



Dinâmica de frenagem e Análise térmica de freio a disco ventilado automotivo

Projeto de Graduação

Departamento de Engenharia Mecânica

Aluno: Felipe Oliveira de Freitas Silva

Matrícula: 1120492

Orientador: Jaime Tupiassú

Coorientador: Ricardo Neto

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus, por me permitir a vida. A minha família, que sempre me apoiou em todas as minhas iniciativas e acreditou no meu potencial desde os meus primórdios acadêmicos. Minha mãe, meu pai e meu irmão tiveram um papel fundamental na concretização deste momento tão importante para nós e, sinceramente, não acredito que palavras seriam suficientes para demonstrar a minha gratidão.

Agradeço em especial ao meu orientador Jaime Tupiassú e ao coorientador Ricardo Neto por terem me dado esta oportunidade de projeto com os mesmos, além de todo o tempo, paciência e cooperação.

Agradecimentos à PUC e ao corpo docente do departamento de engenharia mecânica por me mostrar a arte da engenharia e colaborar na minha formação acadêmica.

Além dos citados previamente, devo agradecer de coração à todos os meus amigos e amigas envolvidas neste período de conclusão de curso, pois os mesmos me incentivaram, ajudaram e estudaram comigo assuntos importantes para o progresso deste projeto de fim de curso. Graças a eles, alavanquei minha capacidade de aprendizado e obtive resultados acima do esperado além de conciliar o estágio e o curso de engenharia mecânica que não é fácil.

Por último, mas não menos importante, gostaria de agradecer a todas as pessoas que, de alguma maneira, me influenciaram e auxiliaram a chegar nesse momento tão especial. Sei que devo a todos e espero, com toda a sinceridade, ter a oportunidade de um dia retribuí-los.

RESUMO

Este projeto consiste em desenvolver uma dinâmica veicular e análise térmica dos freios automotivos que são utilizados atualmente no mercado. O objetivo é poder ter uma noção geral de como se começa um projeto de freio a disco automotivo tanto com a análise mecânica quanto térmica dentro dos parâmetros encontrados nos livros e artigos científicos de engenharia.

Também será estudado assuntos importantes de frenagem, além de seus variados tipos de mecanismos já desenvolvidos assim como materiais, distância de frenagem outros assuntos interessantes que acercam este assunto além da utilização da ferramenta CAD *Solidworks*.

Palavras-chave: Freio a Disco, Materiais, Análise Térmica, Dinâmica de Frenagem, Solidworks.

ABSTRACT

This project consists of developing a vehicle dynamics and thermal analysis of the automotive brakes that are currently used in the market. The objective is to be able to have a general notion of how to start an automotive disc brake design with both mechanical and thermal analysis within the parameters found in books and scientific engineering articles.

It will also be studied important braking issues, in addition to its various types of mechanisms already developed as well as materials, braking distance other interesting subjects that approach this subject beyond the use of CAD *Solidworks* tool.

Key words: Disc Brake, Materials, Thermal Analysis, Braking Dynamics, Solidworks.

Sumário:

Sumário:	iv
1. Introdução	1
1.1 Objetivo e motivação	1
1.2 Metodologia	2
2. Sistema de Freios Automotivos	3
2.1 Definição e funcionamento dos freios	3
2.2 Tipos de Freio	4
2.2.1 Freio a Tambor	5
2.2.2 Freio a Disco	7
2.3 Estudo dos materiais e coeficientes de fricção para freios	10
2.4 Principais problemas, causas e conseqüências.	13
2.4.1 O fenômeno FADE.....	14
3. Dinâmica de frenagem e distâncias de frenagem	15
3.1 Dinâmica de frenagem	15
3.2 Distância de frenagem	20
4. Análise térmica do freio a disco ventilado	22
4.1 Conceitos de mecânica dos fluidos e transferência de calor e análise teórica	26

4.1.1	Mecânica dos fluidos e transferência de calor.....	26
4.1.2	Energia de frenagem, potência de frenagem térmica e fluxo térmico.....	34
4.1.3	Análise teórica térmica.....	35
5.	Resultados.....	44
5.1	Resultados dinâmica de frenagem.....	44
5.2	Resultados distância de frenagem.....	48
5.3	Resultados análise térmica.....	49
6.	Conclusão.....	54
7.	Referências bibliográficas.....	57
8.	Anexo/Apêndice.....	59

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Multiplicação Hidráulica	4
Figura 2 - Interior de um freio a tambor	5
Figura 3 - Diferentes cilindros de freio	5
Figura 4 - Diferentes posições de sapatas.....	6
Figura 5 - Coeficiente atrito entre freios	6
Figura 6 - Vista explodida freio a disco.....	7
Figura 7 – Guarnição (Caliper) com mais de um pistão	8
Figura 8 - Disco flutuante.....	8
Figura 9 - Configurações discos ventilados.....	9
Figura 10 - Problemas, causas e consequências.....	14
Figura 11 - Superaquecimento de um disco de freio para teste de fading.....	15
Figura 12 - Distância de frenagem apenas de alguns modelos reais do mercado.....	21
Figura 13 - Coeficiente de atrito em função do aumento da temperatura	23
Figura 14 - Desenho técnico do sólido (vista em isometria, seção isométrica e lateral)	25
Figura 15- Desenho técnico do sólido (Vista frontal e superior)	25
Figura 16 - Difusão de calor Fourier e as suas condições.....	28
Figura 17 - Problema de convecção	28
Figura 18 - Esquema de rotores a disco e velocidade média em cada canal	36
Figura 19 - Diâmetro hidráulico	37
Figura 20 - Ventilação dianteira (esquerda) e traseira (direita) de disco.....	38
Figura 21 - Análise térmica de fricção de freios (Adaptado de Limpert)	41
Figura 22 - Detrito entre pastilha e disco segundo Ostermeyer [31].....	43
Figura 23 - Análise das pastilhas de freio	43
Figura 24 - Disco de freio e área da pastilha de freio em análise.....	45
Figura 25 - Deslocamento devido a força e pressão das pastilhas vista lateral	46
Figura 26 - Deslocamento devido a força e pressão das pastilhas vista isométrica.....	46
Figura 27 - Tensão Von Mises devido a força e pressão das pastilhas vista corte isométrica	47
Figura 28- Tensão Von Mises devido a força e pressão das pastilhas vista isométrica.....	47
Figura 29 - Temperatura após frenagem vista isométrica com superfície frontal	51
Figura 30 - Temperatura após frenagem vista traseira	52
Figura 31 - Temperatura após frenagem vista de corte isométrico	52
Figura 32 - Temperatura após frenagem vista de corte.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Esquema das Propriedades dos Ferro Fundido Cinzento.....	10
Tabela 2 - Propriedade física de ferros fundidos cinzentos (Norma EN1561/1997).....	11
Tabela 3 - Propriedade física de ferros fundidos cinzentos (Norma EN1561/1997).....	11
Tabela 4 - Coeficiente de atrito para pastilhas segundo a SAE-J661.....	12
Tabela 5 - Valores típicos de coeficiente de atrito.....	12
Tabela 6 - Coeficientes atrito para diversos tipos de sapatas/pastilhas.....	13
Tabela 7 - Ficha técnica dimensional do HB20 1.6.....	16
Tabela 8 - Forças frenagem e distribuição frenagem.....	17
Tabela 9 - Resultados analíticos dinâmica de frenagem.....	20
Tabela 10 - Distância de frenagem.....	21
Tabela 11 - Dados disco/pastilha e frenagem.....	24
Tabela 12 - Propriedades do sólido e do fluido.....	24
Tabela 13 - Rugosidade absolutas dos materiais.....	30
Tabela 14 - Diagrama de Moody.....	30
Tabela 15 - Tabela temperatura teórica.....	39
Tabela 16 - Coeficientes para equação transcendente (Adaptado de Limpert).....	42
Tabela 17 - Resultados dinâmica de frenagem.....	44
Tabela 18 - Resultados distância de frenagem.....	48
Tabela 19 - Resultado erros relativos distância de frenagem.....	48
Tabela 20 - Resultado energia, potência e fluxo de frenagem.....	49
Tabela 21 - Resultados para parâmetros de transferência de calor.....	49
Tabela 22 - Resultado convecções e radiação.....	50
Tabela 23 - Resultado temperaturas da análise térmica.....	50

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

ΔP	Pa	Diferença de pressão
g	$\frac{m}{s^2}$	Aceleração da gravidade
Δh	m	Diferença de alturas
H_{perda}	m	Altura de perda de pressão
$C_{H_{perda}}$	-	Coefficiente de perda
ΔT	K	Diferença de temperaturas
F	N	Força
a	$\frac{m}{s^2}$	Desaceleração de frenagem
η	-	Eficiência freio
μ_{ps}	-	Fator de atrito entre pneu x solo
μ_{pd}	-	Fator de atrito entre pastilha x disco
τ_x	-	Tensão de corte/cisalhamento nas superfícies
C_x	-	Fator de atrito do escoamento com a geometria (perda de carga)
μ_f	$\frac{kg}{ms}$	Viscosidade do fluido
ρ_f	$\frac{kg}{m^3}$	Densidade do fluido
k_f	$\frac{W}{mK}$	Condutividade térmica do fluido
C_f	$\frac{J}{kgK}$	Capacidade térmica do fluido
V_m	$\frac{m}{s}$	Velocidade média
V	$\frac{m}{s}$	Velocidade instantânea
$V_{i/f}$	$\frac{m}{s}$	Velocidade inicial/final
$V_{in/out}$	$\frac{m}{s}$	Velocidade de entrada/saída no canal de ventilação do disco
ω	$\frac{rad}{s}$	Velocidade angular
D_h	m	Diâmetro hidráulico
ρ_a	$\frac{kg}{m^3}$	Densidade do ar
k_a	$\frac{W}{mK}$	Condutividade térmica do ar
C_a	$\frac{J}{kgK}$	Capacidade térmica do ar
μ_a	$\frac{kg}{ms}$	Viscosidade do ar
ρ_r	$\frac{kg}{m^3}$	Densidade do rotor/sólido
k_r	$\frac{W}{mK}$	Condutividade térmica do rotor/sólido
C_r	$\frac{J}{kgK}$	Capacidade térmica do rotor/sólido
v_r	m^3	Volume do rotor/sólido
α_r	$\frac{m^2}{s}$	Difusividade térmica do rotor/sólido
n_f	-	Número de aplicações de frenagem

t_s	s	Tempo de frenagem
t_c	s	Tempo de arrefecimento/resfriamento do freio
$F_{fI/II}$	N	Força de frenagem dianteira/traseira
$R_{I/II}$	N	Forças de reação dianteira/traseira
$G_{fI/II}$	N	Peso mínimo de disco dianteira/traseira
Φ_p	-	Fator distribuição de carga de peso na dianteira do veículo
Φ_f	-	Fator distribuição de frenagem na dianteira do veículo
F_p	N	Força da pastilha de freio no disco
P_p	$\frac{N}{m^2}$	Pressão da pastilha de freio no disco
π	-	Algarismo Pi
ε_f	-	Índice de frenagem analítica (razão das reações dianteira/traseira)
δ	-	Fator de dissipação de calor no disco de freio
Re	-	Número de Reynolds
A_p	m^2	Área da pastilha
A_r	m^2	Área do rotor
A_f	m^2	Área de fricção (rotor/pastilha)
A_s	m^2	Área da superfície
t_d	m	Espessura disco de freio
t	s	Tempo
n_t	RPM	Revoluções por minuto
D	m	Diâmetro externo do disco de freio
d	m	Diâmetro interno do disco de freio
r_r	m	Raio da roda (pneu+disco)
r_m	m	Raio médio/alavanca
Nu_f	-	Número de Nusselt para convecção forçada
Nu_n	-	Número de Nusselt para convecção natural
Nu	-	Número de Nusselt
Pr	-	Número de Prandtl
Gr	-	Número de Grashof
Ra	-	Número de Rayleigh
β	$\frac{1}{K}$	Coefficiente de expansão térmica a pressão constante (volumétrica)
h	$\frac{W}{m^2K}$	Coefficiente local de transferência de calor por Convecção
\bar{h}	$\frac{W}{m^2K}$	Coefficiente médio de transferência de calor por Convecção
h_{cond}	$\frac{W}{m^2K}$	Coefficiente de transferência de calor por Condução
h_c	$\frac{W}{m^2K}$	Coefficiente de transferência de calor por Convecção forçada
h_n	$\frac{W}{m^2K}$	Coefficiente de transferência de calor por Convecção natural
h_r	$\frac{W}{m^2K}$	Coefficiente de transferência de calor por Radiação
σ	$\frac{W}{m^2K^4}$	Constante de Stefan-Boltzmann
ε_r	-	Emissividade padrão de freio a disco
l	m	Comprimento do canal de arrefecimento
L	m	Comprimento de superfície de contato

\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	Vazão mássica
R	$\frac{m^2 K}{W}$	Resistência térmica para transferência de calor
T_{amb}	K	Temperatura ambiente
T_{∞}	K	Temperatura longe da superfície, fluido
T_s	K	Temperatura superfície
T_{te}	K	Temperatura teórica incremento das pastilhas
T_{max}	K	Temperatura máxima do rotor na área de fricção
T_t	K	Temperatura total de frenagem
T_i	K	Temperatura inicial do disco de freio
T_n	K	Temperatura da enésima frenagem
q''	$\frac{W}{m^2}$	Fluxo de calor
q	$\frac{W}{m^2}$	Fluxo de calor total
q''_{bdi}	$\frac{W}{m^2}$	Fluxo de calor total por disco
dx	m	Comprimento infinitesimal
γ	-	Fator de correção para massas de inércia
E_b	J	Energia de frenagem do veículo
E_{bd}	J	Energia de frenagem por disco de freio
P_{bd}	W	Potência de frenagem por disco de freio
$P_{bdinterna}$	W	Potência de frenagem na parte interna do disco de freio
$P_{bdexterna}$	W	Potência de frenagem na parte externa do disco de freio
P_{bdi}	W	Potência de frenagem por disco de freio no início de frenagem
z	m	Distância horizontal medida do plano médio do rotor
θ	K	Temperatura completa do disco de freio em uma única parada
λ_n	$\frac{1}{m}$	Variável transcendente
i	-	Índice de convecção considerada

1. Introdução

Segundo historiadores o surgimento da história do automóvel se deram por volta de 1769. Porém de fato o primeiro carro movido por um motor de combustão interna à gás em 1807. Por volta de 50 anos depois vieram os motores mais modernos com a utilização de gasolina e por fim em 1876 foi a data que se consagrou o nascimento do automóvel moderno pelo inventor Karl Benz.

Os veículos elétricos começaram a aparecer no início do século XX porém até hoje os mais comuns e com maior produção são os não elétricos, os movidos à motores de combustão interna com utilização de gasolina ou diesel.

Com a enorme crescente e demanda tecnológica, os carros passaram a ser investidos em diversas formas, tanto para meio urbano, quanto rural e também para fins militares. A demanda foi enorme que se tornou o principal meio de transporte; o meio rodoviário, ou seja, todo lugar possuía um veículo. Com a necessidade da utilização dos automóveis houve também a necessidade de melhorá-los, onde a engenharia entrou fortemente para as melhorias tanto de desempenho dos seus componentes quanto para segurança e conforto dos passageiros que estes utilizam.

1.1 Objetivo e motivação

A motivação se deu por dois motivos, um deles é de não se poder negar a grandiosidade e a utilidade do sistema de freios em um veículo. Já o segundo motivo é poder ter a capacidade de pensar como engenheiros começam a desenvolver um sistema tão complexo como este já que envolvem as duas partes da engenharia mecânica, a parte térmica ("mole") e a parte mecânica ("dura") em si. Por outro lado o objetivo é poder entender os diferentes freios, analisar os

melhores materiais, e através do seu dimensionamento e análise térmica comparar se é adequado/aplicável com os que tem atualmente, se é eficaz e está dentro dos níveis aceitáveis em que iremos trabalhar; lembrando que será estudado **freios a disco ventilado de aro 15" para carros populares e hatches (passeio)**.

1.2 Metodologia

O presente trabalho é constituído de seis capítulos exceto bibliografia, anexo/apêndice que visam detalhar o processo mecânico quanto térmico de um freio a disco ventilado automotivo. Nos parágrafos adiante, o escopo de cada capítulo será brevemente apresentado.

O primeiro capítulo se resume à descrição do que este projeto propõe e o motivo para a escolha deste tema. Pretende-se nesta seção, apresentar ao leitor as razões que me levaram a explorar esse assunto.

No segundo capítulo, serão apresentados os diferentes tipos de freios e de seus materiais.

O terceiro capítulo revelará como o automóvel se comportará durante a frenagem, também conhecida como dinâmica de frenagem veicular além de cálculo de uma frenagem real de emergência, assim como suas distâncias de frenagem em diferentes ocasiões.

No capítulo quatro, será exposto a análise térmica e seus conceitos gerais de transferência de calor assim como de mecânica dos fluidos.

No penúltimo capítulo, irá ser evidenciada os resultados e seus devidos comentários e considerações feitas ao longo do projeto

Finalmente, no sexto capítulo, será escrita uma conclusão e sugestões para trabalhos futuros.

2. Sistema de Freios Automotivos

2.1 Definição e funcionamento dos freios

A função principal é, segundo Puhn [1], transmitir a força aplicada pelo condutor até os freios, gerando o atrito necessário à desaceleração. Em palavras mais técnicas é acionar o sistema de freio através do condutor que consistirá na transformação da energia cinética do veículo em energia térmica e dissipação desta energia para o ambiente.

A aplicação da força de frenagem também se vale de dois princípios físicos, o princípio da força da alavanca e a multiplicação hidráulica.

- **Força da alavanca:** No caso o pedal de freio é a nossa alavanca, cujo irá multiplicar a força da perna diversas vezes antes mesmo que qualquer força seja transmitida ao fluido do freio.
- **Multiplicação hidráulica:** Princípio de pascal estabelece que a alteração de pressão produzida num líquido em equilíbrio transmite-se integralmente a todos os pontos do líquido e às paredes do recipiente. A diferença de pressão devida a uma diferença na elevação de uma coluna de fluido é dada por:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta h$$

A ideia básica é que a força aplicada em um ponto, neste caso a do condutor sobre o pedal é transmitida a outro ponto usando um fluido incompressível, fluido de freio para multiplicar a força no processo de saída do servo freio e assim acionando os freios de uma forma eficiente.

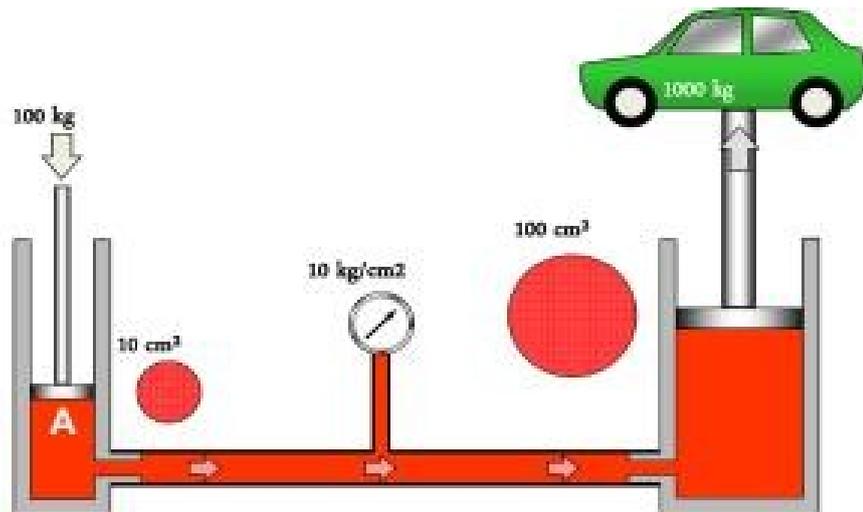


Figura 1 - Multiplicação Hidráulica

Isto é, para determinar a multiplicação na figura acima, é preciso observar o tamanho dos pistões e com eles observar sua área ($\pi \cdot r^2$), onde temos que o da direita é 10 vezes maior que o da esquerda em razão de suas áreas, isso indica que a força será multiplicada 10 vezes pela força de entrada no pistão menor.

2.2 Tipos de Freio

Os principais tipos de freio são a tambor e freios a disco, sendo este último com diferentes configurações.

Em carros de passeio e algumas motocicletas é comum a combinação destes dois tipos de freios. Habitualmente os freios a disco são utilizados sempre na tração principal, isto é, se for tração dianteira ali haverá um freio a disco e de forma análoga para tração traseira. Atualmente os carros utilizam tração dianteira e são equipados em sua grande maioria com freios a disco na dianteira e o freio a tambor na sua traseira.

2.2.1 Freio a Tambor

Freios a tambor possuem sapatas internas que ao frear são pressionadas contra as paredes internas do tambor proporcionando atrito necessário para a realização da frenagem.



Figura 2 - Interior de um freio a tambor

O cilindro de freio visto acima na figura tem função de pressionar as sapatas de freio contra a superfície interna do tambor. Para isto, o cilindro de freio converte a pressão do fluido de freio em força e o deslocamento dos pistões pressionam as sapatas de freio contra o tambor.

Com o decorrer do tempo engenheiros foram aprimorando sua eficiência o que resulta hoje freios a tambor com mais de um pistão no cilindro de freio.

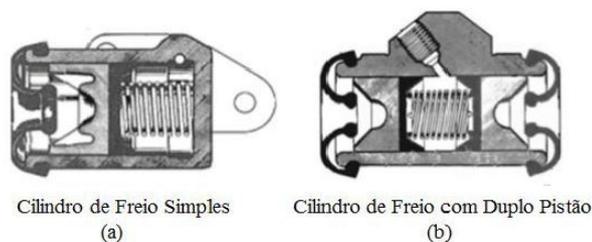


Figura 3 - Diferentes cilindros de freio

Porém a engenharia não para por aí, e segundo Costa [5] existem duas formas de disposição das sapatas em relação ao prato.

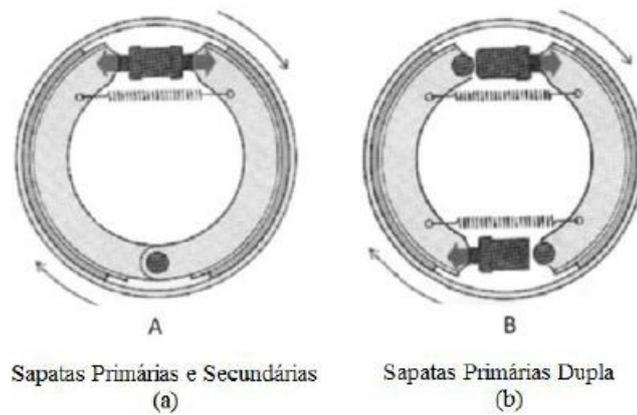


Figura 4 - Diferentes posições de sapatas

Como previamente dito, utilizando diferentes configurações alteram seu desempenho final conforme a figura abaixo.

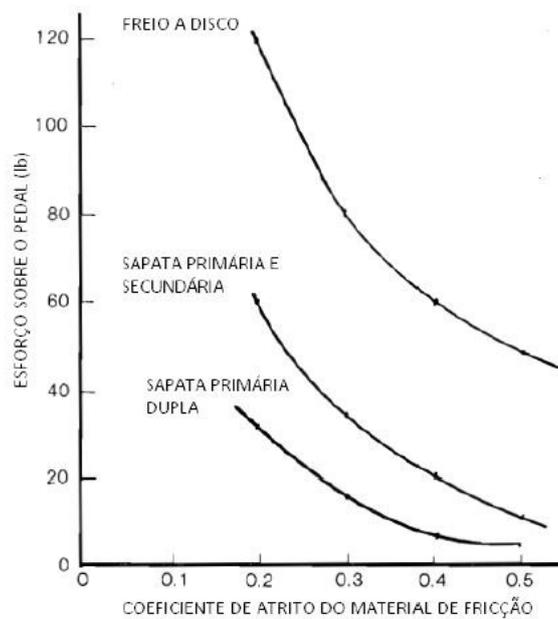


Figura 5 - Coeficiente atrito entre freios

2.2.2 Freio a Disco

Por sua vez os freios a disco possuem várias configurações, desde os sólidos aos diferentes tipos de ventilados.

Ao acionar o sistema de freio a força exercida pelo fluido do freio (fluido hidráulico pressurizado) ativam os pistões que estão no caliper também conhecido como pinça de freio que por sua vez pressionam as pastilhas, que são responsáveis pela fricção contra o disco.

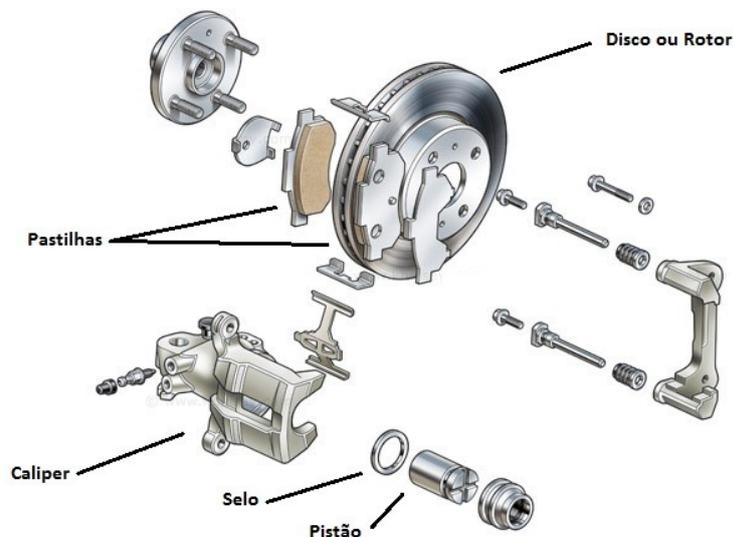


Figura 6 - Vista explodida freio a disco

Assim como a engenharia para freios a tambor se sofisticou, os freios a disco também ganharam suas inovações, elas se encontram na configuração de arrumação de seus pistões na guarnição, o mais comum é com o único pistão por ser mais barato, um pequeno guarnição e para fins não esportivos. Já o de multi pistões, para fins esportivos e de quem deseja performance, pois possuem mais pressão nas pastilhas para frenagem porém necessita maior guarnição e também é mais caro.



Figura 7 - Guarnição (Caliper) com mais de um pistão

Além da diversidade dos pistões há também os tipos de fixação, existem os fixos que são os mais comuns e os flutuantes, mais comum em motocicletas de maior potências. O fixo como propriamente diz é fixo no cubo da roda. Já o disco flutuante é fixo ao cubo de roda de forma semelhante ao disco fixo, entretanto apresenta uma estrutura bipartida unida por rebites que permitem flutuação lateral entre as peças, como ilustra a figura abaixo. Essa flutuação possui a capacidade de compensar pequenos empenos no rotor sem introduzir vibrações ao sistema.



Figura 8 - Disco flutuante

Porém a engenharia não se conteve em apenas desenvolver o mais simples disco de todos, o disco sólido, com a necessidade de melhor desempenho e também de melhorias para o veículo e também seu condutor começaram a surgir uma forte necessidade de maior dissipação de calor, utilizando análises e simulações computacionais foram inventados além dos sólidos os discos ventilados que possuem três configurações mais comuns, são elas:

- **Frontal ("Frontal")**
- **Perfurado ("Drilled")**
- **Ranhurado ("Slotted")**

Obs: Nada impede todos juntos, há fabricantes que utilizam a combinação das configurações para melhor eficiência.

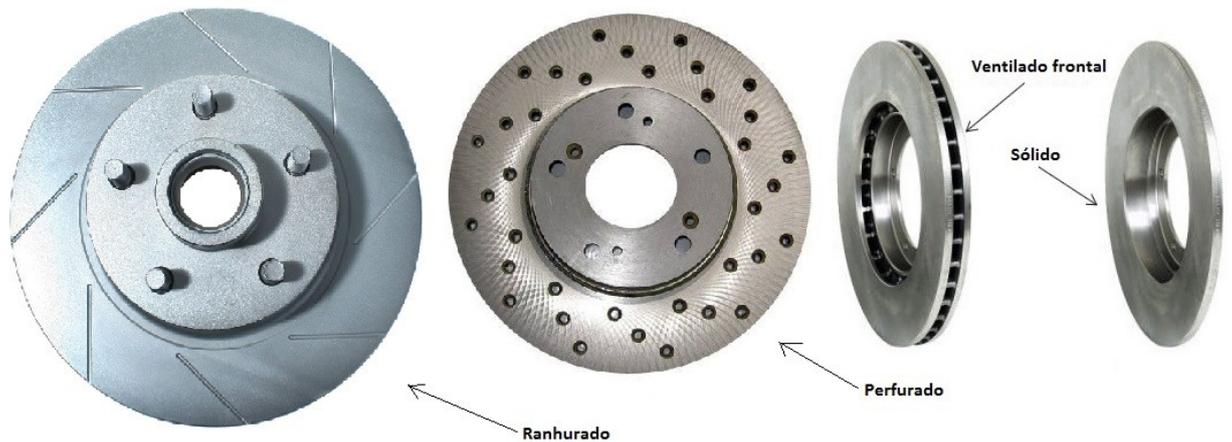


Figura 9 - Configurações discos ventilados

As vantagens dos freios a disco ventilados são a dissipação do calor, diminuição da sua inércia e conseqüentemente peso. Dessa maneira temos que a eficiência na dissipação de calor são melhores nos ventilados, depois sólidos e por fim tambores.

2.3 Estudo dos materiais e coeficientes de fricção para freios

Como irá ser trabalhado com freios a disco iremos focar nas propriedades para os freios a disco deixando de lado agora os freios a tambor. Geralmente freios a disco são de ferro fundido porém há também a engenharia de materiais por trás trazendo seus benefícios, sendo assim também é comum vermos materiais alternativos para discos de freio, tais como:

- **Compósito de carbono:** Não considerado alternativo para carros populares pois são utilizados em competições devido ao seu baixo peso e ótima performance a quente, porém seu preço é bem elevado comparado com os de ferro fundido.
- **Compósito com matriz metálica MMC:** Eventualmente o melhor para aqueles que desejam substituir o tradicional ferro fundido pois apresenta vantagem como redução de peso e maior capacidade de resfriamento.

Segundo Guesser [16] em seu paper retrata que os ferros fundidos mais comuns nos dias de hoje na indústria automotiva é a classe **FC-150** ou **FC-200**, o qual iremos trabalhar o projeto inteiro, pois este geralmente atende aos requisitos de baixo custo, ótima usinabilidade e boa condutividade térmica.

Tabela 1 - Esquema das Propriedades dos Ferro Fundido Cinzento

FC 100	FC 150	FC 200	FC 250	FC 300	FC 350	FC 400
					Resistência mecânica →	
					Módulo de elasticidade →	
←		Capacidade de amortecimento de vibrações				
					Resistência a altas temperaturas →	
←		Resistência ao choque térmico				
					Dureza →	
					Resistência ao desgaste →	
←		Usinabilidade				
					Acabamento superficial em superfícies usinadas →	
←		Fundibilidade				
					Custo →	

Tabela 2 - Propriedade física de ferros fundidos cinzentos (Norma EN1561/1997)

Característica			Classe (EN-GJL-)				
			150	200	250	300	350
Densidade	ρ	g/cm ³	7,10	7,15	7,20	7,25	7,30
Calor específico	C	J/(kg.K)	460 535				
Entre 20 e 200 °C							
Entre 20 e 600 °C							
Coeffic. expansão térmica linear	α	$\mu\text{m}/(\text{m.K})$	10,0 11,7 13,0				
Entre -100 e +20 °C							
Entre 20 e 200 °C							
Entre 20 e 400 °C							
Condutividade térmica	λ	W/(m.K)	52,5	50,0	48,5	47,5	45,5
a 100°C			51,0	49,0	47,5	46,0	44,5
a 200°C			50,0	48,0	46,5	45,0	43,5
a 300°C			49,0	47,0	45,0	44,0	42,0
a 400°C			48,5	46,0	44,5	43,0	41,5
a 500°C							

Tabela 3 - Propriedade física de ferros fundidos cinzentos (Norma EN1561/1997)

Característica			Classe (EN-GJL-)				
			150	200	250	300	350
Matriz			Ferrítico/ perlítica	perlítica			
Limite Resistência	Rm	MPa	150-250	200-300	250-350	300-400	350-450
Limite Escoamento	Rp _{0,1}	MPa	98-165	130-195	165-228	195-260	228-285
Alongamento	A	%	0,8-0,3	0,8-0,3	0,8-0,3	0,8-0,3	0,8-0,3
Resistência compressão	σ_{db}	MPa	600	720	840	960	1080
LE compressão	$\sigma_{d0,1}$	MPa	195	260	325	390	455
Resistência flexão	σ_{dB}	MPa	250	290	340	390	490
Resist cisalhamento	σ_{sB}	MPa	170	230	290	345	400
Resistência torção	τ_{tB}	MPa	170	230	290	345	400
Módulo Elasticidade	E	GPa	78-103	88-113	103-118	108-137	123-143
Coefficiente Poisson	ν	-	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
Resist. Fadiga Flexão	σ_{bW}	MPa	70	90	120	140	145
Resist Fadiga Tração-Compressão	σ_{2dW}	MPa	40	50	60	75	85
Tenacidade à Fratura	K_{IC}	(MPa)^{3/2}	320	400	480	560	650

SAE-J661 é um dos vários procedimentos existentes que mensura e classifica o coeficiente de atrito entre o material de fricção e uma superfície pré-determinada pela norma tendo por base duas temperaturas de trabalho. Temperatura à frio é de 93°C enquanto a temperatura quente é de 315°C. O coeficiente de atrito além de ser função dos materiais envolvidos, acabamento superficial e força de contato, também é função da temperatura de operação. Chamada de atrito nominal, pois é impossível de quantificar o valor exato do coeficiente para cada situação cotidiana de uso dos freios.

A SAE-J661 utiliza-se de duas letras para classificar o material onde a primeira refere-se ao coeficiente de atrito para temperaturas baixas (frias) e a segunda para temperaturas altas (quente) e para nosso projeto usaremos coeficiente de **0,40** para atrito pastilha x disco e para coeficiente de atrito entre pneu x solo será utilizado **0,90**.

Tabela 4 - Coeficiente de atrito para pastilhas segundo a SAE-J661

Código	μ_e
C	Menor do que 0.15
D	0.15 a 0.25
E	0.25 a 0.35
F	0.35 a 0.45
G	0.45 a 0.55
H	Acima de 0.55
Z	Não classificado

Tabela 5 - Valores típicos de coeficiente de atrito

Valores típicos do coeficiente de aderência		
Superfície	Pneu de borracha	Esteira
asfalto seco	0.90	0.45
asfalto molhado	0.45	0.25
terra firme seca	0.55	0.90
terra solta seca	0.45	0.60
terra firme úmida	0.45	0.70
areia seca	0.20	0.30
areia úmida	0.40	0.50

Entretanto vale citar que para temperaturas muito altas ocorre o fenômeno **FADE**. O material tende a se desintegrar e o coeficiente de atrito a diminuir consideravelmente comprometendo a eficiência do sistema.

As pastilhas e lonas de freio podem ser de material orgânico, sinterizada, carbono, cerâmicas, semimetálico ou metálico, como estamos tratando de um veículo daremos importância aos comumente encontrados nos automóveis hoje em dia que são os semimetálicos, metálicos ou cerâmica, excluindo este último por ser para alta performance apenas.

As pastilhas do tipo metálico são utilizadas quando se deseja alta dissipação de calor e uma frenagem mais agressiva. São projetadas para trabalharem em temperaturas mais altas do

que as do tipo orgânico. Seu processo de fabricação se dá por sinterização, onde pós de metais, como ferro e cobre, são moldados sobre alta pressão e temperatura. Por não necessitarem de resina orgânica como aglutinante, as pastilhas sinterizadas não se desintegram sob altas temperaturas. Contudo, desgastam mais rapidamente o disco de freio.

Os materiais semimetálicos buscam uma combinação das melhores características dos tipos orgânico e metálico. Na sua composição, parte das fibras encontradas nas pastilhas orgânicas é substituída por fios de aço. Isto melhora o desempenho e estabilidade em altas temperaturas de trabalho, aumentando a resistência ao fade. Isto permite a utilização em temperaturas superiores a 235°C, sem desgastar excessivamente o rotor além de apresentar baixo nível de ruído. Abaixo poderemos visualizar valores quantitativos significativos para futuros cálculos segundo Budynas [11] e também encontrado nos slides de Jaime [17].

Tabela 6 - Coeficientes atrito para diversos tipos de sapatas/pastilhas

Material de Fricção	Coeficiente de atrito (μe)	Máx. Pressão (Mpa)	Máx. Temp. Instantânea (°C)	Máx. Temp. Contínua (°C)	Velocidade Máxima (m/s)
Cermet	0.32	1.0	815	400	18.3
Metal sinterizado seco	0.29 – 0.33	2.0 – 2.8	500 - 550	300 - 350	18.3
Lona c/ amianto moldado	0.35 – 0.41	0.7	350 – 400	175	18.3
Pastilha c/ amianto moldado	0.31 – 0.49	5.2	500 – 750	225 – 350	24.3
Moldado rígido s/ amianto	0.33 – 0.63	0.7 – 1.0	-	260 – 400	24.3 – 38.1
Moldado semi rígido c/ amianto	0.37 – 0.41	0.7	350	150	18.3
Moldado flexível c/ amianto	0.39 – 0.45	0.7	350 – 400	150 – 175	18.3
Fibras de algodão	0.47	0.7	110	75	18.3

2.4 Principais problemas, causas e consequências.

Não podemos esquecer-nos dos típicos problemas encontrados em sistemas de frenagem, além disso, vale a pena estarmos cientes de seus principais problemas, causas e efeitos.

Problema	Causas	Consequências
Baixa resistência mecânica do disco	Uso do disco com espessura mínima recomendada	Empenamento, trincas ou até quebra total do disco de freio. Travamento do êmbolo da pinça do freio.
Superaquecimento do disco de freio	Uso com espessura mínima recomendada	A redução da quantidade de atrito(disco/pastilhas) também pode provocar o aumento da temperatura do freio.
Superaquecimento do freio	Excessos e descuidos do condutor: Frenagens repetidas ou prolongadas, falta de manutenção do pé no pedal de freio, excesso de peso. Freio de mão muito aquecido pode causar empeno do disco.	Provocam a perda da eficácia dos componentes. Empenamento do disco
Vazamento de fluido de freio pelo pistão.	Desgaste devido ação de tempo. Corrosão do êmbolo devido a fluido de má qualidade ou contaminado.	Curso longo do pedal do freio (pedal baixo) Veículo puxa para o lado. Ausência de freios.
Empenamento do disco de freio	Superaquecimento do disco. Disco de má qualidade.	Trepidação no pedal de freio e volante de direção.

Figura 10 - Problemas, causas e consequências

2.4.1 O fenômeno FADE

O fenômeno que todo engenheiro automobilístico deve ficar atento, fade significa fadiga em português e seu vínculo na frenagem está diretamente ligado à eficiência de frenagem devido ao excesso de calor. Temos que inicialmente e previamente dito que a energia cinética do veículo será transformada em energia térmica, ou seja, calor. Em outras palavras quanto mais calor gerado pelo sistema de freio mais eficiente ele será na frenagem porém como tudo na vida há um limite. E quando esse limite ocorre temos então o fading.

Tão importante quanto gerar calor é poder dissipá-lo da forma mais eficaz, pois a concentração de calor reduz abruptamente o coeficiente de atrito reduzindo então sua capacidade de frenagem.

Esse superaquecimento pode ser ocasionado por sobrepeso, velocidade excessiva ou ausência de freio motor em descidas.



Figura 11 - Superaquecimento de um disco de freio para teste de fading

3. Dinâmica de frenagem e distâncias de frenagem

3.1 Dinâmica de frenagem

A dinâmica de frenagem nos dirá como o carro se comportará em relação à frenagem, tendo os parâmetros principais em vista como peso e sua distribuição de peso e atritos entre pneu e solo.

Segundo Nicolazzi [18], as resistências ao movimento modificam as cargas nos eixos de um veículo. Isso significa na prática que ao frear um veículo, ocorre transferência de carga entre

eixos. Se por exemplo, numa distribuição normal, com veículo em repouso a distribuição é de 60% na frente e 40% atrás, durante uma frenagem de emergência essa distribuição pode se alterar, e passar a 70% ou até 80% para a dianteira e 30% ou mesmo 20% na traseira.

Para descobrirmos a força na dianteira e as reações na dianteira e/ou traseira [18] temos que considerar primeiramente que a distribuição de peso na dianteira do carro é de **55%** na dianteira e que o coeficiente de atrito entre pneu e solo é de **90%**. Vale lembrar que o carro utilizado como base foi o HB20 1.6 da Hyundai e está totalmente ocupado e carregado (com 5 adultos de 70kg, tanque de gasolina 50l cheio e porta-malas de 300l ocupados), conforme tabela abaixo:

Tabela 7 - Ficha técnica dimensional do HB20 1.6

Comprimento (mm)	3900
Entre-eixos (mm)	2500
Altura do solo (mm)	165
Peso (kg)	1040
Tanque de combustível (Litros)	50
Capacidade do porta-malas (Litros)	300

Desta maneira temos:

$$G = mg$$

$$F_f = \mu_{ps}G$$

$$R_I = G[(1 - \phi_p) + (\mu_{ps} + f)\left(\frac{h_{cg}}{l_{eixos}}\right)]$$

$$R_{II} = G[\phi_p - (\mu_{ps} + f)\left(\frac{h_{cg}}{l_{eixos}}\right)]$$

Onde F_f é a força de frenagem do veículo, e $R_{I/II}$ são as reações dianteira e traseira consequentemente e f foi utilizado como asfalto rugoso que pode ser encontrado abaixo [18]:

Tipo de piso	Valor de "f "
Asfalto liso	0, 010
Asfalto rugoso	0, 011
Cimento rugoso	0, 014
Paralelepípedo	0, 020
Pedras irregulares	0, 032
Pedra britada compacta	0, 045
Pedra britada solta	0, 080
Terra batida	0, 060
Terra solta	0, 085
Areia solta	0, 100 a 0, 300
Gramma	0.045 a 0.100
Barro	0, 100 a 0, 400
Neve profunda	0, 075 a 0, 300

Portanto para as forças de frenagem de cada eixo conseqüentemente são:

$$F_{f_{I/II}} = \mu_{ps} R_{I/II}$$

Primeiramente, vale lembrar que idealmente as forças de frenagem dos veículos que disponham de discos na dianteira e tambores atrás, como nosso caso. Que **70%** da frenagem é fornecida pelo sistema de freio dianteiro (freios a disco), a tabela abaixo nos trará os resultados dos cálculos anteriores e se no nosso modelo poderíamos de fato utilizar esta proporção de 70% na dianteira como premissa.

Tabela 8 - Forças frenagem e distribuição frenagem

Força frenagem - F_f (N)	16941,87
Força reação dianteira – R_I (N)	12130,58
Força reação traseira – R_{II} (N)	4811,29
Força frenagem dianteira – F_{f1} (N)	10917,52
Força frenagem traseira – F_{f2} (N)	4330,16
Distribuição frenagem na dianteira ideal / Distribuição frenagem na dianteira analítica	70% / 71,6%

Vale notar que a distribuição de frenagem na dianteira analítica deu quase o ideal, sendo assim comprovando sua validade e explicando deste valor estar correto; dessa forma foi utilizado em todo o restante do projeto como **70%** o fator de distribuição da frenagem na dianteira (ϕ_f).

A força das pastilhas sobre os discos para uma análise estática/dinâmica estrutural temo que ela pode ser obtida em função da força de frenagem dianteira já obtida analiticamente ou através de um momento e braço de alavanca, conforme a seguir:

$$F_p = \frac{1}{2} \mu_{pd} F_{fI} \frac{r_r}{r_m}$$

$$F_p = \frac{1}{2} \frac{M_b}{\mu_{pd} r_m}$$

Onde, $M_b = \frac{F_{fI} C}{2\pi}$ e F_t força frenagem na dianteira e C a circunferência do pneu. Vale lembrar que os resultados são em Newton e que r_m é em outras palavras o braço de alavanca para o momento (M_b) que está situado no centro da pastilha em relação a sua posição radial.

Para início de qualquer análise térmica que será descrito posteriormente, temos que ter em mentes a força de frenagem em cada eixo e seus componentes, para assim temos a desaceleração do veículo durante a frenagem e também seu tempo de parada do início da velocidade desejada até a parada total do veículo.

A desaceleração média do carro durante a frenagem é:

$$a = \frac{F_f}{m}$$

E o tempo de parada se dá por:

$$t_s = \frac{V_i}{a}$$

Uma análise de dimensionamento básico é feita para que demonstre a eficiência do freio e também seu dimensionamento mecânico de peso mínimo do disco, lembrando que apenas será analisado o da dianteira uma vez que apenas há disco na dianteira do veículo, deixando assim de lado os calculo para a traseira e por fim a tabela com os resultados, temos então:

$$\eta = \frac{F_f}{G} \times 100$$

$$G_{f_I} = \frac{(\varepsilon_f G)}{(1 + \varepsilon_f) 4c\Delta T} (1 + \delta)(V_i^2 - V_f^2)$$

$$\varepsilon_f = \frac{R_I}{R_{II}}$$

Onde G_{f_I} é o peso mínimo do disco (dianteiro no caso), δ é o fator de dissipação de calor no disco, segundo Limpert [4] utiliza-se 90% da dissipação de calor para o disco e o restante para a guarnição já Newcomb [19] simplifica que são 99% para o disco e 1% para a guarnição, no nosso caso utilizaremos tanto aqui quanto mais para frente na análise térmica um fator de **90%** e ε_f é o índice de frenagem analítica e por fim ΔT que é o incremento de temperatura segundo Nicolazzi [18] que em outras palavras será o quanto de temperatura em média variará considerando a temperatura ambiente (20°C).

Tabela 9 - Resultados analíticos dinâmica de frenagem

Velocidade inicial (V)	160 km/h (44,4 m/s)
Incremento de temperatura (ΔT)	400°C
Desaceleração (a)	8,83 m/s ²
Tempo de parada (t_s)	5,03 s
Eficiência do freio (η)	90%
Força das pastilhas no disco (F_p)	8376,97 N (853,92 kg)
Peso mínimo disco dianteiro (G_{f1})	6,29 kg

3.2 Distância de frenagem

O estudo da distância de frenagem é muito importante para o projeto de freio uma vez que se considera em seus cálculos o tempo de reação do motorista e de fato o tempo de acionamento do sistema de freios.

A distância de parada se dá pela expressão descrita abaixo:

$$DP = D_1 + D_2$$

$$D_1 = V_i^2 t_{ra}$$

$$D_2 = \frac{V_i^2}{2g\mu_{ps}}$$

Dos quais, D_1 é a distância de reação e percepção e D_2 é a distância de frenagem do sistema de freios do veículo em si.

Já o tempo de reação e atuação é composto por tempo de reação do motorista e o tempo de atuação efetiva do sistema de freio a partir do acionamento por parte do motorista. Foi observado [20] que o tempo de reação do motorista durante o dia é de 1,75s enquanto a noite é de 2,25s, todos em estado normal e foi desconsiderado possibilidade de embriaguez ou enfermidades, já o de tempo de atuação de sistema de freios está entre 0,2s

a 0,4s. Tendo ciência do estudo analisado, foi adotado tempo de reação do motorista de 2s e tempo de atuação do nosso sistema de freios de 0,3s a média ponderada nos dois parâmetros sendo assim totalizando 2,3s para tempo de reação e atuação.

Para o estudo foi criado três casos, o primeiro caso de um veículo a 60 km/h, 120 km/h para o segundo e 160 km/h para o terceiro.

Tabela 10 - Distância de frenagem

	Velocidade (km/h)/(m/s)	D₁(m)	D₂ (m)	DP (m)
Caso 1	60 / 16,7	38,41	15,80	54,21
Caso 2	120 / 33,3	76,60	62,80	139,40
Caso 3	160 / 44,4	102,12	111,64	213,76

Alguns exemplos de distância de parada:

Marca / Modelo	Velocidade 120 Km/h → 0 Distância em metros	Velocidade 80 Km/h → 0 Distância em metros	Velocidade 60 Km/h → 0 Distância em metros
VW Gol 1.0 Plus	66,10	30,40	16,40
Fiat Palio 1.4	79,40	30,30	17,80
GM Celta 1.4	71,90	34,60	17,80
VW Golf 1.6 c/ABS e EBD	59,30	26,20	15,30
Ecosport 2.0 AT c/ABS e EBD	58,90	27,20	15,00
Honda Civic 1.8 c/ABS e EBD	61,80	27,90	15,80
Audi S4 c/ABS e EBD	58,60	25,70	14,40
VW Jetta 2.5 FSi c/ABS e EBD	59,80	25,20	14,60
Ford Fusion c/ABS e EBD	61,90	27,30	15,30
GM Vectra 2.4 c/ABS e EBD	65,30	27,90	16,10
Freelander 2 V6 c/ABS e EBD	65,10	28,50	16,10
Nissan X-Trail c/ABS e EBD	65,70	29,20	16,90
Hyundai Tucson c/ABS e EBD	62,70	27,70	15,70

Figura 12 - Distância de frenagem apenas de alguns modelos reais do mercado

4. Análise térmica do freio a disco ventilado

O sistema de freios é considerado um dos mais importantes em um veículo. A sua análise térmica é complicada e extensa, pois sua análise tanto analítica quanto computacional depende de vários fatores/variáveis para sua conclusão.

O fluxo térmico é principalmente dependente do coeficiente de fricção e a velocidade angular do freio a disco [21]. Baseando-se na 1ª lei da termodinâmica, a energia cinética durante a frenagem é convertida em energia térmica. Inicialmente a energia térmica é transferida por condução para os componentes de contato (principalmente cubo de roda, manga de eixo e suspensão) e depois por convecção e radiação. Em nosso projeto temos que será apenas considerada as transferências de calor por convecção, condução será desprezada e radiação segundo alguns estudos dizem que a radiação apenas atua em 10 a 15% e sendo assim pode ser desprezada [4] já outros estudos concluíram que apenas para temperaturas elevadas tais como 400°C ou 500°C [22] mas as contas de radiação serão feitas para mostrar-nos a sua parcela em porcentagem perante a convecção e se corresponde ao que os autores afirmam.

O fluxo de calor tem valor alto no início e decai **linearmente** até o fim da frenagem e continua zero (0) quando acelerar. O calor é gerado por fricção e o fluxo térmico têm de ser por condução e dispersado através do rotor do disco e arrefecido principalmente como dito por convecção majoritariamente forçada. Um fenômeno importante que não podemos esquecer é o fato da temperatura influenciar diretamente no coeficiente de atrito, conforme a figura abaixo que é adaptado do Breuer & Bill pagina 32 [23].

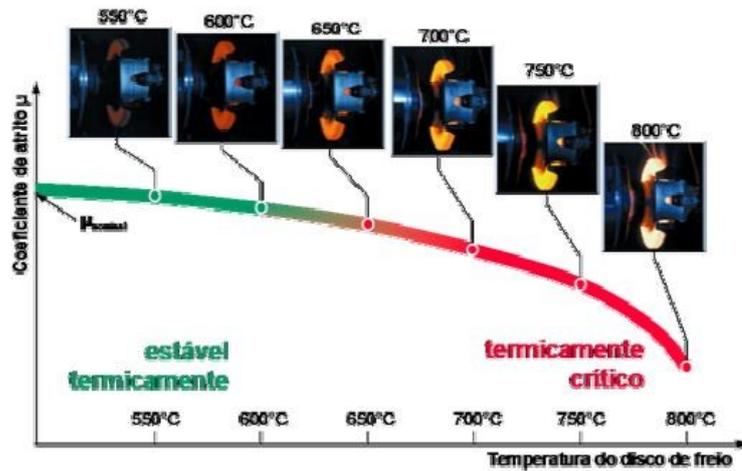


Figura 13 - Coeficiente de atrito em função do aumento da temperatura

Antes de adentrarmos nos conceitos da mecânica “mole”, parte dos fluidos, é necessário fazer algumas considerações a fim de simplificar o problema, são elas:

- Toda energia cinética do rotor do freio de disco é convertida em calor de atrito ou fluxo de calor;
- A transferência de calor ocorre majoritariamente por convecção;
- O material do disco é de ferro fundido cinzento de forma homogêneo e isotrópico;
- O material FC150/200 (ferro fundido cinzento) tem temperatura de fusão entre 1175°C e 1290°C;
- Domínio axialmente simétrico e com 30 canais de arrefecimento;
- Temperatura ambiente de 20°C;
- Pneu sólido (rígido) e sem deslizamento pneu/solo, pneu/roda;
- Todas as outras possibilidades de carga no freio a disco são desprezíveis;
- Sistema aglomerado;
- Distribuição de frenagem e peso na dianteira é de 70% e 55% consequentemente;
- Veículo totalmente carregado (1727 kg);

- A desaceleração é constante com velocidade inicial de 160 km/h (44,4 m/s).

Vale ressaltar que o estudo da análise do disco de freio foi baseado em modelo de disco de ferro fundido cinzento em escala real de um HB20 1.6. O fabricante não evidencia quantos canais ("*channels/fins/vanes*") há, então conforme as considerações feitas de simetria, o cálculo resultado foi de trinta (30) canais. E o pneu considerado foi um 185/55 R15 84H e pastilhas Bosch BB1441, abaixo temos os dados fornecidos pela ficha técnica de ambos:

Tabela 11 - Dados disco/pastilha e frenagem

Velocidade de estudo (m/s)	44,4
Desaceleração (m/s²)	8,83
Tempo frenagem (s)	5,03
Diâmetro externo do disco de freio (mm)	256
Diâmetro interno do disco de freio (mm)	62
Altura disco de freio (mm)	44
Espessura disco de freio (mm)	22
Área de fricção (mm²)	48451,35
Dimensões pastilha de freio (mm)	131,3 x 65,3 x 16,5
RPM disco de freio (RPM)	3313

Tabela 12 - Propriedades do sólido e do fluido

Condutividade térmica do sólido (FC - W/mK)	49
Calor específico do sólido (FC - J/kgK)	460
Densidade volumétrica do sólido (FC - kg/m³)	7250
Condutividade térmica do fluido (Ar 20°C - W/mK)	0,023
Calor específico do fluido (Ar 20°C - J/kgK)	1012
Densidade volumétrica do fluido (Ar 20°C - kg/m³)	1,20
Viscosidade dinâmica do fluido (Ar 20°C - kg/ms)	15,11 x 10 ⁻⁶

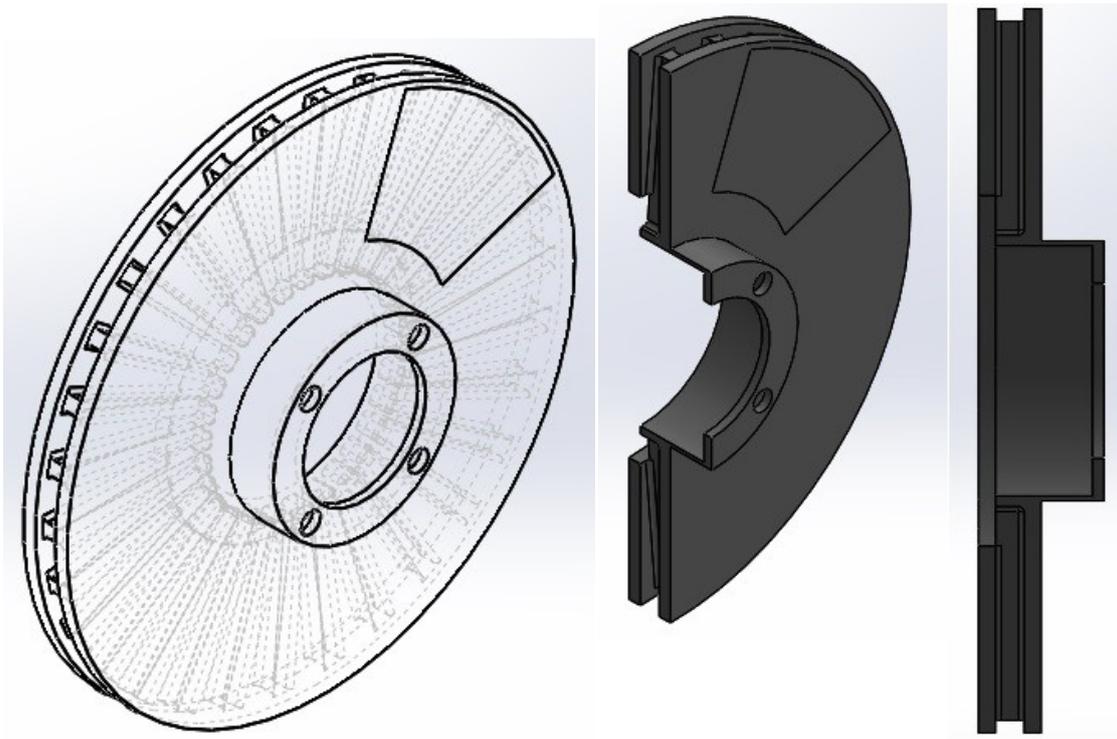


Figura 14 - Desenho técnico do sólido (vista em isometria, seção isométrica e lateral)

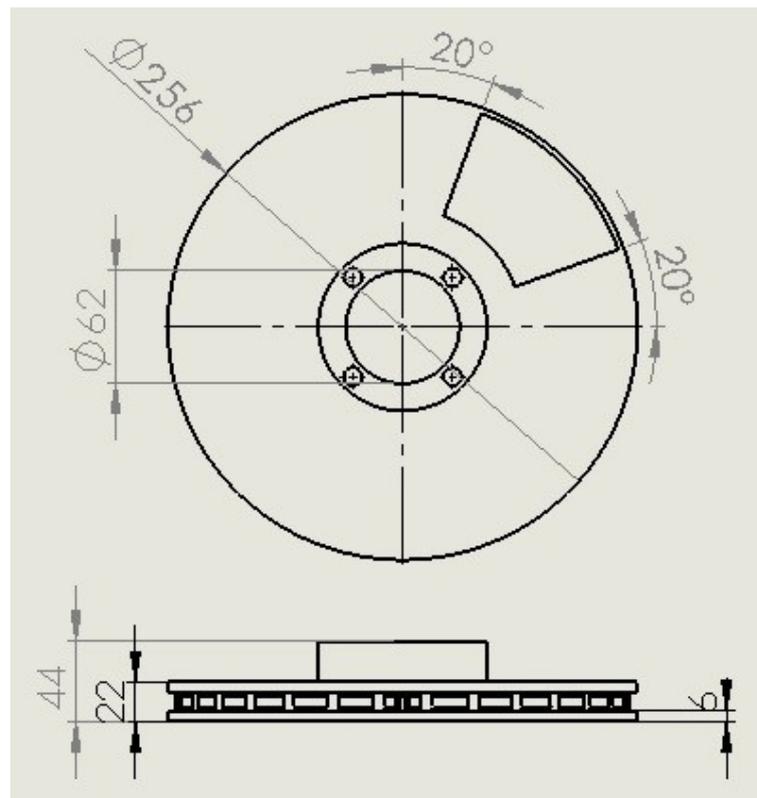


Figura 15- Desenho técnico do sólido (Vista frontal e superior)

4.1 Conceitos de mecânica dos fluidos e transferência de calor e análise teórica

4.1.1 Mecânica dos fluidos e transferência de calor

4.1.1.1 Mecânica dos fluidos

A aplicação dos conceitos e cálculos aprendidos e estudados em mecânicas dos fluidos foi essencial. O estudo da mecânica dos fluidos nos apresenta como certos escoamentos se comportarão em determinadas condições, o que é necessário para o nosso projeto. São resumidamente divididos em duas colunas, escoamentos internos e externos e posteriormente mais duas colunas, se é de regime laminar ou turbulento determinado pela formula de Reynolds.

No nosso caso temos que ter ciência de que são várias canaletas (“*channels/fins*”) onde o fluido passará tendo contato com as palhetas/aletas, que tem a finalidade de arrefecer o nosso disco; dessa maneira nosso escoamento é de característica interna e devemos saber se é laminar ou turbulento; para Limpert [4] em relação a discos sólidos ou ventilados, temos que se $Re > 10^4$ o regime será turbulento, se menor é de regime laminar.

$$Re = \frac{\rho_f V_m L}{\mu_f} \text{ ou para fluidos incompressíveis } Re = \frac{4\dot{m}}{\pi L \mu_f}$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica e pode-se ser calculado com ρ , V_m e A . Assumiremos um escoamento plenamente desenvolvido (termicamente e hidrodinamicamente).

4.1.1.2 Transferência de calor

O estudo de transferência de calor se dá pelos estudos principalmente de condução, convecção e/ou radiação [24].

- **Condução:**

A transferência de calor por condução acontece dentro de um meio sólido devido ao gradiente de temperatura, definido como positivo no sentido de maior a menor temperatura de acordo com a Lei de Fourier. Para entender melhor a lei de Fourier primeiramente vamos adotar que o sistema se encontre em regime permanente, o que significa que as condições térmicas (temperaturas e fluxo de calor) nas superfícies de contorno não variam ao longo do tempo, tendo atingido uma situação de equilíbrio.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \text{ ou } \frac{\partial T}{\partial x} = Cte$$

A lei de Fourier estabelece que o calor transferido por condução (h_{cond}) é diretamente proporcional a área (A), e a condutividade térmica do material (k) e a diferença de temperaturas; e inversamente proporcional ao comprimento (ou espessura) do material (L). A equação que descreve essa lei para o caso unidirecional é:

$$h_{cond} = \frac{kA}{L} \Delta T$$

O que chamamos de resistência térmica, $R = \frac{L}{kA}$. Para problemas mais complexos e sem nos alongar, teríamos de utilizar a equação de difusão de calor do Fourier que está na figura abaixo. Além disso seria necessária uma discretização do componente, conhecida como método de diferenças finitas. Se considerarmos um regime transiente, as soluções podem ser determinadas de forma implícita e explícita.

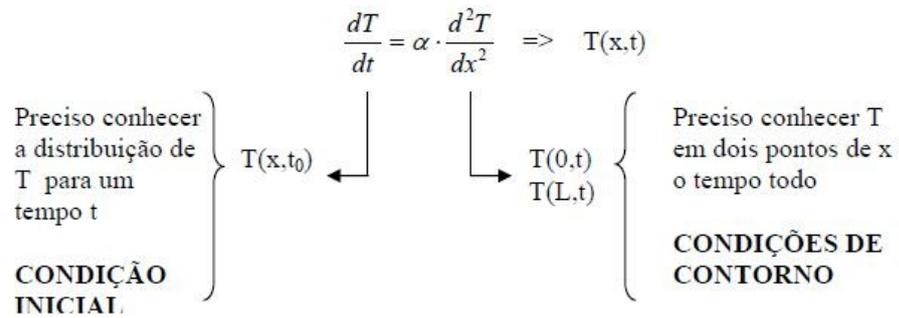


Figura 16 - Difusão de calor Fourier e as suas condições

- **Convecção:**

A convecção é o quanto o calor se dissipa para o meio através de fonte natural ou forçada. Mas antes analisemos a formulação do problema de convecção.

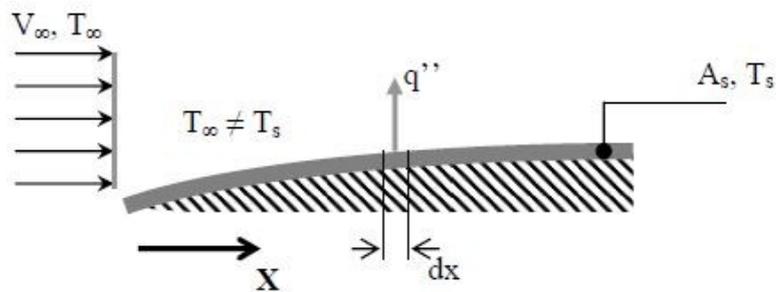


Figura 17 - Problema de convecção

Considerando que a superfície está a uma temperatura mais alta que o fluido, a densidade de fluxo de calor local pode ser calculada como:

$$q'' = h(T_s - T_\infty)$$

Devido às condições de escoamento que variam de ponto a ponto ao longo da superfície, a quantidade de calor transferido também varia em cada ponto. Dessa forma temos que ter em mente que a referência da expressão anterior é uma densidade local de transferência de calor onde h é o coeficiente local de transferência de calor por convecção; e para determinar o fluxo total de calor na superfície deve-se utilizar a integração das densidades locais, conforme a seguir:

$$q = \int_{A_s} q'' dA_s = \int_{A_s} h(T_s - T_\infty) dA_s$$

Desta forma é possível adquirir um coeficiente de convecção médio para toda a superfície e o fluxo de calor pode ser calculado como:

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty)$$

Vale evidenciar e lembrar que todos os valores analíticos encontrados no projeto a partir deste momento são coeficientes médios de convecção. A obtenção dos valores de convecção é de forma empírica e complexa, para iniciarmos temos que ter em mente que o coeficiente de convecção depende de três parâmetros independentes, são eles:

1. Propriedade do fluido (Densidade, viscosidade condutividade térmica e calor específico);
2. Condição do escoamento (Laminar ou turbulento);
3. Geometria da superfície (Plana, Cilíndrica);

Não podemos nos esquecer que o coeficiente de arraste/atrito está relacionado com a tensão cisalhante nas paredes adimensionalizada com a energia cinética média do escoamento e é dado por:

$$C_x = \frac{\tau_x}{\frac{\rho_f V m^2}{2}}$$

$$\tau_x = -\frac{dp}{dx} D$$

Uma observação importante é que para os escoamentos turbulentos, que é o nosso caso, temos que a rugosidade depende da superfície, isto é, lisas é mínima e aumenta-se com a rugosidade [26].

Tubo, laminar: $f = 64 / Re$ ou $C_f = 16 / Re$ (Hagen-Poiseuille, teórico)

Tubo liso, turbulento: $f = 0.184 / Re^{0.2}$; $C_f = 0.046 / Re^{0.2}$ (Moody; $Re \geq 4000$)

Tubo liso, turbulento: $C_f = 0.079 / Re^{1/4}$ (Blasius; $3000 \leq Re \leq 10^5$)

Tubo rugoso, turbulento: $\frac{1}{\sqrt{C_f}} = -3.6 \log_{10} \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{k/D}{3.71} \right)^{1.11} \right]$ (Haaland)

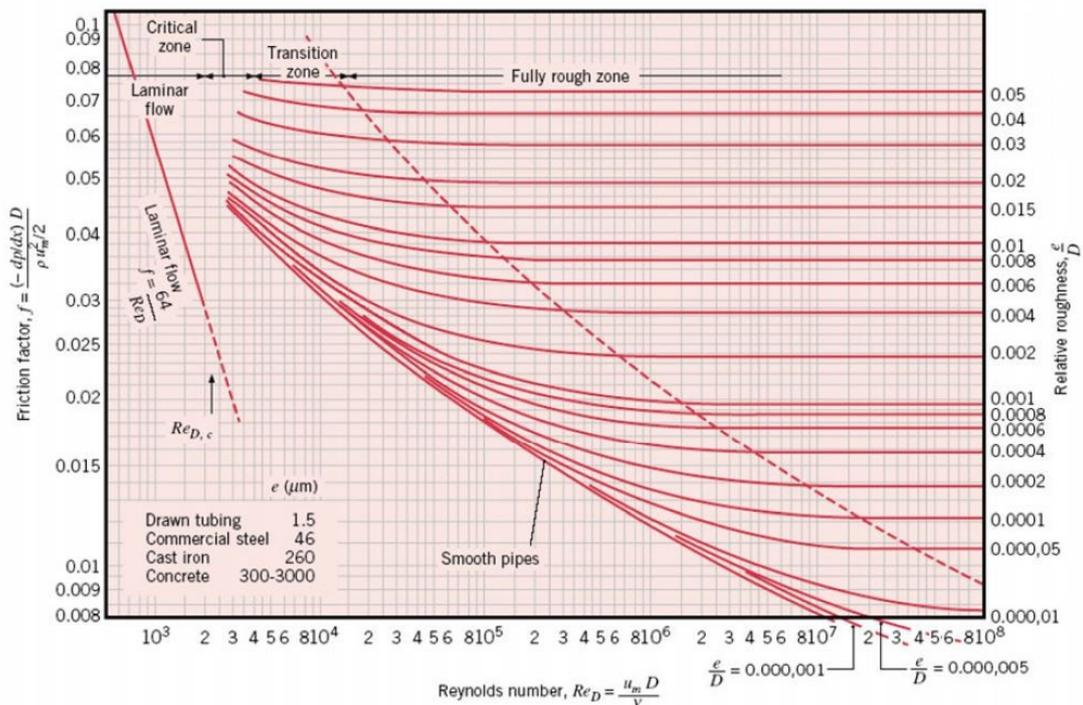
Rugosidades absolutas (Moody; Massey)

Material	k (mm)
Aço com rebites	1 – 10
Betão	0.3 – 3
Réguas madeira	0.2 – 1
Ferro fundido	0.25
Aço galvanizado	0.15
Ferro revestido a asfalto	0.12
Aço comercial ou ferro forjado	0.045
Tubo extrudido	0.0015

Tabela 13 - Rugosidade absolutas dos materiais

Sem deixar de lado o diagrama de Moody, encontrando na página 231 em um dos melhores livros de referência para estudos térmicos, o Incropera [25], conferido abaixo:

Tabela 14 - Diagrama de Moody



Além disso, em nosso sistema vale notar que em certos momentos (certos t's de tempo), a convecção forçada será predominante, em outro ponto é a natural, e para isso em estudos de transferência de calor há uma forma de descobirmos quando que um modelo será mais empregado que o outro (*i*), conforme abaixo:

- Considerados em conjuntos quando:

$$\frac{Gr}{Re^2} \approx 1$$

- Desprezado convecção natural (apenas há efeitos de escoamento forçado) quando:

$$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$$

- Desprezado convecção forçada (apenas há efeitos de escoamento natural) quando:

$$\frac{Gr}{Re^2} \gg 1$$

4.1.1.2.1 Convecção Forçada

A convecção forçada geralmente é identificada quando o fluido de contato com a superfície está sendo mediante de agentes externos e não pelas forças de empuxo provocadas por gradientes de temperatura no fluido.

O número de Nusselt é o parâmetro adimensional principal, fornecendo o coeficiente convectivo que permite calcular o calor transferido.

$$Nu = \frac{\textit{fluxo por convecção}}{\textit{fluxo por condução pura}} = \frac{h\Delta T}{k_f\Delta T/L} = \frac{hL}{k_f}$$

Posteriormente na seção a seguir de análise teórica e de resultados veremos o porquê de nosso projeto ser de regime turbulento, simplificação da geometria entre outros parâmetros importantes; neste momento iremos assumir então que é de **regime turbulento, escoamento**

plenamente desenvolvido e para **tubos circulares**, sendo dessa forma iremos apenas focar nessas condições para não se tornar longe de forma desnecessária.

Em livros de transferência de calor [25] e outros artigos científicos e textos de estudo [24][26] temos que o mesmo número de Nusselt pode ser correlacionado com o número de Reynolds e Prandlt então temos a equação de Colburn/Dittus-Boetter:

$$Nu = 0,023Re^{0,80}Pr^{0,30}$$

$$Pr = \frac{\text{difusão da quantidade de movimento (velocidades)}}{\text{difusão do calor (temperatura)}} = \frac{C_f \mu_f}{k_f}$$

Onde o expoente do numero de Prandlt encontrado em **0,30** se dá por duas razões, a primeira por ser **turbulento** e a segunda por ser de **resfriamento**, caso contrário seria 0,40 caracterizando aquecimento e regime laminar, esta equação é confirmada experimentalmente para:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,70 \leq Pr \leq 160 \\ Re \geq 10^4 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right.$$

Então para nosso projeto, temos que a convecção forçada se dá por:

$$h_c = \frac{Nu_f L}{k_f} = 0,023Re^{0,80}Pr^{0,30} \left(\frac{k_f}{L} \right)$$

4.1.1.2.2 Convecção Natural

A convecção natural é provocada pelas forças de empuxo do gradiente de temperatura no fluido. Geralmente bem mais baixas comparadas a convecção forçada, e em nosso estudo apenas no final da utilização da frenagem de emergência, ou seja, após que o veículo atingir 0 km/h é

que a convecção natural entra em vigor; pelos simples fato de que a velocidade em que o veículo se move gera uma convecção forçada em cada canal existente do freio a disco ventilado, sendo assim a convecção natural torna-se insignificante durante o processo de frenagem e apenas se destaca quando a convecção forçada deixa de existir.

Conforme colocado anteriormente importantes expressões e equações para a obtenção da convecção forçada, temos que na convecção natural há numero adimensionais relevantes [27] como, Grashof, coeficiente de expansão térmica a pressão constante do fluido (temos o ar como fluido e é considerado como gás ideal e na temperatura absoluta em Kelvin), e Rayleigh que na convecção forçada não vemos, as formulas respectivamente seguem abaixo:

$$Gr = \frac{\rho_f^2 g \beta \Delta T L^3}{\mu_f^2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{293,15} = 0,0034112$$

$$Ra = Gr Pr$$

E para nosso projeto temos que o canal está entre duas palhetas e elas serão interpretadas como duas placas paralelas inclinadas, então seguindo os estudos em convecção natural temos para essa condição:

$$Nu_n = 0,645 \left(\left(Ra \frac{S}{L} \right)^{0,25} \right)$$

$$h_n = Nu_n \left(\frac{k_f}{L} \right)$$

- **Radiação**

A radiação é um fenômeno superficial, similar à convecção porém a única diferença é que não é necessário um meio material para realizar as trocas térmicas. Todos material, seja sólido ou fluido emite uma radiação de calor de acordo com sua temperatura superficial.

Utiliza-se a Lei de Stefan-Boltzmann que dá o fluxo radiante total emitido por um corpo ideal, designado por um corpo negro, que absorve toda a radiação incidente e emite o máximo de radiação possível. A emissividade padrão encontrada para discos a freio é de **0,55**, ou seja, 55%.

A formula de radiação hoje difundida na literatura se vem através de várias junções e substituições de expressões até que ao simplifica-las chegou-se ao conhecido hoje, que é:

$$h_r = \frac{\varepsilon_r \sigma (T^4 - T_\infty^4)}{(T - T_\infty)}$$

4.1.2 Energia de frenagem, potência de frenagem térmica e fluxo térmico

Antes de se estabelecer uma análise teórica, temos que saber o que iremos utilizar como pretexto para poder ser analisado, isto é, temos que ter uma energia cinética que se converte em térmica e então a necessidade de dissipação desse calor gerado, calor térmico pelos métodos de transferência de calor previamente descritos.

Temos que a energia de frenagem total do veículo é:

$$E_b = \frac{1}{2} mV^2$$

Então temos que a analisar o montante de energia de frenagem por roda/disco sendo assim teremos a expressão acima reescrita:

$$E_{bd} = 0,25E_b$$

Caso haja declive ou aclive uma parcela de energia potencial seria adicionada à expressão anterior, porém será desprezada uma vez que nosso projeto apenas considera pista linear e uniforme. Com a energia de frenagem por roda temos então de analisar que a potência de frenagem é a energia de frenagem em função do tempo:

$$P_{bd} = \frac{dE_{bd}}{dt} = \frac{E_{bd}}{t_s}$$

Onde t_s é o tempo de frenagem já calculado no capítulo três. E agora é necessário colocar os parâmetros importantes, tais como distribuição de frenagem, distribuição de calor no rotor do disco e fator de correção para massas de inércia. Reescrevendo temos então que:

$$P_{bd} = \frac{\gamma \phi_f \delta E_{bd}}{t_s}$$

$$P_{bd_i} = 2P_{bd}$$

E P_{bd_i} é a máxima força de frenagem produzida no início da frenagem. Para termos o fluxo térmico de frenagem basta termos a potência máxima de frenagem, P_{bd_i} , e ser dividida pela área do rotor em que a fricção se aplica, obtendo:

$$q''_{bdi} = \frac{P_{bd_i}}{A_f}$$

4.1.3 Análise teórica térmica

Com os importantes pontos consolidado e considerações do projeto, temos que assumir que a velocidade de fluido perto do canal de entrada da palheta e de saída é substancialmente

tangencial [28]. É possível computar a queda de pressão do canal escrevendo o balanço de energia.

$$\frac{1}{2}\rho_a(V_{out}^2 - V_{in}^2) = \rho_a g H_{perda} = \frac{C_{Hperda}\rho_a V_m^2}{2}$$

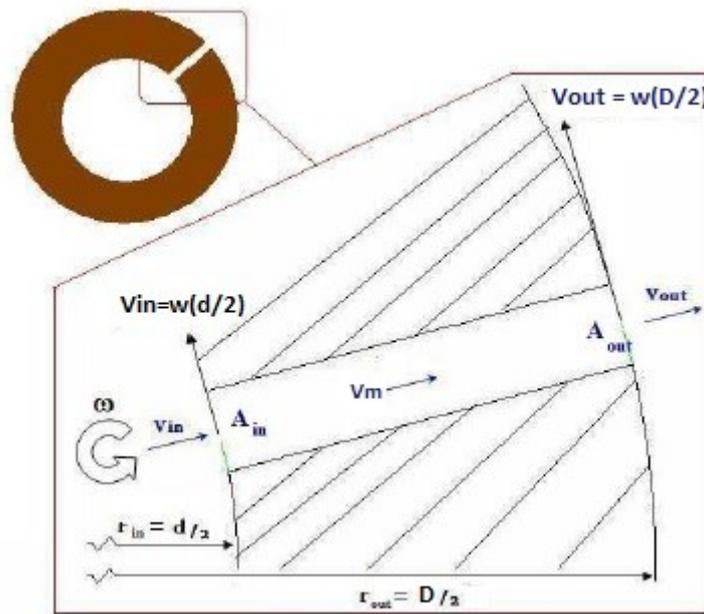


Figura 18 - Esquema de rotores a disco e velocidade média em cada canal

da equação anterior podemos obter a expressão geral da velocidade do duto conforme abaixo, e em seguida aceitando a correlação empírica da velocidade de um canal de disco de freio segundo Limpert [2] e Sisson [29].

$$V_m = \frac{\omega}{2\sqrt{C_{Hperda}}}\sqrt{D^2 - d^2}$$

$$V_m = 0,495\omega\sqrt{D^2 - d^2}$$

$$\omega = \frac{V}{R_r}$$

Com velocidade do canal em mãos, temos então de buscar o Reynolds para assim obter os valores de convecção forçada, natural e caso queiramos, radiação. É importante sabermos que quando nos tratamos de Reynolds que o comprimento da superfície de contato é simplificado para uma geometria tipo tubular e dessa maneira temos de passar a utilizar o diâmetro hidráulico.

O diâmetro hidráulico é um parâmetro importantíssimo e comumente usado para se estimar o raio/diâmetro de tubos e canais com seção transversal não circular, a seguir temos como ser calculado em função da sua geometria.

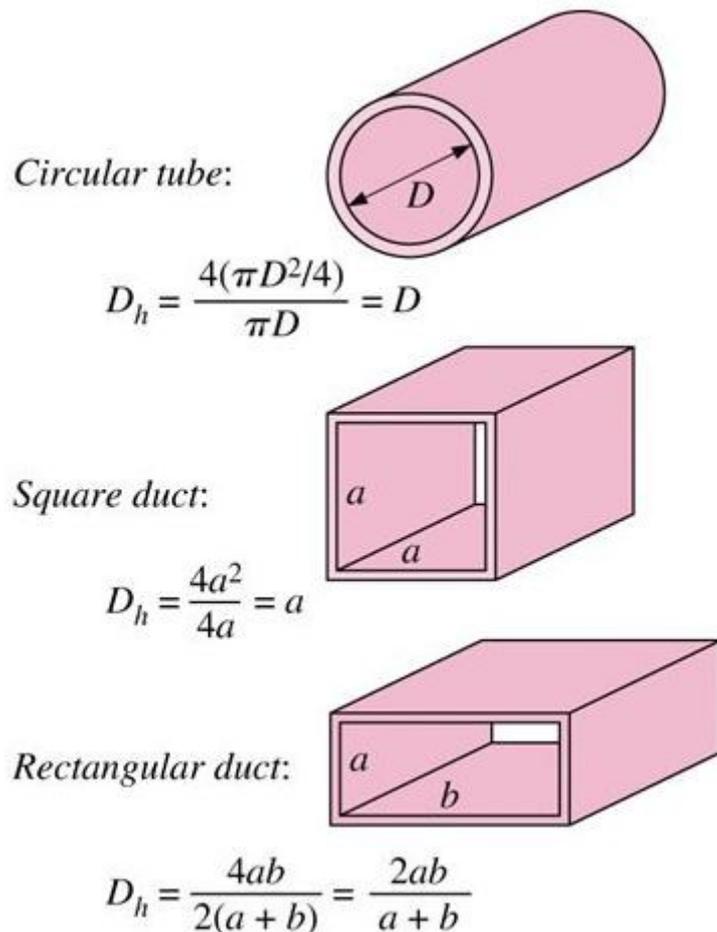


Figura 19 - Diâmetro hidráulico

Como grosseiramente falando canais, segundo Limpert [4] o cálculo do diâmetro hidráulico se dá por quatro (4) vezes a área molhada sobre perímetro molhado, porém em uma análise mais profunda tem-se que cada canal é simplificado de maneira um pouco grosseiro como tubos e que seu diâmetro hidráulico é o próprio diâmetro segundo a utilização da imagem acima, dessa forma temos que o D_h é **0,010m**.

Em seguida partiremos primeiramente para a análise teórica da convecção forçada, [4] temos que nosso disco em estudo é um "*front-vented disc brake*", conforme a figura abaixo [30]:



Figura 20 - Ventilação dianteira (esquerda) e traseira (direita) de disco

Temos então o de ventilação dianteira, o da esquerda da imagem acima e utilizando os estudos de Limpert [4], e conforme essa configuração temos que somar o coeficiente de convecção forçada do disco sólido e disco ventilado com suas respectivas fórmulas para regime laminar ou turbulento; nosso caso é turbulento pois $Re > 10^4$.

Antes devemos ter então a análise da energia de frenagem e as temperaturas para uma visualização melhor do problema; lembrando que Limpert [4] utiliza γ (fator de correção para massas rotantes) como **1,05 a 1,15** para alta marcha, alta RPM e já na norma SAE J1263 (1996, p.8) [31] utiliza como três por cento (3%) da massa total do veículo a massa de inércia em um teste de descida da serra, sendo assim fator γ de **1,03** o que não se aplica ao nosso caso e dessa forma utilizaremos o meio termo proposto por Limpert, $\gamma = 1,1$.

Outros parâmetros importantes a serem reescritos são a distribuição de frenagem na dianteira (ϕ_f) que é de **70%** e o fator de dissipação de calor no disco de freio (δ) adotado é **90%**.

Temos também que a temperatura teórica que é a que indica a temperatura incrementada na camada do disco após a utilização da área de varredura feita pela pastilha vindo de uma determinada velocidade e é obtida como:

$$T_{te} = \frac{1}{2} \phi_f \left[\frac{m(V_i^2 - V_o^2)}{2\rho_r C_r v_r} \right] + T_\infty$$

$$v_r = A_r t$$

Onde t é a espessura do rotor, temos então o volume do rotor e em seguida a densidade volumétrica do sólido vezes volume do rotor é igual a massa do rotor de superfície varrida [4], e com este valor pode-se ser feita uma comparação baseada nas temperaturas limites apresentadas na tabela abaixo:

Tabela 15 - Tabela temperatura teórica

$T_{te} < 500 [K]$	Dimensão do rotor são suficientes para a aplicação (Carros de passeio).
$500 \leq T_{te} \leq 600 [K]$	Dimensão de rotor são suficientes para aplicação de alta performance (Carros de passeio com melhores performances).
$T_{te} > 600 [K]$	Dimensão não é suficiente para a aplicação, deve-se ser evitado.

No nosso sistema a temperatura está menor que quinhentos kelvin, isto é, primeiro caso da tabela acima que descreve que nossas dimensões estão boas e corretas para a aplicação.

A temperatura máxima apenas na área de fricção (A_f) após a frenagem da velocidade máxima até a parada total do veículo levando em consideração o fluxo térmico de frenagem é:

$$T_{max} = 0,527 \frac{(q''_{bdi})\sqrt{t_s}}{\sqrt{(\rho_r C_r k_r)}} + T_s$$

Lembrando que nossa temperatura de superfície (T_s) é de 40°C, portanto temos que ter um $T_{max} > T_{te}$ o que é verdade no nosso caso.

Conforme descrito os pontos iniciais para análise teórica das transferências de calor, e lembrando que temos um disco "*front-vented disc brake*" lembrar de somar a convecção forçada para disco sólido com o para discos ventilados com suas devidas correlações [4].

Então temos para convecção forçada e Reynolds acima de 10^4 :

- Sólido:

$$h_c = 0,04 \frac{k_a}{D} Re^{0,8}$$

- Ventilado:

$$h_c = 0,023 \left[1 + \left(\frac{D_h}{l} \right)^{0,67} \right] Re^{0,8} Pr^{0,3} \left(\frac{k_a}{D_h} \right)$$

Desta forma temos a convecção forçada total, porém já mencionado que ao final do processo de frenagem temos o início da dissipação de calor via convecção natural e a radiação a todo momento nas superfícies do rotor onde atuam as fricções, porém desprezível conforme previamente comentado neste capítulo, mas mesmo assim irá ser calculado e mostrado suas devidas comparações no capítulo seguinte, o de resultados.

Para obtermos a temperatura completa do disco em uma única parada temos que a expressão final de temperatura é obtida da constante da temperatura de fluxo de calor e a aplicação do teorema de Duhamel usando uma variação do tempo do fluxo de calor. Ambos

lados do rotor são aquecidos pelo fluxo de calor e são resfriados pela convecção forçada descrita acima.

$$\theta(z, t) = \frac{q''_{bdi}}{h_c} \left[2 \left(\frac{T_i h_c}{q''_{bdi}} - 1 \right) \sum_{numeral=1}^{\infty} \frac{\text{sen}(\lambda_n \frac{t_d}{2})}{\lambda_n L + \text{sen}(\lambda_n \frac{t_d}{2}) \cos(\lambda_n \frac{t_d}{2})} \cdot e^{-\alpha_r \lambda_n^2 t} \cos(\lambda_n z) + 1 \right]$$

$$\lambda_n = \frac{numeral \cdot \pi}{L}$$

$$\alpha_r = \frac{k_r}{\rho_r C_r}$$

Onde t é um determinado tempo e λ_n é determinado pela equação transcendente que pode ser observada abaixo [4]:

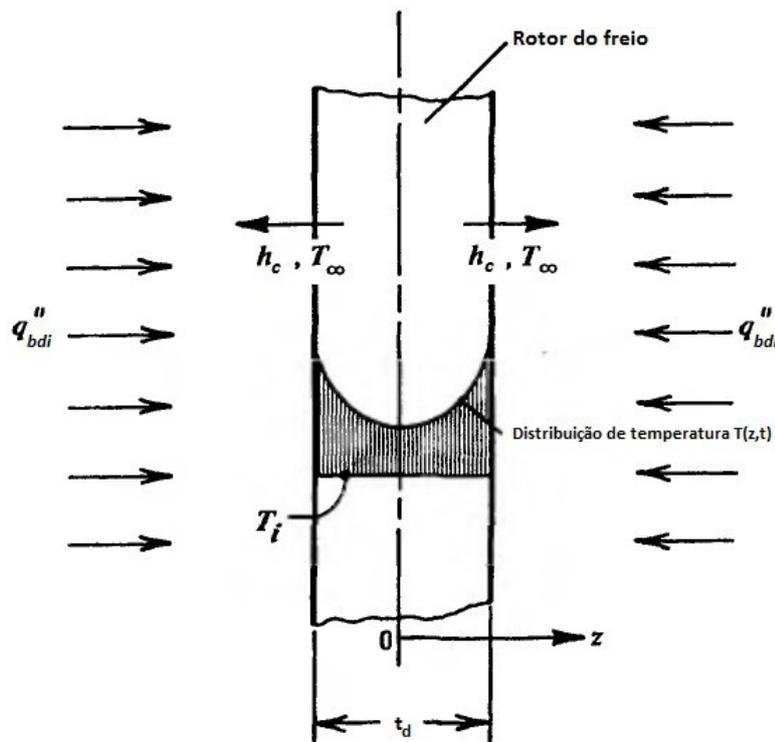


Figura 21 - Análise térmica de fricção de freios (Adaptado de Limpert)

Tabela 16 - Coeficientes para equação transcendente (Adaptado de Limpert)

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

A análise de temperatura para frenagem repetida só é válida se o tempo de frenagem (t_s) é consideravelmente menor que o tempo de resfriamento (t_c), adotaremos um tempo de resfriamento de trinta segundos (**30s**) e serão feitos cinco (**5**) frenagens em sequência (n_f), dessa maneira temos que calcular um aumento de temperatura uniforme no disco que será dado por:

$$\Delta T = \frac{q''_{bdi} t_s}{\rho_r C_r v_r}$$

Com esta expressão descrita acima, o aglomerado acima resulta numa equação diferencial que descreve o arrefecimento/resfriamento do freio após uma aplicação de freio, desta forma combinando a equação acima com a equação diferencial explicada podemos obter uma nova equação para uma temperatura de frenagem após uma, duas, três ou enésima frenagem. De forma simplificada temos:

$$T_n = T_\infty + \frac{\Delta T \left[1 - e^{\frac{-n_f h_c A_r t_c}{\rho_r C_r v_r}} \right]}{1 - e^{\frac{-h_c A_r t_c}{\rho_r C_r v_r}}}$$

É muito importante também entendermos a esquemática e funcionamento das pastilhas de freio na análise térmica principalmente, pois elas são as que causam a fricção com o rotor e assim a geração de potência térmica (calor) reduzindo a energia cinética do veículo porém transformando em energia térmica. Para simplificar o projeto, inicialmente é considerado que as

pastilhas de freio trabalham de forma igual e que a ambas entrariam em contato com o rotor de forma uniforme e sem perdas, porém em artigos científicos e estudos recentes nota-se que não é dessa forma que realmente elas executam seu trabalho e Márcio Ciofli [22] obteve um valor quantitativo para estas pastilhas em um modelo dimensional parecido ao deste projeto. Segundo o estudo diz-se que dinamicamente as pastilhas de freio tanto interna quanto externas sofrem perda no paralelismo ao entrar em contato com o disco de freio.

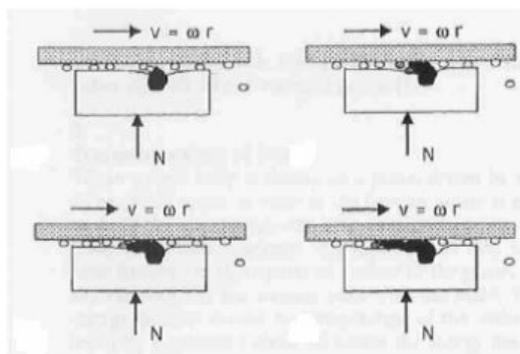


Figura 22 - Detrito entre pastilha e disco segundo Ostermeyer [31]

Com base nos resultados de Ciofli [22], tem-se como resultado aproximado **42,5%** para as pastilhas de freio **externa** e **57,5%** para as pastilhas de freio **interna**.

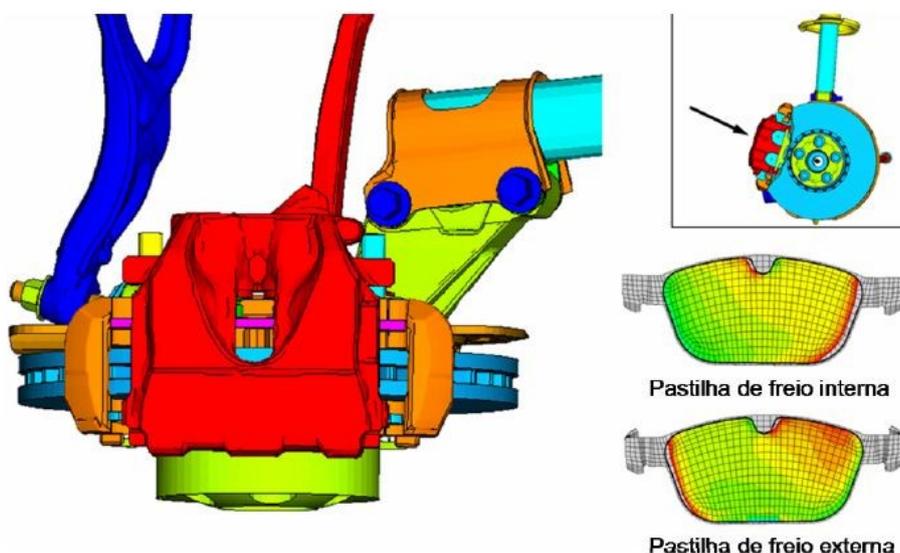


Figura 23 - Análise das pastilhas de freio

Desta maneira teremos então a potência térmica de frenagem de uma superfície do rotor diferente das outras, vejamos:

1. Potência térmica de frenagem na face exterior (mais para fora do carro):

$$P_{bd_{externa}} = 0,575P_{bd}$$

2. Potência térmica de frenagem na face interior (mais para dentro do carro):

$$P_{bd_{interna}} = 0,425P_{bd}$$

5. Resultados

Após todo o desenvolvimento e análise temos então os resultados obtidos para cada tópico deste projeto, temos então dinâmica de frenagem e distância de frenagem mencionadas no capítulo três (3) e a análise térmica do capítulo quatro (4) respectivamente.

O modelo foi baseado em um freio do mercado atual brasileiro, modelo do carro é o HB20 1.6. O disco ventilado analisado foi desenhado e analisado utilizando a ferramenta *solidworks*, tanto para montagem do sólido como todas as simulações, utilizando a ferramenta *simulation*.

5.1 Resultados dinâmica de frenagem

Utilizando os parâmetros e considerações para nosso projeto, temos então:

Tabela 17 - Resultados dinâmica de frenagem

Velocidade inicial - (V)	160 km/h (44,4 m/s)
Desaceleração - (a)	8,83 m/s ²
Tempo de parada - (t_s)	5,03 s
Eficiência do freio - (η)	90%
Força das pastilhas no disco - (F_p)	8376,97 N (853,92 kg)
Pressão das pastilhas no disco - (P_p)	571728,64 N

Peso mínimo disco dianteiro - (G_{f1})	6,29 kg
Força frenagem - (F_f)	16941,87 N
Força reação dianteira - (R_I)	12130,58 N
Força reação traseira - (R_{II})	4811,29 N
Força frenagem dianteira - (F_{f1})	10917,52 N
Força frenagem traseira - (F_{f2})	4330,16 N
Distribuição frenagem na dianteira ideal / Distribuição frenagem na dianteira analítica	70% / 71,6%

Comentando cada resultado temos, a desaceleração de frenagem bem forte porém plausível para uma velocidade alta como essa. A distribuição de frenagem na dianteira está relativamente igual ao ideal proposto sendo assim bem satisfatório. Já o peso mínimo do disco está condizente ao encontrado no mercado automotivo atual para este modelo, uma vez que similares pesam entre 6 a 7 kg. A força das pastilhas é plausível com a realidade, dessa forma a ideia foi levar à uma simulação no caso uma análise estática no *solidworks*.

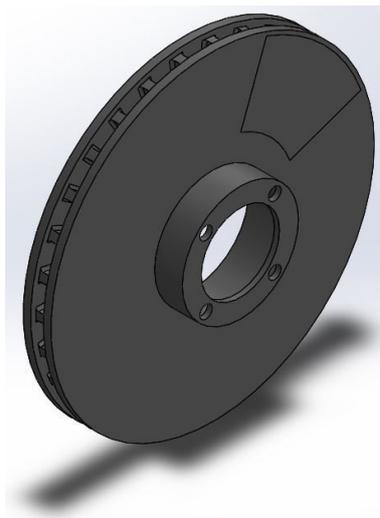


Figura 24 - Disco de freio e área da pastilha de freio em análise

Este é o desenho do sólido feito com uma marcação em cada face representando a localização das pastilhas de freio. Portanto todo o estudo de análise estática há os resultados mais pontuais para o lado da pastilha, porém lembrar-se que seu movimento é rotacional e sendo

assim aplica-se uma ideia de efeito para todo o ponto médio da área da pastilha em torno do eixo central.

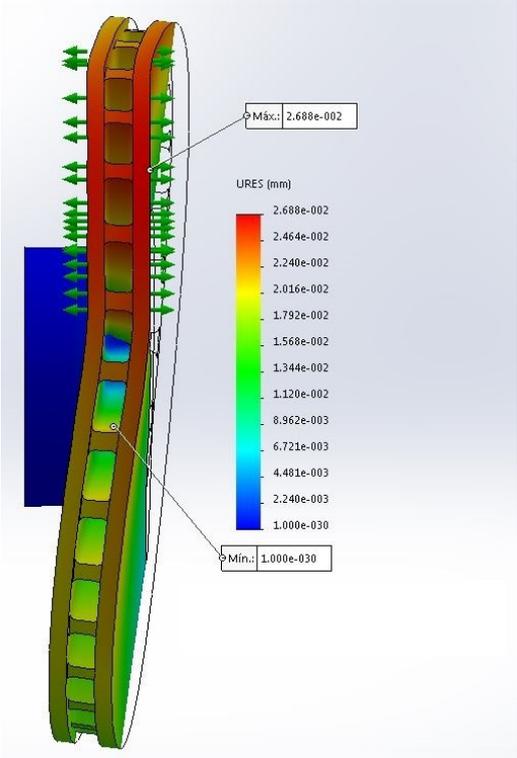


Figura 25 - Deslocamento devido a força e pressão das pastilhas vista lateral

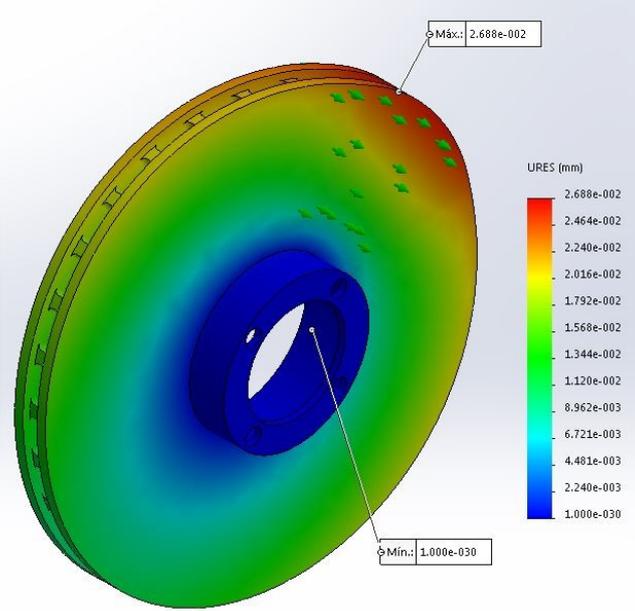


Figura 26 - Deslocamento devido a força e pressão das pastilhas vista isométrica

Pode-se notar que é uma análise estática, logo apenas aquele ponto está com o deslocamento aplicado, porém vale lembrar este ponto aplica-se em toda a borda do sólido, pois o mesmo gira. Outro valor interessante obtido é que o resultado do deslocamento é de 0,02688 milímetros, ou seja, muito pequeno e correto para a nossa análise. Abaixo veremos a análise estática de tensão.

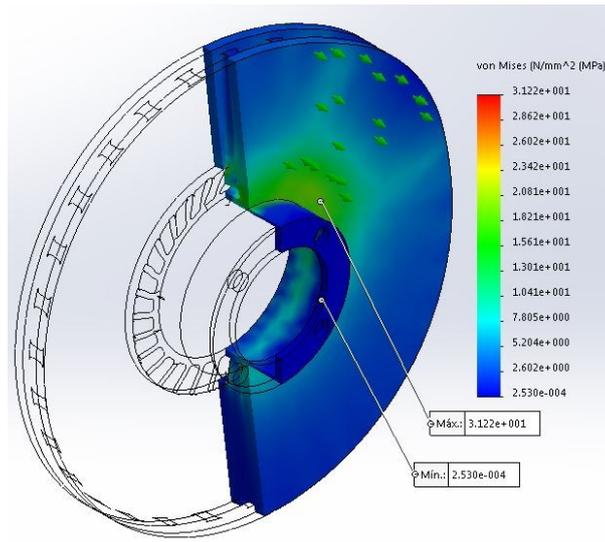


Figura 27 - Tensão Von Mises devido a força e pressão das pastilhas vista corte isométrica

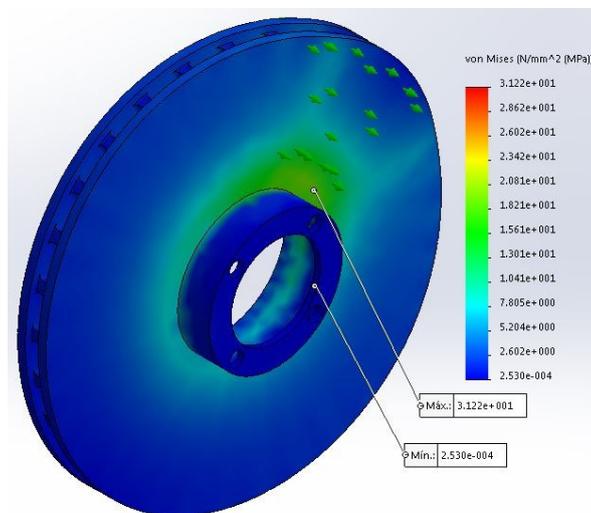


Figura 28- Tensão Von Mises devido a força e pressão das pastilhas vista isométrica

Como esperava-se a tensão é distribuída de forma uniforme o que está correto com as didáticas e estudos científicos também.

5.2 Resultados distância de frenagem

O resultado da frenagem foi bem similar ao real e ideal que temos para os automóveis de hoje.

Temos que o tempo de reação e atuação (t_{ra}) é de **2,25s** e foi montado a análise em cima de três casos, de 60 km/h, 120 km/h e 160km/h respectivamente.

Tabela 18 - Resultados distância de frenagem

	Velocidade (km/h)/(m/s)	D₁(m)	D₂ (m)	DP (m)
Caso 1	60 / 16,7	38,41	15,80	54,21
Caso 2	120 / 33,3	76,60	62,80	139,40
Caso 3	160 / 44,4	102,12	111,64	213,76

Já descrito no capítulo 3 a tabela de alguns valores reais e temos na ficha técnica do HB20 1.6 que a distância de frenagem para o caso 1 é de 14,7 metros e para o caso 2 é de 63,1 metros. Feito em excel uma análise dos erros relativos entre os dados obtido com os reais para os casos 1 e 2 apenas.

Tabela 19 - Resultado erros relativos distância de frenagem

Caso	Média do valor real	Média HB20 1.6	Valor obtido	Erro relativo geral	Erro relativo HB20 1.6
1	17,33 m	14,70 m	15,80 m	8,85%	7,48%
2	66,90 m	63,10 m	62,80 m	6,13%	0,47%

Um resultado muito interessante e próximo ao real, com todos os valores menores que 10% de erro, vale notar que não se sabe o peso do veículo nos valores reais divulgados, o do

nosso projeto está totalmente carregado (1727kg) o que pode ter resultado na diferença dos valores além do fato da utilização do ABS pelos valores reais, que auxilia a frenagem.

5.3 Resultados análise térmica

Na análise térmica temos então o cálculo da energia de frenagem, potência de frenagem e fluxo térmico de frenagem para o início de análise, para que posteriormente possa haver a análise das transferências de calor.

Tabela 20 - Resultado energia, potência e fluxo de frenagem

Energia de frenagem total - (E_{bd})	425,57 kJ
Potência térmica de frenagem por disco de freio - (P_{bd})	58,63 kW
Fluxo térmico de frenagem por disco de freio - (q''_{bdi})	2420,24 $\frac{kW}{m^2}$

Em relação a outros artigos científicos para modelos similares está condizente para início de análise. Em seguida calculado os parâmetros e correlações de mecânica dos fluidos e transferência de calor para que possamos de fato estudar as transferências de calor da nossa análise térmica, lembrando que o cálculo de Reynolds neste caso **utilizará diâmetro hidráulico** que é **0,01m** conforme previamente mencionado.

Tabela 21 - Resultados para parâmetros de transferência de calor

Número de Reynolds - (Re)	52721,41
Número de Prandtl - (Pr)	0,67
Número de Grashof - (Gr)	12659,57
Número de Rayleigh - (Ra)	8416,59
$i = \frac{Gr}{Re^2}$	4,6 x 10⁻⁶

Temos que o índice de convecção considerada (i) deu infinitamente menor que 1, explicado no capítulo 4 deste projeto (pag. 31) sendo assim predominantemente a convecção

forçada durante a frenagem. Mesmo sabendo que a convecção forçada será a principal para o processo de transferência de calor abaixo teremos os resultados para radiação e convecção natural também e posteriormente uma comparação do porque desprezá-los segundo os autores como Limpert e outros que desprezam a radiação.

Tabela 22 - Resultado convecções e radiação

Convecção Forçada - (h_c)	359,02 $\frac{w}{m^2K}$
Convecção Natural - (h_n)	8,05 $\frac{w}{m^2K}$
Radiação - (h_r)	22,74 $\frac{w}{m^2K}$

A comparação se dá de uma forma simples, temos que a convecção é o nosso parâmetro principal e predominante, desta forma num cálculo simples temos que a convecção natural e radiação são **2,24%** e **6,33%** respectivamente. A convecção natural pode até ser considerada porém no fim do movimento, quando há a parada total do automóvel, já a radiação segundo os autores temos que é desprezível pois apenas contribui com apenas 10 a 15% da dissipação do calor.

As temperaturas conforme descritas na análise teórica do tópico da análise térmica (pag.42) estão logo abaixo, lembrando que a temperatura após a enésima frenagem (T_n) está em função de uma aplicação sucessiva de cinco (**5**) frenagens (n_f) e tempo de intervalo entre uma frenagem e outra (arrefecimento, t_c) é de trinta segundos (**30s**).

Tabela 23 - Resultado temperaturas da análise térmica

Temperatura teórica de incremento - (T_e)	177,77 °C
Temperatura máxima no rotor - (T_{mex})	265,03 °C
Incremento de temperatura a cada parada - (ΔT)	78,25 K
Temperatura na quinta frenagem - (T_n)	411,25 °C

As temperaturas se mostraram plausíveis com as condições reais e ideias assumidas. A temperatura máxima na área de fricção é bem realista sendo que no cálculo foram feitas algumas simplificações tornando esse valor mais conservadora, isto é, com temperatura mais baixa que aquela realmente almejada, já por outro lado, conforme explicado (pág. 39) a temperatura está ideal e abaixo de 500K o que diz que as dimensões e o modelo analisado estão corretos, uma vez que é um verídico pois é um produto real utilizado e comercializado diariamente no Brasil. Se somarmos estas temperaturas teríamos algo por volta de 442 °C que é verídico para uma frenagem brusca de velocidade máxima a mínima em poucos segundos, frenagem emergencial.

A seguir iremos ver a análise térmica realizada no *solidworks simulation package*, onde vale notar que apenas o regime permanente foi estudado, o que apresenta o sólido em um tempo inalterado.

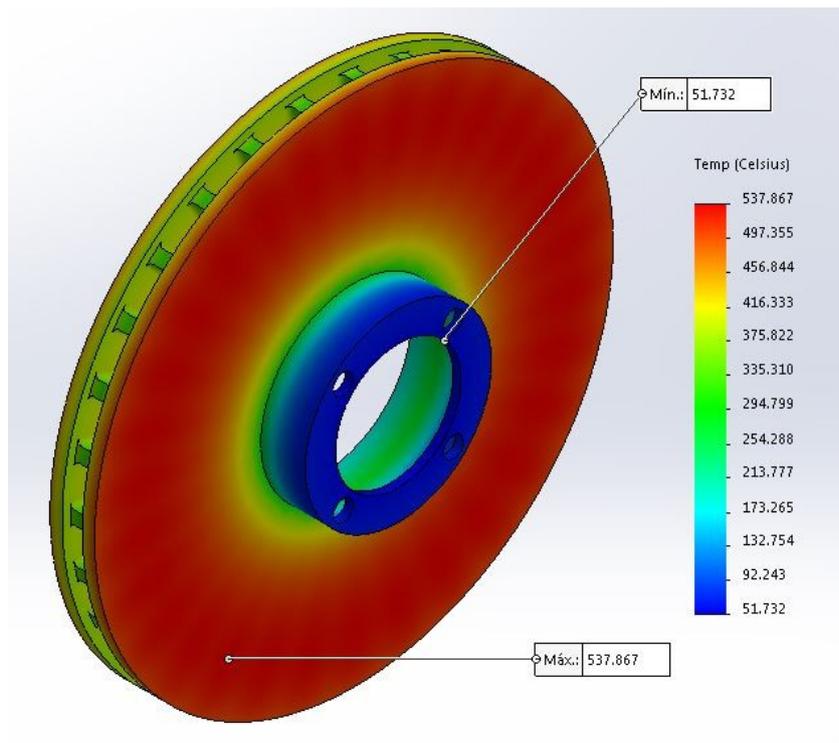


Figura 29 - Temperatura após frenagem vista isométrica com superfície frontal

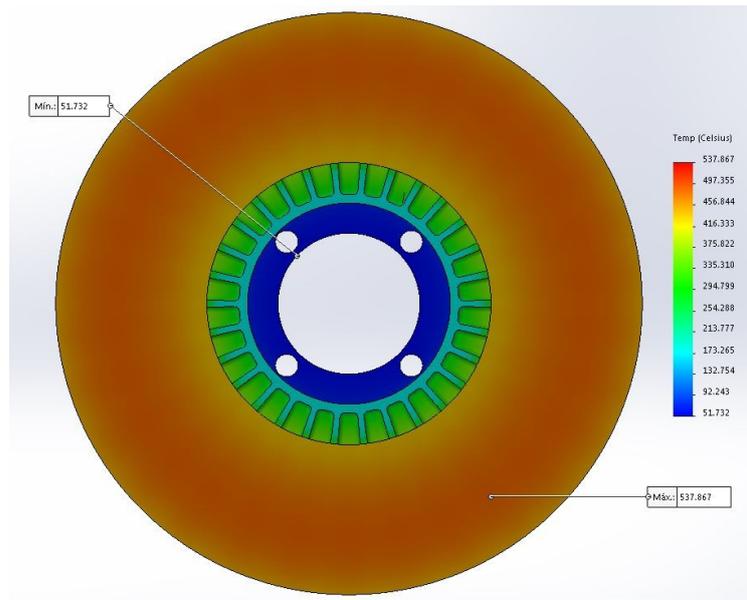


Figura 30 - Temperatura após frenagem vista traseira

Na figura 29 podemos ver a vista onde recebe a pastilha de freio externa, isto é, a que gera mais potência térmica de frenagem entre as duas pastilhas, por isso a temperatura na frente (avermelhado) é maior que na parte traseira (alaranjado) onde se encontra a pastilha de freio interna. Os canais seguem com a temperatura média, pois ali é feito o arrefecimento e segundo a legenda das figura mostra-se bem conciso com a realidade.

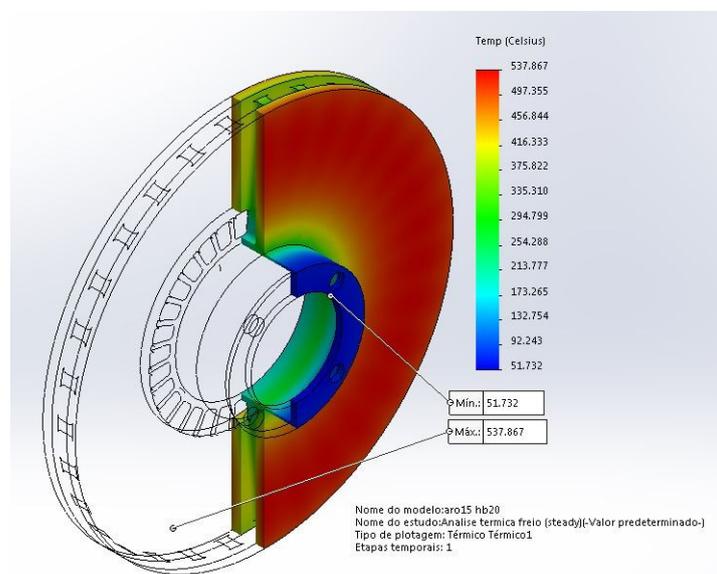


Figura 31 - Temperatura após frenagem vista de corte isométrico

Temos uma vista de seção/corte para ver o como o gradiente de calor está retratado, conforme abaixo:

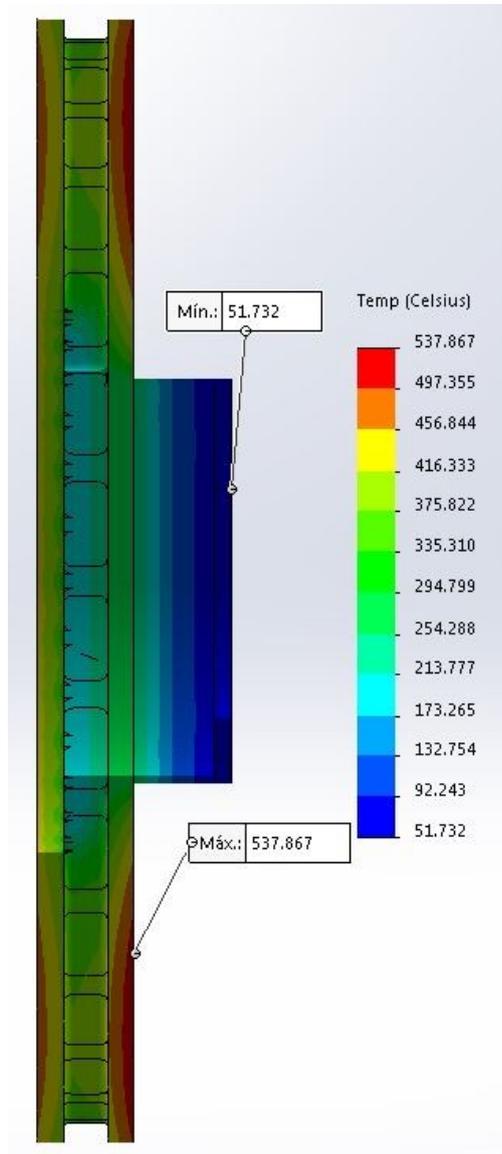


Figura 32 - Temperatura após frenagem vista de corte

Antes de fazer qualquer comentário, foi identificado alguns erros na formulação das equações encontradas em Limpert, tem até um erro grosseiro em que há um número de Reynolds com unidade dimensional para cálculo de convecção forçada, o que está totalmente equivocado. Alguns outros artigos, porém poucos mostraram seus métodos de análise o que dificultou ainda

mais a obtenção de dados com um aspecto melhor e mais realista, porém especialistas de trocadores de calor ingleses, entre outros especialistas e engenheiros que atuam no mercado com a análise térmica utilizam um artifício que chama de "*tuning*", o que seria uma adaptação, afinando os resultados para quando os valores obtidos não saíram como o esperado, mas tudo dentro da possibilidade e realidade da engenharia.

Os resultados para convecção natural e radiação condizem com a realidade, já como brevemente comentado, a convecção forçada divergiu nas atuais condições iniciais de projeto. Foi analisado que para rotações e velocidades menos o resultado analítico convergiu para os valores adequados, isto é, condizentes com os valores esperados. Já por outro lado, para rotações maiores, a partir de uma certa velocidade e outras condições de problema e contorno a curva de análise se torna outra, dificultando ainda mais a sua análise uma vez que todos são dados empíricos. Desta maneira, o valor no qual se encaixa a análise se mostrou um pouco divergente da expectativa, a parte analítica se mostrou conciso até certo ponto, porém há provavelmente fatores de correção ou uma outra equação, valor empírico correlacionado para esse comportamento, porém nada foi evidenciado durante os estudos e nas literaturas encontradas e este deve ser o ponto de divergência uma vez que os cálculos de energia, potência de frenagem e análise de Reynolds estão corretas. E com isto foram feitas considerações e adaptações ("*tuning*") com a ajuda de ferramentas computacionais para que a análise de fluxo de calor assim como a temperatura fossem mais dentro do padrão realista e esperado.

6. Conclusão

O projeto se baseou em um modelo real já no mercado, foi utilizado um disco de freio ventilado de um HB20 para análise como um todo, tanto estrutural, quanto térmico. Aqui temos

que ter ciência que é uma frenagem brusca de 160km/h até 0km/h, também conhecido como frenagem de emergência. O material empregado para análise é o ferro fundido cinzento e o fluido ar considerado incompressível que arrefecerá o sólido através de trinta canais.

Para os dados analítico encontrados na dinâmica de frenagem e distância de frenagem estão bem precisos e verdadeiros com a realidade, o que se conclui que as equações e expressões empregadas funcionam de forma analítica bem sem auxílio computacional, a pressão da pastilha de freio é alta mas vale lembrar que a área de contato da pastilha com o rotor é pequena, isto é, área pequena e uma força vinda do fluido de freio ativando os pistões da guarnição é alta, temos então uma pressão alta da pastilha sobre o rotor.

Em relação a análise térmica, bem complexa devido aos dados dependentes de muitas variáveis e por ser empírico para obter as convecções, algumas simplificações feitas são grosseiras porém dentro das possibilidades de análise analítico foi uma verossimilhança com a realidade na questão das energias e potências de frenagem assim como a utilização correta de seus parâmetros e coeficientes. Os cálculos de temperatura foram coerentes na medida do possível e todos de forma aceitável pelas condições propostas, a primeira de fundição do material e a segunda da norma brasileira de veículos de passeio; a norma definiu que carros de passeio podem utilizar freios que não ultrapassem 890°C segundo a ABNT NBR 14948-1:2012 contran - Comitê CB-005.

Para o cálculo de dissipação de calor por transferência de calor, foram dentro do esperado porém a simulação mostrou um valor mais real quando fora da forma analítica, observando quão problemático é estimar este parâmetro e que o mesmo depende de muitas variáveis, apesar de alguns erros e equações sem algumas correções na literatura. Foi utilizado umas adaptações para que o valor esperado que havia divergido tivesse um comportamento mais realista, além disto a

análise térmica é complicada porém algo factível até mesmo sem um grupo de engenheiros, mas claro que toda revisão e consultoria é necessária, pois trata-se de um componente extremamente importante para automóveis.

A sugestão para trabalhos futuros é de refazer o estudo da simulação principalmente utilizando o regime transiente, além disso a possibilidade de fazer um estudo que contenham mais canais, isto é, uma comparação da eficiência de mais ou menos canais de arrefecimento (aletas) em comparação ao empregado atualmente que são trinta.

7. Referências bibliográficas

- [1] **PUHN, F.**, Brake Handbook, 1 ed., New York, HpBooks, 1987.
- [2] **STONE, R., BALL, J.K.**, Automotive Engineering Fundamentals, Warrendale, SAE International, 2004.
- [3] **ORTHWEIN, W.C.**, Clutches and Brakes – Design and Selection, 2 ed. New York, Marcel Dekker, 2004.
- [4] **LIMPERT, R.**, Brake Design e Safety, 2 ed. Warrendale, SAE International, 1999.
- [5] **COSTA, P.G.**, A Bíblia do Carro, versão digital, 2002.
- [6] **HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J.**, Fundamentals of Physics, 8 ed. USA, Wiley, 2008.
- [7] **OSHIRO, D.**, Brake Article, USA, 1994.
- [8] **GILLESPIE, T. D.**, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale, SAE International, 1992.
- [9] **BUDYNAS, RICHARD. G., NISBETT, J. KEITH.**, Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica, 8 ed. Bookman, 2011.
- [10] **BLAU, P. J.**, Friction Science and Technology: From Concepts to Applications, 2 ed. USA, CRC Press, 2008.
- [11] **BUDYNAS, R., NISBETT, K.**, Shigley’s Mechanical Engineering Design, 8 ed. USA, McGraw-Hill, 2006.
- [12] **GENTA, G., MORELLO, L.**, The Automotives Chassis, Vol 2 – System Design, Italy, Springer, 2009.
- [14] **WHITE MARTINS**, Informe Técnico – Soldagem do Alumínio e suas Ligas, White Martins, 2002.
- [15] **APERAN**, Especificações Técnicas – Aço Inox
- [16] **GUESSER LUIZ, WILSON**, Paper Ferros Fundidos Empregados para Discos e Tambores de Freio.
- [17] **TUPIASSU DE PINHO CASTRO, JAIME**, Slide Elementos Máquina - Freios - DEM.
- [18] **NICOLAZZI, Lauro C.**, L.C.M, Uma Introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas, 2012).

- [19] **NEWCOMB, T. P. Spurr, R. T.**, Braking of Road Vehicles, 1967.
- [20] Aula 4 – Distancia de frenagem em situações realistas.
- [21] **REIMPEL, J.**, Technologie de freinage, Vogel Verlag, Würzburg, 1998.
- [22] **CIOLFI, J. M.**, Simulação computacional do comportamento térmico de um disco de freio ventilado, FEI, 2010.
- [23] **BREUER, B., BILL, K. H.**, Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Hahrdynamik, 2 ed. Wiensbaden, DE: Vieweg & Sohn Verlag, 2004.
- [24] **ORDENES, M., LAMBERTS, R., GÜTHS, S.**, Transferência de calor na envolvente da edificação, UFSC, 2008.
- [25] **INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P.**, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5 ed, US John Wiley & Son, 2002. Tradução: Rio de Janeiro, 2003.
- [26] **OLIVEIRA, P. J.**, Transmissão de calor – Convecção forçada, Departamento de engenharia electromecânica, UBI, 2014.
- [27] **OLIVEIRA, P. J.**, Transmissão de calor – Convecção Natural, Departamento de engenharia electromecânica, UBI, 2014.
- [28] **PANELLI, M., CARDONE, G.**, Thermal Fluid Dynamics Analysis of vented Brake Disc Rotor With Ribs Turbulators, 2010.
- [29] **SISSON, A. E.**, Thermal Analysis of Vented Brake Rotors, SAE Technical Paper, No 731014, 1975.
- [30] **LAKKAM, S., SUWANTAROJ, K.**, Study of heat transfer on front- and back-vented brake discs, 2012/2013.
- [31] **OSTERMEYER, G. P.**, Friction and wear of break systems, Forschung im Ingenieurwesen, vol. 66, 2001.

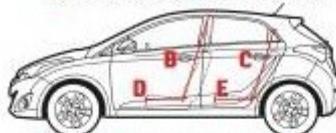
8. Anexo/Apêndice

- Dimensões e ficha técnica HB20 1.6:

HB20



A: 135 cm (diant.) / 134 cm (tras.)



B: 100 cm C: 108 cm D: 96 cm E: 78 cm

Dimensões

Comprimento/entre-eixos (cm)	390 / 250
Altura/largura (cm)	147 / 168
Porta-malas (litros)	300
Peso (kg)	1040
Peso/potência (kg/cv)	11,9/12,7
Peso/torque (kg/mkgf)	93,4/101,4
Diâmetro de giro (m)	10,2

Ficha técnica

Câmbio

manual, 5 marchas, tração dianteira

Direção

hidráulica / 3 voltas

Suspensão

Dianteira: McPherson

Traseira: eixo de torção

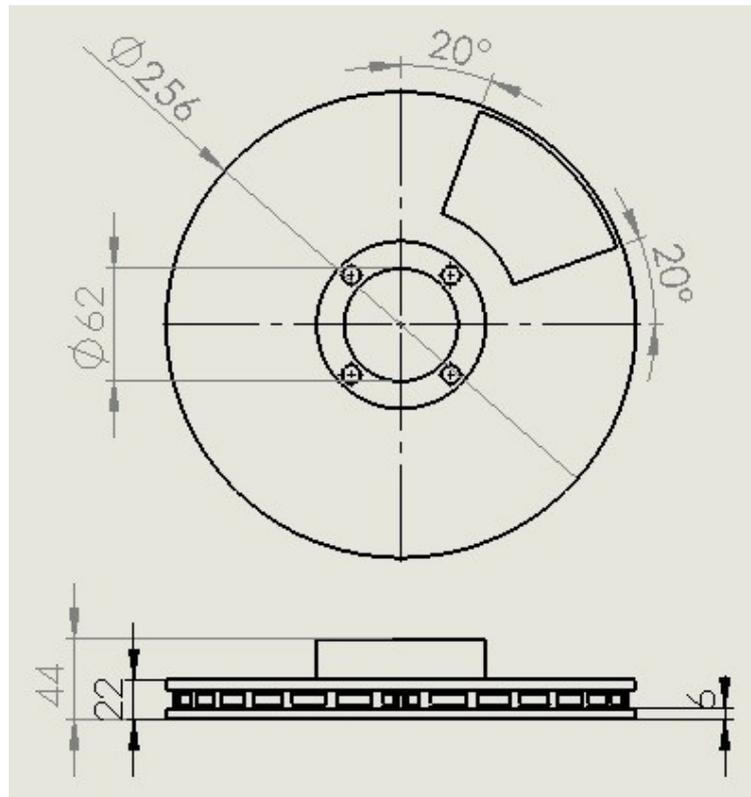
Freios

disco ventilado (diant.), tambor (tras.)

Pneus

175/70 R14

- Desenho técnico *Soliworks*:



- Desenho técnico fabricante hiper freios:

MEDIDAS (MM)		TAMANHO
Diâmetro externo	A	256,00
Espessura da pista	B	22,00
Espessura mínima da pista	TH(min)	20,00
Altura total	C	44,00
Diâmetro do furo central	D	62,00
Quantidade de furos	E	4

