UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

ALEXANDRE BRANQUINHO ROCHA

**Implementação de um programa computacional para auxílio ao projeto de
freios automotivos utilizando técnicas de metodologia de projeto**

São Carlos
2011

ALEXANDRE BRANQUINHO ROCHA

Implementação de um programa computacional para auxílio ao projeto de freios automotivos utilizando técnicas de metodologia de projeto

Dissertação de mestrado apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico.
Orientadora: Prof.^a. Dr.^a. Zilda de Castro Silveira

São Carlos
2011

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE
DA VERSÃO CORRIGIDA. A
VERSÃO ORIGINAL
ENCONTRA-SE DISPONÍVEL
JUNTO AO DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA MECÂNICA
DA EESC-SP

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

R672i Rocha, Alexandre Branquinho.
 Implementação de um programa computacional para
 auxilio ao projeto de freios automotivos utilizando
 técnicas de metodologia de projeto / Alexandre Branquinho
 Rocha ; orientadora Zilda de Castro Silveira. São Carlos,
 2011.

 Dissertação (Mestrado - Programa de Pós-Graduação em
 Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Projeto
 Mecânico)-- Escola de Engenharia de São Carlos da
 Universidade de São Paulo, 2011.

 1. Metodologia de projeto. 2. Freios automotivos. 3.
 Análise térmica. 4. Pré-dimensionamento. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ALEXANDRE BRANQUINHO ROCHA**

Título da dissertação: **Implementação de um programa computacional, para auxílio ao projeto de freios automotivos utilizando técnicas de metodologia de projeto.**

Data da defesa: 31/08/2011:

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof^a. Dr^a. **Zilda de Castro Silveira (Orientadora)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Prof. Dr. **Rodrigo Nicoletti**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Associado **Gilberto Francisco Martha de Souza**
(Escola Politécnica/USP)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo Cesar Lima Segantine**

A minha família, namorada e amigos pelo carinho, apoio e compreensão durante o período de elaboração desse trabalho e a todos os que me ajudaram a concluir o mestrado.

AGRADECIMENTOS

A Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira, pelo apoio durante todo o mestrado e pelas oportunidades profissionais e acadêmicas proporcionadas durante nossos anos de convivência.

Ao Prof. Dr. Marcelo Becker, pelo auxílio no início de meu mestrado.

A CPFL, pelo fundamental apoio financeiro e de infraestrutura fornecido durante a realização das pesquisas.

Ao grupo SENNA, através da FIAT que viabilizou as medições nas rodas dianteiras do carro Fiat-Stilo.

Ao Laboratório de Metrologia, pelo auxílio às medições do envelope de trabalho.

A Universidade de São Paulo pela utilização de suas instalações, pelo auxílio dado através de seus funcionários e colaboradores e pela oportunidade de realização do curso de mestrado.

“Estratégia é a arte ou ciência de saber identificar e empregar meios disponíveis para atingir determinados fins, apesar de a eles se oporem obstáculos e/ou antagonismos conhecidos.”

Sun Tzu

RESUMO

Rocha, A. B. (2011) **Implementação de um programa computacional, para auxílio ao projeto de freios automotivos utilizando técnicas de metodologia de projeto.** Dissertação de mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo. 138 p.

Este trabalho apresenta o desenvolvimento das fases de projeto informacional e preliminar para sistemas de freios por atrito, com aplicação em veículos urbanos de baixo custo. O desenvolvimento de projetos de sistemas de freios mecânicos, em veículos com baixa ou nenhuma emissão de poluentes e elevada eficiência depende fortemente do sistema de controle, condições de dirigibilidade, e principalmente das soluções para o sistema de geração e armazenagem de energia. A indústria automotiva constantemente promove a inserção de novas tecnologias, em componentes e sistemas automotivos. Porém, tanto as concepções, quanto as alterações são muitas vezes sigilosas ou/e protegidas por patentes. Nesse sentido foi desenvolvido um procedimento, para o projeto de freios mecânicos, a partir de ferramentas de metodologia de projeto. Durante o projeto informacional, que incorpora as análises de viabilidade técnica e econômica foi feita uma extração de características, cujo objetivo foi identificar os itens mais importantes em um sistema de freios, a partir da visão do usuário final. Para essa etapa foi utilizada a primeira matriz do QFD (*Quality Function Deployment*), ou matriz da qualidade do projeto. A região dessa matriz denominada “matriz de contradições” antecipa possíveis problemas técnicos, que deverão ser solucionados durante o projeto conceitual, ou durante a modelagem ou otimização no projeto preliminar. A concepção inovativa de um sistema de freios depende de um conjunto de variáveis, que inclui o espaço disponível de montagem ou envelope de trabalho, condições estáticas e dinâmicas da massa do veículo em funcionamento, até a forma de propulsão e geração de energia do veículo. A partir dessa visão, foi desenvolvido um programa de apoio ao projeto de freios automotivos dentro da visão de elementos de máquinas e estimativas com modelo simplificado, do perfil de temperatura do elemento de atrito durante a frenagem, com futura aplicação em veículos híbridos. O programa foi orientado por técnicas de metodologia de projeto, uma vez que veículos urbanos comerciais podem ser classificados como “bens de consumo”.

Palavras-chave: *freios automotivos; pré-dimensionamento; metodologia de projeto; análise térmica.*

ABSTRACT

Rocha, A. B. (2011) **Implementação de um programa computacional, para auxílio ao projeto de freios automotivos utilizando técnicas de metodologia de projeto.** Dissertação de mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo. 138 p.

This work presents the development of the informational and preliminary design phases to friction brakes applied to urban vehicles of low cost. The design development of the brake systems for vehicles with less or zero pollutants emissions, with high efficiency depends strongly of the control systems, dirigibility conditions and mainly of the solutions to the power generation and storage system. The automotive industries often promote the insertion of new technologies to mechanical parts and electromechanically systems. However, the concepts and the improvements are oftentimes secrets or sheltered by patents. In this way is developed a procedure for design mechanical brakes from design methodology techniques. From the informational design, that include the technical and economical feasibilities, it was made the technical informational extraction, whose objective it was to identify the characteristics more important to a brake system from costumer view. In this phase, the first matrix of QFD (*Quality Function Deployment*) or design quality matrix was developed. The superior matrix called “Contradiction Matrix” brings technical problems that will be resolved during the conceptual or preliminary design phases. The innovative conception of a brake system depends on a set of variables and parameters that include considerations about work envelope, static and dynamic conditions of the vehicle and as example, the propulsion and power generation of the system. As result of the design view it was developed a support program for design of the friction brakes considering the machine elements approach and using a simplified model it is possible to estimate of the temperature profile in the friction material during brake process, considering future applications in hybrid vehicles. The program was oriented by design methodology techniques to support the decision-making, once that the urban vehicles mentioned in this work can be classified as “consumer good”.

Key-words: *automotive brakes; pre-calculation; design methodology; thermal analysis.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 2.1– TRAJETÓRIA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA DE POTÊNCIA EM UM VEÍCULO CONVENCIONAL DE MCI. (ADAPTADO: HUSAIN, 2010).....	22
FIGURA 2.2 – TRAJETÓRIA DE TRANSMISSÃO ELETRÔNICA DE POTÊNCIA EM UM VEÍCULO HÍBRIDO. (ADAPTADO: HUSAIN, 2010)	22
FIGURA 2.3–DIAGRAMA DE CORPO LIVRE (DCL) DE UM VEÍCULO SOB A AÇÃO DE FRENAGEM (FONTE: HUSAIN, 2010).	25
FIGURA 3.1– CLASSIFICAÇÕES DE FREIOS E EMBREAGENS (FONTE: NORTON, 2000)	32
FIGURA 3.2 – CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS EM FREIOS. (FONTE: HAMROCK ET AL., 2006).	32
FIGURA 3.3 – VISTA EM PERSPECTIVA E PROJETADA DE UM SISTEMA DE FREIO A DISCO (FONTE: TRW, 2011).	36
FIGURA 3.4 – COMPONENTES DO FREIO A DISCO: (1) CALIPER, (2) ANEL DE VEDAÇÃO, (3) ÊMBOLO, (4) SUPORTE, (5) PINOS DESLIZANTES, (6) MOLAS, (7) PASTILHAS DE FREIO, (8) PARAFUSO SANGRADOR, (9) COIFAS, (10) COIFAS DOS PINOS DESLIZANTES (FONTE: KAWAGUCHI, 2005).	37
FIGURA 3.5 – FREIO A DISCO: (A) FREIO NO INÍCIO DA VIDA ÚTIL; (B) APÓS TEMPO (T_1) DE USO E C) APÓS TEMPO $T_2 > T_1$ DE USO (FONTE: OLIVEIRA, 1983).	37
FIGURA 3.6 – EMBREAGEM DE DISCO (FONTE: SHIGLEY, 2005).....	38
FIGURA 3.7 – ESQUEMA DE UM FREIO A DISCO (FONTE: SHIGLEY, 2005).....	38
FIGURA 3.8 – VISTA EXPLODIDA DE UM FREIO A TAMBOR (FONTE: TOYOTA MOTOR CORP., 2000).	42
FIGURA 3.9 – FREIO A TAMBOR DE SAPATAS CURTAS (FONTE: NORTON, 2000).	43
FIGURA 3.10 – FREIO A TAMBOR DE SAPATAS LONGAS INTERNAS COM UM CILINDRO HIDRÁULICO DE RODA (FONTE: JUVINALL, 2008).	45
FIGURA 3.11 – FREIO A TAMBOR DE SAPATAS LONGAS INTERNAS COM DOIS CILINDROS HIDRÁULICOS DE RODA (FONTE: JUVINALL, 2008).....	46

FIGURA 3.12 – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DE UM FREIO DE SAPATA INTERNA (FONTE: SHIGLEY, 2005)	46
FIGURA 3.13 – CONVENÇÃO DE SINAIS DAS REAÇÕES DE APOIO (FONTE: SHIGLEY, 2005).....	49
FIGURA 3.14 – GEOMETRIA E DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO EM SAPATAS LONGAS (FONTE: OLIVEIRA, 1983) ...	50
FIGURA 3.15 – EFEITOS DAS DIFERENTES FASES DO CICLO DE VIDA SOBRE O CUSTO DO PRODUTO. (FONTE: BLANCHARD & FABRYCKY, 1990 APUD BACK, ET AL.2008).	53
FIGURA 3.16 – CICLO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS (FONTE: BACK, ET. AL 2008).	54
FIGURA 3.17 – PRINCIPAIS ETAPAS DE TRABALHO PARA ELABORAÇÃO DA LISTA DE REQUISITOS (FONTE: PAHL ET AL, 2005).	55
FIGURA 3.18 – REGIÕES DA MATRIZ DA QUALIDADE (1ª. MATRIZ DO QFD).	57
FIGURA 3.19 – QFD DE QUATRO FASES (FONTE: WWW.NUMA.ORG.BR).	58
FIGURA 3.20 – PRIMEIRA MATRIZ QFD, PROJETO INFORMACIONAL PARA UMA IMPRESSORA 3-D (DISCIPLINA SEM 0522 – METODOLOGIA E TEORIA DE PROJETO, 2011).	58
FIGURA 3.21 – ÁRVORE FUNCIONAL DE UM DESCASCADOR DE BATATAS (FONTE: BAXTER, 1998).	60
FIGURA 3.22 – PROCESSO DE CONVERGÊNCIA CONTROLADA NA SELEÇÃO DO CONCEITO (FONTE: BAXTER, 2003).....	61
FIGURA 3.23 – FLUXO DE ATIVIDADES NA ETAPA DE PROJETO PRELIMINAR REQUISITOS (FONTE: PAHL E BEITZ, ET. AL 2005).	63
FIGURA 3.24 – CONFIGURAÇÃO O PROJETO (FONTE: BAXTER, 1998).	65
FIGURA 3.25 – PROCESSO ITERATIVO DE OTIMIZAÇÃO EM ENGENHARIA (ADAPTAÇÃO: ARORA, 1989).....	67
FIGURA 3.26 – MALHA GERADA UTILIZANDO O MÉTODO NUMÉRICO DE DIFERENÇAS FINITAS.	68
FIGURA 3.27 – FLUXOGRAMA DE FUNCIONAMENTO DO SIMULATED ANNEALING (FONTE: CASTRO, 2007) ...	72
FIGURA 4.1 – MODO DE FALHA: DISCO VITRIFICADO (GLASSY) – VEÍCULOS PESADOS (FONTE: HODEL, 2010)	74
FIGURA 5.1 – PROPOSTA CONCEITUAL DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO HÍBRIDO (FONTE: PCT, 2008).....	92

FIGURA 5.2 – PRIMEIRA VERSÃO DA MATRIZ DO PROJETO DA QUALIDADE (QFD), PARA FREIOS EM VEÍCULOS DE PASSAGEIROS POPULARES. (ANEXO A)	95
FIGURA 5.3 – MODELO FUNCIONAL DO SISTEMA DE FREIOS E ANÁLISE DE TIPO CAUSA E EFEITO DA FALHA. 97	
FIGURA 5.4 – DIAGRAMA FUNCIONAL, PASTILHA-DISCO.	98
FIGURA 5.5 – ANÁLISE MORFOLÓGICA, PARA O SISTEMA DE FREIOS.	98
FIGURA 5.6 – CONDUÇÃO EM PAREDE PLANA COM GERAÇÃO UNIFORME DE FLUXO DE CALOR. (A) CONDIÇÕES DE CONTORNO ASSIMÉTRICAS; (B) CONDIÇÕES DE CONTORNO SIMÉTRICAS; (C) SUPERFÍCIE ADIABÁTICA NO PLANO MÉDIO. (FONTE: INCROPERA, 2002).....	102
FIGURA 5.7 – VISUALIZAÇÃO DA MALHA IMAGINÁRIA	104
FIGURA 6.1 – FLUXOGRAMA DO PROGRAMA PARA O PROJETO DE FREIOS.....	106
FIGURA 6.2 – ESTRUTURA DO PROGRAMA COM BASE NO PROJETO PARA CÁLCULO FREIO DE ATRITO.	107
FIGURA 6.3 – ENTRADAS E SAÍDAS NO PROGRAMA DE PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE FREIOS	108
FIGURA 6.4 – MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS - INTERFACE GRÁFICA.	108
FIGURA 6.5 – SEÇÃO DE PASTILHA DE FREIO.....	109
FIGURA 6.6 – GRADIENTE DE TEMPERATURA OBTIDO ATRAVÉS DO PDETOOL (MATLAB®).....	109
FIGURA 6.7 – GRADIENTE DE TEMPERATURA OBTIDO PELA IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO DE DIFERENÇAS FINITAS.	109
FIGURA 6.8 – PRESSÃO NORMAL X FORÇA APLICADA.....	110
FIGURA 6.9 – TORQUE GERADO NAS PASTILHAS DE FREIO.	111
FIGURA 6.10 (A) – DISTRIBUIÇÃO DA ENERGIA PERDIDA (CURVAS ISOMÉTRICAS).....	111
FIGURE 6.10 (B) – TORQUE X TEMPO DE PARADA TOTAL.....	111
FIGURA 6.11 – CALOR DE ENTRADA	112
FIGURA 6.12 – GRADIENTE DE TEMPERATURA	112
FIGURA 6.13 – TEMPERATURA INSTANTÂNEA.	112

FIGURA 6.14 – PRESSÃO DO MATERIAL DE ATRITO AO LONGO DA SAPATA.....	113
FIGURA 7.1 – CICLOS DE FRENAGEM X TEMPERATURA CONSIDERANDO DIFERENTES TEMPOS DE RESFRIAMENTO.....	116
FIGURA 7.2 – FRENAGEM CONTINUA – TEMPO X TEMPERATURA – CONSIDERANDO DIFERENTES VELOCIDADES DE DESCIDA.	117
FIGURA 7.3 – TELAS DO PROGRAMA DE CÁLCULO DE FREIO A DISCO POR DESGASTE UNIFORME	119
FIGURA 7.4 – DESENHO ESQUEMÁTICO DO FREIO A TAMBOR (FONTE: SHIGLEY, 2005).....	120
FIGURA 7.5 – TELAS DO PROGRAMA DE CÁLCULO DE FREIO A TAMBOR.....	121
FIGURA 7.6 – TELA DO PROGRAMA SIMULATED ANNEALING	123
FIGURA 7.7 – GRÁFICO DE “RESFRIAMENTO” ATÉ ATINGIR A ESTABILIZAÇÃO DA TEMPERATURA.	123
FIGURA 7.8 – GRÁFICO DE ESTABILIZAÇÃO DA TEMPERATURA.....	124
FIGURA 7.9 – RESPOSTA GERADA PELO PROGRAMA DE OTIMIZAÇÃO	125
FIGURA B.1 – CARRO BASE E SISTEMAS DE FREIO A DISCO.	137
FIGURA B.2 – CARRO BASE E SISTEMAS DE FREIO A DISCO.	137
FIGURA B.3 – MEDIÇÃO DAS PEÇAS E MEDIÇÃO DO PERFIL DA RODA NO LABORATÓRIO DE METROLOGIA DO SEM-EESC-USP.....	138
FIGURA B.4 – PROJETO VIRTUAL DA RODA E SISTEMAS DE FREIO.....	138

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – COMPARAÇÃO ENTRE SISTEMAS DE FREIOS.....	30
TABELA 4.1 – PROPRIEDADES MAIS IMPORTANTES DOS MATERIAIS DE FRICÇÃO OPERANDO A SECO.	75
TABELA 4.2 – VALORES REPRESENTATIVOS DO COEFICIENTE DE ATRITO PARA MATERIAIS DE FRICÇÃO OPERANDO EM ÓLEO.....	76
TABELA 4.3 – VALORES PARA O PROJETO DE FREIOS – UNIDADES NO SISTEMA INTERNACIONAL.	83
TABELA 4.4 – VALORES PARA O PROJETO DE FREIOS – UNIDADES NO SISTEMA INGLÊS.	84
TABELA 4.5 – LISTA DE COEFICIENTES PARA EQUAÇÃO TRANSCENDENTAL.	86
TABELA 5.1 – REQUISITOS DO CONSUMIDOR	93
TABELA 5.2 – REQUISITOS TÉCNICOS	94
TABELA 5.3 – CONDIÇÕES DE CONTORNO	104
TABELA 7.1 – VALORES ATRIBUÍDOS NO PROBLEMA PROPOSTO DA SEÇÃO 7.1.1	121

NOMENCLATURA

Símbolo	Nomenclatura	Unidade
a	Aceleração	m/s ² , ft/s ²
a _t	Difusividade térmica	m ² /h, ft ² /h
a _{XT}	Aceleração ou desaceleração linear	m/s ² , ft/s ²
A	Área	mm ²
c	Calor específico	m ² /s ² .K, J/kg.°C, BTU/lb _m .°F
e	Distancia entre a articulação e o centro do tambor	mm
E	Energia	J, kg. m ² /s ²
E	Modulo de elasticidade do material	Pa
f	Coefficiente de atrito	[]
F	Força	N
F _{rol}	Força de resistência ao rolamento	N
F _{AD}	Força de arrasto aerodinâmico	N
g	Gravidade	m/s ²
h	Coefficiente de transferência de calor	W/m ² .K
h _R	Coefficiente de transferência de calor por convecção	Nm/hKm ² , BTU/h°Fft ²
H	Energia	W, kg. m ² /s ²
I	Momento de inercia	kg.m ²
k	Condutividade térmica	W/m.K, BTU/hft°F
KE	Energia cinética	BTU
L	Espessura do tambor	mm
m	Massa	kg
N	Número de superfícies de atrito	[]
p _a	Pressão absoluta	kPa
q	Razão de entrada de calor	BTU/s
q ₍₀₎	Potencia	Nm/h, BTU/h
q'' ₍₀₎	Fluxo de calor	Nm/hm ² , BTU/hft ²
r	Raio	mm
t	Tempo	h, min, s
t _c	Tempo de resfriamento	h, min, s

Símbolo	Nomenclatura	Unidade
T	Temperatura	K, °C, °F
T_{∞}	Temperatura ambiente	K, °C, °F
T	Torque	N.m
U	Coeficiente de Superfície	BTU/ft ² s°F
U	Taxa de dissipação de energia	N.m/s, W, J
v_o	Velocidade inicial	m/s, ft/s
v_f	Velocidade final	m/s, ft/s
W	Massa	lb _m
W	Peso estático	N
W'_{wh}	Peso dinâmico da roda	N
w	Largura da sapata de freio	mm
β	Aceleração angular	rad/s ²
δ	Espessura da lona	mm
$\Delta\phi$	Ângulo	rad, °
Δx	Distância entre nós	mm
μ	Coeficiente de atrito	[]
ρ	Densidade	kg/m ³ , lb _m /ft ³
θ	Ângulo	rad, °
ω	Velocidade angular	rad/s

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	16
1.1.	MOTIVAÇÃO	17
1.2.	OBJETIVOS.....	18
2.	REVISÃO DA LITERATURA.....	19
2.1.	VEÍCULOS ELÉTRICOS HÍBRIDOS (VEH'S) - CONSIDERAÇÕES	19
2.2.	CONSIDERAÇÕES SOBRE A DINÂMICA DE FREIOS AUTOMOTIVOS	23
2.3.	TENDÊNCIAS DE PROJETO PARA FREIOS AUTOMOTIVOS	27
2.3.1.	<i>Sistema Flybird</i>	29
3.	EMBASAMENTO TEÓRICO	31
3.1.	FREIOS MECÂNICOS	31
3.1.1.	<i>Equilíbrio estático</i>	36
3.1.1.1.	Freios a disco	36
3.1.1.1.1.	Hipóteses para equacionamento de freios de sapata	38
3.1.1.2.	Freios a tambor de sapatas.....	41
3.1.1.2.1.	Freios a tambor de sapatas externas curtas	43
3.1.1.2.2.	Freios a tambor de sapatas internas longas	45
3.1.1.2.3.	Freios a tambor de sapatas externas longas	49
3.2.	METODOLOGIA DE PROJETO: DEFINIÇÕES E TÉCNICAS	51
3.2.1.	<i>Projeto Informacional</i>	54
3.2.2.	<i>Projeto Conceitual</i>	59
3.2.3.	<i>Projeto Preliminar ou Anteprojeto</i>	62
3.2.4.	<i>Projeto Detalhado</i>	64
3.2.5.	<i>Validação e Ensaios de Confiabilidade e Durabilidade</i>	66
3.3.	MÉTODOS NUMÉRICOS EM ENGENHARIA	66
3.3.1.	<i>Método das Diferenças Finitas</i>	68

3.3.2.	<i>Simulated Annealing</i>	70
4.	CONSIDERAÇÕES NO PROJETO DE FREIOS: MODOS DE FALHA, MATERIAIS E COEFICIENTE DE ATRITO E DESENVOLVIMENTO DA ANÁLISE TÉRMICA DO DISCO DE FREIO.....	73
4.1.	MODOS DE FALHAS, MATERIAIS E COEFICIENTE DE ATRITO.	73
4.2.	ENERGIA E ANÁLISE TÉRMICA NO DISCO	77
4.2.1.	<i>Temperatura no disco de freio</i>	79
4.2.2.	<i>Fluxo de Entrada</i>	79
4.2.3.	<i>Variação da Temperatura</i>	80
4.2.4.	<i>Análise simplificada da temperatura em uma única frenagem</i>	81
4.2.5.	<i>Análise completa da temperatura em uma única frenagem</i>	84
4.2.5.1.	Temperatura do freio a disco em uma única frenagem	84
4.2.5.2.	Temperatura do freio a tambor em uma única frenagem	87
4.2.6.	<i>Análise de temperatura para frenagens repetidas</i>	88
4.2.7.	<i>Análise da temperatura para frenagens continuadas.....</i>	90
5.	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO INFORMACIONAL DO SISTEMA DE FREIOS	91
5.1.	PROJETO INFORMACIONAL: LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DO USUÁRIO FINAL – MONTAGEM DA PRIMEIRA MATRIZ DO QFD.....	92
5.2.	PROJETO CONCEITUAL: FUNÇÕES DO SISTEMA DE FREIOS	96
5.2.1.	<i>Projeto Conceitual / Preliminar: Energia e dissipação</i>	99
5.2.1.1.	Montagem das equações de calor para freios	100
5.3.	CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO PARA FREIO A DISCO.....	103
6.	DESENVOLVIMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DO PROGRAMA PARA AUXÍLIO AO PROJETO DE FREIOS AUTOMOTIVOS.....	106
6.1.	VARIAÇÃO DA PRESSÃO AO LONGO DA SAPATA.	113
7.	VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS	114
7.1.	TEMPERATURA NOS FREIOS APÓS REPETITIVOS OU LONGOS PROCESSOS DE FRENAGEM	114
7.1.1.	<i>Problema da temperatura após frenagens intermitentes.....</i>	115

7.1.2.	<i>Problema da temperatura após frenagens continuas</i>	116
7.2.	PROBLEMA MECÂNICO DO FREIO	118
7.2.1.	<i>Freio a disco</i>	118
7.2.2.	<i>Freio a tambor</i>	119
7.3.	TESTE DE FUNÇÃO UTILIZANDO O ALGORITMO SIMULATED ANNEALING.....	121
8.	CONCLUSÕES	126
	REFERÊNCIAS	128
	ANEXO A – PRIMEIRA VERSÃO DA MATRIZ DO PROJETO DA QUALIDADE (QFD), PARA FREIOS EM VEÍCULOS DE PASSAGEIROS POPULARES.	135
	ANEXO B – OBTENÇÃO DO VOLUME DE TRABALHO RODAS-FREIOS (FASE DO PROJETO PRELIMINAR)	137

1. INTRODUÇÃO

O projeto de um sistema de freios é um importante item dentro do estudo de elementos de máquinas, pois é um item de segurança e controle em sistemas mecânicos e têm um enfoque importante na indústria automotiva, uma vez que é um item de grande relevância em veículos automotivos. A malha de transporte no Brasil é composta praticamente por transportes rodoviários, que respondem por 96,2% do total de meios de locomoção, sendo que 61,8% são destinados a transporte de carga. A malha rodoviária tem papel fundamental no suprimento de cadeias de produção e interações entre segmentos de negócios, que também promovem a integração de diferentes regiões e estados (Gobbi, 2010).

O crescimento econômico mundial e, em específico no Brasil causa significativo impacto ambiental, devido às elevadas emissões de gases lançadas à atmosfera e a poluição gerada pelo próprio parque fabril envolvido na cadeia de transformação de veículos. Dentre os principais combustíveis utilizados mundialmente, o diesel é o que mais contribui, para a emissão de gases poluentes. Segundo Sharp (2005) *apud* Santos (2009), o Brasil utiliza 35 bilhões de litros de diesel por ano, superando os 23 bilhões de litros de gasolina. Desse total, o transporte de carga e passageiros responde por 95% das emissões de poluentes. O desenvolvimento de novas tecnologias, para se obter fontes alternativas de energia, mais limpas e eficientes tem conduzido a indústria automotiva, a explorar e encontrar novas configurações de projeto automotivas, que satisfaçam essas novas demandas para os veículos e com foco nas questões ambientais.

Os carros elétricos configuram uma opção, para se reduzir a emissão de poluentes para a atmosfera e poluição sonora, porém há a necessidade de estudos constantes para a melhoria das baterias, que em grande parte ao serem descartadas, também geram problemas ambientais. Além disso, há ainda uma grande resistência em vários países, quanto ao uso de carros elétricos, talvez por essa razão, os carros híbridos tenham encontrado um “nicho” maior de aplicação. Essas opções de propulsão e energia, para veículos implicam em alterações nos veículos de combustão interna.

O sistema de freios, que configura um item de grande importância no sistema automotivo tem sido alvo de constantes estudos, principalmente por parte da indústria automotiva, no sentido de melhorar seu controle e eficiência, bem como obter aproveitamento da energia térmica perdida durante os processos de frenagem, condição freqüente em

ambientes urbanos. Para veículos híbridos esta condição está acoplada também ao sistema de gerenciamento de potência das baterias. Recentemente, novas abordagens para se armazenar a energia de frenagem têm surgido, como por exemplo, as *flywheels* utilizadas nos carros de corrida e estudo de novos materiais de atrito. Porém, há vários aspectos que ainda inviabilizam sua utilização em veículos de passeio de baixo custo, a começar pelo peso e elevada rotação necessária para o armazenamento de energia.

Neste trabalho é proposto um procedimento para auxiliar o projeto de sistemas de freios automotivos, utilizando ferramentas de metodologia de projeto, que incluem a inserção das necessidades do usuário final, durante o projeto informacional e identificar junto à equipe técnica as possíveis restrições do projeto em um determinado momento de melhoria ou inovação do projeto em questão. Em seguida, foi desenvolvido um programa de código aberto para estimativa das forças, torques e energia envolvidos durante o acoplamento do sistema de freios, estimativa da variação de temperatura durante a frenagem e validação com exemplos da literatura técnica.

1.1. MOTIVAÇÃO

As questões ambientais, que envolvem especificamente a redução ou eliminação de emissões de gases poluentes têm sido foco de estudos e propostas de novas formas de geração de energia na indústria de transportes, seja automotiva ou aeronáutica. Por outro lado, observa-se em grande parte dos países, e em específico no Brasil um aumento da mobilidade pessoal, função da má qualidade dos transportes urbanos e do aumento do poder aquisitivo nos últimos anos. Os veículos híbridos apresentam uma solução inicialmente viável, para mobilidade em grandes centros urbanos, com autonomia de até 70 km (Souza; Dedini, 2009). Neste contexto, o estudo e melhoria de respostas, em função de parâmetros de projeto envolvidos nas respostas de desempenho do veículo serão contínuos e multidisciplinares. Portanto, a utilização de técnicas de metodologia de projeto, que auxiliam a tomada de decisão técnica ao longo do desenvolvimento do projeto principalmente por equipes multidisciplinares e programas abertos para dimensionamentos de subconjuntos do sistema automotivo, que possam se comunicar com outras interfaces são importantes, para o

entendimento e verificação das novas tecnologias e configurações que podem substituir os veículos de combustão interna.

1.2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é apresentar um procedimento metodológico, para apoiar o projeto de sistemas de freios dentro de um ambiente multidisciplinar. Nesse contexto foi desenvolvido um programa para pré-cálculo de freios a disco e a tambor.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo são apresentados: definição de veículos híbridos, conceitos básicos sobre a dinâmica do sistema de freios, teoria básica sobre equilíbrio estático de freios a tambor e a disco e definições e ferramentas de metodologia de projeto.

2.1. VEÍCULOS ELÉTRICOS HÍBRIDOS (VEH'S) - CONSIDERAÇÕES

Questões ambientais e econômicas têm impulsionado o desenvolvimento de veículos, que utilizem fontes energia cada vez menos poluentes, eficientes e sustentáveis, para transporte urbano. Esses ganhos também podem ser estendidos para tecnologias de transporte *off - road* comerciais e industriais. A porcentagem de veículos de passeio é significativa no transporte mundial, considerando que grande parte, ainda utiliza motores de combustão interna (ICEVs – *Internal Combustion Engine Vehicles*), que contribuem para os elevados índices de poluição atmosférica. De acordo com Husain (2010) o número de veículos urbanos que se deslocam em todo o mundo, dobrou nos últimos 15 anos aproximando-se de 1 bilhão de veículos. Os primeiros carros elétricos surgiram na metade do século 19. No ano de 1900, dos 4200 veículos vendidos, 40% eram movidos a vapor, 38 % movidos a energia elétrica e 22% movidos a gasolina (Husain, 2010).

Com invenção do motor de partida em 1911, melhorias das tecnologias de produção em massa (Ford) de veículos movidos a gás, a baixa vida útil de baterias e facilidade de venda de gasolina em regiões rurais, os veículos elétricos praticamente desapareceram do mercado no final do século 19. Somente na década de 60, os projetos para carros elétricos foram retomados, em função de questões ambientais e da forte dependência mundial de poucos países produtores de petróleo.

Segundo Husain (2010), em 1995 a General Motors lançou seu primeiro veículo elétrico (Saturno EV1) restrito aos estados da Califórnia e Arizona - EUA, sendo descontinuados alguns anos depois. Com esses projetos iniciais foi possível identificar que o consumidor final, ainda não estava preparado para aceitar veículos, que não tivessem uma autonomia para longas distâncias, em função do pacote de baterias que necessitavam ser

recarregadas, após um determinado tempo de uso. O custo e preço finais dessas baterias também eram elevados e, juntamente com a necessidade de serem recarregadas se mostraram pouco viáveis, principalmente quando comparadas com a autonomia de tanques de combustíveis (gás ou gasolina). A limitação de veículos elétricos movidos a baterias conduziu novas pesquisas na composição de elementos químicos alternativos e estratégias mistas de atuação de fontes de energia, que oferecessem maior autonomia de deslocamento.

Em 1999, a automotiva Toyota lançou o primeiro veículo híbrido “Toyota Prius”. Atualmente, a terceira geração deste modelo está disponível no mercado. Os veículos híbridos ou veículos elétricos híbridos (VEH ou HEV’s) utilizam dois princípios físicos: um motor de combustão interna em conjunto com uma ou mais máquinas elétricas, para propulsão. Esse tipo de veículo emite uma menor quantidade de poluentes, para a atmosfera e constituem uma alternativa aos veículos puramente elétricos, limitados ainda pela vida e eficiência dos pacotes de baterias. Os motores de combustão interna utilizados em veículos híbridos possuem dimensões muito menores, quando comparados com aos motores utilizados em veículos comerciais de combustão interna. Há alguns estudos em de melhoria conjunta entre baterias e outras formas de geração de energia, como por exemplo, o uso motores com células de combustíveis. Essas células funcionam como conversoras de energia eletroquímicas, com maior eficiência do que motores térmicos. O combustível para essas células é o hidrogênio ou gases a partir dos quais, o hidrogênio possa ser retirado. Esse conceito conduz ao desenvolvimento de veículos elétricos com células de combustível, que ainda não são comercialmente viáveis.

O projeto de um veículo envolve várias áreas do conhecimento das engenharias, computação e conceitos de desenho industrial. Simplificadamente, os sistemas técnicos envolvidos no projeto constituem a física do movimento, energia e potência e princípios de conversão de energia sejam químicos, elétricos e mecânicos. Um veículo híbrido combina duas ou mais fontes de potência, que podem gerar propulsão direta ou indireta. Em 1900, um engenheiro belga chamado Pieper desenvolveu um carro híbrido a gás e a eletricidade, cujo motor elétrico estava localizado embaixo do assento (Santos, 2009).

Husain (2010) define que os componentes primários de “hardware” nos veículos são os dispositivos de conversão e transmissão de potência e muitos componentes secundários são fundamentais para o funcionamento dos componentes primários. Os dispositivos de conversão primária de energia em veículos elétricos e híbridos são os motores de combustão interna, máquina elétrica e um dispositivo de armazenagem de energia. O motor de combustão interna (MCI) utiliza o princípio térmico, que converte energia química em energia mecânica. A

máquina elétrica pode ser utilizada tanto como um motor ou como um gerador para converter potência mecânica em potência elétrica e vice-versa. A transmissão no veículo é um componente fundamental para transferência de potência do motor de combustão para as rodas.

Com a introdução de máquinas elétricas, para transferência de potência e energia em veículos elétricos e híbridos, os dispositivos de armazenagem de energia e dispositivos para conversão de energia e potência elétrica-elétrica. A elevada capacidade de armazenagem de pacotes de baterias é a forma mais comum de dispositivos para armazenagem de energia nesses veículos. Um banco de ultra capacitores também pode ser utilizado para armazenagem de energia em veículos híbridos. Volantes de inércia (*Flywheels*) estão sendo utilizados em protótipos de pesquisa, para veículos híbridos para armazenagem de energia na forma mecânica.

As máquinas elétricas necessitam de um drive elétrico, para controlar a máquina e fornecer a potência requerida baseada nas demandas e sinais de retorno. Os drives elétricos são constituídos por dispositivos de potência eletrônica e controladores eletrônicos. Os drives são dispositivos de conversão de energia elétrica-para-elétrica, que convertem voltagens estáveis com frequência pré-determinadas internamente a uma voltagem variável fornecida para a máquina elétrica. Os drives também podem processar energia elétrica em outros canais, para auxiliar a máquina elétrica, para converter potência mecânica em potência elétrica, quando a máquina elétrica opera como um gerador. O conversor DC-DC é outro gerenciador de potência elétrica utilizada para conversores de potência DC, a partir de níveis de alta para baixa voltagem ou vice-versa. O conversor é feito para dispositivos de potência eletrônica e energia armazenada por indutores.

O fluxo de energia em um veículo se inicia através da fonte de energia e termina nas rodas, com o fornecimento da potência de propulsão. O caminho para essa potência e fluxo de energia é conhecido como trem de força (*powertrain*) do veículo. A fonte de energia dentro do veículo pode ser diesel ou gasolina para o motor de combustão interna ou a energia armazenada nas baterias do motor elétrico.

De acordo com Husain (2010), o fluxo de potência e energia no *powertrain* é controlado por um conjunto de controladores eletrônicos. Em adição para as unidades controladoras eletrônicas (ECU's em língua inglesa), para cada conversor de energia e dispositivos de transmissão de potência no *powertrain* há um controlador mestre, para coordenar os níveis das funções dos sistemas, denominado "Controlador Supervisório" do Veículo. Esse controlador é um componente fundamental em veículos híbridos, no período que haja coordenação da conversão de energia dos diversos dispositivos e transmissão de

potência através da linha elétrica e mecânica. O controlador supervisor equivale ao “cérebro” do veículo, para gerar comandos de controle para os componentes individuais das unidades eletrônicas de controle do trem de potência ou *powertrain*. O controlador supervisor interage com os componentes dos veículos, através de comunicação em rede, a qual está baseada em um protocolo de rede controladora de área.

As Figuras 2.1 e 2.2 apresentam um esquema simplificado do caminho de transmissão de potência me veículos convencionais de combustão interna e híbridos. Os componentes primários em um motor convencional de um veículo de combustão interna são: motor e a transmissão. Esses componentes fornecem potência para as rodas através de um eixo motor e outros dispositivos de acoplamento. A trajetória da transmissão de potência mecânica (TTPM) é apresentada na Figura 2.1. A trajetória da transmissão elétrica de potência (TTPE) em um veículo elétrico é basicamente feito com energia elétrica, com exceção aos dispositivos de acoplamentos entre o motor de propulsão elétrico e as rodas, apresentado na Figura 2.2. Em veículos híbridos, há os dois caminhos transmissão elétrica e mecânica para o *powertrain*. A Figura 2.2 apresenta uma configuração genérica para veículos híbridos. Os híbridos sustentados por carga não precisam ser conectados para recarregar o sistema de armazenamento de energia.

Figura 2.1– Trajetória de transmissão mecânica de potência em um veículo convencional de MCI. (Adaptado: Husain, 2010)

Figura 2.2 – Trajetória de transmissão eletrônica de potência em um veículo híbrido. (Adaptado: Husain, 2010)

A única fonte de energia é armazenada no combustível para o motor de combustão interna. A potência de propulsão se origina de uma ou mais máquinas elétricas e do MCI. A potência de propulsão é transmitida para as rodas, tanto pela TTPM, como TTEP ou pela combinação de ambas. O sistema TTPM está associado com um MCI e transmissão, já o sistema TTEP consiste de um sistema de armazenamento de energia, um gerador, um motor propulsor e transmissão. A combinação entre as máquinas elétricas e o MCI fornece uma variedade de arquiteturas, para veículos híbridos. As fontes de energia e os dispositivos de conversão de potência podem ser organizados em série, paralelo ou combinações desses arranjos, fornecendo também diferentes arquiteturas híbridas.

2.2. CONSIDERAÇÕES SOBRE A DINÂMICA DE FREIOS AUTOMOTIVOS

O sistema de frenagem de um veículo converte energia cinética do veículo em energia térmica, que fornece ao motorista um meio de parar ou reduzir sua velocidade. A energia cinética do veículo é transferida durante o contato e desgaste dos discos durante o período de frenagem. Os sistemas convencionais de freios utilizam o princípio hidráulico para acionar o elemento de atrito (pastilha ou lona) durante a ação de frear. O sistema hidráulico de entrada é preenchido com um fluido específico, o qual é pressurizado e forçado através de um sistema pelo deslocamento de pistões mestres. Os freios a disco são utilizados preferencialmente para as ambas as rodas dianteiras e traseiras em veículos de passageiros.

As pastilhas do freio a disco são forçadas contra superfícies manufaturadas de um disco rotativo (rotor) que gira solidária à roda. Os freios a disco possuem pastilhas que funcionam com o atrito e são controlados pelo sistema *caliper*, as quais em contato unem o rotor e a roda. Os freios a disco são projetados para facilitar o resfriamento no momento da frenagem e resistir ao fenômeno “fading”. *Fading* ou fadiga térmica causa um decréscimo no coeficiente de atrito, com a elevação da temperatura durante o processo de frenagem, essa condição causa um processo de “derretimento” na interface de contato. A elevada força necessária para a atuação do *caliper* é normalmente desenvolvida, a partir de um dispositivo de comando de entrada de freio, acionado pelo motorista.

A condição dinâmica das forças envolvidas no processo de frenagem é similar à dinâmica do veículo. As condições de frenagem são governadas pelo atrito entre a interface

pneu-pista. Considerando F_{bf} e F_{br} como as forças de frenagem aplicadas às rodas dianteiras e traseiras e considerando a segunda lei de movimento de Newton, a equação de movimento é dada pela equação (2.1):

$$\sum F_{xT} = m_v a_{xT} = F_{bf} + F_{br} + m_v g \sin(\theta) + F_{rol} + F_{AD} \quad \text{Equação (2.1)}$$

Sendo:

a_{xT} : a aceleração ou desaceleração linear na direção x_T . A força de resistência ao rolamento (F_{rol}) e as forças de arrasto aerodinâmicas (F_{AD}) auxiliam o processo de frenagem e a força gravitacional depende do perfil da pista. O tempo e a distância de frenagens desenvolvidas, durante as mudanças de velocidade com desaceleração uniforme também pode ser derivadas, a partir da segunda lei de Newton:

$$t = \frac{m_v}{\sum F_{xT}} (V_0 - V_f) \quad \text{Equação (2.2)}$$

$$x = \frac{m_v}{\sum F_{xT}} (V_0^2 - V_f^2) \quad \text{Equação (2.3)}$$

Sendo V_0 e V_f , as velocidades iniciais e finais respectivas do veículo durante a frenagem. A aproximação da desaceleração uniforme indica que, o tempo de parada é proporcional à velocidade do veículo e a distância de parada é proporcional ao quadrado da velocidade do veículo.

As forças de frenagem serão muito maiores quando comparadas com as forças de rolamento e de arrasto aerodinâmica, para ações de frenagens intensificadas. Para uma frenagem brusca, a equação (2.1) pode ser simplificada, para:

$$F_{bf} + F_{br} = m_v a_{xT} \quad \text{Equação (2.4)}$$

A potência média dissipada com a desaceleração uniforme será:

$$P_{b,m} = (F_{bf} + F_{br}) \frac{V_f - V_0}{2} \quad \text{Equação (2.5)}$$

A taxa de dissipação térmica deve ser avaliada pelo projeto do sistema de freios, desde que os freios de atrito convertam a energia cinética do veículo em energia térmica.

O diagrama de corpo livre do veículo no processo da frenagem é apresentado na Figura 2.3.

Figura 2.3–Diagrama de corpo livre (DCL) de um veículo sob a ação de frenagem (Fonte: Husain, 2010).

A distribuição do peso (estático) do veículo entre os eixos traseiros e dianteiros são:

$$W_f = \frac{m_v g b}{(a + b)} \quad \text{Equação (2.6)}$$

$$W_r = \frac{m_v g a}{(a + b)} \quad \text{Equação (2.7)}$$

Haverá uma alteração dinâmica nos pesos do veículo sob a ação de frenagem. Denominando-se os pesos dinâmicos (W'_f e W'_r) e utilizando a lei de movimento de Newton na direção y_T , tem-se;

$$\sum F_{y_T} = 0 = W'_f + W'_r - m_v g \Rightarrow W'_f + W'_r = m_v g \quad \text{Equação (2.8)}$$

O peso dinâmico pode ser estimado utilizando os momentos gerados pelas forças em torno do centro de gravidade do veículo, dado por:

$$\begin{aligned}\sum M_{cg} = 0 &= F_{bf}.h - W'_f.a + F_{br}.h + W'_r.b \\ m_v.a_{xT}.h &= W'_f.a - W'_r.b\end{aligned}\quad \text{Equação (2.9)}$$

A equação (2.4) tem sido utilizada na derivação da equação (2.9). Multiplicando ambos os lados da equação (2.8) por b somando-se com a equação (2.10) tem-se:

$$W'_f = \frac{m_v.g.b}{(a+b)} + \frac{m_v.a_{xT}.h}{(a+b)} \quad \text{Equação (2.10)}$$

e

$$W'_r = \frac{m_v.g.a}{(a+b)} - \frac{m_v.a_{xT}.h}{(a+b)} \quad \text{Equação (2.11)}$$

Os primeiros termos das equações (2.10) e (2.11) são os mesmos para os pesos na condição estática, os segundos termos são os pesos nas condições dinâmicas somadas e subtraídas, para os eixos dianteiros e traseiros na ação de frenagem. As equações mostram que, durante o processo de frenagem, as rodas dianteiras suportam mais peso, do que nas rodas traseiras. Esta condição significa que os eixos frontais sustentam a maior parcela da força de frenagem. A taxa de peso dinâmico entre os eixos dianteiros e traseiros é:

$$\frac{W'_f}{W'_r} = \frac{b + ha_{xT} / g}{c - ha_{xT} / g} \quad \text{Equação (2.12)}$$

A ação de frenagem na região frontal pode ser descrita como:

$$\frac{F_{bf}}{F_{br}} = \frac{W'_f}{W'_r} \quad \text{Equação (2.13)}$$

A atuação da força de frenagem sobre o veículo também é uma função da interface pneu-pista. A força máxima de frenagem possível, para a roda é dada pela equação (2.14):

$$F_{b,\max} = \mu W'_{wh} \quad \text{Equação (2.14)}$$

Sendo:

μ : coeficiente de atrito estático entre pneu-pista;

W'_{wh} : peso dinâmico da roda.

De acordo com Husain, (2010), o coeficiente de atrito estático entre o pneu-pista pode apresentar três condições: gelo, asfalto seco e asfalto úmido. Dessa forma, a força aplicada nas pastilhas de freio em cada roda do veículo, deve ser otimizada de forma a assegurar uma máxima eficiência. Sistemas de freios devem ser projetados distribuindo a força de frenagem entre os freios dianteiros e traseiros de acordo com a taxa de peso dinâmico.

Atualmente, a inserção da eletrônica embarcada propicia novas estratégias de controle de sistemas de freios, como por exemplo, o sistema ABS (*Anti-lock braking systems*) que utiliza algoritmos, distribuir e corrigir pesos nas rodas durante a ação de frenagem. Em conjunto ao sistema ABS, freios eletromecânicos (EMB), que utilizam fluidos hidráulicos para melhorar o desempenho dos sistemas de freios.

2.3. TENDÊNCIAS DE PROJETO PARA FREIOS AUTOMOTIVOS

Os freios regenerativos são utilizados em veículos híbridos com gás ou elétrico, para recuperar alguma parcela da energia perdida durante o processo de frenagem. Esta parcela de energia pode ser armazenada em baterias, para ser utilizada posteriormente, para fornecer potência ao motor, enquanto o veículo está no modo “elétrico”.

Os veículos elétricos e híbridos possuem baterias, que podem ser carregadas através de um motor a combustão interna, célula a combustível ou tomada elétrica. Outra alternativa é retirar a energia do movimento do próprio veículo, durante a frenagem. Quando parte da

energia cinética do veículo, durante a frenagem. O processo de regeneração ou frenagem regenerativa ocorre quando, parte da energia cinética do veículo é convertida, armazenada e reutilizada. Segundo Santos (2009), se o motorista aciona o freio do veículo elétrico, motor elétrico de tração passa a atuar como gerador acionado pelas rodas. A energia elétrica gerada com a frenagem do veículo pode ser armazenada em baterias e em ultra capacitores, que podem suprir e recarregar os picos de potência necessários, para a aceleração.

Os freios regenerativos compõem uma alternativa de projeto, na qual uma parte da energia cinética do veículo é armazenada por um curto prazo no sistema de armazenamento. A energia dissipada na frenagem normalmente é direcionada por um sistema de transmissão para ser armazenada durante a desaceleração. Essa energia é armazenada até ser exigida novamente pelo veículo, a energia armazenada é convertida em energia cinética que é utilizada para acelerar o veículo. O valor da parcela da energia disponível para armazenamento varia de acordo com o tipo de armazenagem, eficiência de movimentação de comboios, unidade, ciclo e inércia de peso. Nos sistemas de transporte dos centros urbanos, envolve muito mais eventos de frenagem, o que representam uma elevada perda de energia com maior potencial de armazenamento. Com os ônibus, táxis, vans de entrega e assim por diante, há ainda mais potencial para a economia.

A frenagem regenerativa representa um aumento da produção de energia de uma determinada fonte para o veículo, melhorando a eficiência. A quantidade de trabalho realizado pelo motor do veículo é reduzida, por sua vez reduz a quantidade primordial de energia necessária para a propulsão do veículo. Para que um sistema de frenagem regenerativa possa ser rentável, a energia poupada durante um determinado tempo deve compensar o custo inicial, bem como o tamanho e peso do sistema de armazenamento. A unidade de armazenamento da energia deve ser compacta, resistente e capaz de lidar com altos níveis de potência de forma eficiente, e qualquer forma auxiliarem de transferência de energia ou equipamento de conversão energética deve ser eficiente, compacto e de custo razoável.

Para um sistema de frenagem regenerativa ter sucesso, ele deveria idealmente possuir as seguintes propriedades:

- Conversão eficiente de energia.
- Um armazenamento com uma alta capacidade de energia por unidade de peso e volume.
- Grandes quantidades de energia possam fluir, a alta potência, em um curto espaço de tempo.

- Não requerem complicados sistemas de controle para vinculá-lo com a transmissão do veículo.
- Absorver e armazenar energia de frenagem, em proporção direta à frenagem, com a menor perda em uma vasta gama de velocidades e torques.

2.3.1. Sistema *Flybird*

O sistema é bem simples, mas requer um desenvolvimento delicado para que tudo funcione corretamente, sem causar riscos aos pilotos e mecânicos. Além disso, a idéia não é nova, mas o *Flybrid* (KERS - *Kinetic Energy Recovering System*) possui o diferencial de ter um peso bem reduzido, podendo, assim, ser utilizado em carros de competições sem prejudicar demasiadamente o desempenho. Resumidamente, trata-se de um volante de inércia acoplado a uma transmissão. Com a rotação da peça, que pesa cerca de 5 kg, um capacitor armazena a energia, que foi guardada no momento da frenagem do bólido, para ser utilizada como um “booster”, quando o piloto acionar um botão. No momento da desaceleração do veículo, um torque resistente é criado pelo sistema, auxiliando na frenagem. A peça, entretanto, além de ajudar na parada do carro, guarda parte da energia desperdiçada, que seria, sem o sistema, transformada em calor (daí a incandescência dos discos em frenagens bruscas) e inutilizada. O que foi possível reaproveitar é transferido para o capacitor (alocado à transmissão) por meio de cabos elétricos.

Essa energia é transferida até o sistema propriamente dito, fazendo o volante de inércia girar. A peça, por sua vez, está conectada a um capacitor, que guardará a energia para ser usada quando o piloto pressionar o botão. A carga, armazenada em uma peça com volume de aproximadamente 13 litros, é, então, liberada, auxiliando na aceleração do propulsor.

A tecnologia KERS é um mecanismo conhecido, através de volantes como armazenadores de energia têm sido utilizados em veículos híbridos, como ônibus, bondes e carros conceito, com o problema de ser uma instalação pesada, com forças giroscópicas do volante significativas. A principal vantagem dos veículos híbridos é a potência, que pode ser transmitida do volante as rodas. A transmissão de energia é limitada apenas pela capacidade do sistema CVT (*Continuously Variable Transmission*), sendo que esta capacidade ainda é muito impressionante.

O sistema é baseado em um volante acoplado por embreagem a um câmbio com transmissão continuamente variável (CVT), que está ligado ao câmbio do carro. A manipulação da relação de transmissão do CVT realiza o controle de armazenamento e recuperação de energia. Alterando a relação de transmissão, desacelerando o volante, a energia é armazenada no sistema, acumulando energia cinética, e ao acelerar o volante a energia é devolvida ao sistema. A melhoria do sistema, com o uso de um volante muito leve, compensa a falta de massa com altas rotações, reduzindo também consideravelmente o efeito giroscópico.

O volante, composto de aço e fibra de carbono, gira a mais de 60.000 rpm em uma câmara selada de vácuo, que tem a função de diminuir o atrito. O equipamento completo pesa 24 kg podendo gerar até 60 kW (pouco mais de 81,5 cv). A marca Williams, de corrida de Fórmula 1 desenvolveu um sistema que utiliza um volante acionado eletricamente, em que não há necessidade de um câmbio CVT. O volante é mantido num compartimento de vácuo e é composto por fibra de carbono, com rolamentos de cerâmica e eixo de aço, ultrapassando os 100.000 rpm. No volante são incorporadas partículas magnéticas, e a passagem de corrente, gerada nas frenagens, graças à ligação dos semieixos com um gerador o leva a acelerar. Um inversor permite o fluxo no sentido contrário. Acionando o sistema KERS o volante funciona como um gerador, enviando corrente ao motor elétrico auxiliar (Clegg, 1996).

Tabela 2.1 – Comparação entre sistemas de freios

SUMARIO DE PROPRIEDADES DOS SISTEMAS DE FREIOS REGENERATIVOS				
	EFICIÊNCIA	CAPACIDADE	FORÇA	COMPLEXIDADE
VOLANTE	BOM	BOM	RAZOÁVEL	POBRE
HIDRÁULICA	RAZOÁVEL	RAZOÁVEL	BOM	RAZOÁVEL
BATERIAS	BOM	POBRE	POBRE	BOM
ELASTÔMERO	POBRE	RAZOÁVEL	BOM	RAZOÁVEL / BOM

(Fonte: Clegg, 1996)

3. EMBASAMENTO TEÓRICO

3.1. FREIOS MECÂNICOS

Conceitualmente freios e embreagens são o mesmo dispositivo. Em termos de função de projeto, uma embreagem conecta de forma suave e gradual, dois componentes rotativos distintos, com velocidades angulares distintas, possuindo um eixo (linha de centro) comum, que após seu acionamento acopla os dois componentes citados, com uma mesma velocidade angular. Segundo Collins, (2002) um freio tem função semelhante, porém um dos componentes é fixo em uma estrutura, portanto possui velocidade angular igual à zero. Cada um dos componentes considerados tem seu próprio momento de inércia de massa é sua própria velocidade angular. O acionamento do dispositivo de embreagem, por exemplo, conduz superfícies de atrito a um deslizamento de contato tangencial, que inicia um torque de arrasto de atrito, que produz uma gradual redução da diferença das velocidades angulares entre os componentes rotativos, até se anular. Assim, quando a velocidade de deslizamento relativo de atrito é igual a zero, os dois componentes giram com a mesma velocidade angular. No caso do freio, o mecanismo é similar, porém o torque de arrasto provoca redução gradual da velocidade angular final, até que esta se torne nula.

Os freios são elementos de máquinas, cujos mecanismos de acionamento podem ser obtidos através de: atrito, atuadores hidráulicos/pneumáticos, mecânicos, magnéticos, eletromagnéticos. Inicialmente os freios surgiram da necessidade de parar ou impedir o deslocamento de um objeto, cujos exemplos mais simples são os freio tipo cunha e freios de alavanca.

Para aplicações em equipamentos industriais, os freios constituem um importante elemento de segurança, como por exemplo: prensas, elevadores, guinchos, moinhos, guindastes, máquinas têxteis e bens de consumo, como máquinas de lavar, cortadores de grama, motosserras. Para a indústria automotiva constituem elementos de segurança veicular para veículos em geral, trens e tratores.

A Figura 3.1 apresenta os princípios físicos para acionamento de freios e embreagens.

Figura 3.1– Classificações de freios e embreagens (Fonte: Norton, 2000)

Grande parte dos freios e embreagens atua, através de superfícies de atrito. Na Figura 3.2 são apresentados os princípios de atuação mais utilizados: sapatas internas e externas, fita, pastilhas e superfície cônica.

Figura 3.2 – Configurações possíveis em freios. (Fonte: Hamrock et al., 2006).

Segundo Oliveira (1983) há os freios “dinâmicos”, como um motor elétrico, quando funciona como um gerador, com aplicações em locomotivas e ônibus elétricos. O acionamento de um freio pode ser feito, através com sistemas técnicos ou suas combinações: alavancas, engrenagens, deslocamento de pistões movidos a ar ou a óleo, variação de campos magnéticos, molas e pesos.

O objetivo da frenagem (ação de frear) é reduzir ou anular a energia cinética de elementos ou partes de máquinas, transformando em calor a energia envolvida no processo. São utilizados também no controle de descida de cargas, convertendo energia potencial em energia térmica.

Uma consideração importante no projeto de um freio é sua inserção e determinação da posição na cadeia cinemática do sistema. Deve-se observar, que nem sempre sua montagem no eixo de maior velocidade angular (com menor momento de torção) é indicada. Oliveira (1983) observa que mesmo que o freio tenha dimensões reduzidas, em alguns casos, como em aplicações de pontes rolantes, se o freio for colocado no eixo-árvore de maior rotação, a ruptura em qualquer eixo dentro da cadeia cinemática, permitirá a descida da carga em queda livre. A inércia das partes móveis também deve ser considerada, pois pode sobrecarregar os eixos.

Os freios de tambor (sapatas) são muito utilizados em máquinas de levantamento, nas quais a quantidade de calor gerada é elevada. Esse tipo de freio de atrito oferece um elemento estruturalmente robusto. Por segurança, a força de frenagem é um contrapeso e na e na mesma são utilizados ímãs eletromagnéticos. Os freios de sapata são constituídos por:

- Tambor (FoFo ou aço): montado sobre o eixo, cuja rotação se deseja reduzir ou anular;
- Sapata (FoFo) ou aço fundido ou aço laminado): soldada no tambor;
- Lona de freio: materiais de atrito (asbesto revestido), que reveste a superfície de contato com o tambor (fixada por rebite);
- Alavanca: sobre a qual se apoia a sapata, articulada em um extremidade e sujeita a força F de frenagem, na outra extremidade.

Os freios de fita são utilizados em tratores, automóveis, máquinas operatrizes e ocupam pouco espaço. Entretanto, conferem um elevado carregamento no eixo do tambor e há

dificuldade de resfriamento, devido à constante e grande área de contato entre o material de atrito e o tambor.

As vantagens do uso de freio a disco em relação ao freio a tambor são: a relação entre a força tangencial no tambor ou disco e a força aplicada pelo cilindro na roda, denominado fator de freio, depende (excluindo-se as dimensões geométricas) do coeficiente de atrito conjunto lona/tambor ou pastilha/disco, indicando um crescimento progressivo no caso de freios a tambor (que possuem auto energização) e no par disco/pastilha o crescimento ocorre linearmente. Segundo Hodel (2010) para se obter o mesmo efeito de frenagem, quando se deseja reduzir o atrito de 0,4 a 0,35, o aumento na força do pedal de freio, considerando um freio a tambor é de 30%, enquanto que para um freio a disco, esse valor seria de 15%. Outro aspecto observado em freios a tambor é o aquecimento. O tambor é resfriado em uma taxa maior do que as sapatas, que gera uma diminuição no raio do tambor, em relação ao raio da sapata, causando desgaste irregular nas extremidades das sapatas reduzindo a eficiência de frenagem.

Dependendo da escolha do material da pastilha, os freios a disco podem ter uma melhor resistência ao “fading” ou fadiga térmica, fenômeno que torna a interface entre o material de atrito e o disco “muito viscoso”, à medida que a temperatura aumenta, o coeficiente de atrito dinâmico diminui. Limpert (1999) cita que a maior vantagem do freio a disco é sua baixa degradação em desempenho a altas temperaturas (de 800°C a 900 °C), e apresenta um comportamento linear entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre pastilha e disco. Portanto, em veículos comerciais e de passeio se obtém uma maior estabilidade e dirigibilidade durante o processo de frenagem.

Limpert (1999) define as funções básicas de um sistema de freios, do ponto de vista automotivo:

- Desacelerar um veículo ou equipamento, incluindo a parada;
- Manter a velocidade do veículo durante operações de descida e;
- Sustentar um veículo estacionário sobre uma inclinação.

A desaceleração envolve alterações de energia cinética (translação e rotação) e potencial de um veículo em energia térmica. No projeto de um sistema de freios devem ser considerados os seguintes parâmetros: estabilidade de frenagem, distribuição das forças de frenagem, atrito entre pneu-estrada, modulação da força no pedal de freio; distância de parada; frenagem durante a operação; desgaste do freio.

A manutenção da velocidade do veículo, por exemplo, em uma rampa envolve a transferência de energia potencial em energia térmica. Nesta condição devem ser observadas: perda gradual do revestimento da pastilha ou lona, temperatura do freio, vaporização de fluido em freios hidráulicos e ajustes de freios pneumáticos.

A sustentação do veículo utilizando freios de estacionamento (sapatas internas) é praticamente um problema de transmissão de força entre o freio de mão e o pneu. Mesmo que, o freio de estacionamento possa ser utilizado para a desaceleração do veículo em caso de emergência, fatores como a dinâmica do veículo e efeitos térmicos precisam ser considerados no projeto mecânico do freio.

Em aplicações automotivas os freios de atrito mais utilizados são: tambor e disco. Os freios a tambor utilizam sapatas, que pressionam o material de atrito na direção radial contra o tambor do freio. Os freios a disco utilizam pastilhas que são pressionadas axialmente contra um rotor ou disco. As vantagens do freio a disco citadas anteriormente, tem aumentado a sua utilização em veículos de passeios e veículos leves e médios, nas em ambos os eixos das rodas.

Sendo o sistema de freios, um item de segurança veicular há uma série de normas, que recomendam diretrizes, quanto ao desempenho de freios. Limpert (1999) cita algumas normas americanas que ao longo de tempo incorporaram novas demandas de desempenho em função das velocidades, distâncias de parada e relações entre grandezas estáticas e dinâmicas, com os coeficientes de atrito. Limpert (1999) enumera, para um projeto básico de sistema de freios deve considerar as seguintes características:

- Peso do veículo na condição: com e sem carga;
- Distribuição do peso estático: com e sem carga, considerando inclinações da pista;
- Centro de gravidade (CG): com e sem carga, considerando inclinações da pista;
- Distâncias do CG em relação às coordenadas das rodas/eixos dianteiros e traseiros;
- Dimensões do pneu e das rodas (envelope de trabalho);
- Função de projeto para o veículo;
- Velocidade máxima;
- Padrões de freios.

O projeto de um novo sistema de freios inicia com a seleção da distribuição das forças entre os eixos/rodas dianteiras e traseiras. A distribuição da força é função das dimensões básicas do veículo e distribuição do peso. Muitos outros aspetos devem ser considerados envolvendo o dimensionamento do circuito hidráulico e pneumático, vida útil (confiabilidade e durabilidade), desempenho térmico e ruídos provenientes de fontes de vibração. O diâmetro máximo do freio é limitado pela dimensão da roda (função do peso do veículo). A partir, dessa etapa é montado o sistema do pedal e sistema de propulsão. Outros parâmetros devem ser observados, como por exemplo, eficiência e eficácia do freio, distância de parada e tipo e inclinações da pista, tempo de resposta do sistema, volume de fluido do freio, análise térmica nas interfaces lona/tambor/roda e pastilha/disco/roda, fatores operacionais (meio-ambiente, motorista, manutenção), normas de segurança.

Neste trabalho, que está inserido com outros grupos de pesquisa a abordagem foi dada para o dimensionamento estático (sob o ponto de vista de elementos de máquinas) e análise térmica.

3.1.1. Equilíbrio estático

3.1.1.1. Freios a disco

A Figura 3.3 ilustra parte de um sistema de freio a disco. O freio a disco é montado em um sistema chamado “Caliper”.

Figura 3.3 – Vista em perspectiva e projetada de um sistema de freio a disco (Fonte: TRW, 2011).

No freio tipo *caliper* só uma parte da área do disco de freio é pressionada pelas pastilhas, conforme a Figura 3.4. Desta forma há facilitação do resfriamento do disco de freio.

Figura 3.4 – Componentes do freio a disco: (1) caliper, (2) anel de vedação, (3) êmbolo, (4) suporte, (5) pinos deslizantes, (6) molas, (7) pastilhas de freio, (8) parafuso sangrador, (9) coifas, (10) coifas dos pinos deslizantes (Fonte: Kawaguchi, 2005).

Para o equacionamento estático de freios a disco, são consideradas duas hipóteses: pressão uniforme e desgaste uniforme. A Figura 3.5 ilustra as condições das pastilhas ao longo de sua vida útil. A hipótese de pressão constante considera que as pastilhas bem como as tolerâncias dimensionais e geométricas estejam controladas e verificadas, e, portanto o desgaste inicial é constante nas superfícies da pastilha. Com o tempo de uso, há uma série de condições operacionais, que levam ao desgaste das pastilhas, cuja hipótese será descrita no próximo item.

Figura 3.5 – Freio a disco: (a) Freio no início da vida útil; (b) Após tempo (t_1) de uso e c) Após tempo $t_2 > t_1$ de uso (Fonte: Oliveira, 1983).

3.1.1.1.1. Hipóteses para equacionamento de freios de sapata

O equacionamento estático de freios a disco e a tambor está baseado em Norton (2000) e Shigley (2005). Considerando as Figuras 3.6 e 3.7, que representa a geometria básica de um sistema de freio a disco, pode-se observar duas condições de uso, descritas nos itens a seguir.

Figura 3.6 – Embreagem de disco (Fonte: Shigley, 2005).

Figura 3.7 – Esquema de um freio a disco (Fonte: Shigley, 2005).

a) Hipótese de Pressão Constante

À medida que o freio é usado, a região no raio mais externo desgasta-se mais rápido que a parte mais próxima ao raio interno, gerando assim uma pressão uniforme em toda a pastilha (pressão admissível, $p = p_a$). A força atuante em um elemento de anel infinitesimal (d_r) é dada pela equação (a) e a força axial total de acoplamento é dada pela equação (3.1):

$$dF = (2\pi dr)p \quad (a)$$

Sendo p a pressão uniforme na interface do anel

$$F = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi p r dr = \pi p (r_o^2 - r_i^2) \quad \text{Equação (3.1)}$$

Sendo, r é o raio da superfície de atrito, p é a pressão entre os discos, F a força axial, e r_i e r_o os limites de integração. O torque de atrito total é obtido pela equação (3.2):

$$dT = (2\pi r dr) p \mu r \quad (b)$$

$$T = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi p \mu r^2 dr = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_o^3 - r_i^3) \quad \text{Equação (3.2)}$$

Sendo, μ é o coeficiente de atrito dinâmico e T o torque.

Para embreagens de discos múltiplos com N faces a equação de torque se torna:

$$T = \frac{2}{3} \pi p \mu (r_o^3 - r_i^3) N \quad \text{Equação (3.3)}$$

b) Hipótese de Desgaste Uniforme

Quando o freio a disco é montado no sistema (início da vida útil), ocorre uma situação de desgaste uniforme. A relação $P \times V$ (P = Pressão e V – Velocidade) deve ser constante e a taxa de desgaste é proporcional à taxa de trabalho por atrito (que é constante). Assim, F_{atrito} é proporcional a $V_{\text{deslizamento}}$. Na superfície do disco de um freio, a velocidade é proporcional ao seu raio, sendo o desgaste inicial maior no raio mais externo e, portanto a pastilha tende a se desgastar a uma taxa uniforme.

Dessa forma, o desgaste é dado pela equação (c):

$$\delta_n = K_w (pV) \quad (c)$$

Sendo:

δ_n = taxa de desgaste normal;

K_w = constante do material (par);

p = pressão de contato de raio (r);

V = Velocidade de deslizamento tangencial;

n = velocidade angular entre os discos.

$$\delta_n = cte \quad (d)$$

Combinando-se as equações (c) e (d) tem-se que:

$$d\delta_n = K_w (pV) = K_w (2\pi drn)p = (2\pi n K_w) p dr \quad (e)$$

A maior pressão ($p_{\max}$) deve ocorrer no menor raio (r_i):

$$d\delta_{\max} = (2\pi n K_w) p_{\max} .dr_i \quad (f)$$

Assim:

$$d\delta_n = d\delta_{\max} \quad (g)$$

Igualando-se (e) e (f) tem-se que:

$$p = p_{\max} \frac{r_i}{r} \quad (h)$$

Manipulando a equação (h) e inserindo-a na equação da força de acoplamento (equação 3.1) tem-se que:

$$F = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi p r dr = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi \left(p_{\max} \frac{r_i}{r} \right) r dr = 2\pi r_i p_{\max} (r_o - r_i) \quad \text{Equação (3.4)}$$

Sendo o torque dado pela equação (3.5):

$$T = \int_{r_i}^{r_o} 2\pi p \mu r^2 dr = \pi \mu r_i p_{max} (r_o^2 - r_i^2) \quad \text{Equação (3.5)}$$

Combinando as últimas duas equações, obtêm-se o torque para N placas, dada pela equação (3.6):

$$T = N \mu F \frac{(r_o + r_i)}{2} \quad \text{Equação (3.6)}$$

N é o número de superfícies de atrito da embreagem.

O torque transmitido por um freio a disco é calculado como:

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} f p r^2 dr d\theta = (\theta_2 - \theta_1) f \int_{r_i}^{r_o} p r^2 dr \quad \text{Equação (3.7)}$$

A força axial que as pastilhas devem pressionar o disco de freio para o referido torque é:

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} p r dr d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_i}^{r_o} p r dr \quad \text{Equação (3.8)}$$

Sendo f é o coeficiente de atrito estático, r o raio, p a pressão.

3.1.1.2. Freios a tambor de sapatas

No equacionamento estático de freios a tambor, com sapatas externas podem ser modeladas duas condições: carregamento concentrado (sapata curta) e carregamento distribuído (sapata longa). Para as sapatas curtas, o efeito da deformação do material de atrito

(lona) e o tambor praticamente é desprezado e a pressão é constante, condição que se aproxima da realidade, quanto menor for o comprimento da sapata em relação ao tambor.

Em automóveis populares ainda se encontram freios a tambor nas rodas traseiras, sendo que estes freios são largamente utilizados em veículos pesados como caminhões. Os elementos principais deste freio são: o tambor, a sapata, a lona, o cilindro de roda e as molas de retorno, conforme a Figura 3.8 ilustra.

Com o acionamento do pedal de freio, o aumento da pressão no fluido de freio força o cilindro de roda que pressiona a sapata e a lona contra o tambor. Com a diminuição da pressão no fluido de freio, as molas de retorno fazem a lona e a sapata voltarem à posição inicial.

Outra função do freio a tambor é ser usado como freio de estacionamento. Ele é ativado por uma alavanca, que puxa cabos de aço acionando os freios a tambor nas rodas traseiras.

Figura 3.8 – Vista explodida de um freio a tambor (Fonte: Toyota Motor Corp., 2000).

3.1.1.2.1. Freios a tambor de sapatas externas curtas

No freio a tambor de sapatas externas curtas, o ângulo de abraçamento das sapatas deve ser menor do que 45° , sendo assim, apenas uma pequena porção do tambor sofre sua ação, podendo-se considerar a força distribuída como uniforme, nesta interface. Essa força pode ser considerada concentrada (F_n) no centro da área de contato. Para qualquer pressão admissível (p_m) no revestimento, a força F_n pode ser estimada como:

$$F_n = p_{\max} r \theta w \quad \text{Equação (3.9)}$$

Sendo:

w = largura da sapata de freio, na direção z ;

θ = ângulo em radianos;

μ = coeficiente de atrito do revestimento.

A Figura 3.9 nos fornece a configuração desse modelo para o equacionamento do freio.

Figura 3.9 – Freio a tambor de sapatas curtas (Fonte: NORTON, 2000).

A força de atrito F_{atrito} será:

$$F_{\text{atrito}} = \mu F_n \quad \text{Equação (3.10)}$$

O torque de atrito sobre o freio a tambor é dado por:

$$T_{atrito} = F_{atrito} \cdot r = \mu F r_n \quad \text{Equação (3.11)}$$

Somando os momentos sobre o ponto O e utilizando a equação 3.11 tem-se:

$$\sum M = 0 = aF_a - bF_n + cF_{atrito} \quad \text{Equação (3.12)}$$

$$F_a = \frac{bF_n - cF_{atrito}}{a} = \frac{bF_n - \mu cF_n}{a} = F_n \frac{b - \mu c}{a} \quad \text{Equação (3.13)}$$

As forças de reação para o pivotamento são:

$$R_x = -F_{atrito} \quad \text{Equação (3.14)}$$

$$R_y = F_a - F_n \quad \text{Equação (3.15)}$$

Freios auto energizados:

- Com a aplicação de qualquer força F, o atrito gerado na sapata aumenta o torque de frenagem.
- Reduz a aplicação da força necessária (freio a disco de mesma capacidade).

Freios auto travados:

- Se o freio é auto energizado e houver a condição $\mu \cdot c \geq b$, a força F_a necessária, para atuar no freio torna-se nula ou negativa.
- Se a sapata toca o tambor ela é bloqueada (usado somente em frenagem de emergência para transmissões e cintos de segurança).

3.1.1.2.2. Freios a tambor de sapatas internas longas

Freios de tambor com sapatas internas longas são muito utilizados nas rodas traseiras em carros de passageiros (JUVINALL, 2008). Uma representação desse tipo de freio automotivo pode ser vista na Figura 3.10.

Figura 3.10 – Freio a tambor de sapatas longas internas com um cilindro hidráulico de roda (Fonte: JUVINALL, 2008).

O acionamento do freio é devido ao cilindro hidráulico da roda que tem um pistão em cada uma das suas duas extremidades, empurrando a sapata do freio, a qual pivota nos pinos de ancoragem, assim atritando o revestimento do freio contra o tambor. Outro componente fundamental é a mola de retorno, a qual exerce força necessária para o desacoplamento das sapatas. As equações referentes aos freios de tambor com sapatas externas longas são também aplicáveis aos freios de tambor com sapatas internas longas.

O tipo de construção deste freio (vide Figura 3.10) apresenta uma sapata auto-energizante e a outra auto-desenergizante quando o tambor gira em um determinado sentido; invertendo-se o sentido de movimento do tambor, a sapata auto-energizante torna-se auto-desenergizante, e a auto-desenergizante torna-se auto-energizante.

A característica auto-energizante da sapata é necessária para diminuir a força aplicada ao pedal de freio. Já a característica auto-travante deve ser evitada.

No passado foram utilizados em automóveis, nas rodas dianteiras, freios de tambor de sapatas longas internas com dois cilíndricos hidráulicos (vide Figura 3.12). Essa

configuração de cilindros fornece duas sapatas auto-energizantes por freio, para o movimento à frente do veículo. Freios a disco têm capacidade de refrigeração superior aos freios de tambor. Atualmente, em carros populares, se usam freios a disco somente nas rodas dianteiras por ter custo mais elevado.

Figura 3.11 – Freio a tambor de sapatas longas internas com dois cilindros hidráulicos de roda (Fonte: JUVINALL, 2008).

Equacionamento:

Figura 3.12 – Diagrama de corpo livre de um freio de sapata interna (Fonte: SHIGLEY, 2005)

Se θ_2 for menor que 90° , $\theta_a = \theta_2$

Se θ_2 for maior que 90° , $\theta_a = 90^\circ$

$$p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

Equação (3.16)

Sendo p é a pressão da sapata contra o tambor.

A força normal dN é:

$$dN = \frac{p_a b r \sin \theta d\theta}{\sin \theta_a}$$

Equação (3.17)

Sendo, b é a largura da face da sapata, e r é o raio da sapata

$$\begin{aligned} M_f &= \int f dN (r - a \cos \theta) \\ &= \frac{f p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta \end{aligned}$$

Equação (3.18)

Onde a é o raio do pino de articulação e M_f é o momento das forças friccionais

$$M_n = \int dN (a \sin \theta) = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

Equação (3.19)

A força de acionamento do lado auto-energizante é dado por:

$$F = \frac{M_n - M_f}{c}$$

Equação (3.20)

Se $M_n < M_f$ então este lado é auto-travante

O torque que a sapata aplica no tambor é:

$$\begin{aligned} T &= \int f r dN = \frac{f p_a b r^2}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta \\ &= \frac{f p_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a} \end{aligned}$$

Equação (3.21)

As reações no pino de articulação são dadas por:

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta \cos\theta d\theta = \left(\frac{1}{2} \sin^2\theta\right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad \text{Equação (3.22)}$$

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta\right)_{\theta_1}^{\theta_2} \quad \text{Equação (3.23)}$$

Auto-Energizante:

As reações do lado auto-energizante (Figura 3.13) são:

$$R_x = \frac{p_a b r}{\sin\theta_a} (A - fB) - F_x \quad \text{Equação (3.24)}$$

$$R_y = \frac{p_a b r}{\sin\theta_a} (B + fA) - F_y \quad \text{Equação (3.25)}$$

A força de acionamento do lado auto-desenergizante é dada por:

$$F = \frac{M_n + M_f}{c} \quad \text{Equação (3.26)}$$

Auto-Desenergizante:

As reações do lado auto-desenergizante são:

$$R_x = \frac{p_a b r}{\sin\theta_a} (A + fB) - F_x \quad \text{Equação (3.27)}$$

$$R_y = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (B - fA) - F_y \quad \text{Equação (3.28)}$$

Figura 3.13 – Convenção de sinais das reações de apoio (Fonte: SHIGLEY, 2005).

3.1.1.2.3. Freios a tambor de sapatas externas longas

A distribuição de pressão em sapatas longas, pode ser estimada da seguinte forma: Considera-se que, a alavanca, a sapata e o tambor são rígidos, e que apenas a lona da sapata se deforma linearmente, uma vez que as tensões são reduzidas na interface desses elementos. A Figura 2.17 representa esse sistema, no qual O é o centro do tambor e A é a articulação da alavanca: $OA = e$. Com centro em O e direção e sentido OA, obtém-se o eixo dos xx, sendo P um ponto qualquer sobre a lona de freio, em contato com o tambor. Suas coordenadas cartesianas são x e y e suas coordenadas polares r e α . Como a lona possui comportamento elástico, pode-se aplicar a Lei de Hooke e a deformação obtida pela ação de uma força de frenagem (F) pode ser descrita pela equação (2.50):

$$p = p_n = \sigma_c = E\varepsilon = E \frac{\overline{P'Q}}{\delta} \quad \text{Equação (3.29)}$$

3.2. METODOLOGIA DE PROJETO: DEFINIÇÕES E TÉCNICAS

De acordo com Hamrock *et. al* (2006), o projeto de engenharia (design) é um processo de transformação de conceitos e idéias em um sistema técnico, com uma função de projeto. Uma máquina é a combinação de mecanismos e outros componentes que transformam, transmitem ou utilizam energia, carga e/ou movimento para um objetivo pré-estabelecido.

A melhoria de componentes, máquinas ou equipamentos (definidos neste trabalho, como produtos, de uma forma genérica) e/ou o desenvolvimento de novos produtos não são abordagens triviais, pela complexidade de tecnologias disponíveis e pelo tempo cada vez menor de lançamentos de produtos ou de pesquisa específica.

O uso de técnicas de metodologia de projeto, principalmente para produtos inovadores e melhorias é feito intensivamente nas fases do projeto informacional ou de viabilidade física e projeto conceitual. As técnicas de criatividade, para busca e solução de problemas são utilizadas, no projeto conceitual, principalmente quando há a necessidade de abordagens inovativas, que fogem ao campo de conhecimento de domínio puramente técnico.

Segundo Pahl *et al.* (2005, p. 6), “Por metodologia de projeto entende-se um procedimento planejado com indicações concretas de condutas a serem observadas no desenvolvimento e no projeto de sistemas técnicos, que resultaram de conhecimentos na área da ciência de projeto e da psicologia cognitiva, e também da experiência com diferentes aplicações. Disto fazem parte os procedimentos para interligação de etapas de trabalho e fases de projeto tanto pelo conteúdo quanto pela organização, que de maneira flexível são adaptados ao respectivo problema”.

Como o desenvolvimento de produto é realizado por meio de pessoas, o objetivo de se utilizar a metodologia de projeto é que ela seja uma ferramenta que venha auxiliar e intensificar a capacidade inventiva da equipe de projeto. Não se deve desprezar em nenhum momento a intuição das pessoas envolvidas. Dessa forma, segundo Pahl *et al.* (2005), os métodos de projeto têm como objetivo despertar as habilidades individuais do projetista por meio de diretrizes e técnicas sistemáticas, potencializando sua disposição com relação à criatividade e simultaneamente evidenciar a necessidade de uma avaliação subjetiva do resultado.

Pahl *et al.* (2005) descrevem que uma metodologia de projeto deve:

- Possibilitar um procedimento orientado por problemas, que possa ser aplicada para qualquer atividade de projeto, independente da especialidade;
- Incentivar invenções e conhecimentos, facilitando a busca de soluções ótimas;
- Ser compatível com conceitos, métodos e conhecimentos de outras disciplinas;
- Não gerar soluções somente ao acaso;
- Permitir uma fácil transferência das soluções de tarefas semelhantes;
- Ser apropriada para ser usada no computador;
- Ser possível de ser ensinada e aprendida;
- Estar em conformidade com conhecimentos da psicologia cognitiva e da ergonomia, ou seja, facilitar o trabalho, economizar tempo, evitar decisões erradas e arregimentar colaboradores ativos e interessados;
- Facilitar o planejamento e o controle do trabalho em equipe num processo integrado e multidisciplinar de geração de um produto e;
- Ser a orientação e diretriz para os gerentes de projeto de equipes de desenvolvimento.

Segundo Back (1983, p. 10), “O projeto de um componente ou um sistema apresenta em cada caso características e peculiaridades próprias. Mas à medida que um projeto é iniciado e desenvolvido desdobra-se uma seqüência de eventos, numa ordem cronológica, formando um modelo, o qual quase sempre é comum a todos os projetos. Estes eventos ou fases do projeto são de forma gerais bastante distintos e devem ser seqüenciados e encaixados de modo a transformar recursos em objetos úteis [...]”.

A motivação para o desenvolvimento de novos produtos é a solução de um problema, caracterizada por três componentes: a) Uma situação inicial indesejada, ou seja, existência de uma situação insatisfatória; b) Uma situação final desejada, ou seja, alcançar uma situação satisfatória ou o resultado desejado e c) Obstáculos que, num dado momento, impede a transformação da situação inicial indesejada na situação final desejada.

O desenvolvimento de um produto é um processo multidisciplinar de solução de problemas. O processo de desenvolvimento de produtos tem grande importância na inovação, sendo que etapas iniciais (projeto informacional e conceitual) são responsáveis pelos maiores

efeitos sobre o projeto e processo, como ilustra a Figura 3.15. Tomadas de decisões equivocadas nesta etapa podem comprometer todo o projeto do produto. Muito além, das decisões técnicas, decisões anteriores tomadas com base nas necessidades do cliente são fundamentais, para que sejam obtidos “produtos” próximos às necessidades inicialmente definidas.

Figura 3.15 – Efeitos das diferentes fases do ciclo de vida sobre o custo do produto. (Fonte: Blanchard & Fabrycky, 1990 apud Back, et al.2008).

Nos últimos anos normas técnicas e diretrizes foram criadas e adaptadas para incluir as etapas do processo de desenvolvimento de projeto. Como exemplos, podem ser citados as normas alemãs: VDI (2222), para concepção de produtos técnicos – Projeto Conceitual e a VDI (2223), Anteprojeto metódico de produtos técnicos – projeto preliminar.

Segundo Ulmann e Eppinger (1992), o processo de desenvolvimento de um produto é definido, como a sequência de etapas que a empresa utiliza para conceber, projetar e comercializar o produto. À medida que, um projeto é iniciado e desenvolvido desdobra-se uma sequência de eventos em ordem cronológica, formando um modelo comum a outros projetos.

Com o tempo a ideia original torna-se um conceito, que é refinado e detalhado para se tornar um produto. A cada etapa, as decisões de projeto reduzem o número de opções disponíveis. A incerteza em torno do projeto é reduzida, à medida que diminuí o número de alternativas consideradas. Na fase inicial do processo do projeto, o custo para se alterar o conceito, antes que decisões fundamentais tenham sido tomadas é relativamente baixo. Na busca de melhorar o desenvolvimento de produtos as empresas adotam metodologias capazes de organizar o conjunto de informações relacionadas a cada etapa do ciclo de vida do produto. Há um consenso entre a maioria dos autores sobre as definições das etapas básicas do

processo de projeto, inseridas no processo de desenvolvimento de produto. Alguns incluem atividades de alinhamento do produto a estratégia da empresa e destacam as fases preparatórias.

Não há entre as diferentes metodologias um consenso sobre definições exatas das etapas que permeiam o desenvolvimento de um produto. Algumas diferenças se limitam às terminologias. Porém, algumas são provenientes da fusão, subdivisão, sobreposição ou do nível de detalhamento de cada etapa. Cada autor adota a terminologia que é mais adequada ao seu trabalho, e ao nível de detalhamento e importância atribuída a cada etapa.

Na literatura pertinente há algumas propostas para as divisões do ciclo de desenvolvimento do produto e, especificamente as etapas do desenvolvimento de seu projeto. Autores como Pahl *et al.* (2005), Ullman e Eppinger (1992), Back (1983) e Baxter (2003) apresentam variações de abordagens. O modelo proposto por Back, *et. al* (2008) apresenta as divisões no ciclo de desenvolvimento do produto, detalhando cada fase, através de “Gates”, conforme ilustrado na Figura 3.16.

Figura 3.16 – Ciclo de desenvolvimento de produtos (Fonte: Back, *et. al* 2008).

3.2.1. Projeto Informacional

A fase de projeto informacional soma várias competências técnicas, para que o perfil do consumidor/cliente seja escolhido, bem como o segmento de mercado, identificando as necessidades e desejos dos clientes, para que haja diferenciação do “produto” promovendo a competitividade da organização no mercado interno e globalizado. As áreas de desenvolvimento e projeto recebem suas tarefas de outros setores da empresa; geralmente a

tarefa é passada ao setor de projeto ou desenvolvimento, seja através de: pedido de desenvolvimento (externa ou internamente pelo planejamento de produto sob a forma de uma proposta de um produto); pedido de um cliente; como sugestão baseada em propostas de aperfeiçoamento e crítica da área de vendas, testes, campo de provas ou montagem, de um setor afim ou do próprio setor de projetos.

Além de disposições sobre o produto e sua funcionalidade, bem como seu desempenho, na maioria das vezes estes pedidos contêm disposições a respeito de prazos e custos a serem mantidos. O setor de projetos se encontra diante de um problema relacionado a identificar as especificações de produto determinantes para a solução do problema. Segundo Pahl *et al.* (2005) o resultado dessa etapa é a lista de requisitos técnicos. A lista de requisitos constitui o documento das especificações do produto e, com isso, também uma medida do grau de atendimento da tarefa pelo setor de desenvolvimento ou projeto. Como importante trabalho prévio para auxiliar na elaboração da lista de requisitos. Pahl *et al.* (2005), sugere a percepção das vontades do cliente e a conversão destas em requisitos do produto a ser desenvolvido, conforme ilustrado pela Figura 3.17.

O termo “cliente” pode ser expandido para todas as pessoas capazes de identificar necessidades relacionadas a um produto: clientes; usuários; fornecedores. O termo “produto” pode ser entendido como um: componente, peça, subconjunto, máquina.

Figura 3.17 – Principais etapas de trabalho para elaboração da lista de requisitos (Fonte: Pahl *et al.*, 2005).

A aplicação da técnica QFD (*Quality Function Deployment*) auxilia de forma significativa a escolha dos requisitos de projeto baseada nas necessidades do usuário final, durante o projeto informacional ou estudo da viabilidade técnica do “produto”. O desdobramento da função qualidade (QFD) é uma metodologia para projetar um produto ou serviço, baseado nos requisitos do cliente (Voz do cliente), com a participação de equipes multifuncionais, inserida no projeto da qualidade e pode ser auxiliada por técnicas de estimulação da criatividade e geração de maiores soluções técnicas, como métodos intuitivos de criatividade: *Brainstorming*, *Brainwriting*; Métodos discursivos: análise morfológica, análise do valor; TRIZ (Teoria dos problemas Inventivos).

A técnica QFD foi desenvolvida na década de 70, nos estaleiros da Komatsu (*Mitsubishi Heavy Industry*) em Kobe, Japão liderado pelo pesquisador Yoji Akao. O desenvolvimento dessa metodologia japonesa teve como objetivo responder a um mercado cada vez mais dinâmico devido a: Redução do ciclo de vida do produto; surgimento de inovações tecnológicas em um período cada vez menor e aumento da complexidade dos produtos. Houve grandes aplicações no Japão nas áreas de eletrônica, construção civil, industrial e vestuário. Muitas organizações internacionais utilizaram e utilizam o QFD, como por exemplo: Ford, General Motors, AT&T Bell Laboratories, HP; Procter&Gamble; Jaguar, Xerox (Cheng e Melo Filho, 2007).

O QFD é uma metodologia para planejamento e controle da qualidade do projeto (Pahl *et al.*, 2005), sendo muito útil para um planejamento do produto e do processo, sistematicamente voltado ao cliente. Os requisitos do cliente são precisamente convertidos em características do produto, desdobradas em requisitos de fabricação e definição do tipo de produção.

A concepção do QFD foi introduzida no Japão em 1966 por Yoji Akao, como um tipo de resposta às alterações que o mercado apresentava, como: diminuição do ciclo de vida dos produtos; surgimento de inovações tecnológicas em tempos cada vez mais reduzidos e aumento da complexidade dos produtos.

Um exemplo da vantagem competitiva proporcionada pela utilização do QFD foi a redução de custos em 61% e a introdução de uma maior variedade de modelos de veículos no período de 1977 a 1984 alcançada pela Toyota Autobody (Akao, 1996). Neste período, o ciclo de desenvolvimento do produto foi reduzido em um terço com um aumento correspondente na qualidade devido a uma redução no número de alterações de engenharia, ou seja, criou-se um ambiente de engenharia simultânea (Cheng e Melo Filho, 2007).

O QFD é um método que pode ser utilizado durante todo o processo de desenvolvimento de produtos, tendo como objetivo auxiliar o grupo de desenvolvimento a incorporar no projeto as necessidades reais dos clientes. Através de um conjunto de matrizes são expostos os requisitos dos clientes realizando-se um processo de desdobramento transformando essas necessidades em especificações técnicas. As matrizes servem de orientação para o grupo de trabalho para as etapas de discussão, avaliação e priorização dos requisitos (Cheng e Melo Filho, 2007). A Figura 3.18 apresenta de forma mais detalhada as subdivisões da tabela de qualidade exigida e tabela de características técnicas.

Figura 3.18 – Regiões da matriz da qualidade (1ª. Matriz do QFD).

A matriz de correlações ou matriz de “conflitos” antecipa as relações entre os parâmetros de maior relevância na melhoria do produto. Essa antecipação e suas respectivas alternativas construtivas sejam através de soluções técnicas consolidadas ou processos inovativos fornecem agilidade na solução de problemas, ao longo do desenvolvimento do projeto. O resultado da primeira matriz é a identificação de características técnicas importantes para o usuário final, considerando também as melhorias propostas pela equipe técnica. A Figura 3.19 ilustra o QFD de quatro etapas, iniciando-se pelos requisitos do usuário final até o planejamento da produção, proposta por Macabe e Clausing (Clausing, 1993).

Figura 3.19 – QFD de quatro fases (Fonte: www.numa.org.br).

A Figura 3.20 apresenta uma matriz de QFD montada por alunos de graduação do curso de engenharia mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos para uma impressora 3D desenvolvida na disciplina: Teoria e Metodologia de Projeto (SEM 0522).

Figura 3.20 – Primeira matriz QFD, Projeto Informacional para uma impressora 3-D (Disciplina SEM 0522 – Metodologia e Teoria de Projeto, 2011).

3.2.2. Projeto Conceitual

O projeto conceitual tem o objetivo de produzir princípios de projeto para um novo produto ou melhoria de componentes e subconjuntos. Ele deve ser suficiente para satisfazer as exigências do consumidor e diferenciar o novo produto de outros produtos existentes no mercado. Especificamente, o projeto conceitual deve mostrar como o novo produto será feito para atingir os benefícios básicos, (Baxter, 2003) e utilizam para essa finalidade informações provenientes da lista de requisitos geradas no projeto informacional ou de viabilidade técnica. No entanto, para se construir o conceito do produto é necessária certa abstração para identificação dos principais problemas. Sendo assim, Pahl *et al.* (2005, p. 112) propõem que ... *“No procedimento para chegar a uma solução nova, duradoura, não se deve deixar-se conduzir somente por ideias fixas ou convencionais ou se dar por satisfeito com elas. Pelo contrário, é preciso verificar cuidadosamente se caminhos inovadores e práticos que levem a solução são passíveis de implementação”*.

Baxter (2003) sugere duas etapas gerais, para se obter viabilidade física e econômica do projeto conceitual: gerar o maior número possível de conceitos e selecionar o melhor deles. O objetivo do projeto conceitual pode variar bastante, dependendo do tipo de produto. Isso se deve, em grande parte, aos diversos tipos de restrições colocadas às oportunidades de produto. Pode-se procurar definir as fronteiras e o espaço do problema, sendo que a atenção deve ser concentrada principalmente nas necessidades do consumidor e, em menor grau, na viabilidade de fabricação do produto.

A geração de conceitos exige muita intuição, imaginação e raciocínio lógico. A maior dificuldade no projeto conceitual é liberar a mente para se chegar a conceitos originais. Segundo Baxter (2003), usando-se simplesmente a imaginação e a intuição, é possível gerar alguns conceitos novos. Contudo aplicando-se técnicas de pensamento estruturadas pode-se chegar à melhores resultados. As técnicas estruturadas citadas pelo autor são: análise da tarefa, análise das funções do produto, análise do ciclo de vida, concepção do estilo, semântica do produto, simbolismo do produto, a emoção provocada pelo produto e por ultimo a seleção do conceito.

A análise da tarefa parte do principio de que todos os produtos são projetados para serem usados, de alguma forma, pelo homem e ao examinar-se a interface homem-produto em detalhe pode-se descobrir que ela é geralmente, complexa e pouco compreendida. A análise da tarefa explora as iterações entre o produto e seu usuário através de observações e análises.

Os resultados dessas análises são usados para gerar novos conceitos, levando-se em consideração métodos ergonômicos e antropométricos.

A análise das funções do produto é um tipo de análise mais analítica do produto, voltada para o consumidor. As funções do produto são apresentadas como são percebidas e avaliadas pelo consumidor, sendo que para produtos de maior complexidade ou aqueles cujas funções não são entendidas pelo consumidor, deve-se realizar pesquisas formais de mercado. Para conduzir a análise tem-se que perguntar: como e por quê? Dessa forma se desenha uma árvore funcional e propor soluções conceituais para cada uma das questões. A Figura 3.21, exemplifica essa técnica aplicada a um bem de consumo: descascador de batatas.

Figura 3.21 – Árvore funcional de um descascador de batatas (Fonte: Baxter, 1998).

A análise do ciclo de vida é usada por designers que pretendem diminuir a agressividade ambiental dos novos produtos. Pode-se construir um fluxo do ciclo de vida, desde a entrada de matéria prima na fábrica, passando pela produção, distribuição e uso, até o descarte final o produto. Dessa maneira, podem-se propor mudanças conceituais na estrutura ou na forma do produto para melhorar etapas do ciclo de vida, como por exemplo, seu descarte.

A análise de valor procura aumentar o valor relativo (em relação ao custo) das peças e componentes e do produto como um todo, sem comprometer as suas funções, baseando-se na estratégia de: identificar as funções do produto, estabelecer valores para essas funções e procurar realizar essas funções ao mínimo custo, sem perda de qualidade. A concepção de estilo é a definição da forma global do produto, embora não seja necessário preocupar-se com o projeto de cada componente. Os objetivos do estilo podem ser estabelecidos a partir de

outros produtos da empresa, identificando-se como uma marca da empresa e os aspectos semânticos e simbólicos do produto.

A semântica do produto é a preocupação de que cada produto deve ter uma aparência visual adequada a sua função. Assim, os produtos duráveis e para trabalho pesado devem ter aspecto robusto e forte, os produtos engraçados devem parecer leves e alegres enquanto os produtos para trabalhos sérios devem parecer sóbrios e eficientes. O simbolismo do produto baseia-se na ideia de que todos nós temos uma autoimagem, baseada nos valores pessoais e sociais que possuímos. Faz parte da natureza humana, observar os objetos que reflitam a nossa autoimagem. A emoção provocada pelo produto se preocupa em projetar os produtos para transmitir certos sentimentos e emoções. Nesse caso os conceitos são definidos pelas linhas de expressão visual que trará a emoção desejada.

Após gerar o maior número possível de conceitos deve-se selecionar um ou mais conceitos para seguir como o processo de desenvolvimento. Baxter (2003) cita o método de Pugh para seleção de conceitos. O método da convergência controlada é um processo pelo qual um conjunto de conceitos gerados vai convergindo sistematicamente, em um único conceito selecionado. Segundo essa técnica, a seleção do conceito não é uma simples escolha do melhor conceito gerado. Ela envolve o uso de criatividade, combinando diferentes conceitos, mesclando os aspectos positivos de vários conceitos podendo gerar até novos conceitos durante o processo de seleção. A figura 3.22 exemplifica a sequência deste método.

Figura 3.22 – Processo de convergência controlada na seleção do conceito (Fonte: Baxter, 2003).

3.2.3. Projeto Preliminar ou Anteprojeto

Segundo Pahl *et al.* (2005), uma vez que na etapa de concepção a solução básica foi essencialmente elaborada a partir de informações sobre a estrutura de funcionamento, a configuração concreta dessa ideia básica figura agora em primeiro plano. Esta configuração agora exige a escolha de materiais, a definição das dimensões principais, o exame da compatibilidade espacial e ainda a complementação das consequentes funções auxiliares por meio de subsoluções. A configuração é desenvolvida e concluída através de uma avaliação técnico-econômica.

Como primeira etapa de trabalho, uma vez conhecida a solução preliminar é elaborada eventualmente por transcrição a partir da lista de requisitos, os requisitos que determinam principalmente a configuração:

- Requisitos determinantes das dimensões como, por exemplo: potência, vazão, dimensões das interfaces.
- Requisitos determinantes do arranjo, como por exemplo: direções do fluxo ou do movimento, posição.
- Requisitos determinantes de materiais, como por exemplo: resistência à corrosão, módulo de elasticidade, resistência a tração e outros.

Posteriormente determina-se o esclarecimento das condições espaciais determinantes ou limitantes da configuração do projeto básico, como por exemplo, afastamentos exigidos, direções a considerar para os eixos e limitações de montagem.

Após a percepção dos requisitos determinantes da configuração e das restrições espaciais é preciso desenvolver a estrutura do produto por meio de um esboço da configuração e da escolha preliminar do material, onde se consideram preferencialmente os portadores da função principal, determinantes da configuração global. Inicialmente, os portadores determinantes da função principal da configuração deverão ser configurados grosseiramente, ou seja, material e formato são especificados preliminarmente. “Configurar grosseiramente” significa definir precisamente o formato pelos volumes e dimensões, porém preliminarmente e omitindo detalhes que por hora não interessam. Em seguida, é possível a verificação das funções auxiliares que são necessárias e quão úteis são para as soluções existentes. Por exemplo, avaliar uma função de suporte e de fixação, de forma a padronizar

peças. A partir deste ponto, segue o projeto preliminar dos portadores da função principal de acordo com regras para configuração, utilizando normas, prescrições, cálculos mais exatos e resultados de ensaios. Eventualmente, segmentar em subconjuntos ou regiões, que possam ser trabalhadas separadamente. Nessa fase, também se detalha os portadores de funções auxiliares, acrescentando componentes padronizados e de fornecedores.

Feito o dimensionamento dos componentes deve-se avaliar o projeto segundo critérios técnicos e econômicos e caso seja necessário aperfeiçoar o projeto preliminar para liberação para o detalhamento. A Figura 3.23 exemplifica o fluxo de atividades no projeto preliminar.

Figura 3.23 – Fluxo de atividades na etapa de projeto preliminar requisitos (Fonte: Pahl e Beitz, et. al 2005).

Para dimensionamento e seleção de material é imprescindível o conhecimento de uma condição de carga claramente definida quanto à magnitude, tipo, frequência ou intervalo de atuação. Na falta desses dados deve-se dimensionar com hipóteses adequadas e, em seguida, estimar o tempo do ciclo de vida do produto.

A configuração do objeto deveria ser escolhida, para que resulte um estado de tensões descritível ou possa ser analisado para qualquer condição de serviço. As soluções

podem ser obtidas de modelos analíticos ou numéricos (sistemas CAE). Os sistemas CAE são ambientes virtuais, voltados para problemas específicos, como dinâmica, vibrações, análise de distribuição de tensões, análise de gradientes de temperatura e fluídos. Nas interfaces virtuais é possível realizar a configuração espacial do componente ou sistema que se queira analisar, determinar-se condições de contorno como restrições mecânicas e temperatura, atribuir propriedades dos materiais a todos os componentes, solicitar o componente ou sistema da forma identificada como condição de trabalho e por fim analisar os resultados.

3.2.4. Projeto Detalhado

Segundo Baxter (2003) e Ullman e Eppinger (1992), a configuração do projeto começa com o conceito escolhido e termina com o protótipo completamente desenvolvido e testado. Ela compreende quatro fases:

- Geração de ideias, explorando-se todas as formas possíveis de fabricar o produto.
- Seleção de ideias, escolhendo-se a melhor ideia, com comparação com as especificações de projeto.
- Análise das possibilidades e falha e seus efeitos, para levantar os possíveis pontos de falha do produto.
- Construção e teste do protótipo, para aprovar ou rejeitar o projeto.

Como acontecem com as outras atividades de projeto, essas fases não ocorrem ordenadas dessa maneira. Elas podem aparecer entrelaçadas entre si, em outros casos, é necessário retroceder para melhorar um aspecto que já foi examinado anteriormente ou avançar, para conferir certos aspectos do desenvolvimento.

O projeto detalhado diferencia-se do projeto conceitual e do projeto preliminar pela introdução de diversos instrumentos de teste e avaliação do produto. De fato, teremos pela primeira vez, algo testável do produto. Ao final do processo de configuração do projeto detalhado, deve-se tomar a decisão da arquitetura do produto, ou seja, como o produto é organizado em blocos de componentes a serem montados, a forma e função de cada

componente, processo de montagem e os tipos de materiais e processos de manufatura a serem usados na produção. Tudo isso deve estar contido no memorial descritivo do projeto, desenhos técnicos e protótipos, assim como a análise de falhas e resultados dos testes com protótipos. A Figura 3.24 abaixo exemplifica o processo de detalhamento de um produto.

Figura 3.24 – Configuração o projeto (Fonte: Baxter, 1998).

Obtendo-se uma configuração inicial do produto, com sua avaliação em relação às especificações e análise das falhas, resta elaborar as especificações para fabricação. Essas especificações dependem dos processos de fabricação a serem utilizados. Naturalmente, esses processos já devem ter sido pensados no estágio do projeto conceitual e no início do projeto detalhado. Com o projeto detalhado, devem-se produzir desenhos técnicos e as especificações para produção. Isso significa especificar o material, as máquinas e ferramentas a serem utilizadas, e os acabamentos necessários, ou seja, as tolerâncias dimensionais, de forma e posição, além de rugosidades, especificações de solda e o que for necessário para fabricar corretamente o componente especificado.

A fase de lançamento do produto envolve a homologação da quantidade de produtos a serem fabricados por parte da administração da empresa com base em perspectivas de vendas. A partir da homologação, cada unidade de manufatura pode então planejar o processo produtivo para que se consiga fabricar os componentes do produto de acordo com o tempo especificado pelo controle de produção, juntamente com os setores de métodos de fabricação.

O lançamento envolve a participação da equipe de processos de fabricação com o levantamento dos métodos de produção para os operadores, a fim de que haja perfeita

especificação de como produzir cada componente dentro das especificações geradas pela equipe de desenvolvimento. Geralmente o lançamento é realizado com um lote mínimo de produtos, chamado lote piloto.

O lote piloto serve como orientação para a equipe de manufatura em relação aos processos de produção, uma vez que ao fabricar-se um novo produto os processos de manufatura vão sendo aperfeiçoados para produzi-lo, ou seja, existe uma produção inicial de um protótipo que ao longo do tempo vai sendo melhorado, com eliminação de falhas observadas na fabricação do lote piloto. Por fim, a equipe de manufatura pode produzir o produto especificado de forma mais organizada dentro da sua linha de produção.

3.2.5. Validação e Ensaio de Confiabilidade e Durabilidade

A validação do produto é realizada através da análise crítica de todo o ciclo de desenvolvimento até a produção dos componentes do produto. Tendo o produto final montado, podem-se realizar testes a fim de verificar se o projeto foi bem elaborado, se o produto realmente funciona de acordo com as especificações preliminares, se há necessidade de alguma alteração na forma dos componentes ou processos de fabricação a fim de efetuar melhorias.

3.3. MÉTODOS NUMÉRICOS EM ENGENHARIA

De acordo com Arora (1989) métodos numéricos podem e devem ser aplicados a problemas de engenharia, porque muitos procedimentos de cálculo envolvem uma elevada quantidade de cálculos repetitivos. Durante a fase do projeto preliminar, para novos projetos e melhorias há muitas variáveis e respostas, que devem ser analisadas no sentido de identificar, quais possuem maior influência sobre a resposta estudada, sob determinadas condições. Um algoritmo de otimização envolve limitações matemáticas (de zero a um valor infinito), bem como restrições de engenharia em faixas operacionais viáveis, dependendo da estratégia de

busca e da capacidade dos processadores. Arora (1989) propõe um fluxograma geral para processos iterativos numéricos, conforme ilustrado pela Figura 3.25.

Figura 3.25 – Processo iterativo de otimização em engenharia (Adaptação: Arora, 1989)

Uma função $f(x)$ pode ser representada por um conjunto de n variáveis independentes representadas pelo conjunto $\{x_1, \dots, x_n\}$, conforme a equação (3.32):

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad \text{Equação (3.32)}$$

Normalmente, a solução de um problema envolve muitas funções, com variáveis vetoriais. Para distingui-las pode-se utilizar índices subscritos. Assim, a função i^{th} pode ser escrita como:

$$g(x) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad \text{Equação (3.33)}$$

Se houver m funções, ou seja, $g_i(x)$, $i=1$ até m , a forma vetorial é a melhor opção.

$$g(x) = [g_1(x), g_2(x), \dots, g_m(x)] \quad \text{Equação (3.34)}$$

Considerando funções contínuas e de diferenciável de segunda ordem, a função $f(x)$ de n variáveis é denominada contínua para o ponto x^* , se para qualquer $\varepsilon > 0$, então $\delta > 0$ tal como:

$$|f(x)-f(x')|<\varepsilon \quad \text{Equação (3.35)}$$

Qualquer que seja, $|f(x)-f(x')|<\delta$.

Assim, para todos os pontos x em uma pequena vizinhança, para o ponto x^* , uma alteração no valor da função x^* para x é pequena, quando a função é contínua. Com as restrições de projeto satisfeitas, os parâmetros em estudo possuem um espaço de projeto factível, que não necessariamente é o melhor absoluto.

3.3.1. Método das Diferenças Finitas

O método de solução por “diferenças finitas” permite a determinação da temperatura para pontos discretos Incropera e DeWitt (2002). Esses pontos são obtidos, a partir da geração de uma malha bidimensional sobre uma superfície escolhida. Essa superfície é subdividida em um pequeno número de regiões, às quais é atribuído um ponto de referência, que determina os seus centros. Os pontos de referência são frequentemente denominados pontos nodais (ou nós), e os pontos agregados são denominados redes nodais, *grid* ou malha. Os pontos nodais são descritos por um padrão de numeração. A Figura 3.26, exemplifica uma malha para sistemas bidimensionais. As localizações x e y são descritas pelos índices m e n , respectivamente.

A condição de estado permanente será utilizada, para encontrar a temperatura crítica após longos períodos de frenagem. De acordo com Incropera e DeWitt (2002), a malha foi gerada como ilustrada na Figura 3.26:

Figura 3.26 – Malha gerada utilizando o método numérico de diferenças finitas.

Os nós internos são obtidos pela equação (3.36):

$$T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 4 \cdot T_{m,n} = 0 \quad \text{Equação (3.36)}$$

Os nós sobre a superfície com convecção, desconsiderando os vértices, são dados pela equação (3.32):

$$(2 \cdot T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) + (2 \cdot h \cdot \Delta x \cdot T_{\infty} / k) - 2 \cdot [(h \cdot \Delta x / k) + 2] \cdot T_{m,n} = 0 \quad \text{Equação (3.37)}$$

Os nós existentes nos vértices externos com convecção são obtidos pela equação (3.38):

$$(T_{m,n-1} + T_{m-1,n}) + (2 \cdot h \cdot \Delta x \cdot T_{\infty} / k) - 2 \cdot [(h \cdot \Delta x / k) + 1] \cdot T_{m,n} = 0 \quad \text{Equação (3.38)}$$

Com base nas equações acima, podemos gerar o seguinte sistema de equações:

$$\begin{aligned} a_{11} \cdot T_1 + a_{12} \cdot T_2 + a_{13} \cdot T_3 + \dots + a_{1N} \cdot T_N &= C_1 \\ a_{21} \cdot T_1 + a_{22} \cdot T_2 + a_{23} \cdot T_3 + \dots + a_{2N} \cdot T_N &= C_2 \\ \vdots & \\ a_{N1} \cdot T_1 + a_{N2} \cdot T_2 + a_{N3} \cdot T_3 + \dots + a_{NN} \cdot T_N &= C_N \end{aligned} \quad \text{Equação (3.39)}$$

$$A \equiv \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1N} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2N} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ a_{N1} & a_{N2} & \dots & a_{NN} \end{bmatrix}; \quad T \equiv \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_N \end{bmatrix}; \quad C \equiv \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \vdots \\ C_N \end{bmatrix} \quad \text{Equação (3.40)}$$

$$T = A^{-1} C \quad \text{Equação (3.41)}$$

$$A^{-1} \equiv \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1N} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2N} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ b_{N1} & b_{N2} & \dots & b_{NN} \end{bmatrix} \quad \text{Equação (3.42)}$$

$$\begin{aligned} b_{11} \cdot C_1 + b_{12} \cdot C_2 + b_{13} \cdot C_3 + \dots + b_{1N} \cdot C_N &= T_1 \\ b_{21} \cdot C_1 + b_{22} \cdot C_2 + b_{23} \cdot C_3 + \dots + b_{2N} \cdot C_N &= T_2 \\ \vdots & \\ b_{N1} \cdot C_1 + b_{N2} \cdot C_2 + b_{N3} \cdot C_3 + \dots + b_{NN} \cdot C_N &= T_N \end{aligned} \quad \text{Equação (3.43)}$$

É possível obter, por esse método numérico, a temperatura em cada nó da malha gerada, podendo assim identificar o ponto de interesse (ponto crítico) na superfície de temperaturas.

3.3.2. *Simulated Annealing*

O método proposto por Kirkpatrick, Gelatti e Vecchi (1983) baseia-se em uma analogia com o processo de resfriamento lento de sólidos, e tem sido utilizado na solução de problemas de otimização de engenharia.

O *Simulated Annealing* pode ser considerado uma extensão heurística de busca local, sendo necessária apenas a definição de um esquema de vizinhança e um método de avaliação de custo de uma solução particular. O algoritmo procura iterativamente a vizinhança da solução corrente para obter uma melhor solução, que passará a ser a nova solução.

O algoritmo é um procedimento de busca aleatória de pontos ótimos globais, permitindo fugir de pontos ótimos locais através de movimentos de fuga que são controlados através do conhecido critério de Metropolis (METROPOLIS *et. al.*, 1953), que consiste em iniciar a busca local de várias soluções iniciais diferentes e utilizar a melhor solução encontrada como solução do algoritmo. A piora da solução corrente com certa probabilidade é aceitável, pois pode encontrar um melhor caminho para se atingir o ótimo global. É verificado que repetidas buscas locais convergem assintoticamente para a solução ótima. Outra vantagem do método é que esse não depende do cálculo de gradiente da função objetivo.

O procedimento geral, para otimizar uma função empregando o *Simulated Annealing* é:

- Definir de uma função objetivo;
- Propor um mecanismo para gerar variações na configuração atual;
- Estabelecer um programa de resfriamento;
- Fixar um critério de parada.

O algoritmo proposto por Metropolis *et. al.* (1953) baseia-se nas técnicas de Monte Carlo, e diz que ao se aplicar uma pequena, e aleatória, perturbação no sistema, se esse

apresentar diferença de energia (ΔE) negativa entre o estado corrente e o estado ligeiramente perturbado, ou seja, resultando em um sistema de menor energia, o processo prossegue com o novo resultado, caso $\Delta E \geq 0$ a probabilidade de aceitação do estado perturbado é dada por:

$$P_r = e^{\left(-\frac{\Delta E}{k_B \cdot T}\right)} \quad \text{Equação (3.44)}$$

Um número ζ uniformemente distribuído entre $[0,1]$ é gerado e caso $\zeta < P(\Delta E)$ a nova configuração é aceita, caso contrario, a ultima configuração aceita é tomada como ponto de partida para a busca de outra solução na vizinhança, convergindo assim para o equilíbrio térmico. Após inúmeras perturbações a distribuição de probabilidade alcança a distribuição de Boltzmann que diz que para cada temperatura, o sólido alcança equilíbrio térmico, caracterizado pela probabilidade de estar no estado i com energia E_{ni} na temperatura T .

A distribuição de Boltzmann é dada por:

$$P_r\{En = En_i\} = \frac{e^{-\frac{En_i}{k_B \cdot T}}}{Z(T)} \quad \text{Equação (3.45)}$$

Sendo que, $Z(T)$ é a função partição, dependente da temperatura T e k_B é a constante de Boltzmann.

$$Z(T) = \sum_j e^{-\frac{En_j}{k_B \cdot T}} \quad \text{Equação (3.46)}$$

O *Simulated Annealing* é como uma série de algoritmos de Metrópolis, executado com uma sequência decrescente do parâmetro de controle. A Figura 3.27 mostra o funcionamento básico do algoritmo de *Simulated Annealing* proposta por Laarhoven e Aarts (1989).

Figura 3.27 – Fluxograma de funcionamento do Simulated Annealing (Fonte: CASTRO, 2007)

O Programa de Resfriamento deve fazer com que a temperatura seja reduzida pela multiplicação de um fator de resfriamento, $\alpha < 1$, fixo:

$$T_{k+1} = \alpha \cdot T_k \quad \text{Equação (3.47)}$$

A temperatura deve ser reduzida lentamente, o valor de α usualmente selecionado é entre 0,8 e 0,99, mas muitos autores propõem uma faixa maior de acordo com as características do problema. O valor proposto por Kirpatrick *et al* (1982) é de $\alpha = 0,95$. O valor da temperatura inicial deve ser suficientemente grande para permitir que todas as transições sejam aceitas, para isso a regra $T_0 = \ln(f_0(x_0))$ se torna bastante útil para se calcular o valor da temperatura inicial, sendo a função: $f_0(x_0)$ o valor da função objetivo da solução inicial.

4. CONSIDERAÇÕES NO PROJETO DE FREIOS: MODOS DE FALHA, MATERIAIS E COEFICIENTE DE ATRITO E DESENVOLVIMENTO DA ANÁLISE TÉRMICA DO DISCO DE FREIO

4.1. MODOS DE FALHAS, MATERIAIS E COEFICIENTE DE ATRITO.

Segundo Collins et al (2002) os modos prováveis de falha em freios de atrito são:

- **Elevadas pressões de interface e deslizamentos relativos:** Desgaste adesivo; Desgaste abrasivo; desgaste corrosivo.
- **Elevada geração de calor na interface:** Empenamento (variação do comprimento elástico induzido pela variação de temperatura); Fadiga térmica; Escoamento; Fluência.
- **Projeto Mecânico:** Desgaste adesivo; Fadiga térmica; Alterações nas propriedades dos materiais.

As propriedades mecânicas desejáveis, principalmente em pastilhas de freios são: alta resistência ao desgaste; coeficiente de atrito estável e elevado; boa condutividade térmica (dissipação do calor gerado); elevada resistência à fadiga térmica, boa resistência ao empenamento, baixo coeficiente de dilatação térmica, elevado limite ao escoamento e custo satisfatório (Collins, 2002).

Os materiais utilizados em pastilhas e lonas estão em constante melhoria devido às pesquisas na área de tribologia e novos materiais. Inicialmente os materiais de atrito se restringiam ao uso de madeira, couro e feltro, uma vez que as velocidades eram relativamente baixas, porém com o aumento das velocidades desenvolvidas, esses materiais se tornaram inadequados com o aumento da temperatura no momento da frenagem. Os asbestos foram utilizados por muito tempo em lonas de freios a tambor, mas pela eliminação de gases tóxicos foi sendo substituído por novos materiais, sendo utilizado ainda em freios, mas com revestimento. Hodel (2010) cita que a formulação atual para a fabricação de pastilhas de

freios é constituída em geral por: fibras de aramida (40 a 50%); resinas (15 a 20%), lubrificantes (4 a 6%) e atritantes (2 a 6%). Os processos de fabricação incluem conformações: sólida, moldadas, trançadas (tecidos) ou sinterizados, com tratamento térmico de normalização, para estabilizar termicamente o material de atrito.

A Figura 4.1 apresenta um modo comum de falha em testes de durabilidade, observado em discos de freios, que normalmente incorre no desgaste da pastilha, cuja causa principal é a temperatura elevada, que causa inicialmente uma redução na eficiência de frenagem, podendo evoluir para uma falha catastrófica (rompimento de um dos dois elementos).

Figura 4.1 – Modo de falha: disco vitrificado (glassy) – veículos pesados (Fonte: Hodel, 2010)

A seleção de um bom revestimento implica na seleção de um material com elevado coeficiente de atrito, que se mantenha o maior tempo possível sem dano, para uma ampla faixa operacional. Essas superfícies de contato por atrito são normalmente constituídas de uma superfície metálica e a outra é manufaturada com um material de alto coeficiente de atrito ou revestimento (Collins *et al.* 2002).

A seleção de materiais para as superfícies de atrito, tanto de freios como embreagens, é crítica. Os materiais de uma das superfícies que se acoplam, normalmente metálica - em geral ferro fundido ou aço -, devem possuir boas características de atrito, mantendo-se relativamente estáveis na faixa de temperaturas de operação; esses materiais também devem possuir boa condutividade térmica, resistência ao desgaste e à fadiga térmica (Juvinal, 2008).

O fenômeno da fadiga térmica (fading) deve-se a tensões internas resultantes da expansão e contração da superfície, em relação à superfície quando o freio está em uso. O ciclo de fadiga térmica se dá com o aquecimento do freio (ou embreagem), quando utilizado e posteriormente resfriado. As trincas de fadiga resultantes da ciclagem térmica são denominadas “trincas por calor” ou “trincas por temperatura”. Para aumentar a resistência à fadiga térmica, utilizam-se materiais com condutividade térmica maior (diminuindo os gradientes de temperatura) e com coeficiente de expansão térmica menor.

Para os materiais de fricção, a principal característica é um alto coeficiente de atrito dinâmico que seja estável quando em temperatura de operação e pouco influenciado por umidade, pequenas quantidades de impurezas e óleo.

A Tabela 4.1 relaciona os materiais de fricção secos mais comumente utilizados nos freios e embreagens.

Tabela 4.1 – Propriedades mais importantes dos materiais de fricção operando a seco.

Material de Atrito ^a	Coeficiente de Atrito Dinâmico f^b	Pressão Máxima ^c		Temperatura Máxima de Compressão	
		Psi	kPa	°F	°C
Moldado	0,25-0,45	150-300	1030-2070	400-500	204-260
Trançado	0,25-0,45	50-100	345-690	400-500	204-260
Metal sinterizado	0,15-0,45	150-300	1030-2070	450-1250	232-677
Cortiça	0,30-0,50	8-14	55-95	180	82
Madeira	0,20-0,30	50-90	345-620	200	93
Ferro fundido, aço duro	0,15-0,25	100-250	690-1720	500	260

^aQuando atritado contra ferro fundido ou aço liso.

^bOs valores experimentais de f variam com a composição, velocidade de atrito, pressão, temperatura e umidade

^cUso de valores mais baixos fornecerá uma vida mais longa
(Fonte: JUVINALL, 2008)

A maior parte das aplicações utiliza materiais de atrito classificados como metais moldados, trançados ou sinterizados. Dentre estes materiais, os mais baratos são os moldados. Eles consistem, basicamente, em um revestimento, fibras de reforço, aditivos modificadores do atrito e tirantes de enchimento. O revestimento é em geral uma resina ou borracha curada termicamente que serve para unir os demais ingredientes, formando um composto resistente ao calor. No passado as fibras de reforço normalmente eram de asbesto, porém atualmente outros materiais estão sendo utilizados de forma gradualmente crescente. Os materiais trançados apresentam maior flexibilidade, característica indicada para freios de cinta, e desempenho superior ao de outros materiais quando em presença de lama, graxa e impurezas. Os materiais trançados são produzidos através de fibras torcidas. Essas fibras recobrem filamentos de zinco, cobre ou latão, assim aumentando a resistência e a condutividade térmica, tecendo o fio em mantas ou fitas, saturando-o com resinas e modificadores das propriedades de atrito e, finalmente curando-o sob calor e pressão. Os materiais de atrito

metálicos sinterizados são mais caros e também os melhores disponíveis para aplicações em serviços pesados, particularmente quando a operação é contínua a temperaturas superiores a 260°C. Em sua composição há metais nobres e fibras inorgânicas que são moldadas sob alta pressão e, em seguida sinterizadas.

A Tabela 4.2 relaciona os coeficientes de atrito, para a operação em óleo, de diversos materiais de atrito.

Tabela 4.2 – Valores representativos do coeficiente de atrito para materiais de fricção operando em óleo.

Material de Atrito ^a	Coeficiente de atrito dinâmico f
Moldado	0,06-0,09
Trançado	0,08-0,10
Metal sinterizado	0,05-0,08
Papel	0,10-0,14
Grafítico	0,12 (médio)
Polimérico	0,11 (médio)
Cortiça	0,15-0,25
Madeira	0,12-0,16
Ferro fundido, aço duro	0,03-0,06

^aQuando atritado contra ferro fundido ou aço, ambos lisos
(Fonte: JUVINALL, 2008)

Os materiais de atrito com menor custo são os materiais manufaturados com celulose. Em sua composição há folhas fibrosas, saturadas com resina, preenchidas com modificadores de atrito, curado a altas temperaturas e unido a um portador, normalmente aço. Devido a seus altos coeficientes de atrito e baixo custo, esse material é largamente utilizado em embreagens de múltiplos discos, como nas transmissões automáticas dos automóveis.

Os polímeros constituem uma classe relativamente nova de materiais de fricção. Eles são altamente resilientes e possuem alta capacidade de armazenamento de energia térmica.

4.2. ENERGIA E ANÁLISE TÉRMICA NO DISCO

Neste trabalho serão feitas as análises térmicas no disco de freio que irão variar em função das dimensões de cada elemento, bem como a existência de um sistema de refrigeração. Para o desenvolvimento do equacionamento foram utilizados Collins *et al* (2002) e Smith Neto, P. (2006). Xun e Jiewi, (2010) apresentaram um estudo numérico, considerando a análise de transiente do campo térmico (fadiga térmica) de um freio a tambor, através de um modelo tridimensional construído em um programa de elementos finitos. Neste trabalho os autores investigaram as condições iniciais e a influência da velocidade, frequência e força de frenagem.

Durante a frenagem, a energia cinética de rotação é absorvida pelo sistema de freio, que se transforma em calor, sendo dissipado em seguida, para o meio ambiente. O problema da variação da temperatura em freios ocorre, quando a geração de calor é maior do que a sua dissipação, causando um alto aquecimento no sistema. As características do material devem ser tais, que garantam um coeficiente de atrito adequado para a condição operacional e uma pressão normal segura, dissipando o calor de forma eficiente evitando a degradação da pastilha ou lona de freio.

Para se entender o que ocorre durante o processo de frenagem, simula-se um modelo matemático composto por dois sistemas inerciais conectados por um freio. Os momentos de inércia I_1 e I_2 possuem velocidades angulares iniciais w_1 e w_2 respectivamente. Durante o acionamento de uma embreagem, ambas as velocidades angulares mudam se tornando iguais. Assumindo a hipótese de que os eixos sejam rígidos e que o torque seja constante durante todo o processo.

A equação de movimento para a inércia 1:

$$I_1 \cdot \beta_1'' = -T \quad \text{Equação (4.1)}$$

Sendo β_1'' é a aceleração angular de I_1 e T é o torque do sistema. Uma equação similar para I_2 é:

$$I_2 \cdot \beta_2'' = -T \quad \text{Equação (4.2)}$$

Depois de um período de tempo t , pela integração das equações acima, pode-se determinar as velocidades instantâneas β'_1 e β'_2 de I_1 e I_2 .

$$\beta'_1 = \int_0^t -\frac{T}{I_1} \cdot dt \quad \beta'_2 = \int_0^t -\frac{T}{I_2} \cdot dt \quad \text{Equação (4.3)}$$

$$\beta'_1 = -\frac{T}{I_1} \cdot t + \omega_1 \quad \beta'_2 = -\frac{T}{I_2} \cdot t + \omega_2 \quad \text{Equação (4.4)}$$

A diferença das velocidades (velocidade relativa) é:

$$\beta' = \beta'_1 - \beta'_2 = \omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \cdot t \quad \text{Equação (4.5)}$$

A operação de acionamento da embreagem é completa no instante em que as duas velocidades angulares β'_1 e β'_2 se tornam igual. Considerando o tempo total requerido para completar a operação igual a t_1 . Então $\beta' = 0$ quando $\beta'_1 = \beta'_2$, então a equação acima fica:

$$t_1 = \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{T} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(I_1 + I_2)} \quad \text{Equação (4.6)}$$

A razão de dissipação de energia (U) pode ser encontrada através das equações acima.

$$U = T \cdot \beta' = T \cdot \left[\omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \cdot t \right] \quad \text{Equação (4.7)}$$

Integrando-se a razão de dissipação de energia obtém a energia total dissipada (E) durante a ação do freio.

$$E = \int_0^{t_1} U \cdot dt = T \cdot \int_0^{t_1} \left[\omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \cdot t \right] \cdot dt \quad \text{Equação (4.8)}$$

$$E = \frac{(\omega_1 - \omega_2)^2}{2} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(I_1 + I_2)} \quad \text{Equação (4.9)}$$

4.2.1. Temperatura no disco de freio

Um das regiões de maior atenção no projeto de sistemas de freios é a interface rotor-revestimento, na qual atuam as maiores temperaturas, causada pela variação do atrito no momento da frenagem. Os materiais presentes estão diretamente associados à temperatura gerada, ao atrito e o desgaste em cada um dos elementos. A temperatura do material da presilha determina o modo de desgaste e o filme presente na superfície que influencia no coeficiente de atrito.

O calor é perdido, através da condução para o conjunto de freio, assim como por convecção e radiação para a vizinhança. O equilíbrio da temperatura se dá por dois fatores, a magnitude do calor dissipado e o calor de entrada que é proporcional ao peso do veículo, à velocidade inicial e a frequência de parada.

4.2.2. Fluxo de Entrada

A entrada instantânea de calor no freio q é igual à mudança da energia cinética no veículo:

$$q = \Delta KE = \frac{\partial}{\partial t} KE = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \right) \quad \text{Equação (4.10)}$$

Sendo:

q = Razão de entrada de calor no freio [BTU/s]

KE = Energia cinética do veículo [BTU]

m = Massa do veículo [peso/32,2 ft/s²]

v = Velocidade instantânea do veículo [ft/s]

A geometria do sistema de determinará a porcentagem do total de fluxo de calor gerado, que se dissipará em cada roda.

4.2.3. Variação da Temperatura

O aumento de temperatura no disco pode ser aproximado pelas seguintes equações, considerando o Sistema Unificado e o Sistema Internacional:

No Sistema Unificado:

$$\Delta T = \frac{H}{c \cdot W} \quad \text{Equação (4.11)}$$

Sendo:

ΔT = Aumento de temperatura [°F]

c = Calor específico [BTU / (lbm.°F)]

W = Massa do freio [lbm]

No Sistema Internacional – SI:

$$\Delta T = \frac{E}{c \cdot m} \quad \text{Equação (4.12)}$$

Sendo:

ΔT = Aumento de temperatura [°C]

c = Calor específico [J/ kg.°C]

m = Massa do freio [kg]

As equações acima explicam o funcionamento do freio em operação, no entanto, devido ao número de variáveis do sistema ser muito grande, é de se esperar que as equações acima não se aproximem das experimentais, devendo essas análises ser feitas em vários ciclos, obtendo assim o melhor desempenho. Um objeto aquecido a uma temperatura T_1 esfria até uma temperatura ambiente T_a de acordo com a relação exponencial abaixo:

$$T_i - T_a = (T_1 - T_a) \cdot e^{-\left(\frac{AU}{WC}\right) \cdot t} \quad \text{Equação (4.13)}$$

Sendo:

T_i = Temperatura instantânea no tempo t [°F];

A = Área de transferência de calor [ft²];

U = Coeficiente de superfície [BTU/(ft².s.°F)].

Um fator que deve ser observado é o torque residual, esse não gera altas temperaturas, mas reduz a perda de calor do freio, mudando efetivamente o equilíbrio da temperatura após múltiplas frenagens.

4.2.4. Análise simplificada da temperatura em uma única frenagem

Em uma parada única, com alta geração de calor, ou seja, com níveis altos de desaceleração, o tempo de frenagem pode ser menor do que o tempo necessário para o calor penetrar através do tambor ou através do material do rotor. Nestas condições não ocorre convecção durante o resfriamento do freio e assume que toda a energia de frenagem é absorvida pelo freio e pelo revestimento.

Para freios a tambor o tempo de penetração de calor para atingir a superfície do tambor exterior é obtido pela equação (4.14):

$$t_b = \frac{L^2}{5a} \quad h \quad \text{Equação (4.14)}$$

Sendo:

a = difusividade térmica = $\frac{k}{\rho c}$ m^2/h ou ft^2/h

c = calor específico do material do tambor ou rotor Nm/kgK ou $BTU/lb_m°F$

k = condutividade térmica do material do tambor $BTU/hft°F$

L = espessura do tambor m ou ft

t_b = tempo para o calor penetrar h

ρ = densidade do tambor kg/m^3 ou lb_m/ft^3

O tempo de penetração do fluxo de calor pode ser expresso pela equação (4.14) e também pode ser usado para determinar o fluxo de calor até que se atinja o ponto médio em um freio a disco sólido. Nesse caso, a espessura do tambor (L) teria metade da espessura do rotor.

A equação (4.14) pode ser reescrita em termos do tempo de penetração medido em segundos e das propriedades dos materiais típicos do tambor pela equação (4.15):

$$\begin{aligned} t_b &= 0,0127(L_d)^2 \quad [s] \\ t_b &= 8,19(L_d)^2 \quad [s] \end{aligned} \quad \text{Equação (4.15)}$$

Onde:

L_d = espessura do tambor expressa em mm ou in

Para os freios de tambor menores ou freios a disco ventilados com menores espessuras de parede, o tempo de penetração de calor será menor, elevando a temperatura da superfície de resfriamento acima do seu nível inicial. No entanto, o resfriamento convectivo será significativamente menor do que o calor armazenado no rotor durante a curta duração da frenagem.

Se uma potência de frenagem diminuir linearmente é assumida a temperatura da superfície como uma função do tempo e pode ser expressa como a equação (4.16):

$$T(L, t) - T_i = (5/4)^{0,5} (q''_0/k)(at)^{0,5}(1 - 2t/3t_s) \quad [K], [^{\circ}F] \quad \text{Equação (4.16)}$$

Onde:

q''_0 = fluxo de calor na superfície do tambor ou rotor existentes

imediatamente após o início da de frenagem

$Nm/h\ m^2$, $[BTU/hft^2]$

t = tempo de frenagem h

T_i = temperatura inicial K , $^{\circ}F$

t_s = tempo de parada do veículo $[h]$

Pode-se notar que $q_{*(0)}$ é a potência de frenagem por unidade de área absorvida pelo tambor ou rotor, ou seja, apenas a parte que conduziu calor dentro do material do tambor e não a quantidade de energia gerada na frenagem pelo freio.

Diferenciando-se a equação (4.16) no tempo, pode-se obter a temperatura máxima da superfície em $t = t_s / 2$. Assim, a temperatura máxima da superfície $T_{max, L}$, em uma frenagem única, sem refrigeração do ambiente, pode ser expressa como mostra a equação 4.17:

$$T_{max,L} - T_i = (5/18)^{0,5} (q_{(0)}^*(t_s)^{0,5} / (\rho c k)^{0,5}) \quad [K], [^{\circ}F] \quad \text{Equação (4.17)}$$

Sendo que $q_{*(0)}$ é determinado pela equação (4.18). Entretanto, sendo essa equação dividida pela área varrida do rotor de freio.

$$q_{(0)} = 2q_0 \quad \left[\frac{Nm}{h} \right], \left[\frac{BTU}{h} \right] \quad \text{Equação (4.18)}$$

Sendo:

$$q_{(0)} = \text{potencia no inicio da frenagem } (t = 0) \quad \left[\frac{Nm}{h} \right], \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

Analisando a equação (4.17) podemos notar que, para um fluxo de calor específico $q''(0)$ e tempo de frenagem t_s , a temperatura máxima do freio a tambor ou disco, diminuirá para valores elevados de densidade, calor específico e condutividade térmica. Diminuindo o fluxo de calor através do aumento da área varrida do freio também irá diminuir a temperatura máxima da superfície.

Propriedades típicas do material do tambor ou disco, revestimento à base de amianto e material da pastilha estão listados na Tabela 4.3 e 4.4. Materiais semi-metálicos das pastilhas terão valores aumentados para ρ e k .

Tabela 4.3 – Valores para o Projeto de Freios – Unidades no Sistema Internacional.

Valores para o Projeto de Freios – Unidades no Sistema Internacional				
	Revestimento	Pastilha	Tambor ou Disco	Unidades
ρ	2034	2595	7228	kg/m ³
c	1256	1465	419	Nm/kgK
k	4174	4362	174,465	Nm/hKm
a	0,00163	0,0011	0,0576	m ² /h

(Fonte: Limpert, 1999)

Tabela 4.4 – Valores para o Projeto de Freios – Unidades no Sistema Inglês.

Valores para o Projeto de Freios – Unidades no Sistema Inglês				
	Revestimento	Pastilha	Tambor ou Disco	Unidades
ρ	127	162	455	lb_m/ft^3
c	0,30	0,35	0,10	$\text{BTU}/\text{lb}_m^\circ\text{F}$
k	0,67	0,7	28	$\text{BTU}/\text{h}^\circ\text{F ft}$
a	0,0176	0,0124	0,615	ft^2/h

(Fonte: Limpert, 1999)

4.2.5. Análise completa da temperatura em uma única frenagem

Na análise completa, as temperaturas do freio serão consideradas, para qualquer local sob a superfície de atrito, e em função do tempo. Na análise completa o resfriamento convectivo será incluído.

4.2.5.1. Temperatura do freio a disco em uma única frenagem

A derivação da equação de temperatura é relativamente complicada. É realizado pela primeira derivação da resposta da temperatura devido a um fluxo de calor constante, absorvido durante uma frenagem em declive a velocidade constante. A expressão da temperatura final é obtida a partir da temperatura com fluxo constante de calor e da aplicação do teorema de Duhamel, utilizando um fluxo de calor variável no tempo.

Ambos os lados do rotor são aquecidas pelo fluxo de calor $q''_{(0)}$, e são resfriados por convecção h_R . Para um rotor sólido, as condições permitem uma solução analítica para um fluxo de calor constante.

$$\theta(z,t) = \frac{q_0''}{h_R} \left[2 \left(\frac{\theta_i h_R}{q_0''} - 1 \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times e^{-a_t \lambda_n^2 t} \cos(\lambda_n Z) + 1 \right] \quad [K], [^{\circ}F]$$

Equação (4.19)

Sendo:

$a_t = \text{difusividade térmica} = k_R / (\rho_R c_R) \quad [m^2/h], [ft^2/h]$

$h_R = \text{coeficiente de transferência de calor por convecção}$
 $[Nm/hKm^2], [BTU/h^{\circ}Fft^2]$

$L = \text{metade da espessura do rotor} \quad [m], [ft]$

$n = \text{número } 1, 2, 3, \dots$

$q_0'' = \text{fluxo médio de calor na superfície do rotor}$
 $[Nm/h Km^2], [BTU/h^{\circ}Fft^2]$

$t = \text{tempo} \quad [h]$

$T_0(z,t) = \text{distribuição transiente de temperatura no rotor}$
 $\text{devido a um fluxo de calor constante} \quad [K], [^{\circ}F]$

$T_i = \text{temperatura inicial} \quad [K], [^{\circ}F]$

$T_{\infty} = \text{temperatura ambiente} \quad [K], [^{\circ}F]$

$z = \text{distância horizontal medida a partir plano médio do rotor} \quad [m], [ft]$

$\theta_0(z,t) = T_0(z,t) - T_{\infty} = \text{temperatura relativa do freio resultante}$
 $\text{de fluxo de calor constante} \quad [K], [^{\circ}F]$

$\theta_i = T_i - T_{\infty} = \text{diferença inicial de temperatura entre freio e}$
 $\text{ambiente} \quad [K], [^{\circ}F]$

$$\lambda_n = \frac{n\pi}{L} \quad [l/m], [l/ft]$$

Equação (4.20)

O valor de $\lambda_n L$ é determinado, a partir da equação transcendental (4.21):

$$(\lambda_n L) \tan(\lambda_n L) - \frac{h_R L}{k} = 0$$

Equação (4.21)

Há poucas soluções para a equação transcendental, sendo essa de grande importância prática para freios típicos sendo apresentados na Tabela 3.5. Para a maioria das análises de temperatura apenas três termos no somatório da Equação (4.21) são necessários.

Tabela 4.5 – Lista de coeficientes para equação transcendental.

Coeficientes para a Equação Transcedental						
hL/k	$\lambda_1 L$	$\lambda_2 L$	$\lambda_3 L$	$\lambda_4 L$	$\lambda_5 L$	$\lambda_6 L$
0,01	0,0998	3,1448	6,2848	9,4258	12,5672	15,7086
0,02	0,1410	3,1479	6,3864	9,4269	12,5680	15,7092
0,04	0,1987	3,1543	6,2895	9,4290	12,5696	15,7105

(Fonte: Limpert, 1999)

A equação 4.21 calcula a resposta da temperatura resultante de um fluxo de calor constante na superfície do rotor. Quando o veículo desacelera, o fluxo de calor varia com o tempo. Na maioria dos casos, assume-se que o fluxo de calor diminui de forma linear. A resposta da temperatura do rotor de freio pode ser obtida diretamente da solução de temperatura mostrado pela equação 4.21 associados à independência do fluxo de calor no tempo q''_0 por aplicação do teorema de Duhamel ou superposição integral. A resposta da temperatura a partir da variação do fluxo de calor no tempo é :

$$\theta(z, t) = \frac{q''_0}{q''_0} \theta_0(z, t) + \frac{1}{q''_0} \int_0^t \frac{dq''(\tau)}{d(\tau)} \theta_0(z, t - \tau) d\tau \quad [K], [^{\circ}F] \quad \text{Equação (4.22)}$$

Sendo:

d = operador de diferenciação

q''_0 = variação do fluxo de calor no tempo para o rotor considerando

$t = 0$ $[Nm/hm^2], [BTU/hft^2]$

q''_{τ} = variação do fluxo de calor no tempo $[Nm/hm^2], [BTU/hft^2]$

t = tempo $[h]$

$\theta(z, t) = T(z, t) - T_{\infty}$ = Temperatura relativa resultante da variação
do fluxo de calor no tempo $[K], [^{\circ}F]$

$\theta_0(z, t) = T_0(z, t) - T_{\infty}$ = temperatura relativa do freio resultante do
fluxo de calor constante $[K], [^{\circ}F]$

$T_0(z, T)$ = distribuição de temperatura transiente no rotor devido a um fluxo de calor constante $[K], [^{\circ}F]$

τ = tempo $[h]$

Se um fluxo de calor variável no tempo é dado por:

$$q''(t) = q''(0) \left(1 - \frac{t}{t_s}\right) \quad \left[\frac{Nm}{hm^2}\right], \left[\frac{BTU}{hft^2}\right] \quad \text{Equação (4.23)}$$

Assume-se, t = tempo [h] e t_s = tempo de frenagem até parar [h], então a integração da equação (4.22) com a equação (4.21) e $\theta_i = 0$ produz a seguinte resposta da temperatura em um freio a disco sólido resultante de um fluxo de calor variável no tempo:

$$\theta(z, t) = \frac{q''(0)}{q_0} \theta_0(z, t) - \frac{q''(0)}{t_s h_R} \left[t - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times \left(\frac{1 - e^{-\alpha_t \lambda_n^2 t}}{\alpha_t \lambda_n^2} \right) \cos(\lambda_n z) \right] \quad [K], [^{\circ}F] \quad \text{Equação (4.24)}$$

4.2.5.2. Temperatura do freio a tambor em uma única frenagem

A resposta da temperatura de um freio a tambor é obtida de forma semelhante à de um freio a disco. A principal diferença é que o resfriamento convectivo ocorre na superfície externa e não ocorre geração de calor na superfície como é o caso de um freio a disco sólido. A temperatura atingida por um freio a tambor quando submetido a um fluxo de calor constante é dada por:

$$\theta_0(z, t) = \frac{q_0 L}{k} \left\{ 1 - \frac{z}{L} + \frac{k}{h_R L} - 2 \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_t \lambda_n^2 t \cos(\lambda_n z)}}{\lambda_n L [\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)]} \right\} \quad [K], [^{\circ}F] \quad \text{Equação (4.25)}$$

Sendo,

k = condutividade térmica do tambor $[Nm/hKm], [BTU/h^{\circ}F ft]$

L = espessura do tambor [m], [ft]

z = distância medida a partir da superfície de atrito [m], [ft]

A equação 4.25 pode também ser usada para calcular a temperatura de freios com rotores ventilados, quando a transferência de calor convectivo na superfície de atrito é desprezível, como no caso de um rotor blindado. A resposta da temperatura do tambor de freio resultante de um fluxo de calor variável no tempo conforme expresso pela equação 4.23 é dado por:

$$\begin{aligned} \theta(z, t) = & \frac{q_{(0)}''}{q_0''} \theta_0(z, t) - \frac{q_{(0)}'' L}{k t_s} \\ & \times \left[t \left(1 + \frac{k}{h_R L} - \frac{z}{L} \right) \right. \\ & - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \\ & \left. \times \left(\frac{1 - e^{-a_t \lambda_n^2 t}}{a_t \lambda_n^2} \right) \cos(\lambda_n z) \right] \quad [K], [^{\circ}F] \end{aligned}$$

Equação (4.26)

Sendo,

$\theta_0(z, t)$ é obtida pela equação 3.25

4.2.6. Análise de temperatura para frenagens repetidas

Se o tempo de frenagem é consideravelmente menor do que o tempo de resfriamento, então, o resfriamento durante a frenagem pode ser desprezado. Neste caso a temperatura do tambor ou disco vai aumentar uniformemente.

$$\Delta T = \frac{q_0 t_s}{\rho_R c_R v_R} \quad [K], [^{\circ}F]$$

Equação (4.27)

Onde:

c_R = calor específico [Nm/kgK], [BTU/lb_m°F]

q_0 = potencia de frenagem absorvida pelo motor [Nm/h], [BTU/h]

t_s = tempo de frenagem até a parada [h]

v_R = volume do rotor [m³], [ft³]

ρ_R = densidade do rotor [kg/m³], [lb_m/ft³]

Considerando os resultados formulados dentro uma equação diferencial que descreve o resfriamento do freio após uma frenagem:

$$\frac{\rho_R c_R v_R dT}{dt} = -h_R A_R (T - T_\infty) \quad [Nm/h], [BTU/h] \quad \text{Equação (4.28)}$$

A_R = superfície do rotor [m²], [ft²]

h_R = coeficiente de transferência de calor [Nm/hKm²], [BTU/h°Fft²]

T = temperatura no tempo t [K], [°F]

T_∞ = temperatura ambiente [K], [°F]

Com uma temperatura inicial de T_i , a equação de integração da equação (4.28) produz a resposta da temperatura de refrigeração:

$$\frac{T(t) - T_i}{T_i - T_\infty} = e^{-h_R A_R t / \rho_R c_R v_R} \quad \text{Equação (4.29)}$$

Uma análise da combinação do aquecimento por meio da equação 4.27 e refrigeração por meio da equação 3.29 pode ser desenvolvida para obter a temperatura de um freio após a primeira, a segunda, terceira, enésima aplicação de um freio. A temperatura do freio relativa antes da enésima aplicação do freio é:

$$\begin{aligned} & [T(t) - T_\infty]_b \\ &= \frac{\{1 - e^{[-(n_a - 1)h_R A_R t_c / \rho_R c_R v_R]}\} \{e^{-h_R A_R t_c / \rho_R c_R v_R}\} \Delta T}{1 - e^{-h_R A_R t_c / \rho_R c_R v_R}} \quad [K], [°F] \quad \text{Equação (4.30)} \end{aligned}$$

Onde:

n_a = número de frenagens (acionamentos do freio)

t_c = tempo de resfriamento do entre acionamentos [h]

A temperatura do freio em relação após a aplicação é:

$$[T(t) - T_{\infty}]_a = \frac{[1 - e^{[-n_a h_R A_R t_c] / [\rho_R c_R v_R]}] \Delta T}{1 - e^{-h_R A_R t_c / \rho_R c_R v_R}} \quad [K], [^{\circ}F] \quad \text{Equação (4.31)}$$

Os valores-limite da temperatura antes e depois de frenagem para um grande número de ciclos ($n_a \rightarrow \infty$) pode ser obtida a partir das equações 4.30 e 4.31, retirando o termo que envolve o fator n_a .

4.2.7. Análise da temperatura para frenagens continuadas

Quando os freios são aplicados durante uma longa descida, a refrigeração durante a frenagem deve ser considerada. Similar ao capítulo anterior, a resposta da temperatura de um tambor ou disco durante uma frenagem contínua é calculada por:

$$T(t) = [T_i - T_{\infty} - q_0 / h_R A_R] e^{-h_R A_R t / \rho_R c_R v_R} + T_{\infty} + q_0 / h_R A_R \quad [K], [^{\circ}F] \quad \text{Equação (4.32)}$$

5. DESENVOLVIMENTO DO PROJETO INFORMACIONAL DO SISTEMA DE FREIOS

Após o desenvolvimento da análise térmica do disco a segunda etapa do trabalho foi desenvolver a primeira versão da matriz de QFD para um sistema de freios. A ferramenta QFD pode auxiliar a tomada de decisão durante o projeto informacional, incluindo as necessidades do consumidor ou usuário final, com a participação de uma equipe multidisciplinar (engenharia, desenho industrial, marketing e pós-venda).

O uso de técnicas de metodologia de projeto, ao longo das quatro fases do desenvolvimento do projeto de um produto (informacional, conceitual, preliminar e detalhado) auxilia em dois aspectos: coordenação de trabalhos em equipes multidisciplinares, e no caso específico da ferramenta QFD é criada algo próximo a uma base de dados, na qual a primeira matriz reflete para um perfil específico de consumidor, suas principais necessidades em um determinado período de tempo. Esses dados alterados, ao longo do tempo podem auxiliar na melhoria e até inovar conceitos e soluções técnicas.

A solução construtiva do sistema de freios é limitada pelo envelope de trabalho, e torna-se difícil inovar no projeto de engenharia, sem a interface com as outras áreas envolvidas na adaptação ou re-projeto dos sistemas de propulsão do veículo. Há algumas concepções recentes, sobre configurações do sistema de propulsão de veículos, como apresentado na Figura 5.1, que apresenta um layout do sistema de direção para veículos híbridos, no qual todo o sistema é montado na roda. A solução é interessante sob o ponto de vista de espaço e funcionalidade, mas também reporta ao volume da roda toda a montagem do sistema de direção e freios.

Figura 5.1 – Proposta conceitual de um sistema de direção de um veículo híbrido (Fonte: PCT, 2008)

Em termos de modelagem do equilíbrio estático e dinâmico do sistema de freios, o programa desenvolvido pode ser adaptado para mudanças significativas do *layout* do conjunto freio.

5.1. PROJETO INFORMACIONAL: LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DO USUÁRIO FINAL – MONTAGEM DA PRIMEIRA MATRIZ DO QFD

O *Brainstorming* é uma ferramenta proveniente das técnicas de criatividade, do tipo intuitivo, que auxilia no levantamento de soluções ou restrições em uma etapa inicial de configuração de um problema, ou em etapas, nas quais foram esgotadas soluções tecnicamente conhecidas.

Com as informações obtidas pelo *Brainstorming* e pesquisa em conteúdos técnicos, foi desenvolvido QFD, cuja matriz traduz as necessidades e expectativas do usuário final, em

características técnicas. Com essa ferramenta é possível identificar conflitos técnicos identificados no telhado da casa da qualidade.

Para essa primeira versão da matriz da qualidade (de projeto) foram considerados 15 motoristas de veículos urbanos (alunos do curso de pós-graduação e técnicos de laboratório), com idade média de 20-40 anos. Os sistemas de freios questionados são para veículos denominados “populares”, com motor 1.0 com preço médio de R\$ 28.500,00. Cabe no manuscrito a explicação, de que esse trabalho se insere em um projeto global, para construção de um módulo adaptável de veículos híbridos, para carros populares. Há três grupos de pesquisa com dedicação para o projeto da bateria, modelagem e simulação do veículo e construção de um dinamômetro, com alimentação dos dados da dinâmica e desempenho do veículo com o módulo, juntamente com o projeto de freios e sistemas de controle e eletrônica embarcada, financiados pela empresa CPFL. Dessa forma foi perguntando a “amostra”: - “O que se espera de um freio automotivo, em um carro de baixo custo?”

As tabelas a seguir apresentam os resultados obtidos, a partir desse exercício de levantar frases informais (Tabela 5.1) e possíveis soluções com a “equipe técnica”, na Tabela 5.2:

Tabela 5.1 – Requisitos do consumidor

Requisitos do consumidor
“Pare rápido”
“Parada macia e suave”
“Não dê trancos durante a parada”
“Identificar quando trocar a pastilha”
“Seja confiável”
“Não trave”
“Não faça muito barulho”
“Não puxar para o lado quando acionado”
“Não reduzir a potência na parada”
“Não eleve muito o preço final”

Traduzir as características do consumidor, em características técnicas requer algumas vezes uma iteração, intermediada pela equipe de marketing ou pós-vendas, para tentar se

definir características, que realmente possam ser desdobradas em características técnicas, que poderá ter soluções técnicas viáveis.

Como respostas aos requisitos do consumidor, foram inicialmente definidas pela equipe técnica (mestrando e colegas do grupo de projeto) algumas características gerais, que devem em certo momento indicar um pequeno número de modificações técnicas específicas:

Tabela 5.2 – Requisitos técnicos

Requisitos técnicos
Sistema hidráulico: regulagens
Interface entre material de atrito e tambor/disco
Tempo de parada (confiabilidade)
Resistência térmica do material de atrito a elevadas temperaturas (fading)
Sistema de refrigeração do disco/tambor
Frenagem uniforme durante o processo de desaceleração
Interface entre roda-pneu-pista
Material de atrito (pastilha ou lona)
Sistema de controle sobre as rodas (ABS/EBS)?
Sistema mecânico com elevada confiabilidade
Sistema de controle: tempo de resposta
massa/velocidade/aceleração/potência

Para se ter valores qualitativos de *Benchmarking* (do ponto de vista do usuário final), a melhoria dos requisitos dos usuários (para esse estudo de caso) foi comparada a outras empresas “X” e “Y” representantes de outras montadoras, fabricantes de carros “populares”.

Na leitura horizontal da primeira matriz do QFD (Figura 5.2) que os requisitos de maior importância para o consumidor são:

- “Identificar, quando trocar a pastilha” correspondendo a (26%);
- “Ser confiável” (21%).
- “Não eleve muito o preço final” / “Não faça muito barulho” (8,5%).

Figura 5.2 – Primeira versão da matriz do projeto da qualidade (QFD), para freios em veículos de passageiros populares. (ANEXO A)

Na tradução dos requisitos técnicos as características técnicas (leitura vertical da matriz) de maior importância foram:

- “Material de atrito” (21%),
- “Repetibilidade do sistema de frenagem” (20%),
- “Tempo de resposta massa x deslocamento e energia dissipada” (13%)
- “Sensores” (12%).

Na matriz de conflito (“telhado”) os requisitos técnicos são comparados aos pares, para identificação de possíveis restrições, cuja solução pode ser antecipada no projeto conceitual ou melhorada no projeto preliminar. Nessa correlação observou-se:

- “Sistema de refrigeração x sistema compacto de freios”: condição conflitante;

- “Elevada resistência mecânica e térmica $\times$ sistema compacto de freios”: Condição conflitante;
- “Resistência mecânica e térmica $\times$ sistema de refrigeração”: condição conflitante;
- “Material de atrito $\times$ sistema de refrigeração”: condição conflitante.

A compactação do sistema de freios será dependente de outros requisitos técnicos como: sistema de refrigeração, elevada resistência mecânica e tempo de resposta: massa $\times$ deslocamento energia dissipada.

Por outro lado o tempo de resposta também dependerá dos requisitos: repetibilidade do sistema de frenagem, precisão entre o disco/pastilha, material de atrito e sensores.

Dessa forma, a matriz do QFD dentro do projeto informacional inclui as opiniões/necessidades do consumidor na melhoria ou inovação de “produtos” direcionando com maior eficiência as alterações perceptíveis ao ‘nicho de Mercado’, e ainda incluindo a capacidade de solução de problemas da equipe técnica e capacidade de trabalhar em grupos multidisciplinares.

5.2. PROJETO CONCEITUAL: FUNÇÕES DO SISTEMA DE FREIOS

Um projeto mecânico pode ser decomposto em três classes: 1) decomposição do produto; decomposição do problema e decomposição do processo (Kusaik e Larson, 1995). Há diversas técnicas que auxiliam a visualização do sistema (conjuntos) em subsistemas, para facilitar o entendimento das inter-relações de funções e componentes. Para o sistema de freios, inicialmente fez-se um desdobramento funcional, para identificar as funções de projeto de cada componente (subsistemas) e uma sequência de modo e efeito de possíveis falhas.

Técnicas como essa são importantes durante o projeto conceitual, porque auxiliam no entendimento e na quantificação de funções/componentes (Figura 5.3). Na matriz do QFD, o material de atrito foi indicado como um item de significativa importância, além da repetibilidade do sistema de frenagem. O material de atrito depende da escolha correta do próprio material e aditivo e das condições de fabricação e montagem. Mas, sua vida útil depende das condições de dirigibilidade. O desempenho do sistema de freios está relacionado

com o balance de energia cinética e potencial e suas perdas. As pastilhas ou lonas de freios configuram os componentes críticos do sistema de freios de um veículo, que em função da dirigibilidade, normalmente é pior em centros urbanos. No processo de frenagem o material de atrito na interface sofre condições de elevadas temperaturas e desgaste, tendo condições mais críticas de transferência de calor por condução, convecção. De acordo com Hodel (2010), os modos de falhas em freios a disco estão relacionadas com o desgaste prematuro devido ao desalinhamento durante a montagem e/ou escolha inadequada do material. A função de projeto da pastilha é “fornecer atrito” durante o processo de frenagem com segurança e confiabilidade durante seu tempo de vida útil. Redução nessa função de projeto implica em alterações na eficiência no processo de frenagem, e, portanto baixa confiabilidade e repetibilidade do sistema. A perda do atrito e o processo de vitrificação são exemplos dessa perda de eficiência e até falha catastrófica no veículo. A função de projeto do disco é “reduzir a energia cinética” das rodas, e seus modos de falhas são: vitrificação e empenamento, que causam a elevação da temperatura no processo de frenagem.

Figura 5.3 – Modelo funcional do sistema de freios e análise de tipo causa e efeito da falha.

A técnica de Análise do Valor poderá ser utilizada, à medida que haja o detalhamento do sistema de freios e sua interface com o veículo e acesso a uma equipe comercial. O diagrama FAST pode ser desdobrado, por exemplo, até a escolha do tipo de uniões, material, mecanismos de movimentação.

Como ilustração montou-se um pequeno diagrama FAST, a partir da movimentação da pinça-pastilha, identificados como componentes de importância significativa, a partir da análise do QFD e desdobramento funcional, apresentado na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Diagrama funcional, pastilha-disco.

Para melhorar a tomada de decisão, a análise morfológica (método discursivo) pode ser utilizada, como apresentada na Figura 5.5. Este método tem como o objetivo o esgotamento de soluções conhecidas, para o conjunto de parâmetros escolhidos, para se efetuar as melhorias ou adaptações.

Parâmetro de Projeto	Soluções				
Tipo de Travamento	Tambor	Disco	Hidráulico	Magnético	Cinta
Acionamento	Óleo Fluido	Ar	Elétrico	Mecânico	
Refrigeração	Natural	Forçada			
Material	Metal	Cerâmica	Ligas	Compósito	
Tecnologia	Convencional	ABS	Regenerativo		
Volume Ocupado	Pequeno	Médio	Grande		
Peso	Leve	Médio	Pesado		

Opção Mais Barata - Com melhor custo x benefício

Opção Mais Cara - Com Melhor Desempenho

Figura 5.5 – Análise Morfológica, para o sistema de freios.

Com esse levantamento inicial, mesmo que para um projeto tradicional como sistema de freios, auxiliam na melhoria e novas soluções nas tomadas de decisões de projeto. A partir de um veículo doado (Fiat-EESC), para pesquisa foi feita a medição no produto (freios/rodas), e então desenhado em um sistema CAD (apresentado no apêndice B). Com isso, pode-se determinar o envelope de trabalho, bem como as massas dos componentes.

Dessa forma, na próxima etapa é proposto um programa de auxílio ao projeto e freios automotivos e relacionadas as grandezas identificadas no projeto informacional e conceitual.

5.2.1. Projeto Conceitual / Preliminar: Energia e dissipação

Quando os membros rotativos de uma máquina são freados, a energia cinética de rotação deve ser absorvida pelo freio. Essa energia aparece no freio na forma de calor. Energia cinética é absorvida, durante a mudança de velocidade, pelo freio, sendo transformada em calor.

Foi visto como a capacidade de torque do freio depende do coeficiente de fricção do material e de uma pressão normal segura. Entretanto, a carga deve ser tal, que se o valor do torque for permitido, o freio deve ser destruído pelo seu próprio calor gerado. A capacidade da engrenagem é limitada por dois fatores: as características do material e sua habilidade de dissipar calor. Se o calor é gerado mais rapidamente que é dissipado, tem-se um problema de aumento da temperatura.

Para um melhor esclarecimento do que ocorre durante a frenagem, simula-se um modelo matemático de dois sistemas inerciais conectados por um freio. Resumindo o equacionamento desenvolvido no item 4.2. Tem-se que a energia total dissipada durante a ação da embreagem é obtida integrando a equação acima:

$$E = \int_0^{t_1} U \cdot dt = T \cdot \int_0^{t_1} \left[\omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \cdot t \right] \cdot dt \quad \text{Equação (5.1)}$$

$$E = \frac{(\omega_1 - \omega_2)^2}{2} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(I_1 + I_2)} \quad \text{Equação (5.2)}$$

Pode-se observar que, a energia dissipada é proporcional ao quadrado da diferença de velocidades e é independente ao torque.

5.2.1.1. Montagem das equações de calor para freios

Com base no exposto acima, podemos deduzir a equação para freios, considerando a parte 2 do sistema como fixa e a parte 1 como a parte rotativa do sistema.

Sendo assim, assumiremos as condições abaixo:

$$\omega_2 = 0$$

$$T = C^{te}$$

$I_2 \cong \infty \rightarrow$ Pois o sistema 2 é fixo, rotacionando apenas por flexão do material empregado

Então:

$$\beta_1'' = -\frac{T}{I_1} \quad \beta_2'' = \frac{T}{I_2} \quad \text{Equação (5.3)}$$

$$\beta_1' = \int_0^t -\frac{T}{I_1} \cdot dt \quad \beta_2' = \int_0^t -\frac{T}{I_2} \cdot dt \quad \text{Equação (5.4)}$$

$$\beta_1' = -\frac{T}{I_1} \cdot t + \omega_1 \quad \beta_2' = -\frac{T}{I_2} \cdot t + \omega_2 \quad \therefore \beta_2' \cong 0 \quad \therefore \beta_2'' \cong 0 \quad \text{Equação (5.5)}$$

$$\beta' = \beta_1' - \beta_2' = \omega_1 - \omega_2 - T \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \cdot t \quad \text{Equação (5.6)}$$

$$\beta' \cong \beta_1' = -\frac{T}{I_1} \cdot t + \omega_1 \quad \text{Equação (5.7)}$$

$$t_1 = \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{T} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(I_1 + I_2)} = \lim_{I_2 \rightarrow \infty} \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{T} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(I_1 + I_2)} \\ = \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{T} \cdot I_1 = \frac{\omega_1 \cdot I_1}{T} \quad \text{Equação (5.8)}$$

$$U = T \cdot \beta' = T \cdot \left(\omega_1 - \frac{T}{I_1} \cdot t \right) \quad \text{Equação (5.9)}$$

$$E = \int_0^{t_1} U \cdot dt = T \cdot \int_0^{t_1} \left[\omega_1 - \frac{T}{I_1} \cdot t \right] \cdot dt \quad \text{Equação (5.10)}$$

$$E = \frac{(\omega_1 - \omega_2)^2}{2} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(I_1 + I_2)} \quad \text{Equação (5.11)}$$

$$E = \lim_{I_2 \rightarrow \infty} \frac{(\omega_1 - \omega_2)^2}{2} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{(I_1 + I_2)} = \frac{\omega_1^2 \cdot I_1}{2} \quad \text{Equação (5.12)}$$

A temperatura atuante na interface rotor-revestimento é fundamental para o atrito e desgaste, e está associada com os materiais em questão. É nessa interface que o calor causado pela fricção é gerado e nas quais atuam as temperaturas mais elevadas. A temperatura do material da presilha determina o modo de desgaste e o filme presente na superfície que influencia no coeficiente de fricção. O equilíbrio da temperatura é relacionado com o calor de entrada (proporcional ao peso do veículo, à velocidade inicial e à frequência de parada) e a magnitude do calor dissipado. O calor é perdido através da condução para o conjunto de freio assim como por convecção e radiação para a vizinhança, o equacionamento é feito no item 4.2 (da equação 4.10 a equação 4.13), para uma única frenagem (pastilha/disco) (da equação 4.19 a 4.24) e para (lona/tambor) (da equação 4.25 a 4.31) e para frenagens múltiplas pela equação 4.32.

A temperatura do freio depois de repetidas frenagens vai depender da quantidade de calor que é perdida devido à condução, convecção e radiação. Outro fator significativo será o torque residual no freio. Esse torque residual não gera altas temperaturas, mas reduz a perda de calor do freio, mudando efetivamente o equilíbrio da temperatura após múltiplas frenagens.

Para todo sistema de freios por atrito devemos considerar o caso de condução com geração de energia térmica ao se estudar a temperatura final da pastilha ou do disco.

Considerando a pastilha ou o disco como uma parede plana, na qual existe geração uniforme de energia por unidade de volume ($\dot{q}$ constante) e as superfícies são mantidas a temperatura $T_{s,1}$ e $T_{s,2}$, como mostrado na figura 5.6 (a). Para uma condutividade térmica constante, temos a equação de calor descrita como:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad \text{Equação (5.13)}$$

A solução geral é:

$$T = -\frac{\dot{q}}{2k}x^2 + C_1x + C_2 \quad \text{Equação (5.14)}$$

Em que C_1 e C_2 são constantes de integração, e podem ser determinadas por:

$$C_1 = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{2L} \quad \text{Equação (5.15)}$$

$$C_2 = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 + \frac{T_{s,1} + T_{s,2}}{2} \quad \text{Equação (5.16)}$$

Sendo assim, a distribuição de temperatura é dada por:

$$T(x) = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) + \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{2} \cdot \frac{x}{L} + \frac{T_{s,1} + T_{s,2}}{2} \quad \text{Equação (5.17)}$$

O resultado da equação 5.17 pode ser simplificado quando ambas as superfícies são mantidas a mesma temperatura, como é o caso do disco de freio e da pastilha, sendo $T_{s,1}=T_{s,2}=T_s$. A distribuição de temperatura passa então a ser simétrica em relação ao plano médio, como mostrado na figura 5.6 (b).

$$T(x) = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) + T_s \quad \text{Equação (5.18)}$$

Figura 5.6 – Condução em parede plana com geração uniforme de fluxo de calor. (a) Condições de contorno assimétricas; (b) condições de contorno simétricas; (c) Superfície adiabática no plano médio. (Fonte: Incropera, 2002)

Figura 5.6 – Condução em parede plana com geração uniforme de fluxo de calor. (a) Condições de contorno assimétricas; (b) condições de contorno simétricas; (c) Superfície adiabática no plano médio. (Fonte: Incropera, 2002)

Considerando uma distribuição simétrica de temperatura, como mostrado na figura 5.6 (b) teremos o ponto de maior temperatura localizado no plano médio e descrito pela equação 5.19

$$T(0) = T_0 = \frac{\dot{q} \cdot L^2}{2k} + T_s \quad \text{Equação (5.19)}$$

Podendo-se, nesse caso, expressar a distribuição de temperatura 5;18 como:

$$\frac{T(x) - T_0}{T_s - T_0} = \left(\frac{x}{L}\right)^2 \quad \text{Equação (5.20)}$$

5.3. CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO PARA FREIO A DISCO

A malha, utilizada como base para se determinar o ponto de máxima temperatura na pastilha, é gerada imaginando-se um corte transversal na pastilha de freio, como mostrado na Figura 5.7, sendo a malha representada pela cor laranja.

Figura 5.7 – Visualização da malha imaginária

As condições iniciais consideradas para o estudo foram:

Tabela 5.3 – Condições de Contorno

Condições de contorno da pastilha de freio	
Condição	Valor Atribuído
Temperatura ambiente	300K (27°C)
Temperatura na interface pastilha/disco	600K (327°C)
Coeficiente de transferência de calor por convecção	10 W/m².K
Coeficiente de transferência de calor por condução	1 W/m².K
Condutividade térmica	26,3 W/m.K
Espessura da seção (eixo X)	15 mm
Largura da seção (eixo Y)	50 mm

A temperatura em cada ponto (nó) da malha é influenciada diretamente pela temperatura dos nós a sua volta. Sendo, a temperatura, aproximada pela média aritmética das temperaturas ao seu redor, como mostra as equações 3.36, 3.37 e 3.38.

Para condições bidimensionais em regime estacionário, sem geração interna de calor e com condutividade térmica constante, obtemos a equação 5.21.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad \text{Equação (5.21)}$$

Se o sistema for caracterizado em termos da rede nodal, é necessário trabalhar com uma forma aproximada da equação 5.21 ou diferenças finitas.

Considerando a derivada segunda no ponto m,n da malha gerada (como mostrado na figura 3.26), a equação 5.21 pode ser aproximada por:

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{m,n} \approx \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+\frac{1}{2},n} - \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n}}{\Delta x} \quad \text{Equação (5.22)}$$

Os gradientes de temperatura podem ser expressos como uma função das temperaturas nodais.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+1/2,n} \approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \quad \text{Equação (5.23)}$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-1/2,n} \approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} \quad \text{Equação (5.24)}$$

Substituindo as equações 5.23 e 5.24 na 5.22, obtemos:

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{m,n} \approx \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2 \cdot T_{m,n}}{(\Delta x)^2} \quad \text{Equação (5.25)}$$

Procedendo de maneira similar para y, temos:

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right|_{m,n} \approx \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m+\frac{1}{2},n} - \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m-\frac{1}{2},n}}{\Delta y} \approx \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2 \cdot T_{m,n}}{(\Delta y)^2} \quad \text{Equação (5.26)}$$

Considerando uma malha, em que $\Delta x = \Delta y$ e substituindo as equações 5.25 e 5.26 na equação 5.21, iremos obter as equações 3.36, 3.37 e 3.38 que serão utilizadas no programa de diferenças finitas.

6. DESENVOLVIMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DO PROGRAMA PARA AUXÍLIO AO PROJETO DE FREIOS AUTOMOTIVOS

Com o equacionamento desenvolvido no Capítulo 4 e uma primeira orientação do projeto informacional obtida no Capítulo 5 é proposto um programa de apoio ao projeto de freios, sob o ponto de vista do equilíbrio estático e de análise térmica bidimensional do disco. A primeira versão do programa, cujo fluxograma é apresentado na Figura 6.1 foi desenvolvida no ambiente Matlab[®] e está dividido nas seguintes etapas (telas de entradas) apresentadas pelas Figuras 6.1 (a) até (f):

- Escolha do tipo de freios automotivo - Figura 6.2(a);
- Dimensionamento estático (forças e torque de acoplamento) - Figura 6.2 (b);
- Opções de variação de parâmetros como: coeficiente de atrito (material), geometria e pontos de aplicação da força externa- Figura 6.2 (c);
- Análise térmica Figura 6.2 (d);
- Visualização dos parâmetros em forma gráfica - Figura 6.2 (e);
- Estimativa das perdas de energia- Figura 6.2 (f).

Figura 6.1 – Fluxograma do programa para o projeto de freios.

O pré-dimensionamento estático de freios a disco e a tambor está baseado na teoria do Capítulo 3 (item 3.1) e a análise térmica está baseada no equacionamento da variação da temperatura do disco/sistema, no item 4.2. O algoritmo do *simulated annealing* foi apenas testado, com uma função genérica, para sua implementação futura no programa, com o objetivo de investigar a dissipação de calor por condução e convecção, durante o processo de aceleração e frenagem do veículo.

Figura 6.2 – Estrutura do programa com base no projeto para cálculo freio de atrito.

O objetivo inicial, guiado pelos resultados do projeto informacional é investigar a dissipação de calor por condução e convecção, durante processo de aceleração e frenagem do veículo, para posteriormente recuperar ou minimizar essa energia perdida em forma de calor em veículos movidos a energia elétrica e/ou motor de combustão interna, de modo que os dados obtidos apresentem as variáveis utilizadas no programa desenvolvido para projeto e otimização de disco de freio como mostrado na Figura 6.3, sendo essa, uma visão simplificada dos parâmetros de entrada e saída, onde são considerados: entrada (variações de raios, coeficientes de atrito e pressão normal); saída (torque, energia e dissipação de calor) e controle de variáveis como, por exemplo: inércia, peso, tempo de resposta e a força aplicada.

Figura 6.3 – Entradas e saídas no programa de pré-dimensionamento de freios

A Figura 6.4 apresenta a interface do programa, para a visualização do gradiente de temperatura na pastilha durante a frenagem. A opção no programa é habilitada, após o pré-dimensionamento estático do sistema.

Figura 6.4 – Método das Diferenças Finitas - Interface Gráfica.

A Figura 6.5 mostra a seção analisada da pastilha de freio, fornecendo a temperatura em cada ponto da seção transversal (a malha utilizada no método de diferenças finitas, como mostrado na figura 5.8, é a área hachurada da seção AA de 15 mm x 50 mm).

Figura 6.5 – Seção de pastilha de freio.

A Figura 6.6 apresenta os resultados obtidos pelo programa “PDETool” pacote MATLAB® e a Figura 6.7 apresenta o resultado gerado pelo método de diferenças finitas desenvolvido dentro do programa proposto, para projeto de sistemas de freios. Esses resultados são meramente para a comparação do programa implementado com o software existente, possuindo formato e dimensões diferentes da pastilha facilitando assim, a visualização dos resultados obtidos e a correção de falhas.

Figura 6.6 – Gradiente de temperatura obtido através do PDETool (Matlab®).

Figura 6.7 – Gradiente de temperatura obtido pela implementação do método de diferenças finitas.

Pequenas diferenças numéricas foram encontrados entre o método implementado e o método existente, o que não afetará a análise do resultado final, pois a temperatura crítica foi praticamente a mesma em ambos os casos. O erro aproximado entre o método implementado e o programa comercial foi de 3,3%.

A partir dos dados obtidos no QFD e na análise funcional pode-se concluir que a temperatura é um parâmetro crítico relacionado inclusive com a confiabilidade do veículo, além da segurança que é evidente sobre a visão geral de veículos comerciais. Considerando os veículos híbridos a energia térmica gerada deve ser minimizada, pois desta forma a energia não pode ser reutilizada em sistemas híbridos. Para obter o torque gerado, a força normal aplicada sobre o disco de freio deve ser conhecida, bem como o atrito entre os materiais e a área onde a força é aplicada. Estes valores são obtidos a partir das equações 3.1, 3.3, 3.7, 3.8, 3.11 e 3.26, dependendo da hipótese adotada, isso significa que ambas as hipóteses são usadas em sistemas de frenagem: no início das operações de freio e durante sua vida útil. A pressão normal é o resultado do tempo de atuação da força normal na superfície do disco Figura 6.8 considerando ambos os pressupostos e apresentando uma relação linear.

Figura 6.8 – Pressão Normal x Força Aplicada.

A partir da pressão máxima encontrada na função mostrada nos gráficos da Figura 6.8, é possível estimar o torque aplicado nas pastilhas de freio durante o processo de frenagem e com isso obter a capacidade máxima de geração de torque para o sistema. A Figura 6.9 apresenta a gama de torques disponíveis considerando a variação de pressão normal e o atrito para as duas condições do trabalho das pastilhas.

Figura 6.9 – Torque gerado nas pastilhas de freio.

Com o torque máximo que pode ser gerado no disco de freio é possível calcular a quantidade de energia gerada na forma de calor para o ambiente, considerando o tempo de atuação do freio, utilizando a equação 5.9. A Figura 6.10 (a) apresenta a taxa de dissipação de energia para o ambiente. A partir da equação 5.8 é possível observar que o torque gerado tem influência direta no tempo de parada do veículo como apresentado na Figura 6.10 (b). Desta forma é possível obter o torque ideal, onde a energia perdida seja mínima (com estas restrições) mantendo um tempo de parada aceitável.

Figura 6.10 (a) – Distribuição da energia perdida
(curvas Isométricas).

Figure 6.10 (b) – Torque x Tempo de parada total.

Obtendo a estimativa de torque e energia dissipada pode-se fazer uma otimização da área da pastilha de freio com o objetivo de minimizar a perda de energia térmica e maximizar o torque gerado durante a frenagem do veículo. A escolha do material para o freio é critério importante porque o atrito gerado depende diretamente das propriedades do material e da temperatura da superfície de contato entre pastilha/disco considerando o problema do aquecimento do freio. A entrada de calor instantânea no freio pode ser aproximada pela equação 4.10 sendo igual à variação da energia cinética do veículo dividido pelo número de freios existentes no veículo. A Figura 6.11 apresenta o calor de entrada do sistema de freio.

Figura 6.11 – Calor de entrada

O projeto do sistema de freio vai determinar a porcentagem do total de calor gerado que será dissipado em cada roda. O aumento da temperatura no projeto de freio pode ser aproximado pela equação 4.11 ou 4.12 e apresentada na Figura 6.12.

Figura 6.12 – Gradiente de temperatura

Os resultados obtidos apresentados nos gráficos e a equação 4.11 ou 4.12 analisam o funcionamento do freio e devem ser feitos em vários ciclos para melhorar a avaliação dos principais parâmetros do sistema de freio. A Figura 6.13 apresenta o resfriamento do sistema de freio obtidos na equação 4.13.

Figura 6.13 – Temperatura instantânea.

Um ponto importante que deve ser observado é o torque residual, que não aumenta a temperatura operacional do sistema de freios, mas esta condição reduz a perda de calor no sistema de freio, mudando muito o equilíbrio da temperatura após muitos ciclos de frenagem.

6.1. VARIAÇÃO DA PRESSÃO AO LONGO DA SAPATA.

Utilizando-se da equação 2.51, pode observar na Figura 6.14 que a pressão exercida no material de atrito se torna máxima, quando α é igual a 90° , ou seja, quando a força F incide perpendicularmente sobre a superfície de atrito.

Figura 6.14 – Pressão do material de atrito ao longo da sapata

Sabendo onde se encontram os pontos de maior pressão e conseqüentemente maior desgaste da pastilha, pode-se melhorar o material de atrito nos pontos certos, melhorando o desempenho de frenagem e diminuindo o desgaste do material.

7. VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS

O pré-cálculo estático do sistema de freios é fundamental, para se avaliar as grandezas envolvidas, guiando o estudo dinâmico e as melhorias obtidas por meio de métodos numéricos e de confiabilidade. A análise do perfil de temperatura é extremamente importante, para assegurar a integridade da pastilha ou lona durante a vida útil do sistema de freios.

A matriz de contradição do QFD indicou vários requisitos técnicos, tais como: material de atrito x sistema de refrigeração e resistência mecânica e térmica x sistema de refrigeração, que atuam direta ou indiretamente no controle da temperatura do material utilizado no sistema de freios. A ferramenta QFD foi um exercício mental, para identificar um parâmetro potencialmente crítico em um sistema mecânico.

Como foi desenvolvido um programa computacional de apoio ao projeto de freios, foram feitas validações com exercícios resolvidos ou propostos retirados da literatura técnica (Shigley, 2005; Limpert, 1999), para se avaliar eventuais erros de equacionamento e programação.

7.1. TEMPERATURA NOS FREIOS APÓS REPETITIVOS OU LONGOS PROCESSOS DE FRENAGEM

Na literatura técnica, não há uma definição clara do sistema de unidades adotado, para a investigação das grandezas envolvidas nos processos de frenagem. Grande parte dos exemplos foi baseada em Limpert (1999), adotando a nomenclatura e unidades descritas em seu livro.

7.1.1. Problema da temperatura após frenagens intermitentes

A norma "*Federal Motor Vehicle Safety 105*" (U.S. Department Of Transportation. (1967)) requer uma frenagem em peso bruto com uma velocidade de 64 km/h, com uma desaceleração de $3,66 \text{ m/s}^2$ para 200 paradas. A distância do ciclo é 1,61 km. O tempo aproximado do ciclo de refrigeração é de 88 segundos.

Calcular a temperatura média do freio traseiro, após 5, 10 e 200 paradas. Utilizar os dados a seguir: 15% da potencia total de frenagem absorvida pelo freio traseiro, volume do tambor de freio $V_R = 0,00057 \text{ m}^3$, área de refrigeração do freio $A_R = 0,051 \text{ m}^2$, coeficiente de transferência de calor por convecção $h = 367.992 \text{ Nm / HKm}^2$, peso do veículo $W = 16458 \text{ N}$, com temperatura ambiente de 299K .

Resolução:

Utilizando inicialmente a equação 4.27 para calcular ΔT e a equação 4.31 para encontrar o valor de T após 5, 10 e 200 paradas, a literatura fornece o seguinte resultado:

$$\Delta T = 23\text{K}$$

$$T_5 = 371.7\text{K} \approx 98.7^\circ\text{C}$$

$$T_{10} = 392.0\text{K} \approx 119.0^\circ\text{C}$$

$$T_{200} = 399.0\text{K} \approx 126.0^\circ\text{C}$$

A resolução gerada pelo *software* é apresentada Figura 7.1 abaixo, nas quais se obteve os seguintes valores de temperatura:

$$T_5 = 366.7\text{K} \approx 93.7^\circ\text{C}$$

$$T_{10} = 384.8\text{K} \approx 111.8^\circ\text{C}$$

$$T_{200} = 391.5\text{K} \approx 118.5^\circ\text{C}$$

As pequenas diferenças numéricas encontradas entre os dados fornecidos pela literatura e os valores obtidos no programa desenvolvido, se devem ao arredondamento das variáveis, uma vez que, o número de algarismos significativos em um programa computacional depende da máquina utilizada e pequenas diferenças de arredondamento, quando jogados em uma equação exponencial, geram grandes diferenças.

Figura 7.1 – Ciclos de frenagem x temperatura considerando diferentes tempos de resfriamento

7.1.2. Problema da temperatura após frenagens contínuas

Calcular a temperatura média de freio de um caminhão semi-reboque, descendo uma rampa com inclinação de 7% a uma velocidade constante de 32,2 km/h. Não existe nenhum retardo do motor. Calcular a temperatura do freio após 1,6, 3,2 e 8 km de operação. Utilizar os dados que se seguem: peso do veículo $W = 355840$ N, coeficiente de resistência ao rolamento dos pneus 0,01, volume do tambor de freio 0.00793 m³, área de refrigeração 0.372 m², coeficiente de transferência de calor por convecção 265772 Nm/hKm², potência de frenagem relativa em um caminhão de freio traseiro 0,11, temperatura inicial do freio 338 K, temperatura ambiente 283 K.

Resolução:

Utilizando inicialmente a equação 4.32 para calcular o valor da temperatura T_t para 1,6, 3,2 e 8 km de trajeto, temos como resultados obtidos na literatura os seguintes valores:

$$T_{t_{1,6}} = 469\text{K} \approx 196^\circ\text{C} \rightarrow 0.05 \text{ horas} \rightarrow 3 \text{ minutos}$$

$$T_{t_{3,2}} = 576\text{K} \approx 303^\circ\text{C} \rightarrow 0.10 \text{ horas} \rightarrow 6 \text{ minutos}$$

$$T_{t_{8,0}} = 792\text{K} \approx 519^\circ\text{C} \rightarrow 0.25 \text{ horas} \rightarrow 15 \text{ minutos}$$

A resolução gerada pelo programa é representada pela Figura 7.2, na qual foram obtidas os seguintes valores de temperatura:

$$T_{t_{1,6}} = 468.3\text{K} \approx 195.3^\circ\text{C} \rightarrow 0.05 \text{ horas} \rightarrow 3 \text{ minutos}$$

$$T_{t_{3,2}} = 574.8\text{K} \approx 301.3^\circ\text{C} \rightarrow 0.10 \text{ horas} \rightarrow 6 \text{ minutos}$$

$$T_{t_{8,0}} = 790.5\text{K} \approx 517.5^\circ\text{C} \rightarrow 0.25 \text{ horas} \rightarrow 15 \text{ minutos}$$

Figura 7.2 – Frenagem contínua – tempo x temperatura – considerando diferentes velocidades de descida.

7.2. PROBLEMA MECÂNICO DO FREIO

7.2.1. Freio a disco

Duas pastilhas anulares, $r_i = 9,8425$ cm e $r_o = 13,97$ cm, subtendem um ângulo de 108° , dispõem de coeficiente de fricção de 0,37 e são acionadas um par de cilindros hidráulicos de 3,81 cm de diâmetro. O requisito de torque é 1468,8 N.m. Para o desgaste uniforme.

- Encontre a maior pressão normal P_a .
- Estime a força atuante F .
- Encontre o raio equivalente r_e e a localização da força r .
- Estime a pressão hidráulica requerida.

Resolução:

a)

$$p_a = \frac{2T}{(\theta_2 - \theta_1) \cdot f \cdot r_i \cdot (r_o^2 - r_i^2)} = 2177.364 \text{ kPa}$$

b)

Utilizando-se da equação 3.8, a literatura fornece o seguinte resultado: $F = 16671,93$ N.

c)

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2} = 11.91 \text{ cm}$$

$$r_b = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{r_o + r_i}{2} = 10.22 \text{ cm}$$

d)

$$P_{hidraulica} = \frac{F}{A_p} = 14623.78 \text{ kPa}$$

A Figura 7.3 apresenta as entradas de dados e os resultados gerados pelo programa desenvolvido.

Freio à Disco - Desgaste Uniforme

Universidade de São Paulo
Escola de Engenharia de São Carlos
Departamento de Engenharia Mecânica

Entre com os dados do freio:

Diagrama de um freio a disco com uma pastilha e um disco. O disco é representado por um círculo com um setor sombreado. Os parâmetros de entrada são:

r_i 9.8425 [cm] θ_1 0 [°] P_a 2177.36 [kPa]
 r_o 13.97 [cm] θ_2 108 [°] A_t 0.37

<< Voltar Ajuda Sair Escolher Material

Calcular

Freio à Disco - Desgaste Uniforme - Resultados

Universidade de São Paulo
Escola de Engenharia de São Carlos
Departamento de Engenharia Mecânica

Resultados Obtidos para Desgaste Uniforme

Diagrama de um freio a disco com uma pastilha e um disco. Os resultados são:

Força Máxima Aplicada ao Disco 16673.3885 [N]
 Torque Máximo de Frenagem por Pastilha 734.5149 [N.m]
 Torque Total 1469.0297 [N.m]
 Raio Equivalente 11.9063 [cm]
 Raio de Localização da Força 8.2684 [cm]

<< Voltar Ajuda Sair

Calcular Tempo & Energia

Figura 7.3 – Telas do programa de cálculo de freio a disco por desgaste uniforme

7.2.2. Freio a tambor

O freio exibido na Figura 7.4 tem 300 mm de diâmetro e é acionado por um mecanismo que exerce a mesma força F em cada sapata. As sapatas são idênticas e apresentam uma largura de face de 32 mm. O forro é um asbesto moldado tendo um coeficiente de fricção de 0,32 e uma limitação de pressão de 1000 kPa. Estime o máximo dos seguintes itens:

- (a) Força acionadora F .
- (b) Capacidade de frenagem.
- (c) Reações de pino de articulação.

(a) A sapata direita é auto-energizante. Assim, a força F é encontrada na base em que a pressão máxima ocorrerá nessa sapata. Aqui, $\theta_1=0^\circ$, $\theta_2=126^\circ$, $\theta_a=90^\circ$ e $\sin \theta_a=1$.

Figura 7.4 – Desenho esquemático do freio a tambor (Fonte: SHIGLEY, 2005).

- a) Utilizando as equações 3.18, 3.19, 3.20 a literatura fornece um resultado de $F = 2.28 \text{ kN}$
- b) Utilizando as equações 3.21, 3.26, a literatura indicou um resultado de $T_R = 366 \text{ N.m}$, $T_L = 162 \text{ N.m}$, $T = T_R + T_L = 528 \text{ N.m}$.
- c) Utilizando as equações 3.22, 3.23, 3.24, 3.25, 3.26 e 3.27 pode-se obter os seguintes resultados:

$$R_X = -1.410 \text{ kN}, R_Y = 4.839 \text{ kN}, R = 5.04 \text{ kN}.$$

$$R = (0.678 + 0.538)^{0.5} = 0.866 \text{ kN}$$

Esses resultados são apresentados, nas interfaces gráficas apresentadas na Figura 7.5:

Figura 7.5 – Telas do programa de cálculo de freio a tambor

7.3. TESTE DE FUNÇÃO UTILIZANDO O ALGORITMO SIMULATED ANNEALING

O algoritmo *Simulated Annealing* foi implementado no programa desenvolvido, mas não foi utilizado, pois não houve um estudo de caso real. Para testar o algoritmo implementado foi utilizado um exemplo simples de uma única variável, apresentado na seção 7.1.1 (*Problema da temperatura após frenagens intermitentes*).

Considerando os mesmos valores atribuídos para o problema da seção 7.1.1 (ver tabela 7.1), qual seria o número máximo de frenagens que se pode efetuar para que a temperatura chegue a um estado que se pode considerar estável ou muito próximo da condição de estabilidade?

Tabela 7.1 – Valores atribuídos no problema proposto da seção 7.1.1

Entradas	Valores Atribuídos
Velocidade	64 [km/h]
Desaceleração	3,66 [m/s ²]
Número de paradas	200
Distância do ciclo	1,61 [km]

Entradas	Valores Atribuídos
Tempo aproximado do ciclo de refrigeração	88 [s]
Potencia total de frenagem absorvida pelo freio traseiro	15 [%]
Volume do tambor de freio	0,00057 [m ³]
Área de refrigeração do freio	0,051 [m ²]
Coeficiente de transferência de calor por convecção	367.992 [Nm / hKm ²]
Peso do veículo	16458 [N]
Temperatura ambiente	299 [K]

Resolução:

O programa fornece a seguinte resposta quando inserido a equação obtida na seção 7.1.1:

$$f(x) = 391.4565 - 92.4565 * \exp(-0.2636 * x) \quad \text{Equação (7.1)}$$

Sendo a variável “x” é o numero de vezes que o freio é pressionado.

A Figura 7.6 apresenta a interface gráfica desenvolvida e as variáveis para controle do método de otimização utilizando o recozimento (*simulated annealing*).

Simulated Annealing - EESC - USP

Universidade de São Paulo
Escola de Engenharia de São Carlos
Departamento de Engenharia Mecânica

Simulated Annealing:

Função de Perda:

Suposição Inicial:

Relatório:

☐ Suprime Todos os Resultados
☐ Apenas Relatório Final (Padrão)
☒ Relatório Completo

Função Geradora:

Cool Schedule:

Temperatura Inicial:
 Temperatura de Parada:
 Temperatura Parada Imediata:
 Nº Max. Rejeições Consec.:
 Nº Max. Tent. na msm Temp.:
 Nº Máximos de Sucessos:

☒ Função Geradora Padrão
☐ Função Geradora Personalizada

Otimizar por Simulated Annealing

<< Voltar Ajuda Sair

Versão 1.0

MECHATRONICS LABORATORY

Figura 7.6 – Tela do programa *Simulated Annealing*

A Figura 7.7 apresenta o gráfico de “resfriamento”, para estabilização da temperatura.

Figura 7.7 – Gráfico de “resfriamento” até atingir a estabilização da temperatura.

O termo “resfriamento” se refere a redução de valores, cujo objetivo é encontrar um ponto de mínimo global. Considerando o exemplo adotado, o objetivo é o aquecimento e o sinal da equação de entrada deve ser invertido.

Equação de entrada (*Função de Perda*):

$$@(\mathbf{x}) - (+391.4565 - 92.4565 * \exp(-0.2636 * \mathbf{x}))$$

A resposta obtida pelo *Simulated Annealing* foi:

Initial temperature: 1
Final temperature: 9.04626e-009
Consecutive rejections: 0
Number of function calls: 2999
Total final loss: -387.195
MenorValorEncontrado = 11.6730
PerdaTotalFinal = -387.1945K $\approx$ 114.1945°C

O menor valor encontrado é o número de ciclos necessários, para que a temperatura se aproxime da estabilidade ou estabilizar pela perda total final que é o valor (invertido o sinal) da temperatura máxima atingida pelo sistema na zona de estabilidade.

Como pode ser visto na Figura 7.8, após o décimo primeiro ciclo, a temperatura praticamente não varia mais, entrando em uma condição muito próxima da estabilidade, temperatura de 387,19K $\approx$ 114,19°C. Essa condição pode ser confirmado pela Figura 7.1 na qual é mostrada um número maior de ciclos.

Figura 7.8 – Gráfico de estabilização da temperatura

Para esse caso, o método de otimização utilizou mais tempo e mais recursos computacionais do que fazendo a aquisição de todos os valores da curva, pois se tratava apenas de uma variável. Neste caso, o método foi implementado apenas para validação computacional, para se observar ponto de estabilização.

Utilizando a curva de *Tempo de Resfriamento: 45 segundos*, para garantir que o método aplicado esteja funcionando corretamente, tem-se os seguintes resultados:

Curva de resfriamento utilizada: $f(x) = 468.89 - 169.89 * \exp(-0.13 * x)$

The screenshot shows the 'Simulated Annealing' software window. The title bar reads 'Simulated Annealing - EESC - USP'. The header includes the USP logo and the text 'Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica'. The main interface is divided into several sections:

- Função de Perda:** A text box containing the formula $@(x) -(468.89-169.89*\exp(-0.13*x))$.
- Suposição Inicial:** A text box containing the value '10'.
- Relatório:** A section with three radio buttons: 'Suprime Todos os Resultados', 'Apenas Relatório Final (Padrão)', and 'Relatório Completo' (which is selected).
- Função Geradora:** A dropdown menu showing '@(X) (x+(randperm(length(x))=length(x))/randn(100))'.
- Cool Schedule:** A text box containing '@(T) (.90*T)'.
- Parameters:** A series of input fields for:
 - Temperatura Inicial: 1
 - Temperatura de Parada: 1e-008
 - Temperatura Parada Imediata: -Inf
 - Nº Max. Rejeições Consec.: 1000
 - Nº Max. Tent. na msm Temp.: 300
 - Nº Máximos de Sucessos: 20
- Results Summary:** A box displaying:
 - Temperatura Inicial: 1
 - Temperatura Final: 9.82741e-009
 - Rejeições Consecutivas: 0
 - Nº de chamadas da Função: 6382
 - Perda Total Final: -461.137
 - Menor Valor Encontrado: 23.7471
- Buttons:** 'Otimizar por Simulated Annealing', '<< Voltar', 'Ajuda', and 'Sair'.
- Footer:** 'MECHATRONICS LABORATORY' and 'Versão 1.0'.

Figura 7.9 – Resposta gerada pelo programa de otimização

Como pode ser visto na Figura 7.8, a curva referente a 45 segundos de resfriamento, praticamente assume um regime estável próximo a resposta fornecida pelo programa.

Initial temperature: 1
Final temperature: 9.82741e-009
Consecutive rejections: 0
Number of function calls: 6382
Total final loss: -461.137
MenorValorEncontrado = 23.7471
PerdaTotalFinal = -461.1374 K $\approx$ -188.1374°C

8. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram aplicadas técnicas de metodologia de projeto, como a matriz de QFD e quadro morfológico, que estão inseridas no processo de desenvolvimento ou melhorias de um projeto de engenharia. Essas técnicas permitem melhorar as tomadas de decisão ao longo do projeto informacional e conceitual. Nessas duas etapas iniciais do projeto de engenharia, o investimento financeiro ainda é insignificante perto das etapas, posteriores: projeto preliminar e detalhado/manufatura.

A matriz de QFD pode ser melhorada, quando houver uma interface maior com outras áreas de desenvolvimento: dinâmica, controle e elétrica. A primeira versão da matriz foi um exercício com um grupo multidisciplinar de consumidores de veículos populares. Os requisitos técnicos podem ser ampliados e melhorados, com um grupo maior de engenharia automotiva. Mas, como um primeiro resultado a matriz de conflitos ou “telhado” de contradições indicou requisitos técnicos associados com problemas de aquecimento/resfriamento e fadiga térmica (*fading*). Neste trabalho, essas informações foram associadas com os modos e efeitos de falhas listados na Figura 5.4, que indicou a temperatura operacional na pastilha ou lona, como um dos parâmetros críticos no sistema de freios.

O programa de apoio ao projeto de freios automotivos foi norteado por essas fases iniciais, e indica, como esperado, que uma variável fundamental no projeto de freios é a temperatura no material de atrito, no momento da frenagem. O programa pode ser usado como apoio didático, em disciplinas de elementos de máquinas III e de projeto mecânico. Com as estimativas das principais variáveis envolvidas (estática, dinâmica e térmica) na frenagem é possível acoplar esses resultados ao modelo dinâmico do veículo e de controle, tanto para avaliação e testes em veículos de combustão interna, quanto em veículos híbridos. Para freios regenerativos, ainda de certa forma incipiente em carros comerciais, as quantidades de energia cinética devem ser estimadas, para armazenagem em baterias.

O próximo passo do trabalho é desenvolver e aplicar um estudo estatístico e de otimização, para investigar as melhores combinações de variáveis de projeto, como por exemplo, ângulos das sapatas/lona, diâmetros dos raios, distância de aplicação da força de acoplamento e propriedades do material de atrito, com algumas restrições de projeto, como por exemplo: espaço útil de montagem e custo. As funções objetivos estudadas

simultaneamente podem ser: menor desgaste na pastilha ou lona, menor perda de energia, com limitações de velocidade e tempos.

REFERÊNCIAS

1. Akao, Y. (1996) “Introdução ao desdobramento da qualidade.” Trad. Zelinda T. Fujikawa e Seiichiro Takahashi, Belo Horizonte, Escola de Engenharia da UFMG, Fundação Cristiano Otoni.
2. Arora, J.S. (1989) “Introduction to optimum design.” New York: McGraw-Hill Book Company.
3. Back ,N. (1983) Metodologia de projeto e produtos industriais.” Editora: Campus, Rio de Janeiro. 385p.
4. Back, N.; Ogliari, A.; Dias, A.; da Silva, J.C. (2008) “Projeto integrado de produtos.” Barueri, SP, Brasil: Editora: Manole Ltda.
5. Baxter, M. (2003) “Projeto do Produto - Guia prático para o design de novos produtos”. 2ª. Edição. São Paulo, SP, Brasil: Edgard Blücher Ltda. 260p.
6. Castro, Hélio Fiori de. (2007) “Análise de mancais hidrodinâmicos em rotores sob instabilidade fluido-induzida.” Tese de doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas.
7. Cheng, L. C. ; Melo Filho, L.D.R (2007). ‘QFD – Planejamento da Qualidade’. Editora Edgard Blucher. 568p.

8. Clausing, D. (1994) "Total quality development: a step by step guide to world class concurrent engineering." New York: ASME Press.

9. Clegg, S. J. (1996). A Review of Regenerative Braking System. Institute of Transport Studies, University of Leeds, Working Paper 471.

10. Collins, J.A.; B., H.R.; S., G.H. (2002) "Mechanical design of machine elements and machine." Editora.Wiley & Sons. 2a. edição. 890p.

11. Gobbi, T. 2010. Transportes: situação a ser discutida. Rede Bom Dia. [Online] 07 28, 2010. [Cited: 03 12, 2011.] <http://www.redebomdia.com.br/Artigo/1219/Transportes%3A+situacao+a+ser+discutida>.

12. Hamrock, B.J.; Schmid, S.R.; Jacobson, Bo. O. (2006) Fundamentals of machine elements. Second edition. McGraw Hill. p.828-862.

13. Hodel, M.N. (2010) "Análise comparativa entre ensaios controlados e aplicações reais de pastilhas de freios de caminhões." Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica- FEM, Unicamp.

14. Husain, I. (2010) "Electric and Hybrid Vehicles: Design Fundamentals", Second Edition. CRC Press. 593p.

15. Incropera, F. P.; DeWitt, D. P. (2002) "Fundamental of heat and mass transfer." Editora: John & Wiley Sons. Inc. 5th Edition.

16. Jeffries, E. (2010) O que vai alimentar os carros do futuro? Inovação Tecnológica. [Online] 01 22, 2010. [Cited: 03 2011, 15.] <http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=dilema-baterias-abastecer-carros-futuro&id=010170100122>.
17. Juvinall, R.C.; Marshek, K.M. (2008) Fundamentos do projeto de componentes de máquinas. Ed: LTC. 500p.
18. Kawaguchi, H. (2005) “Comparação da análise de conforto de frenagem subjetiva x objetiva de um veículo de passeio.” Trabalho de Conclusão de curso do Mestrado Profissionalizante, da Escola Politécnica, da Universidade de São Paulo.
19. Kirkpatrick, S., Gelatt, A., Vecchi, M.P., (1983), “Optimization by simulated annealing.” Science, n. 220, p. 671-680.
20. Kusiak, A.; Larson, N. (1995) Decomposition and representation methods in mechanical engineering. Design Issue, Transactions of the ASME, v. 117, p; 17-24.
21. Laarhoven, P. M., Aarts, E. (1987) “Simulated Annealing: theory and applications”. Dordrecht: Kluwer.187p.
22. Limpert, R. (1999) “Brake system and safety.” SAE International (Society of Automotive Engineers Inc.) 2a. Edição. p.111-178. 525p.
23. Metropolis, N., Rosenbluth, A., M. Rosenbluth, Teller, A., Teller, E. (1953) Equation of State Calculation of Fast Computing Machine. Journal of Chemical Physics, Vol. 21, p. 1953, p. 1087-1092.

24. Norton, R. L. (2000) “Projeto de Máquinas.” 2ª. edição. Porto Alegre: Prentice Hall.
25. NUMA. (2011). Acesso em 20 de 07 de 2011, disponível em Quality Function Deployment - QFD: http://www.numa.org.br/conhecimentos/conhecimentos_port/pag_conhec/qfdv4.html
26. Oliveira, N.C. G. de. (1983) “Freios.” Editora do Grêmio Politécnico – DLP. 115p.
27. Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K.-H. (2008). “Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações.” Editora Edgard Blücher. (Tradução da 6a. edição alemã).412p.
28. Patente núm. WO 2008/115351 A1 – International Application Published Under the Patent Cooperation Treaty (PCT), World Intellectual Property Organization, 25th September, 2008.
29. Ruggiero, M.A.G.; Lopes, V.L.da R. (1997) “Cálculo Numérico: Aspectos teóricos e computacionais.” (2ª ed.). São Paulo, SP, Brasil: Makron Books.
30. Santos, A.H.C. (2009) “Uma contribuição ao estudo de freios de atrito, para aplicação frenagem regenerativa.” Tese de doutorado, FEM- Unicamp. 191p.
31. Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Budynas, R. G. (2005). “Projeto de Engenharia Mecânica” (7ª ed.). (J. B. de Aguiar, & J. M. de Aguiar, Trads.) Porto Alegre, RS, Brasil: Bookman.

32. Smith Neto, P. (2006) “Apontamentos de aula: Freios”. Pontífica Universidade Católica, Minas Gerais, Brasil.
33. Souza, R.B. de; Dedini, F.G. (2009), “A discussion over the energy storage capacity for hybrid electric vehicles.” 20th International Congress of Mechanical Engineering, Cobem 2009. Gramado, RS, Brazil.
34. Toyota Motor Corp. (2000). “Manual for the 1997–00 series of Toyota Trucks”. Acesso em 19 de 10 de 2011, disponível em EPNET:
http://arrc.epnet.com/autoapp/9316/9316ch09_REMOVAL___INSTALLATIO3.htm
35. TRW Automotive (2011). Acesso em 20 de 07 de 2011, disponível em Treinamento Básico de Freios: <http://www.trw.com.br/trw/Portugues/>
36. Ullman K.T.; Eppinger, S.D. (1992) “Product design and development.” McGrawHill.
37. U.S. Department Of Transportation. (1967). “Federal Motor Vehicle Safety Standards And Regulations”. Acesso em 20 de 10 de 2011, disponível em National Highway Traffic Safety Administration:
<http://www.nhtsa.gov/cars/rules/import/fmvss/index.html>
38. VDI 2221. (1985) “Methodik zum Entwickeln und Konstruieren Technischer Systeme und Produkte.”

39. Xun MA; Jiewi, Z. (2010) “numerical Simulation and analysis for transient thermal field of a drum brake based on the test. International Conference on Computer Application and System Modeling – ICCASM 2010-IEEE.v1-123-127.Taiyuan, China.

ANEXO A – PRIMEIRA VERSÃO DA MATRIZ DO PROJETO DA QUALIDADE (QFD), PARA FREIOS EM VEÍCULOS DE PASSAGEIROS POPULARES.

Escala adotada na matriz de correlação						1	2	3	4	5																																																																																																																									
						Pior	Melhor																																																																																																																												
Grau de importância Consumidor: 9 (muito importante); 3 (importante) e 1 (pouco importante)																																																																																																																																			
						<div>Correlação entre as necessidades do consumidor e o produto</div> <table><tr><td>●</td><td>Forte</td><td>5</td></tr><tr><td>○</td><td>Moderado</td><td>2</td></tr><tr><td>△</td><td>Fraco</td><td>1</td></tr></table>					●	Forte	5	○	Moderado	2	△	Fraco	1																																																																																																																
●	Forte	5																																																																																																																																	
○	Moderado	2																																																																																																																																	
△	Fraco	1																																																																																																																																	
						<div>Correl. na matriz de contradição</div> <table><tr><td>+</td><td>Positiva</td></tr><tr><td></td><td>Nenhuma</td></tr><tr><td>-</td><td>Negativa</td></tr></table>					+	Positiva		Nenhuma	-	Negativa																																																																																																																			
+	Positiva																																																																																																																																		
	Nenhuma																																																																																																																																		
-	Negativa																																																																																																																																		
<table><tr><td>Sistemas de freios compacto</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Sensores (eletrônica embarcada)</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Repetibilidade no sistemas de frenagem</td><td></td><td>+</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Precisão disco/pastilha e lona/tambor</td><td></td><td>+</td><td>+</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ergonomia: regulagem do volante</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Material disco/tambor/suporte</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Elevada resistência mecânica e térmica</td><td>-</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>+</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Material de atrito</td><td></td><td></td><td></td><td>+</td><td></td><td>+</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Sistema de refrigeração do disco</td><td>-</td><td>+</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>+</td><td>+</td><td></td></tr><tr><td>Tempo de resposta: massa x deslocam. (Energ. dissipada)</td><td>-</td><td>+</td><td>+</td><td>+</td><td></td><td></td><td>+</td><td>+</td><td></td><td></td></tr></table>											Sistemas de freios compacto											Sensores (eletrônica embarcada)											Repetibilidade no sistemas de frenagem		+									Precisão disco/pastilha e lona/tambor		+	+								Ergonomia: regulagem do volante											Material disco/tambor/suporte											Elevada resistência mecânica e térmica	-					+					Material de atrito				+		+					Sistema de refrigeração do disco	-	+						+	+		Tempo de resposta: massa x deslocam. (Energ. dissipada)	-	+	+	+			+	+										Benchmarking			
Sistemas de freios compacto																																																																																																																																			
Sensores (eletrônica embarcada)																																																																																																																																			
Repetibilidade no sistemas de frenagem		+																																																																																																																																	
Precisão disco/pastilha e lona/tambor		+	+																																																																																																																																
Ergonomia: regulagem do volante																																																																																																																																			
Material disco/tambor/suporte																																																																																																																																			
Elevada resistência mecânica e térmica	-					+																																																																																																																													
Material de atrito				+		+																																																																																																																													
Sistema de refrigeração do disco	-	+						+	+																																																																																																																										
Tempo de resposta: massa x deslocam. (Energ. dissipada)	-	+	+	+			+	+																																																																																																																											
Requisitos do Cliente	Custo	Não eleve muito o preço final	● ₅	○ ₂	● ₅	○ ₅	○ ₂		△ ₁	○ ₂			3	4	3	5	4	1	1,2	3,6	8,5																																																																																																														
		Identifique quando trocar a pastilha	● ₅	○ ₂	○ ₅	○ ₂	○ ₅	○ ₂	● ₅	○ ₂	● ₅			9	4	3	5	5	1,3	1,2	10,8	26																																																																																																													
	Confiabilidade	Seja confiável	● ₅	○ ₂	○ ₅	○ ₂	○ ₅	○ ₂	● ₅	○ ₂	● ₅			9	3	4	3	4	1,3	1	9	21																																																																																																													
		Não "trave"	● ₅	○ ₂	○ ₅	○ ₂	○ ₅	○ ₂						3	3	2	3	3	1	1	3	7,1																																																																																																													
	Ergonomia	Volante com adaptação do motorista		○ ₂	○ ₅	○ ₂	○ ₅			○ ₂	○ ₂			1	5	3	5	4	1	1	1	2,4																																																																																																													
		Não faça muito barulho			○ ₅	○ ₂	○ ₅			○ ₂	△ ₁			3	3	1	4	3	1	1,2	3,6	8,5																																																																																																													
	Desempenho	Pare rápido			○ ₂	○ ₅	○ ₂		○ ₂	● ₅	● ₅			3	3	3	4	4	1,3	1	3	7,1																																																																																																													
		Parada macia/suave			● ₅	○ ₂	○ ₅		○ ₂	△ ₁	○ ₂			1	3	2	4	3	1	1	1,2	2,8																																																																																																													
		Não dê "trancos" ao parar			● ₅	○ ₂	○ ₅			○ ₂	○ ₂			3	5	3	4	5	1	1	3	7,1																																																																																																													
		Não reduzir potência no instante da frenagem			△ ₁	○ ₂	○ ₅				○ ₂	● ₅		3	4	2	3	4	1	1	3	7,1																																																																																																													
		Não puxar, para o lado quando acionado		○ ₂	● ₅		△ ₁							1	4	3	4	4	1	1	1	2,4																																																																																																													
	Importância absoluta (Requisitos do produto)		43	185	302	240	31	94	14	310	85	197	1502								42,2	100																																																																																																													
	Importância relativa - (%)		101	12	20	16	2	6	1	21	6	13	198																																																																																																																						
				4o.	2o.					1o		3o.																																																																																																																							
	Especificações do produto: qualidade desejada/qualidade projetada																																																																																																																																		

ANEXO B – OBTENÇÃO DO VOLUME DE TRABALHO RODAS-FREIOS (FASE DO PROJETO PRELIMINAR)

Com o objetivo de obter uma estimativa do momento de inércia do sistema montado, foram realizadas medições no sistema roda-freio da roda traseira esquerda do FIAT Stilo (carro cedido pelo grupo de pesquisa SENNA- EESC -USP).

Figura B.1 – Carro base e sistemas de freio a disco.

Figura B.2 – Carro base e sistemas de freio a disco.

O sistema de freios foi desmontado e medido. Em seguida, o perfil da roda foi medido (Figura B.3) e desenhado no sistema CAD Solid Edge®, conforme Figura A.4.

Figura B.3 – Medição das peças e medição do perfil da roda no Laboratório de Metrologia do SEM-EESC-USP.

Tomando-se como base as medições feitas nas peças do veículo, foi gerado um modelo virtual.

Figura B.4 – Projeto virtual da roda e sistemas de freio.