos rígidos).

Utilizando a Figura 31 como referência, serão analisadas as forças e os equacionamentos iniciais. Como referência foi utilizada a apostila de Shigeru, 2012, para todos os itens e equacionamentos de cálculo abaixo.

Para o equilíbrio longitudinal tem-se:

$$FR = FF = FED + FET \quad (1)$$

Sendo FR a força de retardamento. A partir dela é originado um momento, e consequentemente uma transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro.

$$G_{din} = \frac{G \cdot a \cdot h}{L} \quad (2)$$

Analisando estaticamente:

- Somatória do momento no eixo dianteiro é igual a zero, portanto:

$$G \times L_a = G_{ET} \times L \quad (3)$$

$$G_{ET} = \frac{G \times L_a}{L} \quad (4)$$

- Somatória do momento no eixo traseiro é igual a zero, portanto:

$$G_{ED} \times L = G \times (L - L_a) \quad (5)$$

$$G_{ED} = \frac{G \times (L - L_a)}{L} \quad (6)$$

Analisando dinamicamente:

$$G_{ED}^* = G_{ED} + G_{DIN} = \frac{G(L - L_a)}{L} + \frac{G \cdot a \cdot h}{L} = \frac{G}{L} \cdot [(L - L_a) + a \cdot h] \quad (7)$$

$$G_{ET}^* = G_{ET} - G_{DIN} = \frac{G \cdot L_a}{L} - \frac{G \cdot a \cdot h}{L} = \frac{G}{L} \cdot (L_a - a \cdot h) \quad (8)$$

Sabe-se ainda que:

$$F_{ED} = f_{ED} \cdot G_{ED}^* \quad (9)$$

$$F_{ET} = f_{ET} \cdot G_{ET}^* \quad (10)$$

Considerando as seguintes simplificações:

$$\chi = \frac{h}{L} \quad (11)$$

$$\psi = \frac{L_a}{L} = \frac{G_{ET}}{G} \quad (12)$$

Reformulando a equação 8, levando em consideração as equações 11 e 12, tem-se:

$$\frac{G_{ET}^*}{G} = \left(\frac{L_a}{L} - \frac{a \cdot h}{L} \right) = (\psi - a \cdot \chi) \quad (13)$$

Substituindo as equações 9 e 10 nas equações 7 e 8, respectivamente, tem-se:

$$\frac{F_{ET}}{G} = f_{ET}(\psi - a \cdot \chi) \quad (14)$$

$$\frac{F_{ED}}{G} = f_{ED}(1 - \psi + a \cdot \chi) \quad (15)$$

Considerando $f_{ED} = f_{ET} = a$ (mesma aderência em ambos os eixos, chega-se finalmente em:

$$\frac{F_{ET}}{G} = F_{ET}^* = f \cdot (\psi - f \cdot \chi) \quad (16)$$

$$\frac{F_{ED}}{G} = F_{ED}^* = f \cdot (1 - \psi + f \cdot \chi) \quad (17)$$

G = Peso do veículo no centro de gravidade (CG);

G_{ed} = Componente do peso sobre o eixo dianteiro;

G_{et} = Componente do peso sobre o eixo traseiro;

F_{ed} = Força de frenagem no eixo dianteiro;

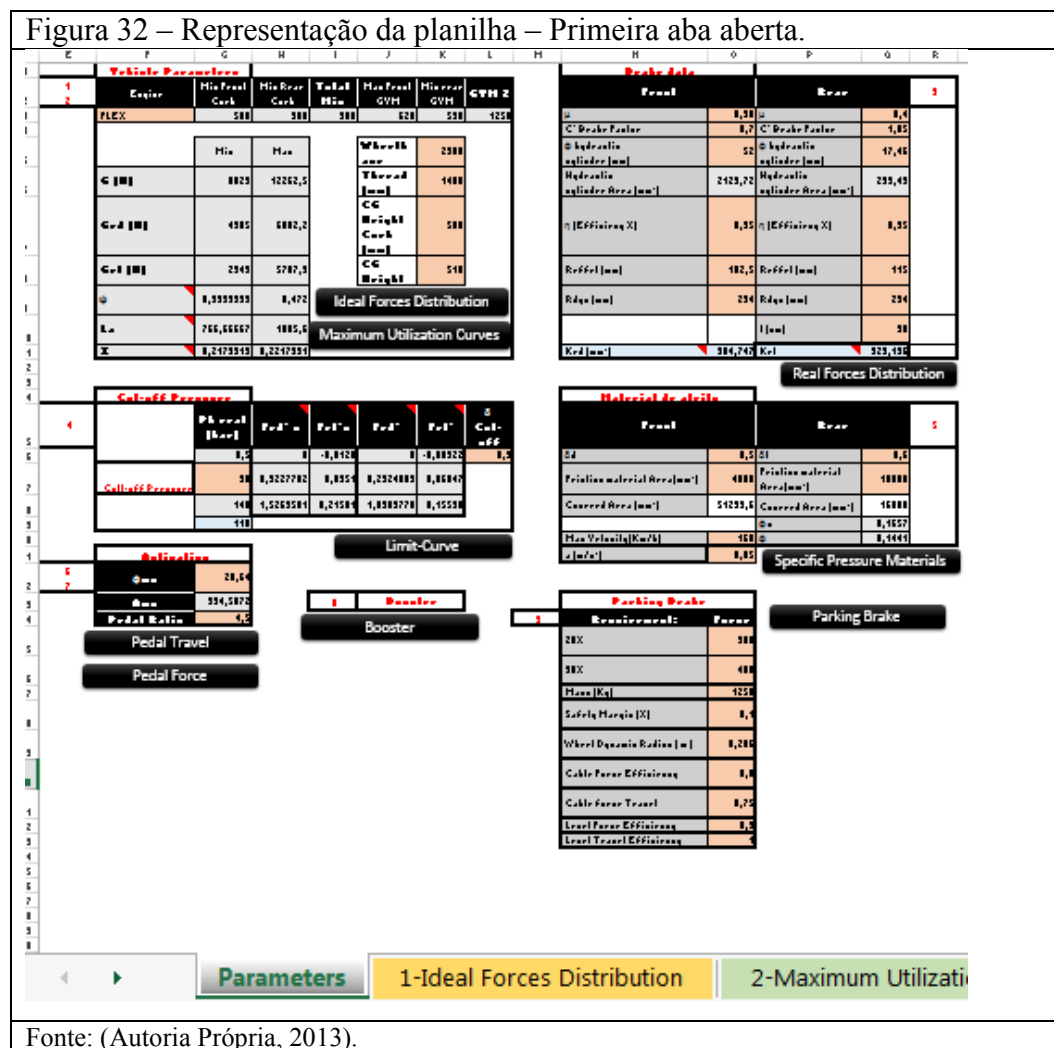
F_{et} = Força de frenagem no eixo traseiro;

L = Distância entre eixos;

h = Altura do centro de gravidade (CG);

f = Coeficiente de aderência pneu x solo;

Através destes equacionamentos, construiu-se a aba 1 da planilha, referente aos cálculos das forças ideais de frenagem. Todos os dados são imputados na primeira aba, na qual podem ser alterados posteriormente para análise de diversas configurações diferentes.



A Figura 32 permite a percepção de que a numeração das abas não começa na primeira. Portanto, quando citada “aba 1”, entende-se ser diferente de “primeira aba”. Na primeira aba, chamada de “Parâmetros”, todos os dados referentes a todas as demais abas são imputados. Estes dados possuem equacionamento direto, que quando alterados realizam o cálculo automático da nova configuração. A seguir todas as abas ilustradas na Figura 32 serão novamente expostas, em tamanho maior, para melhor visualização.

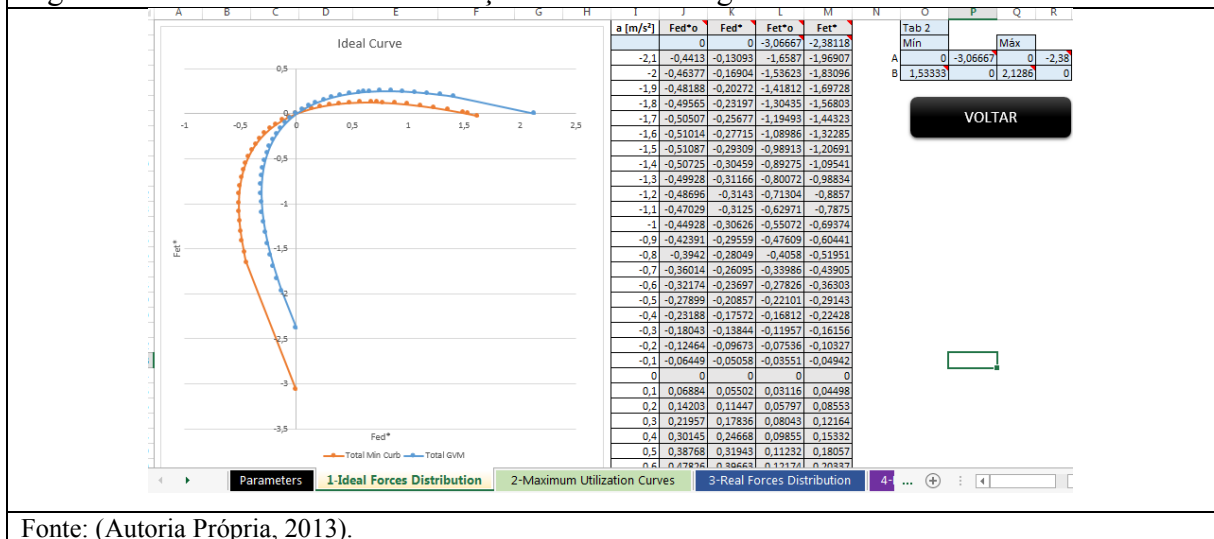
Figura 33 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 1.

Vehicle Parameters							
1	Engine	Min Front Curb	Min Rear Curb	Total Min Curb	Max Front GVM	Min rear GVM	GVM 2
2	FLEX	500	300	900	620	590	1250
		Min	Max		Wheelbase [mm]	2300	
	G [N]	8829	12262,5		Thread [mm]	1400	
	Ged [N]	4905	6082,2		CG Height Curb [mm]	500	
	Get [N]	2943	5787,9		CG Height GVW [mm]	510	
	ψ	0,33333333	0,472	Ideal Forces Distribution			
	La	766,666667	1085,6	Maximum Utilization Curves			
	X	0,2173913	0,22173913				

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Na Figura 33 está um exemplo de dados. A cada célula com fórmulas, existe um comentário indicando qual é a formula que leva ao resultado apresentado.

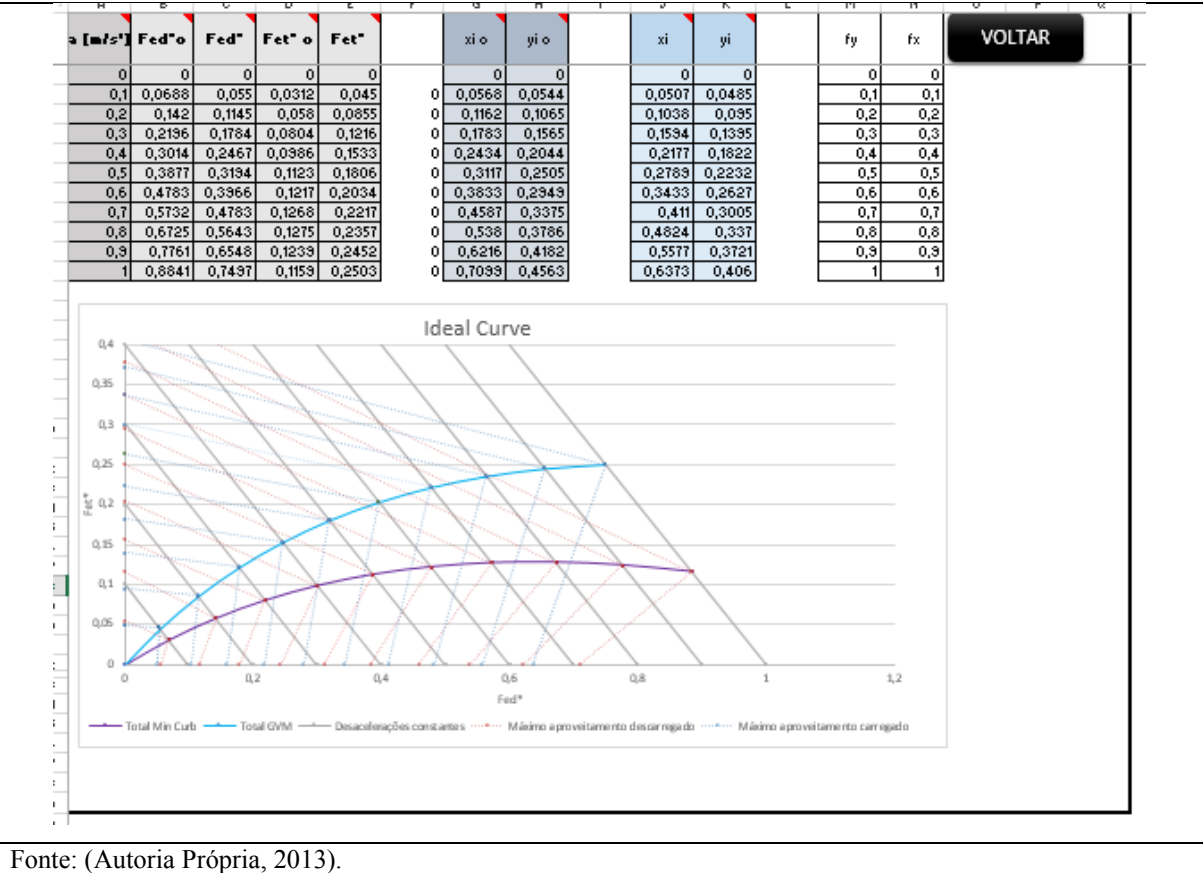
Figura 34 – Aba 1 – Cálculo das forças ideais de frenagem.



Para a construção do gráfico da Figura 34 calculou-se as forças F_{ed}^* e F_{et}^* nas condições de veículo vazio e carregado, para diversos valores de desaceleração, a partir das equações (16) e (17). Para os pontos finais no eixo x e y utilizou-se as coordenadas A $[0, -(1-\psi)/\chi]$ e B $[\psi/\chi, 0]$, que representam a relação entre geometria e massa do veículo, e serão utilizadas posteriormente para a construção das linhas de coeficiente de aderência constantes.

Já as linhas de aderência constantes estão representadas na aba 2 da planilha. São retas de 45° que interceptam as ordenadas e abscissas. Segundo Shigeru, 2012, tais linhas são importantes para a avaliação do sistema, pois elas correlacionarão o sistema instalado com um sistema ideal.

Figura 35 – Aba 2 – Representação das linhas de aderência constantes e das linhas de coeficiente de aderência constantes.



Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Duas equações foram utilizadas para a construção das linhas de coeficiente de aderência constantes (que são as linhas que cruzam os eixos das abscissas e ordenadas de encontro aos pontos A e B. Para um melhor entendimento, ver Figura 39):

$$x_i = \frac{G_{ED} \cdot f}{(1 - f \cdot \frac{h}{L}) \cdot G} ; y_i = \frac{G_{ED} \cdot f}{(1 + f \cdot \frac{h}{L}) \cdot G} \quad (18) \text{ e } (19)$$

Novamente os cálculos foram realizados para a situação de veículo carregado e descarregado. Foi apenas considerado o intervalo de desaceleração constante de 0 a 1g, devido ao limite imposto pelo atrito pneu x solo, usualmente encontrado em carros de passeio.

3.2.2 Distribuição das forças reais

As forças reais de frenagem representam o sistema instalado. Portanto, é preciso ter em mãos os parâmetros preliminares do freio que se deseja utilizar como, por exemplo, diâmetro do cilindro de roda, diâmetro do pistão, raios efetivos do tambor e disco, entre outros.

A seguir serão listadas as equações utilizadas para a realização dos cálculos representados pela aba 2 da planilha.

Todo equacionamento teve como referência a apostila de Shigeru, 2012.

O primeiro cálculo realizado é das constantes de freio dianteiro e traseiro:

$$k_{ED} = 2 \cdot C^* \cdot A_p \cdot \eta \cdot \frac{r_{ef}}{R_{din}} \quad (20)$$

$$k_{ET} = 2 \cdot C^* \cdot A_{cr} \cdot \eta \cdot \frac{r_{ef}}{R_{din}} \quad (21)$$

Sendo:

C^* = fator de freio;

A_{cr} = área do cilindro de roda traseiro;

A_p = área do pistão do *caliper* dianteiro;

r_{ef} = raio efetivo do freio dianteiro e traseiro;

R_{din} = raio dinâmico do pneu.

Tem-se também que:

$$F_{ED}^* = \frac{k_{ed}}{G} \cdot (P_h - P_{p/o}) \quad (22)$$

$$F_{ET}^* = \frac{k_{et}}{G} \cdot (P_h - P_{p/o}) \quad (23)$$

Sendo:

G = peso do veículo (vazio e carregado);

P = pressão hidráulica;

$P_{p/o}$ = pressão pré-operativa.

Os valores de pressão pré-operativa considerados para freios a disco é de 0,5 [bar] e para freios a tambor é de 4 [bar].

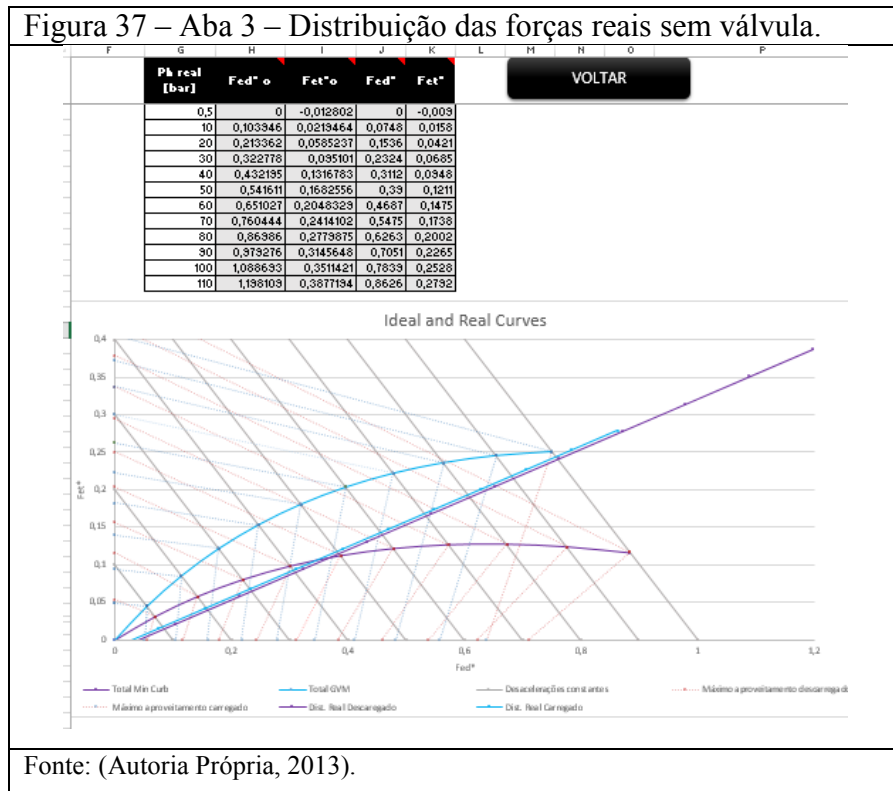
Figura 36 – Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 3.

N				O				P				Q				R			
Brake data																			
Front				Rear				3											
μ				0,38				μ				0,4							
C* Brake Factor				0,7				C* Brake Factor				1,85							
Φ hydraulic cylinder [mm]				52				Φ hydraulic cylinder [mm]				17,46							
Hydraulic cylinder Area [mm ²]				2123,717				Hydraulic cylinder Area [mm ²]				239,4299							
η (Efficiency %)				0,95				η (Efficiency %)				0,95							
Reffet [mm]				102,5				Reffet [mm]				115							
Rdyn [mm]				294				Rdyn [mm]				294							
								l [cm]				30							
Ked [mm ²]				984,7472				Ket				329,1957							

Real Forces Distribution

Fonte: (Autoria Própria. 2013).

Na planilha representada na Figura 36, os valores nas células de cor laranja são pré-determinados, através de lista suspensa, com valores retirados do mercado. No caso da montadora, ela possui valores padrões de fornecedores. Os principais imputes foram: coeficiente de atrito do material das pastilhas/lonas, fator de freio dianteiro e traseiro, diâmetro do pistão do *caliper* e do cilindro de roda, eficiência, raio efetivo do disco e do tambor e raio dinâmico da roda. Na célula em azul estão os valores das constantes de freio.



Ao longo das curvas ideais, acima da parábola, o bloqueio das rodas ocorre primeiramente no eixo traseiro, e na área abaixo, no eixo dianteiro e na intersecção entre a curva ideal e real ocorre o bloqueio das quatro rodas. Como visto anteriormente, o bloqueio das rodas é indesejado, principalmente do eixo traseiro. Resumindo, o bloqueio de um eixo, segundo Diulgheroglo, 2008, ocorre sempre que as retas reais cruzam com as retas de atrito constante (retas em azul e vermelho). Para reduzir este efeito são aplicadas as válvulas de corte (estudadas anteriormente).

Outro ponto a ser respeitado para a análise do sistema é a curva-limite, que será explicada no próximo capítulo.

3.2.3 Aplicação da válvula de corte e construção da curva-limite

Como citado no capítulo anterior, a aplicação da válvula de corte ou de algum sistema que auxilie a evitar o bloqueio das quatro rodas, como é o caso do ABS, por exemplo, é fundamental. Porém, para continuar a análise preliminar do sistema, deve-se levar em consideração a legislação, que limita o sistema através da curva-limite.

Conforme ECE – *Economic Commission of Europe*, aplica-se a seguinte equação para a construção da curva-limite:

$$F_{ED} * = \frac{f+0,07}{0,85} (1 - \psi + f \cdot \chi) \quad (24)$$

$$F_{ET} * = f - F_{ED} * \quad (25)$$

Figura 38 - Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 4.

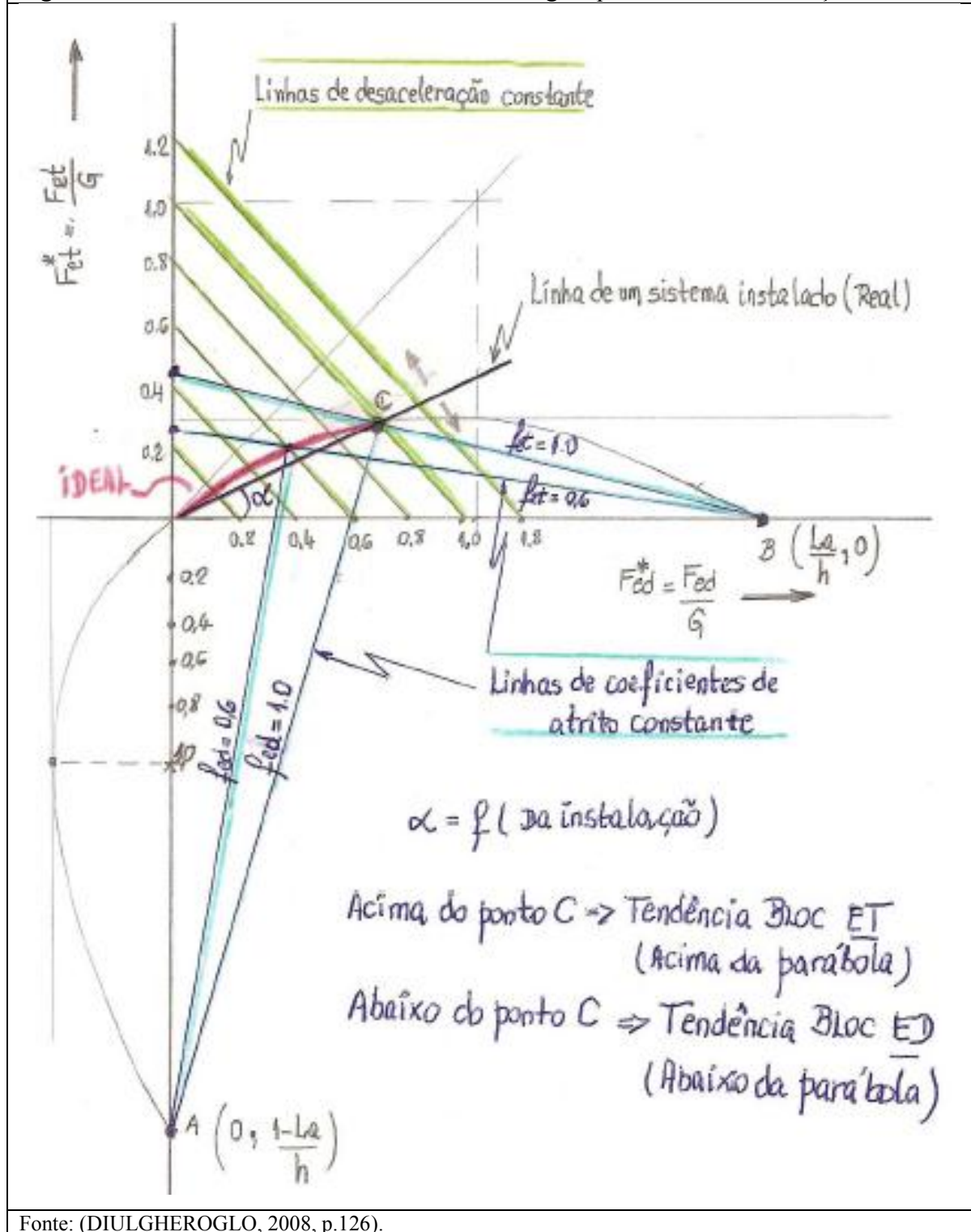
4	Cut-off Pressure						
		Ph real [bar]	Fed* o	Fet*o	Fed*	Fet*	δ Cut-off angle
		0,5	0	-0,0128	0	-0,00922	0,3
	Cutt-off Pressure	30	0,32277824	0,095101	0,23240033	0,068473	
		140	1,52635812	0,215806	1,09897785	0,15538	
		110					
Application		Limit-Curve					

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Para o cálculo da aba 4, os parâmetros representados na Figura 38 foram suficientes. Novamente os dados das células em laranja são pré-determinados. São os valores de pressão de corte da válvula escolhida e seu ângulo de corte. Na especificação da válvula estes valores são dados. As forças foram calculadas pelas equações (22) e (23).

O gráfico representado pela planilha deve ficar bem próximo ao exemplo da Figura 39, retirado da apostila de Diulgheroglo, 2008.

Figura 39 - Gráfico das curvas real e ideal de frenagem para veículo na condição vazio

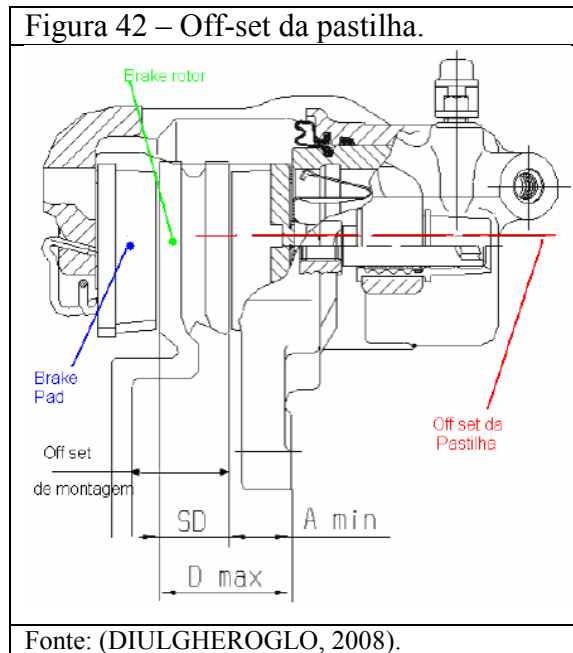


Na aba 4 pode-se facilmente alterar as configurações do sistema de freios já aplicado, caso a performance esperada não seja atingida, ou não esteja respeitando os princípios básicos de segurança.

Obs.: a área onde ocorre o travamento é chamada de desaceleração crítica ($a_{crit.}$). A área crítica para atender as Legislações vigentes deve ser maior que 0,82g, sendo normalmente situada entre 0,9g e 1.0g (Shigeru, 2012).

3.2.4 Pressão específica nos materiais de atrito

A pressão específica influencia no desgaste do material de atrito. Outro dado importante a se considerar é o Off Set da Pastilha de Freio. Quando o centro do pistão do caliper coincide com o centro de massa da pastilha de freio dizemos que o Off Set é neutro. Quando o centro do pistão está acima do centro de massa da pastilha, o Off Set é negativo, E quando o centro do pistão está abaixo do centro de massa da pastilha de freio, o Off Set é positivo. Essa característica é importante, pois o Off Set determina a distribuição da pressão específica sobre a pastilha de freio, influenciando assim no seu desgaste (DIULGHEROGLO, 2008, p.54).



As equações para o cálculo da pressão específica nos materiais de atrito são:

$$P_D = \frac{\delta \cdot G \cdot a \cdot R_{din} \cdot (1 - \phi)}{2 \cdot r_{ef} \cdot \mu \cdot A_{past}} \quad (26)$$

$$P_T = \frac{\delta \cdot G \cdot a \cdot R_{din} \cdot (\phi)}{2 \cdot r_{ef} \cdot \mu \cdot A_{lona}} \quad (27)$$

Sendo:

δ = Fator de correção;

G = Peso bruto total;

R_{din} = Raio de rolamento do pneu ou raio dinâmico [mm];

ϕ = Balanço de freio traseiro;

$(1 - \phi)$ = Participação de freio no eixo dianteiro;

r_{ef} = Raio efetivo do disco de freio (raio de atrito) [mm];

μ_{past} = Coeficiente de atrito da pastilha de freio;

A_{past} = Área da pastilha de freio [cm²];

A_{lona} = Área da lona de freio [cm²].

Figura 43 - Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 5.

Material de atrito			
Front		Rear	
δd	0,5	δt	0,6
Friction material Area[mm ²]	4000	Friction material Area[mm ²]	10000
Covered Area [mm ²]	51233,59	Covered Area [mm ²]	16000
		ϕo	0,1657
Max Velocity[Km/h]	160	ϕ	0,1441
a [m/s ²]	0,85	Specific Pressure Materials	

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

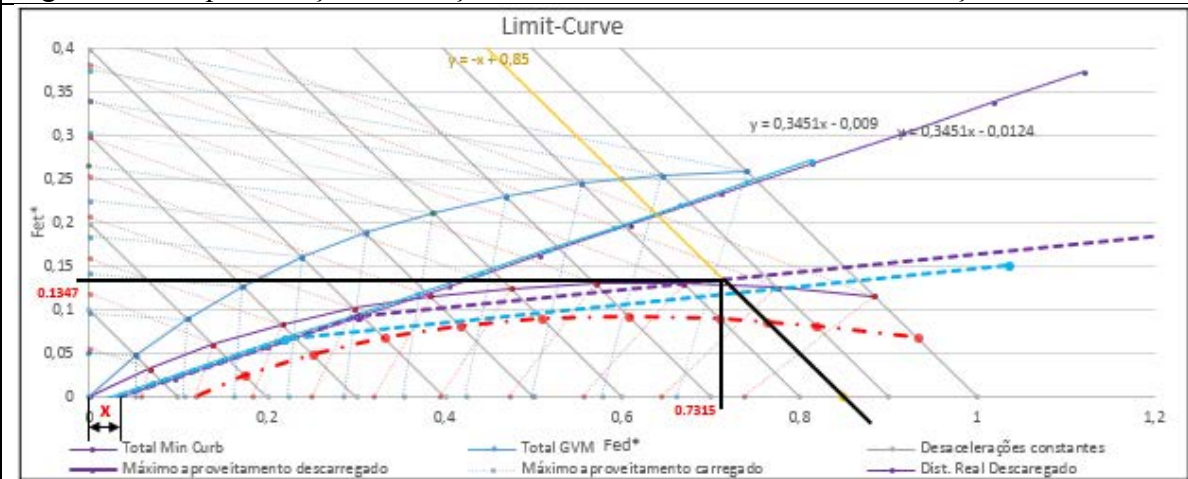
Os parâmetros que devem ser levados em consideração para os cálculos de pressão específica do material de atrito estão evidenciados na Figura 43. Onde δ vale 0,5 para freios a disco e ϕ representa o balanceamento para a condição de desaceleração considerada (SHIGERU, 2012).

Para o cálculo do balanceamento:

$$\phi = \frac{F_{ET*}}{F_{ED*} + F_{ET*} - x} \quad (28)$$

O valor de x está ilustrado na Figura 44.

Figura 44 – Representação das forças reais à uma determinada desaceleração.



Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Figura 45 – Parte da aba 5 – Cálculo da pressão específica.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	Application	Fedo	Feto	xo	φo				Front Curb	Front GVW	Rear Curb	Rear GVW
2	0,85	0,7155	0,1345	0,0383	0,1657			Specific Pressure [MPa]	✓ 2,9538	✓ 4,2086	✓ 0,1642	✓ 0,2880
3		Fed	Fet	x	φ			Heat Flow [kW/m².s]	✓ 1219,5086	✓ 1737,5525	✓ 534,2243	✓ 936,8433
4		0,7315	0,1185	0,0276	0,1441			Balancing [%]	83,43	85,59	16,57	14,41
5												

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Para a automatização da planilha foi utilizada uma programação em VBA para os pontos de intersecção entre as retas de desaceleração constante e as curvas de distribuição reais. Esta programação estará disponível no apêndice A.

3.2.5 Fluxo de calor

Ainda na aba 5 são calculados os fluxos de calor dos discos e tambores do sistema. O fluxo de calor está diretamente relacionado ao funcionamento dos materiais de atrito de forma segura. Com o aumento da temperatura, o material de atrito tende a baixar seu coeficiente de atrito, comprometendo o sistema.

Para o cálculo foram utilizadas as equações tiradas da apostila de Diulgheroglo, 2008:

$$Q_D = \frac{G.v.a.(1-\phi)}{A_{varrida\ disco}} \quad (29)$$

$$Q_T = \frac{G.v.a.(\phi)}{A_{varrida\ disco}} \quad (30)$$

Sendo:

G = Peso bruto total do veículo;

v = Velocidade máxima do veículo [km/h];

ϕ = Balanço de freio traseiro;

$(1 - \phi)$ = Participação de freio no eixo dianteiro;

$A_{\text{varrida disco}}$ = Área total da coroa circular;

$$A_{\text{varrida disco}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2)$$

$A_{\text{varrida tambor}}$ = Área de atrito do tambor ou área de contato da lona de freio;

$$A_{\text{varrida tambor}} = 2 \cdot \pi \cdot R_t \cdot h$$

onde; R_t = Raio do tambor e h = Largura da pista de atrito do tambor.

Os dados e imagem da aba 5 constando os cálculos de fluxo de calor podem ser vistos na Figura 45. Existem limites a serem respeitados para os resultados obtidos nos cálculos, a tabela possui o recurso visual, no qual excedendo estes limites, a célula apresenta o valor em vermelho, e caso não exceda, o valor é apresentado em verde.

3.2.6 Curso do Pedal

Para este cálculo é necessário ter definido o tamanho do cilindro mestre e a relação de pedal.

Figura 46 - Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 6 e 7.		
	Application	
6	ϕ_{mc}	20,64
7	A_{mc}	334,5872
	Pedal Ratio	4,5
	Pedal Travel	
	Pedal Force	
Fonte: (Autoria Própria, 2013).		

O equacionamento para a determinação do curso do pedal se baseia em:

$$V = 2 \cdot (x + y) \quad (31)$$

Na qual V é o volume deslocado na linha do circuito hidráulico. Mas,

$$V = A_{cm} \cdot d \quad (32)$$

Sendo A_{cm} a área do cilindro mestre e d o deslocamento, representado na Figura 46.

Portanto,

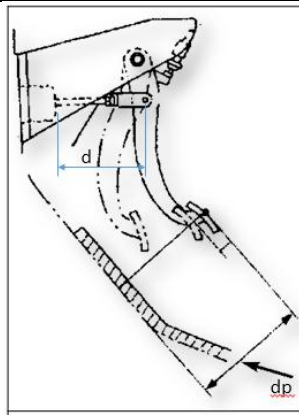
$$d = \frac{v}{A} + 2 \text{ [mm]} \quad (33)$$

Logo,

$$d_p = d \cdot i_{pedal} \quad (34)$$

O deslocamento do pedal está representado também na Figura 47. O valor de i_{pedal} é a relação do pedal (*pedal ratio*). O valor de 2[mm] é devido a consideração do espaço que existe entre a entrada de fluido do embolo do cilindro mestre em relação ao furo por onde o fluido do reservatório entra no cilindro.

Figura 47 – Representação do acionamento e deslocamento do pedal.



Fonte: (Google Search, 2013).

A aba 6 foi então construída a partir das equações acima, adicionadas das equações já vistas.

Figura 48 – Valores calculados na aba 6 de volume deslocado.

a [m/s²]	Fedo	Feto	Phd o	Feto	Phd o	Vod [mm³]	Phd o
0,100	0,084541	0,0155	8,2265	0,155	8,2265	50	50
0,200							
0,300							
0,400							
0,450							
0,500							
0,6000	0,488299	0,1117	45,1276	1026	36,8213	1034,147	32,046
0,7000	0,579184	0,1208	53,4340	1117	45,1276	1182,997	34,538
				1208	53,4340	133,1276	

Compliance	
Slope Term, K:	0.1792 mm³/kPa
Y-int Term, b:	374.31 mm³
Exponential Term, c:	0.00408
Displ.=[1-e^(-c*Press)]*[K*Press+b]	

traseira:

Compliance	
Slope Term, K:	0.05 mm³/kPa
Y-int Term, b:	500 mm³
Exponential Term, c:	0.0019
Displ.=[1-e^(-c*Press)]*[K*Press+b]	

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Figura 49 – Cálculos do deslocamento de pedal.

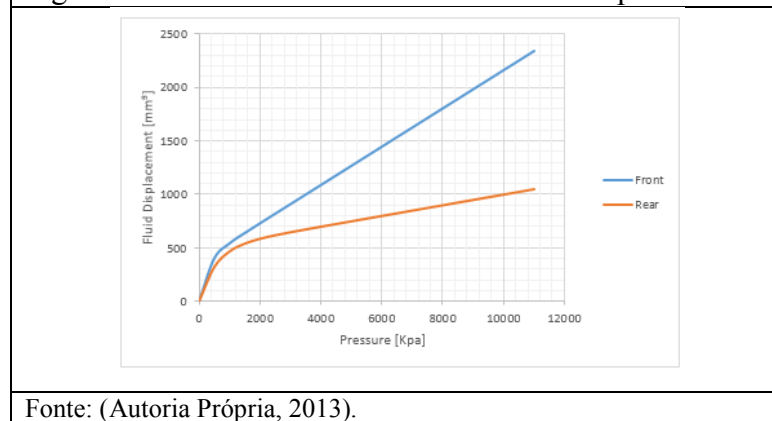
Vo[mm³]	do[mm]	dpo[mm]	V [mm³]	do[mm]	dpo[mm]	V _n	dpo[mm]	V [mm³]
1862,6144	7,566903	34,05107	2094,3	7,566903	34,05107	2103	34,05107	2094,3899
2371,352						2174	40,8933	2658,6149
2734,577						3199		
3062,229						3126		
3223,685						3182		
3385,761						4122		
3709,476						4173	58,89027	4463,4986
4032,790								

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Para poder retirar os dados de forma automática foi construído o gráfico deslocamento de fluido x pressão com a ajuda do equacionamento proveniente do software de cálculos da empresa, como ilustrando na Figura 48.

Foram pegos vários pontos de pressão e substituídos na equação “displ” da Figura 48, originando a Figura 50. Este gráfico pode ser informado pelo fornecedor também, tornando os dados mais precisos e confiáveis.

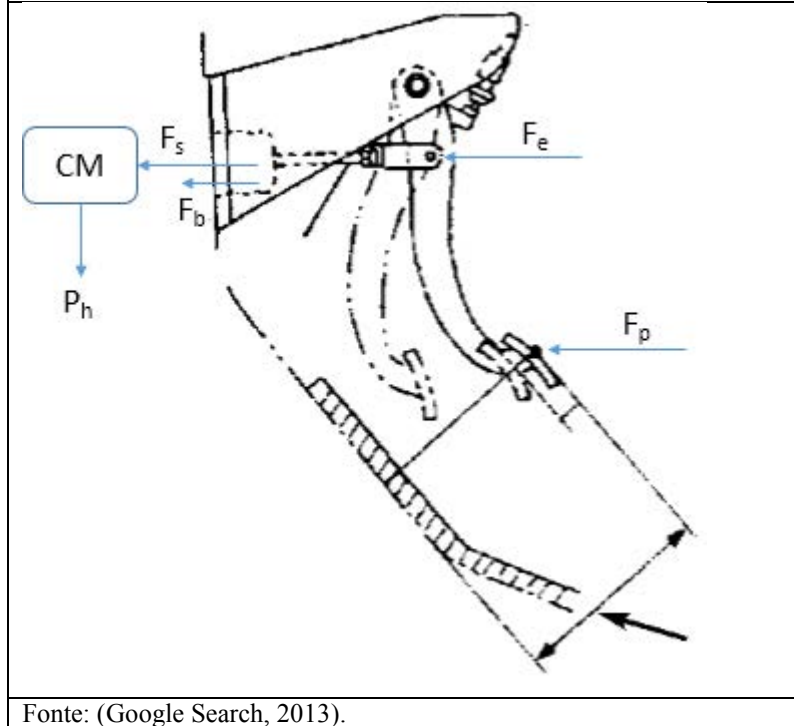
Figura 50 – Gráfico deslocamento de fluido x pressão.



3.2.7 Força no Pedal

Dando continuidade junto aos parâmetros da Figura 46, a aba 7 é construída com os resultados de força no pedal. Para isto, é feito o seguinte equacionamento, usando como base a Figura 51:

Figura 51 – Representação das forças aplicadas no sistema



Fonte: (Google Search, 2013).

A força transmitida a partir do pedal ao sistema é a força F_e , equacionada:

$$F_e = F_p \cdot i_p \quad (35)$$

Onde,

F_p = força aplicada no pedal pelo motorista;

i_p = relação do pedal (calculada pelo ponto de Pivotamento do mesmo).

$$F_s = P_h \cdot A_{cm} \quad (36)$$

$$F_s = F_e + F_b \quad (37)$$

Sendo,

F_s = Força de saída;

F_b = Força de aplicação do servo-freio (*booster*);

P_h = Pressão hidráulica do sistema;

A_{cm} = Área do cilindro mestre.

Portanto, substituindo as equações (35) e (36) na equação (37) tem-se:

$$F_e = P_h \cdot A_{cm} - F_b \quad (38)$$

$$F_p = \frac{P_h \cdot A_{cm} - F_b}{i_p} \quad (39)$$

Figura 52 – Cálculos das Forças atuantes no pedal

a [m/s ²]	Fso[N]	Feo[N]	Feo[N]	Fpo [N]	Fp [N]	Fs[N]
0,1000	275,25	705,25	705,61	176,40	176,40	364,37
0,2000	504,43	756,50	756,54	189,15	189,15	423,92
0,3000	733,61	807,47	807,87	201,86	201,86	475,25
0,4000	962,8	858,4	858,4	214,6	214,6	526,9
0,4500	1093	887,34	887,34	221,83	221,83	579,4
0,5000	1232	918,22	918,22	229,55	229,55	632,4
0,6000	1509,9	979,98	979,98	244,99	244,99	780,8
0,7000	1787,8	1041,7	1041,7	260,4	260,4	929,1
0,8000	2065,8	1103,5	1103,5	275,8	275,8	1077,4
0,9000	2343,7	1165,3	1165,3	291,2	291,2	1225,7
1,0000	2621,6	1227	1227	306,7	306,7	1374,0

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Figura 53 – Aba 7 - Representação dos cálculos de força no pedal.

a [m/s ²]	Fso[N]	Feo[N]	Fpo [N]	Fs[N]	Fe[N]	Fp [N]
0,1000	275,25	705,61	176,40	364,37	816,09	204,02
0,2000	504,43	756,54	189,13	682,68	895,67	223,92
0,3000	733,61	807,47	201,86	1001	975,25	243,81
0,4000	962,8	858,4	214,6	1386	1072	267,9
0,4500	1093	887,34	221,83	1579,4	1119,8	279,96
0,5000	1232	918,22	229,55	1772,4	1168,1	292,02
0,6000	1509,9	979,98	244,99	2158,4	1264,6	316,15
0,7000	1787,8	1041,7	260,43	2544,4	1361,1	340,27
0,8000	2065,8	1103,5	275,87	2930,4	1457,6	364,37
0,8500	2205	1134	283,6	3123	1513,3	388,47
0,9000	2343,7	1165,3	291,31	3316,4	1569,0	412,57
1,0000	2621,6	1227	306,75	3702,4	1665,6	436,67

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

A força de aplicação do servo-freio está diretamente relacionada a curva de performance do mesmo, estudada no capítulo 2.

3.2.8 Freio de estacionamento

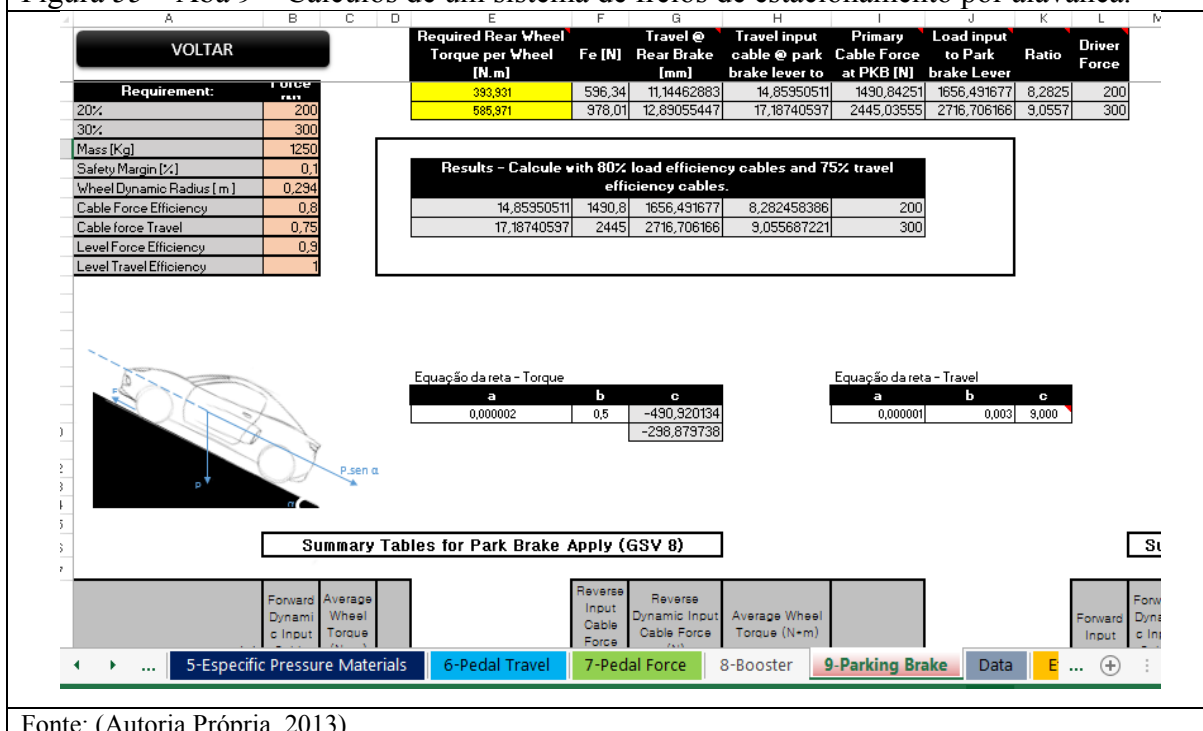
Por fim, será apresentado brevemente os cálculos principais para um dimensionamento de freio de estacionamento, representado na aba 9 da planilha, ilustrado na Figura 55.

Figura 54 - Primeira aba com representação dos imputes de parâmetros do veículo para o cálculo da aba 9.

Parking Brake	
Requirement:	Force [N]
20%	200
30%	300
Mass [Kg]	1250
Safety Margin [%]	0,1
Wheel Dynamic Radius [m]	0,294
Cable Force Efficiency	0,8
Cable force Travel	0,75
Level Force Efficiency	0,9
Level Travel Efficiency	1

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Figura 55 – Aba 9 – Cálculos de um sistema de freios de estacionamento por alavanca.

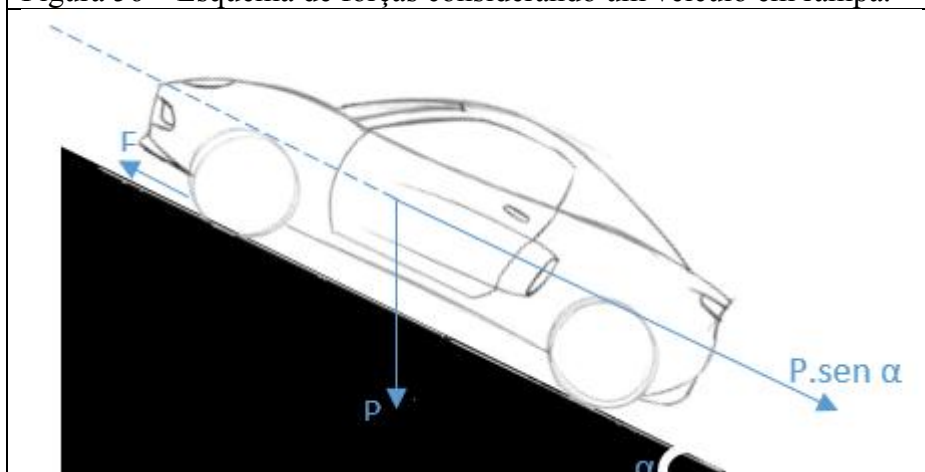


Fonte: (Autoria Própria, 2013).

O requerimento exige os cálculos para uma força aplicada em uma rampa de 20 e 30% de inclinação, sendo estes os primeiros parâmetros. Valor de massa do veículo, margem de segurança, raio dinâmico da roda, eficiência no cabo, força no deslocamento do cabo, eficiência da alavanca e eficiência do deslocamento da alavanca são os demais parâmetros considerados nos cálculos.

Primeiro calcula-se o torque necessário na roda traseira. A Figura 56 esquematiza em blocos o comportamento do veículo em rampa, para o equacionamento do torque.

Figura 56 – Esquema de forças considerando um veículo em rampa.



Fonte: (Autoria Própria, 2013).

Equacionando, o torque de roda será:

$$T_r = \frac{P \cdot \sin(\alpha)}{2} \cdot r \quad (40)$$

A partir do gráfico torque de roda x Força estática no cabo entregue pelo fornecedor responsável pela alavanca, retira-se a equação da reta, para saber a força estática do cabo a determinado torque, calculado pela equação (40).

Outro gráfico fornecido é o de deslocamento do cabo x força estática do cabo. A partir da força estática calculada, considerando a equação de reta deste gráfico, consegue-se tirar o deslocamento do cabo em milímetros. Este valor é então dividido pelo rendimento do deslocamento do cabo, e a força estática é dividida pela eficiência da força no cabo adotada na tabela de parâmetros. Em seguida, pega-se esta força primária do cabo e divide-se pela eficiência da força aplicada na alavanca, resultando na força que seria necessária para o acionamento da alavanca. Com este dado, dividido pela força imposta pelo requerimento, consegue-se por fim calcular a relação da alavanca, finalizando os cálculos e respeitando os quesitos do sistema. Estes resultados são então apresentados ao fornecedor, para o desenvolvimento da alavanca compatível com o sistema.

4. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

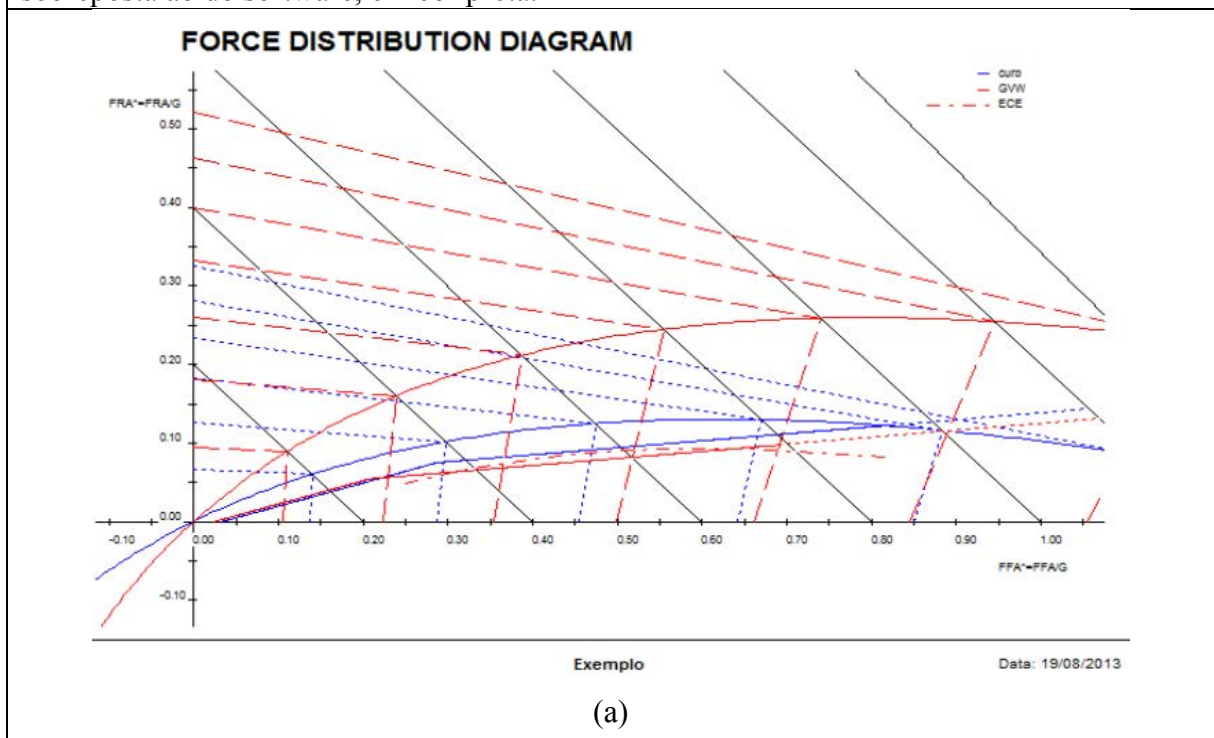
A criação da planilha citada anteriormente foi baseada em softwares internos da empresa e, para sua validação, foram comparados os resultados obtidos diretamente ao software que realiza cálculos preliminares, utilizando os mesmos parâmetros e imputes para ambos (software e planilha).

A partir desta comparação, observou-se a compatibilidade total dos resultados, validando assim a planilha em questão. Uma das verificações foi a sobreposição dos gráficos representantes das forças reais e ideais, com a aplicação da válvula de corte e presença da curva limite.

4.1 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS – SOFTWARES X EXCEL

Como citado anteriormente, algumas imagens foram retiradas tanto do software preliminar quanto da planilha criada. Ver Figuras 57 E 58. Estes resultados permitem que a planilha seja utilizada em situações diversas, em caso de não acesso ao software, por exemplo. Lembrando que para um refino dos cálculos outros programas mais sofisticados são utilizados, estes são apenas os cálculos iniciais, para uma primeira elaboração do sistema.

Figura 57 – Comparação entre gráficos resultantes: (a) do software, (b) da planilha sobreposta ao do software, em cor preta.



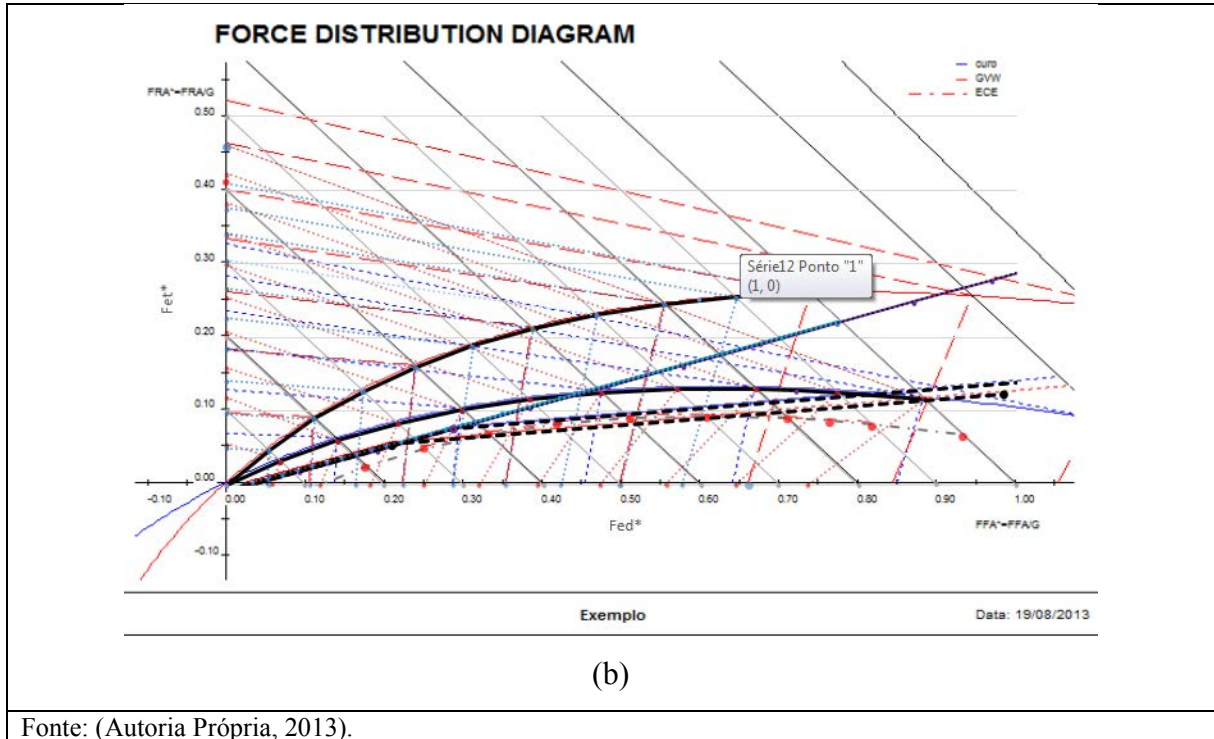


Figura 58 – Comparação dos resultados do software a esquerda com os valores de força da planilha, a direita.

CALCULATED RESULTS											
LIC SYSTEM											
Ideal Curve											
f	FFAo*	FRAo*	FFA*	FRA*	PFAo	PRAo	PFA	PRA	FFA*	FRA*	PFA
0.10	0.068	0.032	0.053	0.047	7.45	15.21	8.00	26.46			
0.20	0.140	0.060	0.111	0.089	14.88	24.82	16.16	46.67			
0.30	0.217	0.083	0.173	0.127	22.78	32.84	24.99	64.65			
0.40	0.298	0.102	0.240	0.160	31.15	39.26	34.48	80.38			
0.45	0.341	0.109	0.275	0.175	35.52	41.87	39.48	87.4			
0.50	0.384	0.116	0.312	0.186	40.00	44.08	44.64	93.88			
0.60	0.475	0.125	0.388	0.212	49.33	47.30	55.47	105.1			
0.70	0.570	0.130	0.469	0.231	59.12	48.93	66.95	114.1			
0.80	0.670	0.130	0.555	0.245	69.40	48.96	79.11	120.9			
0.85	0.722	0.128	0.600	0.250	74.71	48.37	85.44	123.			
0.90	0.775	0.125	0.645	0.255	80.14	47.39	91.93	125.4			
1.00	0.884	0.116	0.741	0.259	91.36	44.23	105.41	127.7			
Real Curve											
f	FFAo*	FRAo*	FFA*	FRA*	PFAo	PRAo	PFA	PRA	FFA*	FRA*	PFA
0.10	0.065	0.015	0.083	0.017	9.25	9.25	12.25	12.25	0.053	0.047	
0.20	0.162	0.038	0.160	0.040	17.20	17.20	23.15	23.15	0.065	0.135	
0.30	0.239	0.061	0.242	0.058	25.10	25.10	34.85	31.45	0.077	0.223	
0.40	0.322	0.078	0.335	0.066	33.60	31.08	47.90	35.37	0.089	0.311	
0.45	0.368	0.082	0.381	0.070	38.35	32.50	54.40	37.32	0.095	0.355	
0.50	0.414	0.086	0.426	0.074	43.05	33.91	60.90	39.27	0.101	0.399	
0.60	0.506	0.095	0.518	0.082	52.50	36.75	73.90	43.17	0.113	0.487	
0.70	0.598	0.103	0.610	0.090	61.95	39.58	86.90				
0.80	0.689	0.111	0.702	0.098	71.35	42.40	99.90				
0.85	0.735	0.115	0.748	0.103	76.10	43.83	106.40				
0.90	0.781	0.119	0.794	0.107	80.80	45.24	112.90				
1.00	0.873	0.127	0.885	0.115	90.25	48.08	125.90				
Front Axle											
Hydraulic Pressure a=0.45	Curv	GVW	Curv	GVW	Curv	GVW	Curv	GVW	Curv	GVW	Curv
	38.3	54.4	32.5								
Hydraulic Pressure a=0.85	76.1	106.4	43.8								
Balancing a=0.45	80.2	83.6	19.8								
Balancing a=0.85	85.9	87.6	14.1								
Specific Pressure a=0.45	1.60	2.29	0.18								
Specific Pressure a=0.85	3.23	4.53	0.25								
Absorbed Power a=0.45	0.38	0.55	0.04								
Absorbed Power a=0.85	0.78	1.09	0.06								
Heat Flow a=0.45	600	861	445								
Heat Flow a=0.85	1214	1705	600								

Fonte: (Autoria Própria, 2013).

4.2 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS – SOFTWARES X CAMPO DE PROVAS

Não apenas com os softwares os resultados são comparados para a então validação da planilha. A empresa conta com um campo de provas para a realização de testes em pistas. Os dados obtidos em testes são então disponibilizados à engenharia, para análise e estudo de melhorias, bem como para a validação do sistema. A partir de alguns dos testes, os resultados foram também cruzados com os valores obtidos nos cálculos preliminares.

Após os cálculos preliminares, o recurso utilizado para o refino do projeto é um software desenvolvido pela empresa (unidade da Norte América). A interface do software é relativamente simples, porém os dados imputados precisam ser bem analisados antes da finalização dos cálculos. Muitos parâmetros não considerados anteriormente são utilizados nesta fase, alguns deles experimentais como, por exemplo, coeficientes de resfriamento, coeficientes de atrito para diversas condições possíveis de uso, disponibilizados pelo campo de provas a partir de testes.

A empresa possui requisitos e limites internos desenvolvidos e validados ao longo dos anos, que guiam o desenvolvimento do projeto e garantem a segurança total do cliente.

Os testes e cálculos em software não são apenas aplicados a carros da marca, mas também aos seus concorrentes, para uma comparação entre projetos e busca por inovações e melhorias. Será apresentado melhor no próximo capítulo, referente aos estudos de benchmarking.

4.3 BENCHMARKING

Em paralelo aos estudos aplicados ao veículo em desenvolvimento, a empresa tem uma área voltada para o estudo de *benchmarking*. É nesta área que são analisadas todas as peças de um determinado subsistema (no caso freios) e estudada possíveis inovações e comparações. É um passo importante do projeto, pois é nesta fase que lições sobre o que o mercado está oferecendo são absorvidas.

Não somente de maneira estática os carros são analisados. O campo de provas realiza testes para comparação de conforto de frenagem, distancia de parada, performance, entre outros. Estes testes são enviados a engenharia, para que possa ser realizado os cálculos de forma semelhante aos realizados para o produto da marca. Estes cálculos são necessários para uma comparação teórica de valores impostos pelo requerimento. Desta forma pode-se confirmar se

os requerimentos adotados pela empresa estão próximos aos adotados pelos concorrentes, evitando um superdimensionamento do sistema.

A comparação gráfica entre os veículos escolhidos como concorrentes pode ser feita através do software avançado da empresa. Gráficos como o de Esforço no pedal x desaceleração, Curso no pedal x desaceleração, curvas de distribuição, entre outros.

4.4 PROBLEMAS EM CAMPO

Todos os projetos correntes no mercado são acompanhados pelos profissionais responsáveis pela garantia da qualidade do produto e resolução de problemas detectados pelos clientes, sejam eles de ruído e vibração, ou apenas de desconforto.

As concessionárias são rastreadas, repassando à montadora todos os problemas encontrados pelos seus clientes. Existe um acompanhamento contínuo, para que a resolução seja o mais breve possível, evitando a insatisfação de um número significativo de entusiastas da marca.

4.5 DEFINIÇÃO DE FORNECEDORES

Após diversas apresentações técnicas que trazer propostas de inovações ou melhoria nos componentes, os engenheiros responsáveis pela peça fazem uma indicação para compras dos fornecedores que melhor atendem aos requisitos do projeto.

Esta fase é importante, pois é nela que se viabiliza o sistema e se busca possibilidades de desenvolvimento de uma peça com melhor custo x benefício.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho propôs o desenvolvimento de um projeto de freios, dando ênfase a sua parte de cálculos preliminares, para uma aplicação inicial de um sistema viável, com o auxílio de uma planilha de cálculos em Excel, facilitando a visualização do conjunto e seus parâmetros influentes.

As características mecânicas como, raio efetivo dos discos e tambores, área do pistão ou cilindro de roda, área de contato dos materiais de fricção, rigidez do sistema, o material da pastilha, o tipo de disco (sólido ou ventilado), as massas da pastilha e do disco, o material do disco, entre outros, definem o sistema. Tem-se, além das características fixas, os parâmetros variáveis, como a velocidade de escorregamento, temperatura do sistema, pressão de contato, fluxo de calor, força no pedal, curso do pedal. Todos estes parâmetros influenciam direta ou indiretamente no desempenho do sistema de freios. Alguns deles ainda são responsáveis por problemas, como ruídos e vibrações. Para evitar tais fatores indesejáveis, a rigidez e as folgas do sistema devem ser muito bem analisadas.

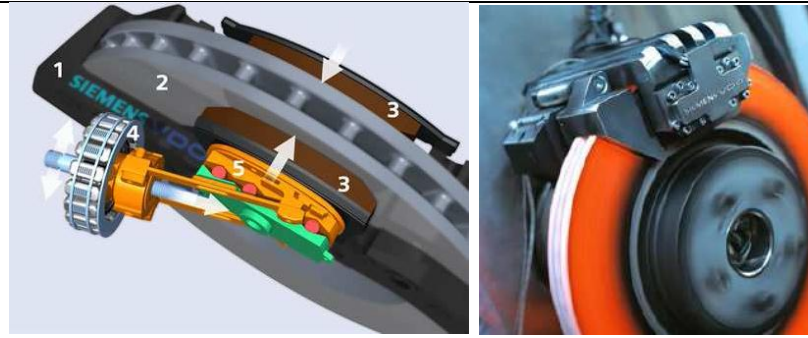
Para a conclusão do melhor sistema a ser utilizado (tambor, disco) ver Quadros 1, 2 e 3. Neles estão as principais vantagens e desvantagens de cada um.

A temperatura é um dos fatores que mais influencia na escolha do sistema, pois ela está diretamente relacionada ao seu desempenho.

Voltando a literatura, existe uma prospecção do futuro em relação a tecnologias de frenagem. Segundo Diulgheroglo, 2008, os sistemas de freio eletromecânicos “*brake-by-wire*” estão sendo desenvolvidos para serem implementados em veículos. Este tipo de freio elimina a parte hidráulica do sistema. O autor cita que os pistões e cilindros que utilizam o fluido de freios como princípio de ação, serão substituídos por unidades de motores elétricos. Este projeto pode eliminar os problemas de manufatura, manutenção e meio ambiente referentes ao sistema hidráulico, porém, por não possuir ainda nenhum sistema de backup, a confiabilidade deste tipo de sistema ainda está comprometida, e deve ser totalmente à prova de falhas.

Outra tecnologia, um pouco mais próxima da realidade, é chamada de EWB (*Electronic Wedge Brake*). Segundo Diulgheroglo, 2008, o sistema é basicamente constituído de *caliper*, disco ventilado, pastilhas de freio, motor elétrico autônomo, roletes de deslizamento que correm por um suporte em cunha. Figura 59.

Figura 59 – EWB



Fonte: (Diulgheroglo, 2008).

Continuando com as tecnologias futuras está o “*Caliper Frame Design*”, desenvolvido pela *Continental Automotive Systems*. Segundo Diulgheroglo, 2008, este tipo de *caliper* é aplicado em freios de alta performance, proporcionando um constante aumento do desempenho de frenagem, respeitando as exigências de redução de peso e dimensões.

Observando todas estas tecnologias, a ideia é motivar a busca por inovações. O mercado necessita de trabalhos que visem exclusivamente a busca por melhorias e novas ideias, para poder oferecer a seu cliente sempre o melhor produto, com a melhor qualidade possível, respeitando seus quesitos de massa e custo.

Ao compreender o funcionamento do sistema, participando da realização dos cálculos, as habilidades para enxergar novas oportunidades se multiplicam, possibilitando uma visualização diferenciada das necessidades que um projeto deve atender.

REFERÊNCIAS

Inovar – auto: Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores. Disponível em <<http://inovarauto.com.br/o-inovar-auto/>>. Acesso em: 19 nov. 2013.

DIULGHEROGLO, P. A. **Fundamentos de Freios e seus componentes**. Apostila do curso SAE. São Paulo, 2008.

GILL, J.J; SLUMBA, M. **Eletric Parking Brake**. Disponível em <<http://www.google.com/patents/EP1211149A2>>. Acesso em: 19 nov.2013.

HALDERMAN, J.D. **Automotive Brake Systems**. Prentice Hall, 1996.

HAYNES PUBLISHING. **Automotive Disc Brake Manual**: Techbook Series. Londres, 1999.

How stuff works. Disponível em < <http://www.howstuffworks.com/>>. Acesso em: 20 nov. 2013.

INFANTINI, M.B. **Variáveis de desempenho dos sistemas de freio**. Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2008.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. Segunda edição. SAE, 1999.

NAKATA. **Manual para Sistema de freios**. Catálogo.

PUHN, F. **Brake Handbook**. U.S.A: HPBooks, 1985.

SENAI. **Circuitos hidráulicos dos sistemas de frenagem**. Aula 4, 2013.

SHIGUERU, M F. **Apostila de freios**. Distribuição das forças de frenagem. Manuscrito do próprio autor. São Paulo, 2012.

APÊNDICE A – Programação VBA para a aplicação de intersecção de pontos

Option Explicit

Public Function IntersectComplex(x1 As Double, y1 As Double, x2 As Double, y2 As Double, LineCoordinates As Range, Axis As Boolean) As Variant

Dim dblCrossX As Double

Dim dblCrossY As Double

Dim dblTestx1 As Double

Dim dblTesty1 As Double

Dim dblTestx2 As Double

Dim dblTesty2 As Double

Dim intSegment As Integer

With LineCoordinates

For intSegment = 1 To .Rows.Count - 1

dblTestx1 = .Cells(intSegment, 1)

dblTesty1 = .Cells(intSegment, 2)

dblTestx2 = .Cells(intSegment + 1, 1)

dblTesty2 = .Cells(intSegment + 1, 2)

If m_CalculateIntersection(x1, y1, x2, y2, dblTestx1, dblTesty1, dblTestx2, dblTesty2, dblCrossX, dblCrossY) Then

If Axis Then

IntersectComplex = dblCrossX

Else

IntersectComplex = dblCrossY

End If

Exit Function

End If

Next

intSegment = .Rows.Count

dblTestx1 = .Cells(intSegment, 1)

dblTesty1 = .Cells(intSegment, 2)

dblTestx2 = .Cells(intSegment, 1)

dblTesty2 = .Cells(intSegment, 2)

```

        If m_CalculateIntersection(x1, y1, x2, y2, dblTestx1, dblTesty1, dblTestx2,
        dblTesty2, dblCrossX, dblCrossY) Then
            If Axis Then
                IntersectComplex = dblCrossX
            Else
                IntersectComplex = dblCrossY
            End If
            Exit Function
        End If
    End With
    IntersectComplex = CVErr(xlErrNA) ' Null
End Function

Private Function m_CalculateIntersection(x1 As Double, y1 As Double, x2 As Double,
y2 As Double, _
    x3 As Double, y3 As Double, x4 As Double, y4 As Double, _
    ByRef CrossX As Double, ByRef CrossY As Double) As Variant

    Dim dblDenominator As Double
    Dim dblUa As Double
    Dim dblUb As Double
    dblDenominator = ((y4 - y3) * (x2 - x1) - (x4 - x3) * (y2 - y1))
    If dblDenominator <> 0 Then
        dblUa = ((x4 - x3) * (y1 - y3) - (y4 - y3) * (x1 - x3)) / dblDenominator
        dblUb = ((x2 - x1) * (y1 - y3) - (y2 - y1) * (x1 - x3)) / dblDenominator
    Else
        If (x1 = x3) And (y1 = y3) Then
            CrossX = x1
            CrossY = y1
            m_CalculateIntersection = True
        Else
            m_CalculateIntersection = False
        End If
    End If
    Exit Function
End If

```

```
If dblUa >= 0 And dblUa <= 1 And dblUb >= 0 And dblUb <= 1 Then
    CrossX = x1 + dblUa * (x2 - x1)
    CrossY = y1 + dblUa * (y2 - y1)
    m_CalculateIntersection = True
Else
    m_CalculateIntersection = False
End If
End Function
```