

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

VÍTOR GUSTAVO GOMES CATÃO

DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL PARA COLETA DE
MATERIAL PARTICULADO EMITIDO POR PASTILHAS DE FREIO

Joinville
2024

VÍTOR GUSTAVO GOMES CATÃO

DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL PARA COLETA DE
MATERIAL PARTICULADO EMITIDO POR PASTILHAS DE FREIO

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel em Engenharia
Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville
da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Thiago Antonio Fiorentin

Joinville
2024

VÍTOR GUSTAVO GOMES CATÃO

DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL PARA COLETA DE
MATERIAL PARTICULADO EMITIDO POR PASTILHAS DE FREIO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 06 de Dezembro de 2024.

Banca Examinadora:

Orientador: Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Orientador(a)
Presidente

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico esse trabalho aos meus pais, Rosana e Wagner, que sempre proporcionaram apoio incondicional para que pudéssemos compartilhar todas as minhas conquistas.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, aos meus familiares – Rosana, Wagner, Fernanda e Gustavo – pelo incentivo constante e pela motivação que tornaram esta jornada possível.

Aos meus amigos e colegas do Laboratório de Acústica e Vibração e da faculdade, minha profunda gratidão pelo suporte e pela colaboração ao longo deste percurso. Um agradecimento especial ao Henrique Zaith Belon Fernandes, que se fez muito presente, inclusive nos momentos mais críticos dos últimos anos. O apoio de todos vocês foi essencial para que eu pudesse seguir em frente.

Aos professores da Universidade Federal de Santa Catarina, meu muito obrigado por contribuírem não apenas para a minha formação profissional, mas também para o meu crescimento pessoal. Destaco, com admiração, meus orientadores de projeto Thiago Antonio Fiorentin e Andrea Piga Carboni, que ressignificaram para mim o sentido da engenharia.

Por fim, agradeço à Universidade Federal de Santa Catarina e à Fras-Le, que forneceram os recursos e os ambientes necessários para o desenvolvimento deste trabalho.

Não é o mais forte que sobrevive, nem o mais inteligente, mas o que se adapta às mudanças (Leon C. Megginson).

RESUMO

O sistema de freio é o segundo maior responsável por emissões de material particulado de um automóvel, atrás apenas da emissão proveniente dos gases de combustão, sendo algumas prejudiciais à saúde do ser humano. A redução do coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco e a adição de material aglomerante na sinterização da pastilha são possíveis soluções. As novas regulamentações da iniciativa Euro7, previstas para entrar em vigor em 2030, definem novos limites de emissões de material particulado para sistemas de freio. Sendo assim, este trabalho apresentará o desenvolvimento de um dinamômetro inercial projetado para simular frenagens de um veículo automotor conforme a norma SAE J2522, coletar o material particulado emitido pelas pastilhas de freio e classificá-los em função de seu diâmetro aerodinâmico em testes no Laboratório de Acústica e Vibrações, do CTJ da UFSC.

Palavras-chave: Pastilha de Freio; Dinamômetro Inercial; Material Particulado.

ABSTRACT

The braking system is the second-largest contributor to particulate matter emissions in an automobile, second only to emissions from combustion gases, some of which are harmful to human health. Reducing the friction coefficient between the brake pad and the disc, as well as adding binding material during pad sintering, are potential solutions. The new regulations under the Euro 7 initiative, set to take effect in 2030, establish new limits for particulate matter emissions from braking systems. Therefore, this study will present the development of an inertial dynamometer designed to simulate vehicle braking in accordance with the SAE J2522 standard, collect particulate matter emitted by brake pads, and classify it based on its aerodynamic diameter in tests conducted at the Acoustics and Vibrations Laboratory of CTJ at UFSC.

Keywords: Brake Pad; Inercial Dynamometer; Particulate Matter.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Principais componentes do sistema de freio e suas conexões	23
Figura 2 – Sistema de freio a disco desenvolvido pela Dunlop	24
Figura 3 – Disco de inteira superfície de contato patenteada por Hermann Klaue	25
Figura 4 – Modelo de sistema a disco com pinça flutuante	26
Figura 5 – Modelo de sistema a disco com pinça fixa	26
Figura 6 – Materiais utilizados em pastilhas de freio ao longo dos anos nos EUA	28
Figura 7 – Representação da formação de platôs	29
Figura 8 – Modelo de dinamômetro inercial	30
Figura 9 – Tempo para deposição seca do material particulado de acordo com seu diâmetro aerodinâmico	32
Figura 10 – Regiões de deposição do material particulado em função do seu diâmetro aerodinâmico	33
Figura 11 – Rodeiro utilizado em modelo CAD	37
Figura 12 – Rodeiro utilizado para construção da bancada	37
Figura 13 – Montagem geral do sistema de suporte do motor	39
Figura 14 – Furos oblongos da chapa inferior	39
Figura 15 – Sistema de chapa deslizante	40
Figura 16 – Montagem final do sistema do suporte do motor elétrico	40
Figura 17 – Aplicações de correias tipo V	41
Figura 18 – Sistema motriz montado na bancada	43
Figura 19 – Câmara de enclausuramento do sistema de freio	44
Figura 20 – Eficiência do transporte de particulado em função do seu diâmetro aerodinâmico	45
Figura 21 – Montagem em corte do sistema de amostragem	45
Figura 22 – Ponto de referência para fixação do termopar	46
Figura 23 – Central hidráulica	48
Figura 24 – Medição da massa de uma das pastilhas	49
Figura 25 – Pontos de medição de espessura da pastilha de freio	49
Figura 26 – Medição da espessura em um ponto da pastilha	50
Figura 27 – Posicionamento do anemômetro no duto de saída	51
Figura 28 – Montagem do sistema de extração do material particulado	52
Figura 29 – Potências de frenagem a 90 °C e 130 °C	55
Figura 30 – Gráfico de temperatura contínuo	56
Figura 31 – Gráfico de temperatura máxima e mínima	57
Figura 32 – Espessuras observadas nos pontos de medição da pastilha externa em função dos ciclos realizados	60

Figura 33 – Espessuras observadas nos pontos de medição da pastilha interna em função dos ciclos realizados	61
Figura 34 – Massas observadas das pastilhas em função dos ciclos realizados	61
Figura 35 – Desgaste médio em função de 1000 frenagens	62
Figura 36 – Perda de massa das pastilhas em função de 1000 frenagens	63
Figura 37 – Filtro coletado após o ciclo de assentamento	64
Figura 38 – Imagem de microscópio sem pós processamento (esquerda) e com (direita)	65
Figura 39 – Distribuição de MP em função da ampliação	65
Figura 40 – Dispersão média do MP e suas concentrações percentuais	66
Figura 41 – Distribuição de MP em função da ampliação após 150 frenagens do ciclo de pressão 1	66
Figura 42 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 1	67
Figura 43 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 1	67
Figura 44 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 1	68
Figura 45 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 1	68
Figura 46 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 1	69
Figura 47 – Distribuição de MP em função da ampliação após 100 frenagens do ciclo de pressão 2	69
Figura 48 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 2	70
Figura 49 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 2	70
Figura 50 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 2	71
Figura 51 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 2	71
Figura 52 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 2	72
Figura 53 – Distribuição de MP em função da ampliação após 150 frenagens do ciclo de pressão 3	72
Figura 54 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3	73

Figura 55 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3	73
Figura 56 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3	74
Figura 57 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3	74
Figura 58 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3	75
Figura 59 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 3	75
Figura 60 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3	76
Figura 61 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3	76
Figura 62 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3	77
Figura 63 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3	77
Figura 64 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3	78
Figura 65 – Distribuição de MP em função da ampliação após 150 frenagens do ciclo de pressão 4	79
Figura 66 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4	79
Figura 67 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4	80
Figura 68 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4	80
Figura 69 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4	81
Figura 70 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4	81
Figura 71 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4	82
Figura 72 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4	82
Figura 73 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 4	83

Figura 74 – Distribuição média de MP e percentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4	83
Figura 75 – Distribuição média de MP e percentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4	84
Figura 76 – Distribuição média de MP e percentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros de testes de acordo o ciclo	51
Tabela 2 – Tempo cronometrado de frenagem	55
Tabela 3 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha novas .	58
Tabela 4 – Espessuras por ponto medidas do disco novo	58
Tabela 5 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de assentamento	58
Tabela 6 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de assentamento	58
Tabela 7 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 1	58
Tabela 8 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 1 . .	59
Tabela 9 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 2	59
Tabela 10 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 2 . .	59
Tabela 11 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 3	59
Tabela 12 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 3 . .	60
Tabela 13 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 4	60
Tabela 14 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 4 . .	60
Tabela 15 – Desgaste médio das pastilhas em função de 1000 frenagens	62
Tabela 16 – Perda de massa das pastilhas em função de 1000 frenagens	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
AWG	<i>American Wire Gauge</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CTJ	Centro Tecnológico de Joinville
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
HEPA	<i>High Efficiency Particulate Air</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MP	Material Particulado
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
NR	Norma Regulamentadora
RPM	Rotações por Minuto
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{cilindro}$	Área do cilindro de atuação da pinça de freio [m^2]
C	Distância entre centros das polias [mm]
D	Diâmetro da polia secundária [mm]
d	Diâmetro da polia primária [mm]
$F_{atdisco}$	Força de atrito entre disco e pastilha de freio [N]
H_a	Potência admissível [W]
H_d	Potência de desenho [W]
H_{nom}	Potência nominal [W]
H_{tab}	Potência tabelada [W]
I	Momento de inércia [$kg \cdot m^2$]
K	Energia cinética [J]
K_1	Fator de correção de ângulo de abraçamento [-]
K_2	Fator de correção de comprimento da correia [-]
K_r	Energia cinética rotativa [J]
K_s	Fator de serviço [-]
L_p	Comprimento primitivo [mm]
m	Massa do veículo [kg]
m_c	Massa do carro [kg]
m_d	Massa do disco de inércia [kg]
n_d	Fator de desenho [-]
N	Força normal em uma roda [N]
P_{linha}	Pressão na linha de freio [Pa]
r	Raio dos discos de inércia [m]
t	Tempo [s]

v	Velocidade linear [m/s]
α	Aceleração angular [rad/s^2]
ω	Velocidade angular do disco de inércia [rad/s]
$\mu_{pastilha}$	Coefficiente de atrito entre disco e pastilha de freio [-]
μ_{pneu}	Coefficiente de atrito entre o pneu e o solo [-]
Ψ	Distribuição de peso sob o eixo dianteiro [-]
τ	Torque [$N \cdot m$]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	OBJETIVOS	19
1.1.1	Objetivo Geral	19
1.1.2	Objetivos Específicos	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1	O SISTEMA DE FREIO AUTOMOTIVO	20
2.1.1	Importância dos freios para um veículo	20
2.1.2	Componentes de um sistema de freio	22
2.1.2.1	Freio a disco	23
2.1.2.2	Composição das pastilhas de freio	28
2.2	DINAMÔMETRO INERCIAL	30
2.3	ANÁLISE DO MATERIAL PARTICULADO	31
2.4	NORMAS DE ENSAIO EM MATERIAIS DE FRICÇÃO	34
3	METODOLOGIA	35
3.1	DIMENSIONAMENTO DOS DISCOS INERCIAIS	35
3.2	DIMENSIONAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO	38
3.3	DIMENSIONAMENTO DE POLIAS E CORREIAS	41
3.4	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE COLETA DE PARTICULADO	43
3.5	SISTEMA DE MONITORAMENTO DE TEMPERATURA DA PASTILHA	46
3.6	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ACIONAMENTO	47
3.7	SEQUÊNCIA DE ENSAIOS	49
3.8	ANÁLISE DO MATERIAL PARTICULADO	52
4	RESULTADOS	53
4.1	PARÂMETROS GERAIS DE FUNCIONAMENTO	53
4.1.1	Rampa de aceleração	53
4.1.2	Desaceleração forçada	54
4.2	CONTROLE DA TEMPERATURA	56
4.3	ANÁLISE DE DESGASTE DAS PASTILHAS E DISCO	57
4.4	RESULTADO DE EMISSÃO DE PARTICULADO	64
4.4.1	Ciclo de assentamento	65
4.4.2	Ciclo de Pressão 1	66
4.4.3	Ciclo de Pressão 2	69
4.4.4	Ciclo de Pressão 3	72
4.4.5	Ciclo de Pressão 4	78

5	CONCLUSÃO	85
	REFERÊNCIAS	87

1 INTRODUÇÃO

O sistema de freio é um dos componentes mais importantes de um veículo, já que é responsável por garantir a segurança do motorista e dos passageiros. Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), o sistema de freios deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível sob diversas condições de uso, tais como trafegar com o veículo carregado ou descarregado, em piso seco, úmido ou contaminado, em velocidade baixa ou alta, em aclive ou declive e pista reta ou sinuosa.

Em veículos leves, o sistema de freio é classificado em disco ou tambor a depender da sua construção, ambos hidráulicos (LIMPERT, 1999). Dentre os componentes desse sistema, pode-se citar, como os fundamentais, as pastilhas de freio, discos, cilindros mestres, cilindros de roda e tubos hidráulicos.

A frenagem do veículo com sistemas de freio a disco é baseada na conversão da energia cinética em energia térmica, devido ao atrito entre as pastilhas de freio e os discos. A energia térmica gerada é dissipada pela troca de calor com o ar, assim como parte do material particulado emitido (GARG et al., 2000). Esse material particulado pode ser composto de fibras orgânicas, resinas sintéticas, óxidos metálicos e cargas minerais, contemplando aglomerantes, fibras, cargas e modificadores de atrito, visto que são os materiais que compõem pastilhas de freio (CANALI, 2002).

O desgaste desses materiais durante a frenagem libera partículas finas no ar, que contribuem para a poluição atmosférica e problemas respiratórios (GASSER et al., 2009). Sabe-se também que a poluição atmosférica é responsável por gerar problemas à saúde humana, causando o aumento da morbidade e/ou mortalidade por diversas doenças, assim como o aumento no potencial de dano cardiovascular associado à exposição de material particulado com diâmetro aerodinâmico de 10 μm (DOCKERY et al., 1993).

A análise do particulado emitido durante as frenagens pode ser realizada com o material coletado em testes de frenagem em dinamômetros, que são equipamentos desenvolvidos para medir forças atuantes em um sistema (BREZOLIN, 2007).

Os dinamômetros inerciais simulam o comportamento de um veículo em movimento, sendo a máquina que melhor reproduz as condições de frenagem de um veículo (INFANTINI, 2008). Kruze (2009) afirma que eles apresentam melhor aplicabilidade para análise de sistemas de fricção por funcionarem a partir do armazenamento de energia cinética em discos de massa inercial, ligados a um eixo que movimenta o disco de freio.

Considerando isso, pretende-se analisar o material particulado emitido pelas pastilhas de freio, com amostras fornecidas pela empresa Fras-le S.A., de Caxias do Sul, Rio Grande do Sul (RS), desenvolvendo um dinamômetro inercial que seja capaz

de realizar simulações de frenagem de acordo com a norma SAE J2522 para coleta do material particulado emitido por meio de uma câmara de coleta e categorizando-o de acordo com o seu diâmetro aerodinâmico, visando a redução de emissão do particulado fino. A pesquisa foi realizada no Laboratório de Acústica e Vibração, do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC).

1.1 OBJETIVOS

Para resolver a problemática de reduzir a emissão de material particulado fino proveniente de frenagens em veículos leves, prejudicial à saúde humana, sem alterar o coeficiente de atrito entre pastilha e disco, propõe-se os seguintes objetivos.

1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um dinamômetro inercial para coleta de material particulado emitido por pastilhas de freio.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Executar pesquisa sobre normas de ensaio em material de fricção e dinamômetros inerciais;
- Dimensionar um dinamômetro inercial que permita simular frenagens condizentes com a realidade de veículos leves;
- Criar uma câmara de coleta do material particulado emitido pelas pastilhas de freio;
- Definir parâmetros para realização dos testes de frenagem;
- Realizar ensaios de frenagem para coleta do material;
- Analisar material particulado coletado.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para realizar o desenvolvimento de um dinamômetro inercial com intuito de realizar testes de frenagem para coleta de material particulado emitido pelas pastilhas de freio, é necessário entender o conceito de um sistema de freio automotivo, assim como seus componentes e os testes realizados na indústria. Este capítulo apresenta a contextualização histórica dos sistemas de freios, assim como introduz o conceito de dinamômetro inercial e sua importância para os testes de frenagem.

2.1 O SISTEMA DE FREIO AUTOMOTIVO

Para Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), a roda foi e continua sendo uma das descobertas mais fantásticas da história da humanidade, pois possibilita mover cargas muito maiores do que seria possível sem a sua utilização devido ao fato do coeficiente de atrito de rolamento ser menor do que o atrito de escorregamento. Por isso, tem-se conseguido deslocar cada vez mais cargas de forma mais rápida e com menor gasto de energia.

O efeito das grandes velocidades e a grande capacidade de transportar cargas nos veículos atuais tem levado os projetistas a se preocuparem cada vez mais com os procedimentos de parada ou frenagem, tanto em relação ao projeto quanto em relação à manutenção (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012). A conexão entre o veículo e o solo é feita pela interação do pneu com a superfície, sendo que a aceleração, o esterçamento e a frenagem, assim como a estabilidade e controle do veículo, estão diretamente ligados aos esforços realizados pelo pneu (LIMPERT, 1999).

Para que o motorista e os passageiros trafeguem de forma segura, é necessário o constante ajuste da velocidade em relação ao tráfego, sendo que o sistema de freio e direção são os componentes de prevenção de acidentes mais críticos para a segurança de um veículo motorizado. Dessa forma, as principais funções de um sistema de freio são de reduzir a velocidade do veículo, ser capaz de manter ou diminuir a velocidade em descidas e manter o veículo parado e, ainda, é dividido em sistema de serviço (primário) e de emergência (secundário) (LIMPERT, 1999).

2.1.1 Importância dos freios para um veículo

Como citado anteriormente, o deslocamento de cargas está cada vez maior e ocorrendo de maneira mais rápida. Segundo Dias, A (2000), o uso da roda para transporte de cargas pesadas data de aproximadamente 4000 A.C., possibilitando o transporte de cargas de forma rápida e eficiente. Com o aumento da velocidade de transporte de cargas, fez-se necessário desenvolver sistemas capazes de desacelerar

e parar os veículos utilizados, surgindo então os primeiros sistemas de freio (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012).

Os primeiros sistemas de freio baseavam-se na aplicação de força de uma cinta metálica contra um tambor por meio de uma alavanca acionada manualmente. Apesar de funcional, esse arranjo era ineficiente, gerava muito ruído e o desgaste dos componentes era muito alto, sendo então acrescentado uma faixa de couro ou madeira entre a cinta e o tambor. Ainda, para reduzir o ruído gerado e prevenir o desgaste gerado pelas intempéries, as cintas passaram a atuar no lado interno dos tambores (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012), formato utilizado até os dias atuais.

Ainda, segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), o sistema de freio desenvolvido possuía apenas um par de conjunto cinta-tambor, atuando em apenas duas rodas, visto que o acionamento era puramente manual e muito limitado e, apenas em 1923, a indústria automotiva implementou a utilização de sistemas com atuação nas quatro rodas (DIAS, A, 2000). Dada a complexidade de equalizar a frenagem neste sistema, em maioria, os acionamentos manuais foram substituídos por sistemas hidráulicos e pneumáticos, sendo ainda utilizados apenas em aplicações específicas como veículos agrícolas e em sistemas secundários de frenagem (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012).

Segundo Gillespie (2021), o sistema de freio funciona com a transformação da energia cinética do veículo em térmica. Caso haja sobrecarga no veículo e, uma vez que a energia cinética é diretamente proporcional a massa, o sistema de freio terá que dissipar mais energia na forma de calor. Nesse caso, o freio não será capaz de dissipar toda energia gerada durante uma operação de frenagem, necessitando percorrer uma maior distância para dissipação completa (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012).

A frenagem de um veículo automotor está diretamente relacionada a sua massa, velocidade em que se trafega e a desaceleração desejada, sendo que o projeto de um freio automotivo é desenvolvido considerando a massa do veículo somada ao limite de carga do mesmo (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012). Dependendo da intensidade da frenagem e da sobrecarga imposta, poderá ocorrer o superaquecimento dos elementos atritantes do sistema, levando à perda de atrito entre eles, denominado efeito *fade* (INFANTINI, 2008).

O efeito *fade* ocorre principalmente pela sucessão de frenagens intensas em intervalos de tempo pequeno, ou seja, quando o motorista aciona o pedal de freio repetidamente sem que haja tempo suficiente do sistema transferir a energia térmica para o ambiente em forma de calor (INFANTINI, 2008). Segundo Limpert (1999), *fade* é a redução das forças de atrito entre o par de atrito devido a redução do coeficiente de atrito com o aumento da temperatura, ocorrendo significativamente acima de 400 °C, quando há a formação de uma camada gasosa entre o rotor e o material de atrito, proveniente da ebulição da resina que compõe a pastilha/lona entre sua superfície sólida e o disco.

Nestes casos, a velocidade em que o veículo trafega e a desaceleração empregada são as principais responsáveis pelo superaquecimento do sistema, visto que o aumento de velocidade tem efeito quadrático no ganho de energia cinética.

2.1.2 Componentes de um sistema de freio

Para que o condutor do veículo consiga trafegar com o veículo de forma segura e eficiente, muitas vezes é necessário realizar acionamentos tanto do pedal de acelerador quanto de freio para que a velocidade seja ajustada de acordo com o trânsito, condições de via e intempéries. Para isso, todos os componentes envolvidos em ambos os sistemas devem desempenhar sua função de forma consistente e previsível. Segundo Eriksson e Jacobson (2000), um sistema de freios é composto basicamente por três principais grupos:

- rotor: é o elemento que rotaciona junto com os pneus e a roda, sendo parte do sistema de fricção responsável pela dissipação da energia cinética acumulada pelo veículo em forma de calor. Em veículos comerciais e de passeio, os rotores podem ser de dois tipos: disco e tambor.
- material de fricção: junto do rotor, compõe o par de fricção responsável pela dissipação da energia cinética. O material de fricção é estático, sendo pressionado contra o rotor com intuito de dissipar a energia acumulada em forma de calor através da força de atrito que surge no contato entre eles. Em sistemas de freio a disco, o material de fricção utilizado são as pastilha de freio; já em sistemas com tambor utiliza-se lonas.
- sistema hidráulico ou pneumático: responsável por pressionar o material de fricção contra o rotor devido a transmissão de força provinda do acionamento do pedal de freio.

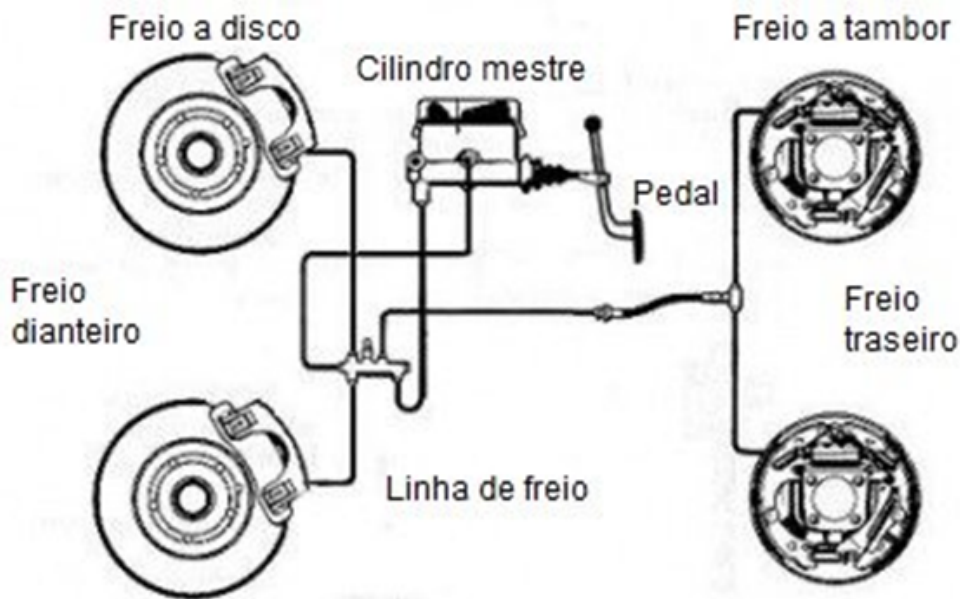
Uma frenagem é iniciada pelo acionamento do pedal de freio, que está conectado ao êmbolo do cilindro mestre, que por sua vez movimenta os atuadores das pinças de freio pelo deslocamento do fluido de freio que está conectado por dutos rígidos e/ou flexíveis, movimentando o material de fricção e pressionando-o contra o rotor. Em veículos leves, comumente utilizam-se sistemas hidráulicos e, como o sistema é fechado, a força aplicada no pedal é transferida até o material atritante pela pressão exercida devido a movimentação êmbolo do cilindro (MATOZO, 2012).

A utilização de sistemas de freio a disco ou a tambor é definida em função dos critérios iniciais de projeto, sendo que, para lombriller (2002), a maioria dos veículos leves produzidos atualmente possuem freios a disco na dianteira devido a sua maior eficiência em condições de uso severas, enquanto utilizam freios a tambor no eixo traseiro, sendo aos poucos também substituídos pelos sistemas a disco. Os sistemas de freio a disco possuem maior capacidade de dissipação de calor, além de serem

mais leves quando comparados aos sistemas a tambor que, por sua vez, apresentam projeto de construção mais simples e menor custo de produção (MATOZO, 2012).

Em veículos leves, a utilização de tambores no eixo traseiro é justificado pela menor exigência de dissipação de energia neste eixo, uma vez que durante o processo de frenagem há transferência de carga para o eixo dianteiro, reduzindo a força normal sobre o eixo traseiro, incidindo na redução do torque necessário para travamento das rodas (MATOZO, 2012). Um sistema padrão utilizado em veículos leves é apresentado na Figura 1.

Figura 1 – Principais componentes do sistema de freio e suas conexões

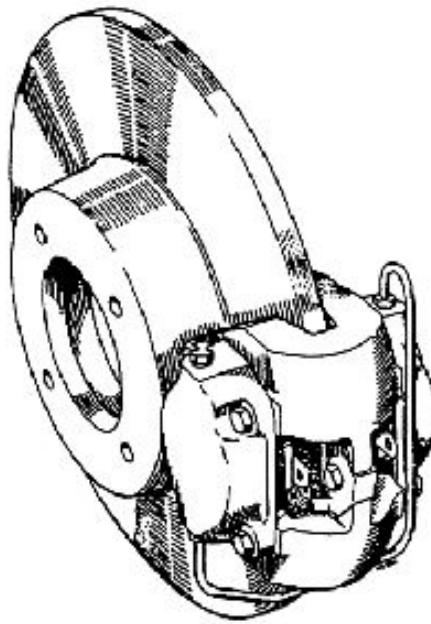


Fonte: Adaptado de Limpert (1999).

2.1.2.1 Freio a disco

O primeiro e segundo lugar da Jaguar nas 24 horas de *Le Mans* de 1953 foi um marco histórico para utilização em massa dos sistemas de freio a disco. Apesar de sua invenção quase 50 anos antes e possuir aplicações esporádicas em veículos gerais, o sistema desenvolvido pela Dunlop para o *D-Type* utilizado nessa competição foi de incrível sucesso pois permitia que os pilotos freassem mais tarde para entrar nas curvas (BREUER; BILL, 2008). Tal sistema é apresentado na Figura 2.

Figura 2 – Sistema de freio a disco desenvolvido pela Dunlop

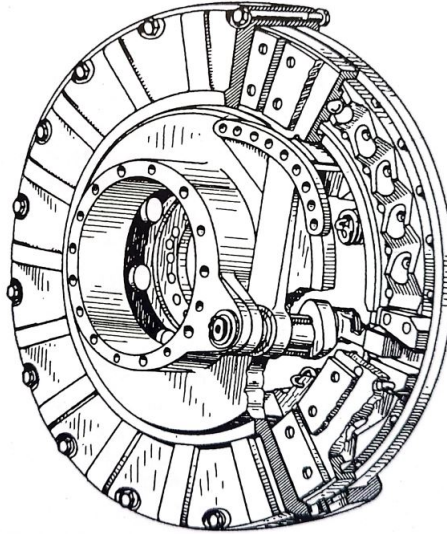


Fonte: Breuer e Bill (2008).

Alguns sistemas de freio a disco já haviam sido aprimorados anteriormente, como o desenvolvido pela Goodyear em meados de 1930 para uso aeronáutico e militar, onde toda superfície do rotor era envolvida pelo material de fricção, tendo um modelo similar sendo patenteado por Hermann Klaue em 1940 na Alemanha que pode ser observado na Figura 3. O sistema, apesar de altamente eficiente, possuía elevado custo de fabricação e diversos problemas de isolamento à contaminação e arrefecimento, tendo seu desenvolvimento interrompido com o surgimento do sistema utilizado pela Jaguar nas 24 horas de *Le Mans*.

A utilização dos freios a discos em veículos de diversas categorias foi rapidamente ganhando espaço em substituição aos sistemas de tambor por volta dos anos de 1960, quando as desvantagens da utilização do sistema a tambor começaram a ficar cada vez mais evidentes: problemas de superaquecimento, deformações plásticas no rotor, inconstância no coeficiente de atrito (principalmente devido à ineficácia de resfriamento), alto ruído, entre outros. Todavia, como os freios traseiros dos veículos são menos exigidos do que os dianteiros, a utilização de freios a tambor neste eixo era (e ainda é) justificada pelo seu baixo custo de desenvolvimento e produção (BREUER; BILL, 2008).

Figura 3 – Disco de inteira superfície de contato patenteada por Hermann Klaue



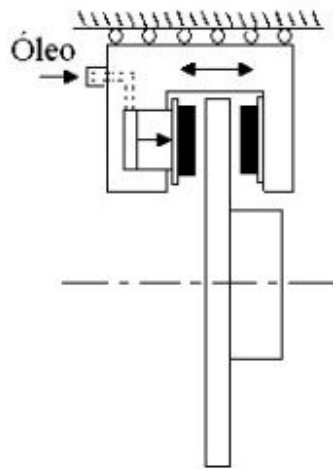
Fonte: Breuer e Bill (2008).

O sistema de freio a disco consolidado e utilizado atualmente é similar ao desenvolvido pela Dunlop, composto por um rotor, um material de fricção e o elemento que fixa e pressiona o material de fricção contra o rotor. Nesse caso, tal elemento é denominado de pinça de freio ou *caliper*, que pode ser dotado de um ou mais atuadores, sendo ainda caracterizado pela sua atuação de maneira fixa (com atuadores dos dois lados) ou flutuante (com atuadores apenas em um lado) (MATOZO, 2012).

As pinças de freio do tipo flutuante possuem menor número de componentes em sua construção, o que reduz conseqüentemente a massa do conjunto e o custo de desenvolvimento e fabricação, sendo este último o principal motivo para aplicação em vasta parte dos veículos produzidos atualmente. Como o sistema possui atuador em apenas uma das laterais, a força de contato do lado oposto do atuador é realizado pelo movimento de parte do conjunto da pinça sobre guias lineares que, com um par de ação e reação, permite a reprodução do movimento do atuador (MATOZO, 2012).

Para Limpert (1999), as pinças de freio do tipo flutuante apresentam vantagens em relação às pinças fixas como: apresentar maior facilidade de montagem com o rotor e conjunto pneu/roda por possuir um cilindro a menos em um dos lados (desde que o atuador da pinça não esteja localizado entre o rotor e a roda); por possuir apenas um cilindro, a superfície disponível para troca térmica com o fluido é menor, reduzindo conseqüentemente a possibilidade de vaporização deste; também por possuir apenas um atuador, realizar a operação de substituição do fluido é facilitada, além de apresentar menos locais para possíveis vazamentos. Um modelo de sistema de freio a disco com pinça flutuante é apresentado na Figura 4.

Figura 4 – Modelo de sistema a disco com pinça flutuante

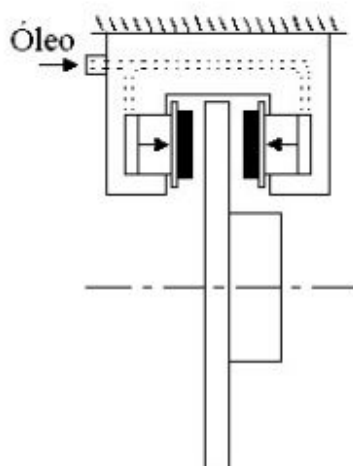


Fonte: Infantini (2008).

Já o sistema com pinça fixa é composto comumente por uma peça única usinada de forma receber um atuador em cada lado, tornando a distribuição de pressão mais uniforme no acionamento do sistema de freio. Com isso, as pastilhas de ambos os lados tendem a ter desgaste mais uniforme, além de proporcionar frenagens sucessivas de maneira mais constante.

Além disso, o sistema de pinça fixa é dito mais robusto, menos ruidoso e apresenta retorno das pastilhas mais eficiente, uma vez que o cilindro no sistema flutuante garante apenas o retorno do seu lado de atuação (INFANTINI, 2008). Na Figura 5 é demonstrado um sistema de freio a disco com pinça fixa.

Figura 5 – Modelo de sistema a disco com pinça fixa



Fonte: Infantini (2008).

O disco de freio deve ser capaz de suportar os esforços de compressão exercidos pelas pastilhas de freio e realizar a dissipação de calor durante os processos de frenagem de forma a garantir uniformidade e estabilidade do coeficiente de atrito. Além disso, sua construção deve minimizar os efeitos de geração e propagação de ruídos e vibrações, assim como possuir resistência aos esforços mecânicos e térmicos durante toda sua vida útil (GALARRAGA; TSCHIPTSCHIN, 2002; BLAU, 2008).

Para que tais requisitos sejam atingidos, a indústria comumente utiliza o ferro fundido cinzento perlítico com grafita lamelar como material, já que o ferro fundido apresenta a maior parte das propriedades mecânicas desejadas, ajudado pela grafita que aumenta a condutividade e difusividade térmica (BRANDAO, 2014). A utilização do ferro fundido cinzento apresenta outras diversas vantagens para o processo de produção de discos de freio, como a facilidade de controle de qualidade em produção em larga escala e usinabilidade.

Ainda, o material de atrito utilizado em sistemas de freio a disco deve possuir características mecânicas durante diferentes condições de temperatura, umidade, vida útil e sujidades, sendo então fabricados comumente em dois grupos: metálicos e orgânicos. Essa matriz, seja ela orgânica, metálica ou híbrida é conformada a quente sobre uma plaqueta de metal responsável por resistir aos esforços exercidos durante uma frenagem (XIAO et al., 2016; CAIXETA, 2017).

Serbino (2005) define que, apesar da composição específica das pastilhas de freio serem segredos industriais de cada fabricante, elas são compostas pelo material estrutural, normalmente composto por fibras metálicas; aglomerantes, como por resinas fenólicas e elastômeros, responsáveis pela união e estabilização térmica, assim como atenuação de ruídos; materiais de carga, para redução do custo de fabricação; e aditivos, como grafita e sulfetos, que estabilizam e lubrificam o compósito, assim como alumina e sílica, que aumentam a abrasividade para colaborar com a limpeza do disco.

A matriz orgânica utilizada para fabricação do material de atrito é composta comumente por fibras de vidro e rocha, fibras metálicas (ferro, latão e cobre), cerâmica, aramida e celulose, utilizando também polímeros termofixos e resinas fenólicas como aglomerantes. Já as matrizes metálicas são compostas em sua maioria por ferro e cobre, sendo adicionados compostos orgânicos para atingir as características mecânicas desejadas (SERBINO, 2005).

A fabricação das pastilhas de freio pode também ser feita utilizando matrizes de base carbono, utilizando fibra de carbono no lugar de fibras metálicas ou orgânicas, tornando o material atritante pouco poroso, sendo utilizado em veículos de competição e no ramo aeronáutico (SERBINO, 2005).

Handa e Kato (1996), assim como Kumar e Bijwe (2010) afirmam que o cobre era utilizado em pastilhas de freio comumente na forma de fibras, apesar de algumas fabricantes utilizarem o cobre em pó para alterar o coeficiente de atrito, reduzir o

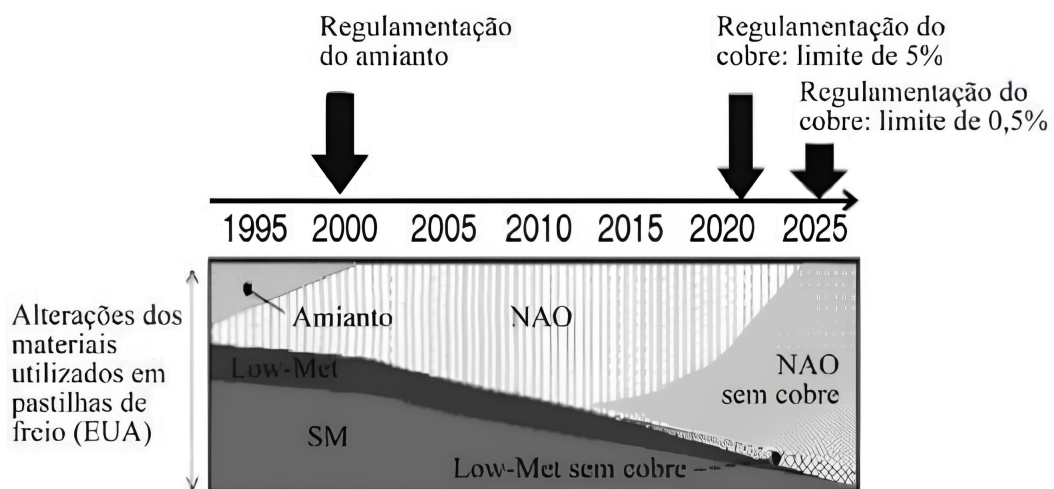
desgaste e manter as propriedades do material de atrito em altas temperaturas.

A maior emissão de cobre é oriunda do desgaste dos materiais de atrito (DAVIS; SHOKOUHIAN; NI, 2001). Segundo Embrapa (2016), o cobre emitido é depositado após chuvas e o excesso de metais pesados pode provocar sintomas de toxidez em vegetais, prejudicando e retardando o crescimento e o desenvolvimento das plantas, sendo que em plantas de cobertura de solo a toxidez pode afetar a formação de biomassa e aumentar as chances de erosão hídrica.

Em meados dos anos 1990, diversas leis para proibição do uso do amianto foram aprovadas, saindo totalmente do mercado de pastilhas de freio por volta dos anos 2000. Em 2010, o estado de Washington implementou a Lei SB6557 que limita o cobre em 5% da massa total do material de atrito para o início de 2021 e 0,5% a partir de 2023. Outros estados, como Oregon, Nova York e a Califórnia aprovaram leis semelhantes a de Washington (BARROS, 2018).

Tendo em vista o impacto do cobre no meio ambiente, estudos demonstram que sua aplicação em pastilhas e lonas automotivas deve cair em desuso assim como o amianto, principalmente por regulamentações governamentais. Na Figura 6 observa-se a substituição do amianto por materiais sem amianto (*Non Asbestos Organic - NAO*) nas pastilhas de freio, junto aos materiais com pouca fibra ferrosa (*Low met - LM*), semi metálicos (SM) e, posteriormente, também sem cobre.

Figura 6 – Materiais utilizados em pastilhas de freio ao longo dos anos nos EUA



Fonte: Barros (2018).

2.1.2.2 Composição das pastilhas de freio

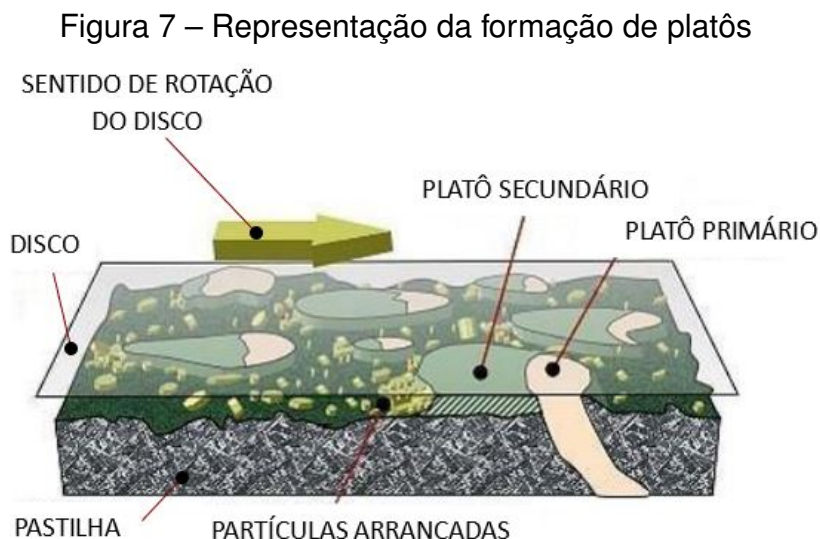
A análise visa classificar as pastilhas de acordo com sua composição e quantificar o material particulado emitido de acordo com a sua dimensão. As pastilhas de freio utilizadas em carros de passeio geralmente são classificadas em três tipos

diferentes: orgânicas sem amianto, semimetálicas e de baixo teor metálico (GÜNEY; ALI, 2020).

As pastilhas orgânicas sem amianto possuem maior aplicação na indústria automotiva por serem relativamente macias e apresentarem menor ruído de frenagem em comparação com outros tipos de pastilhas, apesar de perderem sua capacidade de frenagem em altas temperaturas (efeito *fade*) e produzirem mais material particulado do que outros tipos (GÜNEY; ALI, 2020). Embora as pastilhas de freio tenham sido feitas de fibras de amianto por muitos anos, hoje, o amianto não é utilizado devido a graves problemas de saúde que podem ser causados (LIEW; NIRMAL, 2013).

Dada a extensa combinação de componentes para formação do material de atrito, o desgaste ocorre de maneira não uniforme. Para Eriksson e Jacobson (2000), a superfície irregular da pastilha de freio pode ser classificada em dois principais tipos: platôs primários e secundários, sendo estes efetivamente responsáveis pelo contato com o disco de freio e representam de 10% a 30% da superfície da pastilha.

Quando os platôs primários entram em contato com o disco de freio, por apresentarem maior dureza, desgastam as camadas mais macias do rotor. O desgaste de ambos geram partículas finas que se prendem aos novos platôs primários que, quando aglomeradas, dão origem aos platôs secundários (ERIKSSON; JACOBSON, 2000). Na Figura 7 é uma representação da formação dos platôs primários e secundários em relação ao disco, pastilha e partículas soltas pelo desgaste do contrato entre estes.



Fonte: Adaptado de Barros (2018) Apud Eriksson e Jacobson (2000).

No estudo realizado por Neis et al. (2017), duas pastilhas foram atritadas contra um disco de freio de ferro fundido cinzento, sendo uma orgânica e uma semi metálica, com intuito de analisar os platôs em suas superfícies. Nele, os platôs primários ainda foram classificados em dois grupos respectivos a sua dureza em ensaio com tribômetro

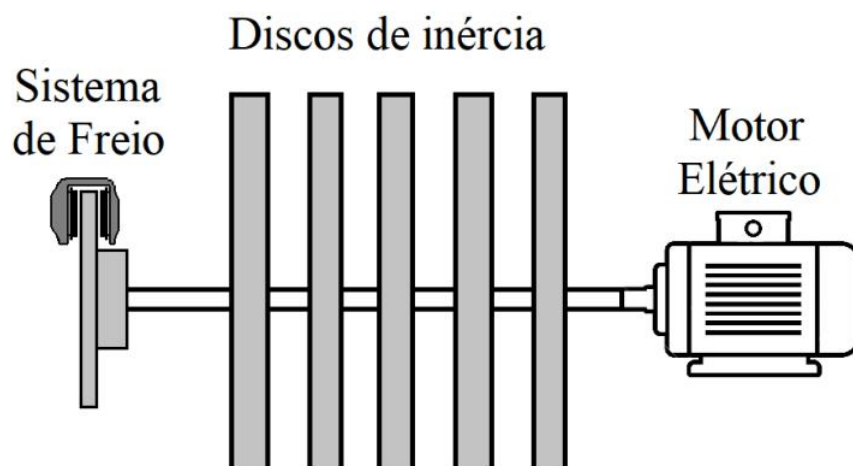
e análise de superfície por meio de microscopia ótica, confocal e microidentação, enquanto os platôs secundários foram divididos em dois grupos de acordo com sua ancoragem.

Os platôs primários classificados como deformáveis plasticamente apresentaram menor dureza (entre 79 e 119 HV), indicando serem formado por fibras menos resistentes como de cobre e latão. Os platôs formados por material de maior dureza (fibras de aço) apresentaram dureza entre 250 e 273 HV. Já os platôs secundários do primeiro tipo apresentaram comportamento de ancoragem nas fibras compostas pelos platôs primários de ambas classificações, enquanto os de segundo tipo formaram-se sem a necessidade de ancoragem, ao contrário do sugerido por Eriksson e Jacobson (2000).

2.2 DINAMÔMETRO INERCIAL

Dinamômetro é um equipamento desenvolvido para medir as forças atuantes em um sistema. Neste sentido, um dinamômetro inercial representa, em circunstâncias controladas, o comportamento de um veículo em movimento (CAIXETA, 2017). Este tipo de dinamômetro é capaz de reproduzir as condições de um processo de frenagem pois funciona em função do armazenamento de energia cinética em discos inerciais conectados ao disco de freio por meio de um eixo (BREZOLIN, 2007). Na Figura 8 uma representação de um dinamômetro inercial é apresentado.

Figura 8 – Modelo de dinamômetro inercial



Fonte: Caixeta (2017).

Segundo Caixeta (2017), dinamômetros inerciais são compostos por três partes principais, sendo um motor elétrico responsável por fornecer energia cinética ao sistema, um conjunto de discos de inércia que armazenam essa energia conectados ao rotor do sistema de freio e um sistema de freio de interesse.

Visto que a energia cinética do sistema é dada pela soma das massas dos discos inerciais com a velocidade de rotação dos discos ao quadrado, o funcionamento desse tipo de dinamômetro ocorre através da aceleração dos discos pelo motor elétrico até que a velocidade de interesse seja atingida e, então, o motor é desligado e o perfil de frenagem desejado é realizado (BREZOLIN, 2007).

O dinamômetro inercial é um dos equipamentos mais utilizados no ensaio de materiais de fricção (AGUDELO; FERRO, 2005). Para Infantini (2008), os resultados de simulação de frenagem ocorrem melhor em dinamômetros inerciais, visto que o projeto pode ser feito para utilizar o sistema de freio original do veículo e desenvolvido utilizando discos de inércia capazes de acumular a mesma quantidade de energia cinética que o veículo utilizado na base do projeto.

Além disso, é possível realizar diversos perfis de frenagem e em diferentes condições de velocidade, semelhante ao funcionamento real do sistema, inclusive condições de falha.

Apesar disso, a utilização de dinamômetros inerciais em pesquisas apresenta desvantagens como o momento de inércia constante e seu elevado custo de aquisição (INFANTINI, 2008; PODORODECZKI et al., 2016). Tal fato é justificado pois o momento de inércia em casos reais varia de acordo com a aerodinâmica e resistência a rolagem do veículo em relação à velocidade (PODORODECZKI et al., 2016).

2.3 ANÁLISE DO MATERIAL PARTICULADO

A atmosfera terrestre é constituída, dentre vários componentes, por material particulado, sendo que sua concentração pode ter efeito na visibilidade e pela incidência de sol no solo terrestre, influenciando assim a formação de nuvens e alterando os ciclos de chuva. Além disso, o material particulado pode ser gerado por fontes naturais ou não e sua composição, assim como tamanho, podem variar conforme sua origem (KIM; KABIR; KABIR, 2015).

Quanto a dimensão do material particulado, a classificação *Airborne PM* (Material Particulado Aerotransportado) é comumente utilizada pois classifica uma ampla gama de tamanhos de partículas as considerando esféricas, com definições de alguns nanômetros de diâmetro aerodinâmico até aproximadamente cem micrometros (GÜNEY; ALI, 2020).

De maneira geral, o material particulado flutua no ar e seu tempo de deposição está correlacionado ao seu tamanho. Considerando apenas deposição por ação da gravidade (intitulada deposição seca), há relação direta entre seu diâmetro aerodinâmico e velocidade de posição, ou seja, quanto maior seu tamanho, menor será seu tempo de deposição.

O tempo de deposição do material particulado ainda pode ser afetado por

eventos climáticos relacionados a chuva (deposição úmida), mas também pela aglomeração que ocorre entre as partículas de menor diâmetro por movimento browniano. A Figura 9 apresenta o tempo médio para deposição seca do material particulado a uma altitude de 1 quilômetro na atmosfera.

Figura 9 – Tempo para deposição seca do material particulado de acordo com seu diâmetro aerodinâmico

d_p (μm)	Tempo para deposição
0,02	228 anos
0,1	36 anos
1	328 dias
10	3,6 dias
100	1,1 hora
1000	4 minutos
5000	1,8 minutos

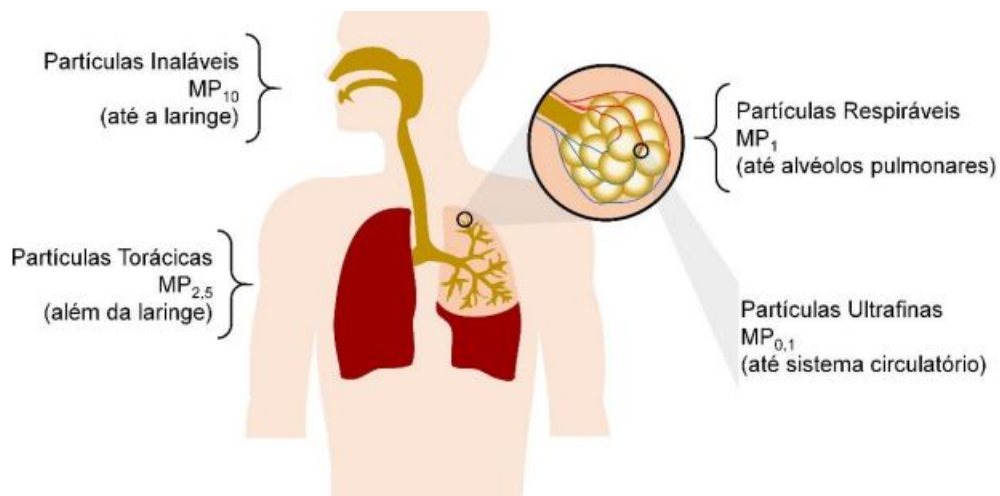
Fonte: Brito, Sodr e e Almeida (2018) apud Jacobson (2012).

As partículas de diâmetro inferior a 0,1 micrometros possuem menor energia cinética e quando se chocam formam partículas maiores, diminuindo seu tempo de deposi o, enquanto partículas no intervalo entre 0,1 μm e 100 μm ricocheteiam durante o impacto e se mant m flutuando no ar (JACOBSON, 2012). Com isso,   possível definir que o principal meio de deposi o do material particulado de diâmetro inferior a 0,1 μm ocorre por sua aglomera o, enquanto as partículas entre 0,1 μm e 100 μm assentam principalmente por deposi o úmida e maiores que 100 μm por deposi o seca.

A emissão de material particulado pelas pastilhas de freio tem se tornado uma preocupa o crescente devido ao seu potencial impacto na saúde humana e no meio ambiente, sendo que as novas regulamenta es da iniciativa Euro7, previstas para entrar em vigor em 2030, definirão limites de emissões de material particulado (VISNIC, 2023). O material particulado de veículos   geralmente definido como $\text{MP}_{2,5}$, (particulado inalável fino), com diâmetro aerodinâmico inferior a 2,5 micrometros e MP_{10} (particulado inalável grosso), de diâmetro aerodinâmico inferior a 10 micrometros (GEHRIG et al., 2004).

Cada vez mais, pesquisas correlacionam a polui o do ar com o aumento de doenças respiratórias principalmente em crianças e idosos, sendo o primeiro grupo afetado principalmente pelo sistema respiratório ainda em desenvolvimento, diminuindo a fun o pulmonar e aumentando o número de internat es hospitalares, sendo o material particulado (MP_{10}) um dos poluentes associados a tais doenças (AMÂNCIO; NASCIMENTO, 2012). A influência do particulado no sistema respiratório varia de acordo com seu diâmetro e na Figura 10   apresentada tal influência.

Figura 10 – Regiões de deposição do material particulado em função do seu diâmetro aerodinâmico



Fonte: Brito, Sodré e Almeida (2018) apud Guarieiro, Vasconcellos e Solci (2011).

Além disso, o estudo realizado em São José dos Campos/SP analisando a influência entre 841 internações em um período de dois anos indicou correlação positiva entre o material particulado e as internações, aumentando o risco relativo em cerca de 17,5% para um aumento de $17 \mu\text{g}/\text{m}^3$ na concentração de MP_{10} no ar, apresentando relevância estatística na exposição ao material já nos primeiros três dias.

Outros estudos ainda apresentam correlação de aumento de 4,6% de internações por asma para um aumento de $10 \mu\text{g}/\text{m}^3$ na cidade de São Paulo (AMÂNCIO; NASCIMENTO, 2012). Ainda, segundo Slezakova, Morais e Pereira (2013), alguns países definiram metas para o nível máximo de exposição a MP_{10} por determinados períodos, como:

- Na União Europeia, a exposição não pode ocorrer mais que 35 vezes por ano com uma concentração maior que $40 \mu\text{g}/\text{m}^3$;
- Na Austrália, recomenda-se uma exposição a uma concentração de no máximo $50 \mu\text{g}/\text{m}^3$ por dia;
- No Japão, a concentração máxima em um período de 24 horas deve ser de $100 \mu\text{g}/\text{m}^3$.
- Nos Estados Unidos, uma exposição diária de até $150 \mu\text{g}/\text{m}^3$ é aceitável.

No Brasil, o CONAMA (2018) estabeleceu os padrões de qualidade do ar através da Resolução N°491 de 2018, que indica valores iniciais de $120 \mu\text{g}/\text{m}^3$ para exposição máxima em um período de 24 horas, com média aritmética anual de $40 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Ainda, são previstas melhorias contínuas em três fases levando em consideração os planos de controle de emissões atmosféricas e os relatórios de avaliação da qualidade do ar, onde na fase final é prevista uma concentração diária de no máximo $50 \mu\text{g}/\text{m}^3$ e anual de $20 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Apesar dos limites definidos, segundo Amâncio e Nascimento (2012),

estudos apontam que exposições anuais acima de $70 \mu\text{g}/\text{m}^3$ apresentam correlação com aumento de até 15% nos níveis de mortalidade, sendo valores encontrados $54,49 \mu\text{g}/\text{m}^3$ na cidade de São José dos Campos/SP e $90,39 \mu\text{g}/\text{m}^3$ em Curitiba/PR.

2.4 NORMAS DE ENSAIO EM MATERIAIS DE FRICÇÃO

De modo geral, durante o desenvolvimento de um sistema de frenagem que seja capaz de realizar desacelerações de forma segura segundo as normas, é necessário submetê-lo ao mesmo conjunto de exigências, independente da certificação ser nacional ou internacional. Nos procedimentos exigidos para certificações de sistema de freio, dados de desgaste, coeficiente de atrito e ruído são utilizados como parâmetros de avaliação, exceto em mercados ou protocolos específicos que podem acrescentar mais critérios (AGUDELO; FERRO, 2005).

Diversos equipamentos e procedimentos podem ser utilizados para caracterização de um sistema de freio, sendo cada um deles normatizados de forma diferente, como, por exemplo, testes realizados em dinamômetros inerciais possuem normas diferentes de ensaios de Krauss ou de *chase*. Testes normatizados em dinamômetros inerciais possuem entre 250 a 1500 ciclos de frenagens, podendo ter duração entre 12 a 72 horas (INFANTINI, 2008).

Assim como no estudo realizado por Brandao (2014), as principais etapas a serem seguidas em testes de dinamômetro inerciais são, em sequência: a caracterização a verde, cujo objetivo é a avaliação do desempenho de materiais de fricção novos; assentamento, realizada nas mesmas condições de operação para que haja o assentamento do material de fricção sobre o rotor, seja ele disco ou tambor; etapas de pressão, onde ocorrem sequências de frenagens com diferentes pressões e velocidade inicial constante, para avaliar se o desempenho é afetado pela variação de pressão; etapas de velocidade, que seguem o princípio inverso das etapas de pressão, sendo realizadas com o mesmo valor de aplicação de pressão à velocidades iniciais diferentes; e etapas de *fade*, onde há o interesse em entender a influência da temperatura no desempenho.

O desenvolvimento do dinamômetro em questão foi feito utilizando como base os ciclos de frenagem apresentados pela norma SAE J2522:2003, cujo principal objetivo é fornecer dados sobre materiais de atrito diferentes de forma que possam ser comparados. Essa norma apresenta diversos ciclos de frenagem, combinando diferentes pressões de acionamento, velocidades iniciais e finais de rotação do rotor, temperaturas iniciais e finais de operação e tempos de aplicação de pressão (SAE INTERNATIONAL, 2003).

3 METODOLOGIA

O desenvolvimento do projeto foi iniciado definindo parâmetros de projeto baseado no mercado automotivo atual. Tratando-se de um dinamômetro inercial, os primeiros cálculos realizados foram relativos aos discos de inércia, seguido pelo dimensionamento do motor elétrico.

Para isso, buscou-se analisar a disponibilidade de material na região condizente com os veículos leves atuais, definindo então, como base do estudo, um SUV médio. Além disso, a Norma Brasileira recomenda uma desaceleração média de 5,8 m/s², sendo que a desaceleração média para freios perfeitamente regulados, pneus novos e calibrados, no plano, estrada asfaltada com rugosidade normal e seca, carga bem distribuída, é de 6 m/s² para freio a tambor e 7 m/s² para freio a disco (DIAS, A, 2000).

3.1 DIMENSIONAMENTO DOS DISCOS INERCIAIS

Para encontrar a energia cinética equivalente aos modelos definidos anteriormente, utilizou-se um valor médio de 1700 kg para massa do veículo com base em pesquisas de mercado e uma velocidade de rodagem de 80 km/h, visto que é a velocidade estipulada para um dos ciclos de testes apresentados na norma SAE J2522:2003. Então, a energia cinética utilizada como parâmetro para o dimensionamento do disco inercial foi encontrada mediante uso da Equação 1 (HALLIDAY et al., 2001):

$$K = \frac{m_c \cdot v^2}{2} \quad (1)$$

onde:

K = energia cinética

m_c = massa do carro

v = velocidade linear

Como há transferência de carga para a parte dianteira do veículo durante as frenagens, utilizou-se o valor equivalente à 30% da massa do veículo para realização do cálculo de energia cinética que é dissipada pelo conjunto de freio de uma roda dianteira, adotando valores de distribuição de massa de 60% no eixo dianteiro e 40% no eixo traseiro (BRANDAO, 2014). A transferência de carga que ocorre durante uma frenagem também foi considerada no cálculo, assim como detalhado nos cálculos de dimensionamento do sistema de acionamento apresentado posteriormente.

Dado que um dinamômetro inercial armazena energia cinética por meio do momento de inércia de suas massas inerciais, realizou-se o cálculo para encontrar

o valor de momento de inércia do disco necessário para satisfazer as condições de dissipação de energia cinética entrada anteriormente. O momento de inércia em um disco inercial é apresentado pela Equação 2 (HALLIDAY et al., 2001):

$$I = \frac{1}{2} \cdot m_d \cdot r^2 \quad (2)$$

onde:

I = momento de inércia

m_d = massa do disco de inércia

r = raio do disco de inércia

Têm-se também que a energia cinética rotativa de um disco é expressa pela Equação 3 (HALLIDAY et al., 2001):

$$K_r = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (3)$$

onde:

K_r = energia cinética rotativa

I = momento de inércia

ω = velocidade angular do disco de inércia

Substituindo a Equação 2 na Equação 3 e igualando a Equação 1, temos a Equação 4:

$$\frac{1}{2} \cdot m_c \cdot v^2 = \frac{1}{4} \cdot m_d \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (4)$$

onde:

m_c = energia cinética rotativa

v = momento de inércia

m_d = massa do disco de inércia

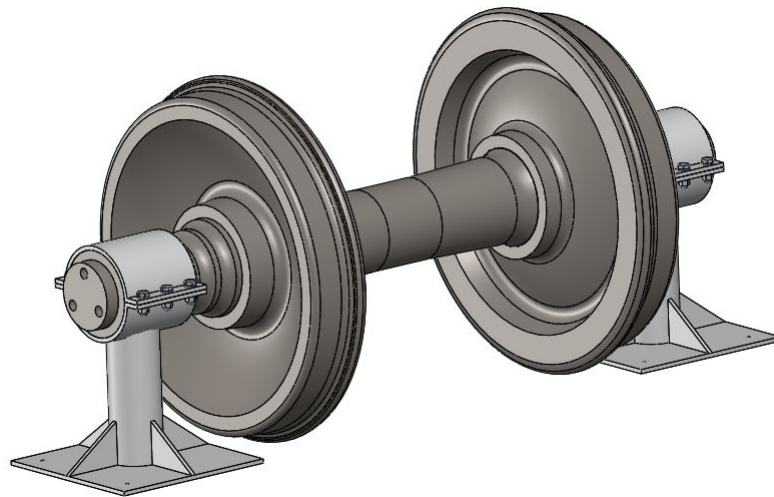
r = raio do disco de inércia

ω = velocidade angular do disco de inércia

Como o dimensionamento dos discos de inércia são feitos com o valor de energia cinética e esta tem componentes de massa e de velocidade, comumente utiliza-se dispositivos de mudança dos discos de inércia para possibilitar a utilização de variadas combinações possíveis de massas, não sendo comum a variação da velocidade de rotação do sistema. Apesar disso, o dimensionamento do sistema foi feito visando a utilização de massas fixas, sem a possibilidade de variação dos discos

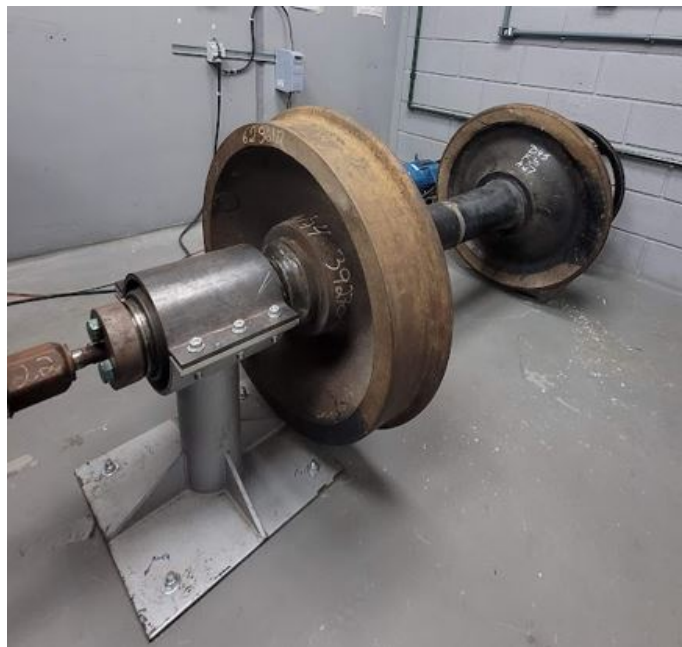
de inércia e, com isso, foi utilizado um rodeiro ferroviário como sistema de discos de inércia, uma vez que este apresentava inércia compatível com o projeto, além de estar disponível para uso e estar balanceado. O rodeiro utilizado pode ser observado em modelo CAD na Figura 11 e na configuração utilizado na bancada na Figura 12.

Figura 11 – Rodeiro utilizado em modelo CAD



Fonte: Autor (2024).

Figura 12 – Rodeiro utilizado para construção da bancada



Fonte: Autor (2024).

Dado que a massa e a velocidade do carro já foram previamente definidas e que a massa e o raio do disco de inércia estão correlacionados, estimou-se a velocidade de rotação do eixo de saída para que esta fosse compatível com a energia cinética de interesse.

3.2 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO

Em um dinamômetro inercial, o motor elétrico é responsável por acelerar os discos de inércia até que a velocidade de interesse seja atingida, sendo posteriormente desacoplado do sistema para então realizar a frenagem. Com o dimensionamento do disco de inércia realizado, executou-se o dimensionamento do motor elétrico utilizando a Equação 5 (HALLIDAY et al., 2001), sendo o torque necessário para mover um sistema em função do momento de inércia equivalente do sistema e a aceleração desejada.

$$\tau = I.\alpha \quad (5)$$

onde:

τ = torque

I = momento de inércia do sistema

α = aceleração angular

O momento de inércia utilizado para realizar o cálculo do torque necessário para mover o sistema foi o encontrado no dimensionamento dos discos de inércia, visto que o momento de inércia dos demais componentes foram desconsiderados por terem ordem de grandeza muito inferior ao dos discos de inércia. Já a aceleração angular foi encontrada utilizando a relação entre velocidade de rotação aplicada no dimensionamento dos discos de inércia com o tempo necessário para atingi-la, definido em dois minutos. Tal relação é apresentada na Equação 6 (HALLIDAY et al., 2001):

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad (6)$$

onde:

α = aceleração angular

ω = velocidade angular do disco de inércia

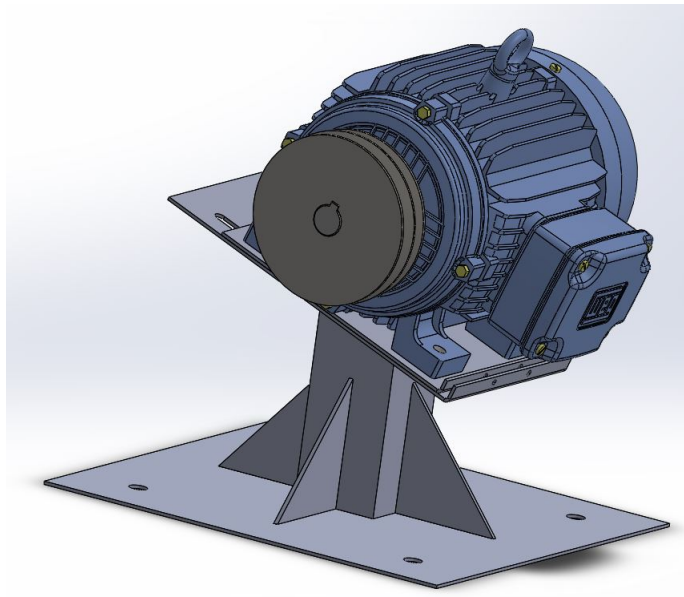
t = tempo

Com o valor do torque necessário para mover o sistema encontrado, iniciou-se a busca de motores elétricos que apresentassem as características necessárias, definindo o modelo W22 de 5 cv e 2 polos como motor elétrico do projeto, acionado pelo inversor CFW300, ambos produzidos pela WEG.

Como citaremos posteriormente, o dimensionamento do motor elétrico, polias e correias foi feito simultaneamente. Então, como parte essencial para que o conjunto seja movido de forma eficiente, houve a necessidade de desenvolver um sistema capaz de tensionar e manter a tensão das correias.

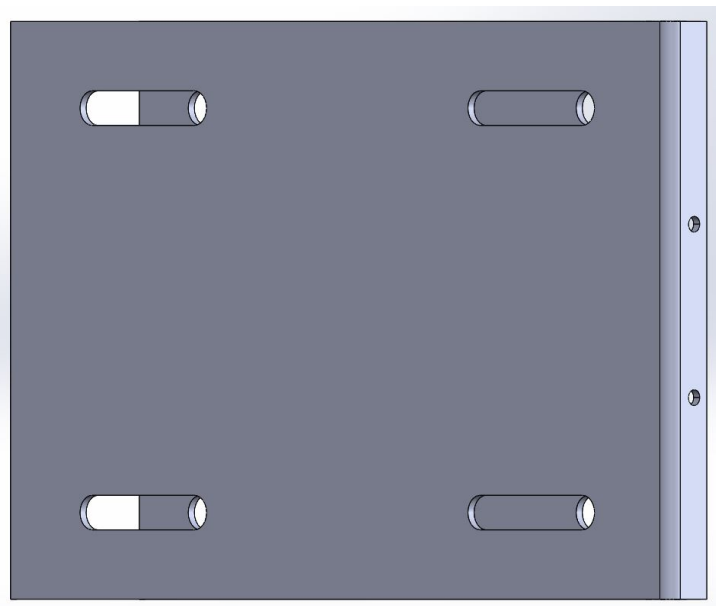
Com isso, elaborou-se um sistema de fixação do motor elétrico com chapas deslizantes, com um ângulo de inclinação de 20°. Nele, a chapa inferior possui furos oblongos que permitem o escorregamento da chapa superior com os parafusos de fixação. Também, para maior tensionamento, foram feitos dois furos em cada chapa (superior e inferior) concêntricos de forma a passar dois parafusos com porcas que, conforme são apertados, deslizam a chapa superior de forma a tensionar as correias. Nas Figuras 13, 14 e 15 o sistema em questão é apresentado.

Figura 13 – Montagem geral do sistema de suporte do motor



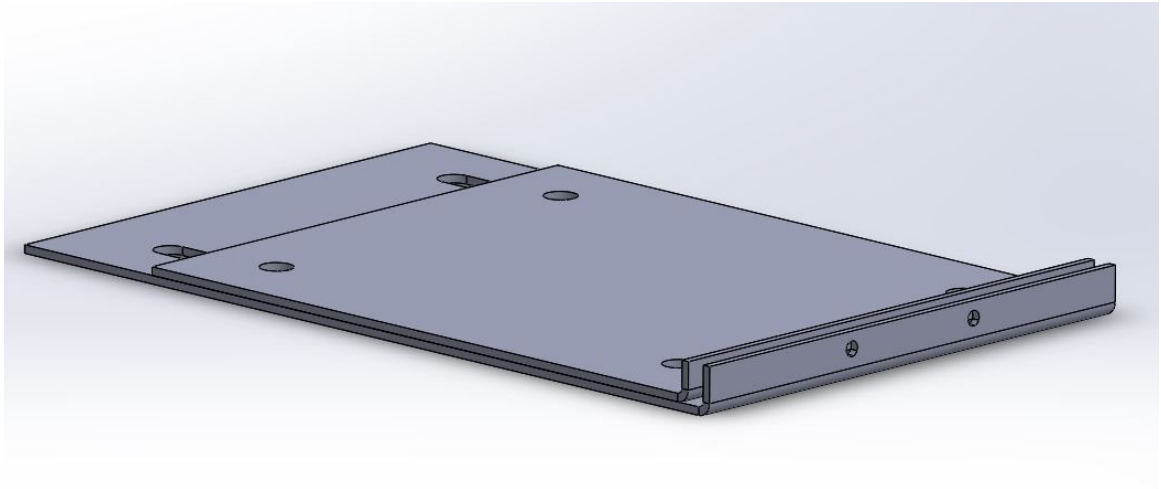
Fonte: Autor (2024).

Figura 14 – Furos oblongos da chapa inferior



Fonte: Autor (2024).

Figura 15 – Sistema de chapa deslizante



Fonte: Autor (2024).

Também, após realizar testes de acionamento do motor com o sistema de polia e correia, reforços foram feitos nas extremidades da chapa fixa com tubos de perfil quadrado para aumentar a rigidez do sistema que entrava em ressonância ao passar por frequências específicas do motor. O sistema montado e posicionado pode ser observado na Figura 16.

Figura 16 – Montagem final do sistema do suporte do motor elétrico



Fonte: Autor (2024).

Todos os equipamentos elétricos, eletrônicos e suas fiações foram instaladas seguindo as recomendações da NR10, estipulada pelo Ministério do Trabalho e Emprego (2019). Por se tratar de um sistema trifásico, foram utilizados cabos "PP" de 4 vias (3 fases e 1 aterramento) com toda fixação sendo feita por abraçadeiras plásticas autoadesivas e sealtubo nas regiões onde há fluxo de pessoas e possível pisoteamento.

Também, foi instalado um disjuntor de três vias entre a tomada e o inversor, sendo este fixado provisoriamente na parede com um trilho compatível com seu tamanho. Posteriormente, tanto o inversor quanto o disjuntor e suas conexões devem ser instalados dentro de um painel elétrico.

3.3 DIMENSIONAMENTO DE POLIAS E CORREIAS

Paralelo ao dimensionamento do motor elétrico para mover o conjunto, foi feito o dimensionamento do sistema de transmissão de potência do motor para os discos de inércia. Nele, optou-se pela utilização do sistemas de polias e correias pois, segundo Budynas e Nisbeth (2016), este conjunto normalmente é utilizado para substituir sistemas de transmissão rígidos como de engrenagens, eixos e mancais, reduzindo o custo do projeto. Também, por possuir elementos elásticos na transmissão, ajudam a reduzir a propagação de vibrações ao absorver cargas de choque.

Dado que o conjunto de discos de inércia deve rodar a aproximadamente 615 RPM, estabeleceu-se uma relação de 5:1 de redução nas polias para uma velocidade de rotação máxima do motor de 3600 RPM. Porém, para evitar a utilização do motor na faixa de rotação máxima e devido ao espaço vertical disponível para montagem do sistema, optou-se por uma polia primária de 150 mm de diâmetro com uma relação de redução de 4:1, tendo então uma polia secundária de 600 mm.

Com isso, os cálculos para dimensionamento das correias foram feitos com as instruções apresentadas por Budynas e Nisbeth (2016), partindo do diâmetro da polia primária, conforme indicado na Figura 17.

Figura 17 – Aplicações de correias tipo V

Seção de Correia	Largura <i>a</i>, mm	Espessura <i>b</i>, mm	Diâmetro mínimo de roldana, mm	Intervalo de kW, uma ou mais correias
A	12	8,5	75	0,2-7,5
B	16	11	135	0,7-18,5
C	22	13	230	11-75
D	30	19	325	37-186
E	38	25	540	75 e acima

Fonte: Budynas e Nisbeth (2016, p. 905).

Como a polia primária possui diâmetro de 150 mm e o motor elétrico possui 5 cv de potência (3,3 kW), optou-se pela utilização de correias em V do tipo B. Também, para determinar quantidade de correias necessárias para mover o sistema, utilizou-se a relação entre a potência de desenho e a potência admissível por correia, apresentadas, respectivamente, na Equação 7 e na Equação 8.

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d \quad (7)$$

onde:

H_d = potência de desenho

H_{nom} = potência nominal

K_s = fator de serviço

n_d = fator de desenho

$$H_a = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} \quad (8)$$

onde:

H_a = potência admissível

K_1 = fator de correção de ângulo de abraçamento

K_2 = fator de correção de comprimento da correia

H_{tab} = potência tabelada

Para finalizar o dimensionamento da correia, obteve-se o comprimento primitivo destas através da Equação 9 e o sistema motriz montado pode ser observado na Figura 18.

$$L_p = 2 \cdot C + \frac{\pi \cdot (D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot C} \quad (9)$$

onde:

L_p = comprimento primitivo

C = distância entre centros das polias

D = diâmetro da polia secundária

d = diâmetro da polia primária

Figura 18 – Sistema motriz montado na bancada



Fonte: Autor (2024).

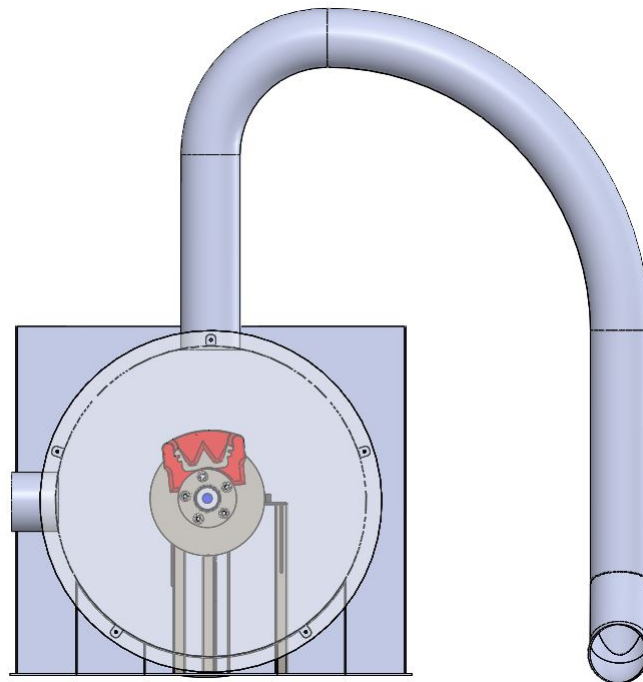
Ainda, nas polias foi feito o serviço de usinagem do cubo para encaixe do eixo do motor e da flange de acoplamento e chavetas, respectivamente, na polia menor e maior. O posicionamento tanto do suporte do motor quanto do sistema do rodeiro foi feito utilizando como referência a parede de fundo do laboratório de forma a garantir o alinhamento das polias.

3.4 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE COLETA DE PARTICULADO

O sistema de coleta de material particulado foi desenvolvido com base no modelo estudado por Hagen e Ferdinand (2019), sendo um sistema de volume constante onde o ar é filtrado antes de entrar na câmara de clausura do sistema de freio e, com isso, o fluxo de ar é constante independente do acionamento ou não do freio.

O sistema é composto basicamente pela câmara de clausura do sistema de freio, o sistema de filtragem anterior à câmara, o sistema de coleta do material particulado e as tubulações necessárias para conectar os sistemas. A montagem desse sistema em modelo CAD pode ser observado na Figura 19.

Figura 19 – Câmara de enclausuramento do sistema de freio



Fonte: Autor (2024).

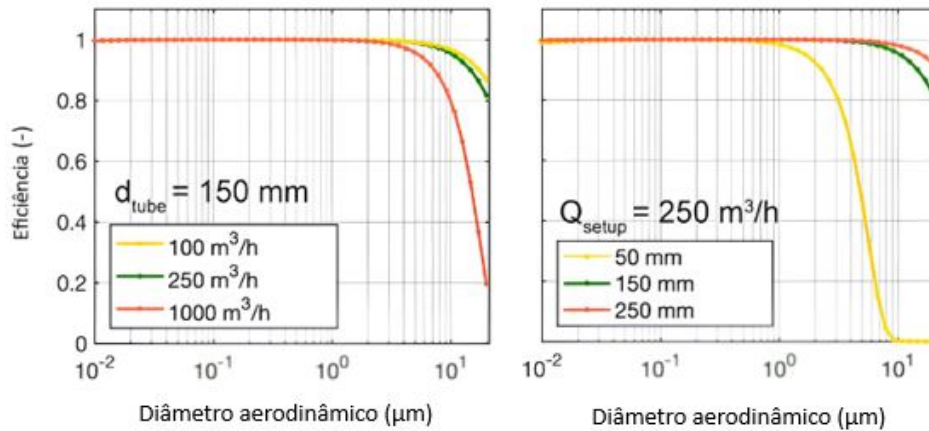
Assim como no estudo de Hagen e Ferdinand (2019), a vazão de ar em volta do sistema de freio foi estimada para aproximadamente 250 m³/h, baseada em um valor de velocidade de tráfego de 70 km/h, próximo também ao valor de referência utilizado para o dimensionamento do motor elétrico e discos de inércia.

Para garantir que o material particulado coletado fosse exclusivamente proveniente do sistema de freio, instalou-se um filtro HEPA H14 com capacidade de filtragem de partículas de até MP_{0,3} com 99,995% de eficiência e, diferente do sistema apresentado por Hagen e Ferdinand (2019), optou-se pela utilização de pressão positiva no sistema para evitar a entrada de ar atmosférico não filtrado por possíveis fissuras.

Para que o fluxo fosse o mais uniforme possível ao chegar no sistema de coleta, a velocidade do ar no duto de saída deve ficar entre 2,5m/s e 4,5m/s, com uma queda para 1,5m/s nas sessões curvadas. Também segundo Hagen e Ferdinand (2019), como a faixa de interesse de coleta do material particulado é de menor que 10 µm, a eficiência de transporte desse material deve ser próxima a 1 em todo o duto de saída, garantindo uniformidade na coleta.

Para que esse valor fosse atingido, conforme mostra a Figura 20, o valor de 150 mm de diâmetro do duto de saída com vazão de 250 m³/h de vazão é o que melhor se adapta as condições, visto que partículas com diâmetro aerodinâmico inferior a 10 µm possuem eficiência igual a 1 e valores logo maiores que 10 µm tem sua eficiência diminuída.

Figura 20 – Eficiência do transporte de particulado em função do seu diâmetro aerodinâmico

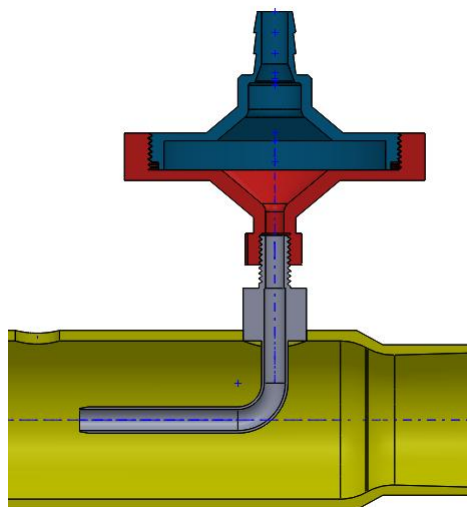


Fonte: Adaptado de Hagen e Ferdinand (2019).

Baseado nos valores de vazão anteriormente citados, o duto de saída foi dimensionado com 150 mm de diâmetro. Também, o sistema de coleta de material particulado foi projetado seguindo as recomendações da norma ISO 9096 (2017), sendo semelhante ao desenvolvido por Silva (2023), com diâmetro do tubo de 4 milímetros, seguido por um porta filtro redondo com fechamento por rosca e saída para encaixe de um duto flexível, conectado a uma bomba de amostragem.

Segundo a norma, de acordo com a quantidade de pontos de coleta, há disposições diferentes para cada ponto de amostragem. No caso, a utilização de apenas um ponto de coleta compete a este que esteja no centro do duto de saída e, com isso, o comprimento e altura do *nozzle* foram adaptados ao diâmetro do tubo de 150 milímetros. O sistema desenvolvido por Silva (2023) é apresentado na Figura 21.

Figura 21 – Montagem em corte do sistema de amostragem



Fonte: Silva (2023).

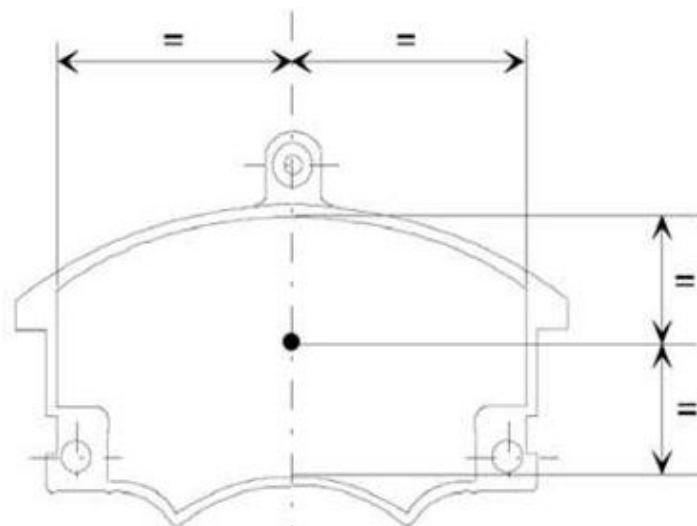
Também seguindo as recomendações citadas na norma ISO 9096:2017, a velocidade de escoamento interno do sistema de coleta de particulado deve ser igual à velocidade de escoamento do ar no tubo de saída. Como a velocidade do sistema de particulado depende da vazão imposta pela bomba de amostragem, a vazão foi calculada em função da velocidade de escoamento do ar no tubo de 150 mm e do diâmetro do tubo de amostragem. Assim, também como apresentado pelo estudo realizado por Silva (2023), foi utilizada a bomba de amostragem VentusPro com vazão controlada de 1 à 5 litros por minuto com pressão máxima de sucção de até 10 kPA.

3.5 SISTEMA DE MONITORAMENTO DE TEMPERATURA DA PASTILHA

O monitoramento da temperatura do sistema de freio durante os ensaios é de crucial importância pois esta possui influência direta na emissão de material particulado, no diâmetro aerodinâmico do particulado emitido e no coeficiente de atrito entre pastilha e disco de freio. A norma NBR 6143 da ABNT (1995) estipula critérios para ensaios de caracterização de fricção e desgaste dos materiais de atrito, incluindo procedimentos de testes.

A partir da norma e das especificações passadas pela fornecedora de pastilhas de freio, o monitoramento da temperatura durante os testes foi feito utilizando termopares tipo K 2 X 24 AWG ANSI com bucha de cobre para acoplamento nas pastilhas de freio soldados com vareta oxiacetilena de solda prata, com posicionamento central como apresentado na Figura 22 e 2 milímetros de profundidade.

Figura 22 – Ponto de referência para fixação do termopar



Fonte: Autor (2024).

3.6 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ACIONAMENTO

Em veículos de passeio o mecanismo do sistema de freio é iniciado pelo acionamento do pedal, acoplado ao cilindro mestre que se movimenta e pressiona o fluido de freio, deslocando a pinça de freio e conseqüentemente o material de atrito contra o rotor. O torque gerado no disco de freio deve ser igual ao torque de travamento das rodas para que o sistema de freio atinja a maior desaceleração possível, onde o valor do coeficiente de atrito estático é máximo. Os cálculos apresentados nesse tópico foram baseados nas considerações apresentadas por Limpert (1999).

Considerando a massa do veículo anteriormente citada e uma distribuição de peso genérica de um veículo da categoria de 60% na dianteira e 40% na traseira, inicialmente a força normal sob o eixo dianteiro foi calculada por meio da Equação 10, dividindo a massa pela metade para encontrar o valor em apenas uma das rodas. Porém, segundo Limpert (1999), a força normal no eixo dianteiro de um veículo durante uma frenagem crítica pode aumentar em cerca de 1,3 vezes devido a transferência de carga, sendo este valor acrescido na equação.

$$N = \frac{m}{2} \cdot g \cdot \Psi \cdot 1,3 \quad (10)$$

onde:

N = força normal em uma roda

m = massa do veículo

g = aceleração da gravidade

Ψ = distribuição de peso sob o eixo dianteiro

Assumindo que o torque de travamento das rodas é aplicado no ponto de contato entre o pneu e a roda, o braço de alavanca foi encontrado considerando o raio da roda somado a altura do perfil do pneu (215/65-R16). Já a distância de aplicação da força no disco de freio foi considerado como seu raio efetivo, subtraindo metade da altura da pastilha (15 mm) do valor nominal do raio do disco (152,5 mm). Considerando o pneu e disco de freio do mesmo veículo utilizado no cálculo de distribuição de peso e o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo (0,8), a força de atrito entre disco e pastilha de freio foi encontrada pela Equação 11.

$$F_{at_{disco}} = (\mu_{pneu} \cdot N) \cdot \frac{D}{d} \quad (11)$$

onde:

$F_{at_{disco}}$ = força de atrito entre disco de freio e pastilha

μ_{pneu} = massa do veículo

N = força normal em uma roda

D = braço de alavanca do conjunto pneu roda

d = braço de alavanca do disco de freio

Ainda, sabe-se que a força de atrito entre material de atrito e rotor é proporcional a pressão aplicada em razão da área do cilindro de atuação, multiplicado pelo coeficiente de atrito entre os disco e pastilha. Considerando 30 milímetros de raio do cilindro e o coeficiente de atrito entre disco e pastilha de categoria C (entre 0,35 e 0,45), a pressão na linha de freio foi calculada através da Equação 12.

$$P_{linha} = \frac{F_{at_{disco}}}{\mu_{pastilha} A_{cilindro}} \quad (12)$$

onde:

P_{linha} = pressão na linha de freio

$F_{at_{disco}}$ = força normal em uma roda

$\mu_{pastilha}$ = coeficiente de atrito entre disco e pastilha de freio

$A_{cilindro}$ = área do cilindro de atuação da pinça de freio

Com a pressão calculada, uma central hidráulica foi dimensionada com regulagem de pressão por pressostato no intervalo entre 15 e 70 bar e acumulador calibrado com 50 bar, sendo diretamente conectada a pinça de freio através de mangueiras de nylon com revestimento de malha de aço. A central hidráulica em questão é apresentada na Figura 23.

Figura 23 – Central hidráulica

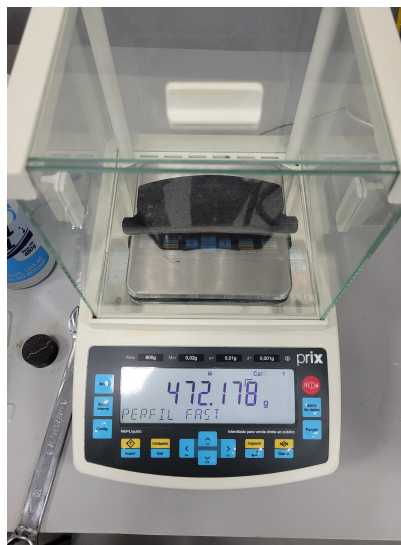


Fonte: Autor (2024).

3.7 SEQUÊNCIA DE ENSAIOS

O procedimento de testes das pastilhas de freio, de monitoramento de temperatura e de coleta de material particulado foram baseados nas normas, respectivamente, SAE J2522:2003, NBR 6143:1995 e ISO 9096:2017, assim como normas internas da empresa parceira. Em uma de cada par de pastilhas de freio foi perfurada para fixação do termopar e suas massas foram obtidas utilizando uma balança com resolução de 0,001 gramas, sendo mostrado na Figura 24 um exemplo de medição realizado.

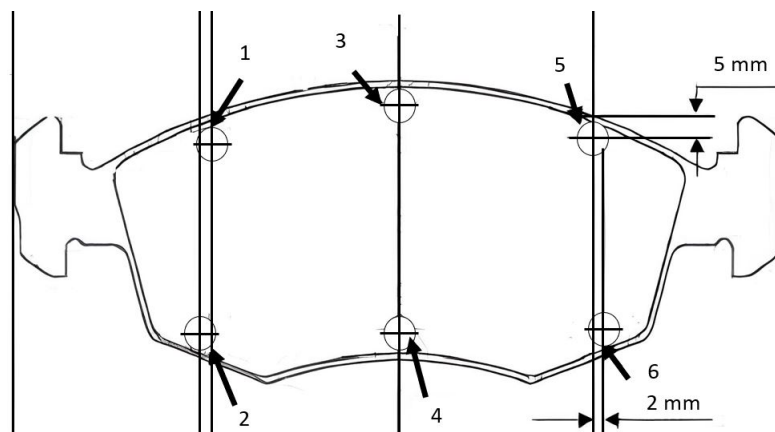
Figura 24 – Medição da massa de uma das pastilhas



Fonte: Autor (2024).

Já suas espessuras foram medidas com um micrômetro de resolução de 0,001 milímetros nas posições de um a seis antes e depois dos testes dinâmicos, indicadas na Figura 25. Uma medição de espessura realizada é apresentada na Figura 26.

Figura 25 – Pontos de medição de espessura da pastilha de freio



Fonte: Autor (2024).

Figura 26 – Medição da espessura em um ponto da pastilha



Fonte: Autor (2024).

Além disso, a espessura do disco também foi medida em quatro pontos equidistantes a 8 milímetros da borda, seguindo as recomendações da fabricante. Após a montagem do sistema, os ciclos de testes foram definidos também pela fornecedora de pastilhas de freio como de assentamento do conjunto, seguido de outros quatro ciclos com a mesma configuração de velocidade inicial, variando o número total de frenagens realizadas, a pressão de frenagem e a temperatura de controle.

Tanto no ciclo de assentamento quanto nos demais, a velocidade inicial foi considerada a equivalente a 80 km/h em um veículo real, resultando em aproximadamente 615 RPM no eixo de saída dos discos de inércia. Para velocidade final, a velocidade final foi definida como equivalente a 30 km/h no eixo de saída para os ciclos de pressão e de parada total (0 km/h) no ciclo de assentamento.

Também, a pressão de frenagem para o ciclo de assentamento foi de 15 bar, sendo ajustada para 30 bar nos ciclos subsequentes. Durante os testes, a próxima frenagem só poderia ocorrer quando a temperatura medida na pastilha de freio fosse inferior a 90 °C no ciclo de assentamento, no primeiro e terceiro ciclo de pressão, sendo definido em 130 °C nos outros dois ciclos de pressão. Por fim, o ciclo de assentamento era finalizado após 200 frenagens, com o primeiro e segundo ciclo de pressão ocorrendo com 500 frenagens e os subsequentes com 1000 frenagens. Todos os parâmetros de testes citados são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros de testes de acordo o ciclo

Ciclo	V_i (RPM)	V_f (RPM)	Pressão (bar)	T_{fren} (°C)	Qtd _{fren} (-)
Assentamento	615	0	15	≤90	200
Pressão 1	615	231	30	≤90	500
Pressão 2	615	231	30	≤130	500
Pressão 3	615	231	30	≤90	1000
Pressão 4	615	231	30	≤130	1000

Fonte: Autor (2024).

Com os ciclos de testes definidos, o insuflador foi sendo ajustado para que a velocidade de escoamento do ar na entrada do duto de coleta de material particulado ficasse no intervalo desejado entre 4 e 6 m/s. Apesar de não variar a velocidade do insuflador, a velocidade do ar foi medida com um anemômetro de fio quente, de modelo KR865 produzido pela AKROM, inserido no duto de saída de forma que ficasse na frente do tubo de coleta antes de iniciar cada um dos testes. O posicionamento do anemômetro pode ser observado na Figura 27.

Figura 27 – Posicionamento do anemômetro no duto de saída

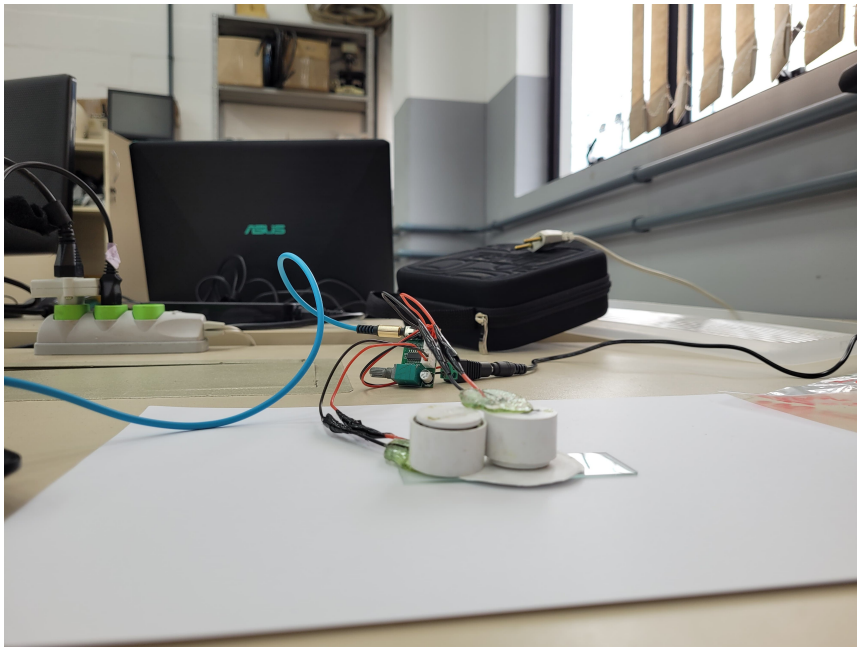


Fonte: Autor (2024).

3.8 ANÁLISE DO MATERIAL PARTICULADO

A extração do material particulado do filtro e sua respectiva análise é semelhante ao método desenvolvido por Silva (2023), sendo o filtro utilizado laboratorial de 47 milímetros de diâmetro e de fibra de vidro. Durante o ciclo de testes, o ambiente era mantido climatizado sempre a 19 °C os filtros eram extraídos a cada 150 ou 200 frenagens realizadas, retirado do ponto de coleta e colocado sobre uma plaqueta de vidro higienizada, com o material particulado sendo extraído para plaqueta com vibrações mecânicas excitadas por um alto falante colocado sobre o filtro. A montagem do procedimento é apresentada na Figura 28.

Figura 28 – Montagem do sistema de extração do material particulado



Fonte: Autor (2024).

Com isso, os alto falantes foram ligados a um gerador de frequência, onde foram definidas frequências de 15000 a 1000 Hz, decrescendo de dois em dois mil Hertz, além das frequências de 900 e 700 Hz. O filtro foi exposto a cada uma das frequências por 5 minutos. Após isso, a plaqueta foi levada ao microscópio do modelo Axio Observer 5 produzido pela empresa alemã Zeiss para ser analisada, obtendo imagens de três regiões diferentes nas ampliações de 200, 400 e 630 vezes.

O pós processamento das imagens foi feito utilizando o programa ImageJ, ajustando a escala da imagem e realizando a contagem da quantidade de material particulado a partir de seu diâmetro aerodinâmico aproximado para círculos. Com a contagem realizada, os dados coletados eram utilizados para formarem gráficos de distribuição, desvio padrão e porcentagem em função das faixas de interesse (MP_1 , $MP_{2,5}$ e MP_{10}).

4 RESULTADOS

A construção do dinamômetro inercial foi iniciada em outubro de 2023, com os primeiros resultados de material particulado analisado realizados no mesmo mês do ano seguinte. Para isso, uma sequência de testes e procedimentos foram acordados com a fornecedora de pastilhas de freio deste projeto, sendo apresentado neste tópico os resultados obtidos após os testes realizados.

4.1 PARÂMETROS GERAIS DE FUNCIONAMENTO

4.1.1 Rampa de aceleração

Após o sistema estar completamente montado, testes de validação inicial foram realizados a fim de se obter valores empíricos comparáveis aos de dimensionamento. O primeiro teste realizado visava adquirir valores de tempo de aceleração do sistema até uma determinada velocidade.

Inicialmente, o inversor de frequência foi programado para utilizar a função V/f de modo de controle e a rampa de aceleração foi estipulada em 300 segundos até uma velocidade de 615 RPM no eixo de saída, realizando 10 ciclos de aceleração. Nele, o tempo real cronometrado foi de aproximadamente 270 segundos em todos os ciclos, sendo observado que a corrente elétrica de funcionamento do motor estava abaixo da sua corrente nominal de trabalho.

Com isso, o tempo da rampa de aceleração foi reduzido para 260 segundos, mantendo-se a velocidade no eixo de saída. O valor real médio de cronometragem observado foi de 235 segundos, com variações de cerca de 2 segundos entre as cronometragens, sendo que tal erro foi considerado como de erro do operador. Durante os ciclos iniciais, observou-se que a corrente de operação do motor atingia esporadicamente sua corrente nominal, se mantendo abaixo nos ciclos médios e finais.

Após isso, admitiu-se o valor de 180 segundos para rampa, repetindo os mesmos 10 procedimentos de aceleração e cronometragem, obtendo-se valores próximos a 165 segundos. Com comportamento semelhante ao anterior, a corrente de funcionamento era limitada pela corrente nominal nos ciclos iniciais, ficando abaixo (porém próxima) nos ciclos subsequentes.

Analisando o conjunto em funcionamento, buscou-se entender quais parâmetros poderiam variar durante os ciclos de forma que justificasse tal comportamento. Como discutido anteriormente, o sistema motriz variava seus parâmetros de funcionamento compensando tais perdas, ou seja, as cargas variavam durante os ciclos. Tendo em vista que o sistema de inércia é fixo, o par disco e pastilha foi desmontado para investigar se durante os ciclos iniciais não havia residual contato

entre eles que aumentasse a carga do sistema motriz.

A partir disso, novos testes foram realizados com o sistema de frenagem desmontado e novamente os resultados de cronometragem foram semelhantes. Então, examinando novamente o conjunto, concluiu-se que a dissipação da energia em desaceleração livre ocorria pelos rolamentos dos discos de inércia e, com base nisso, foi constatado que a variação de temperatura nos rolamentos influenciavam nas cargas do sistema, onde a graxa presente nos rolamentos possivelmente variava sua viscosidade com a temperatura, implicando numa diminuição de carga com o aumento da temperatura.

Dessa forma, não variou-se mais a rampa visto que a corrente de funcionamento estava próxima da nominal do motor. Apesar disso, observou-se que o menor valor obtido de tempo de aceleração estava distante do valor de dimensionamento, estipulado em dois minutos (120 segundos).

Tendo isso em vista, a fim de obter valores mais próximos ao dimensionado, o modo de controle do inversor foi alterado para VVW (*Voltage Vector WEG*), sendo este o modo de controle vetorial disponível no inversor de frequência utilizado. Nele, o inversor faz o controle de velocidade do motor processando automaticamente a carga sob o eixo em função do retorno dos impulsos dados ao motor, controlando comandos de corrente e frequência de saída de forma a cumprir a rampa de aceleração estipulada.

A partir disso, o sistema era capaz de acelerar até a velocidade de interesse com rampas mais agressivas, chegando ao limite de aviso de sobrecarga do motor com o tempo de aceleração definido em 80 segundos. Como os parâmetros de controle durante os testes não dependiam do tempo de aceleração, este foi sendo ajustado de forma a respeitar a temperatura de controle durante os testes, dado que o tempo de aceleração implica diretamente na troca de calor com o ambiente por mais ou menos tempo, influenciando a variação de temperatura.

4.1.2 Desaceleração forçada

Considerando as velocidades iniciais e finais de todos os ciclos de teste anteriormente definidos, a potência de frenagem foi calculada a partir da energia cinética (considerada como a energia dissipada) e o tempo de frenagem foi cronometrado.

Tais frenagens foram cronometradas com a temperatura já estabilizada nos valores próximos aos de teste, sendo que dez frenagens foram cronometradas e os resultados são apresentados na Tabela 2. Vale ressaltar que os testes foram feitos utilizando o valor de 30 bar de pressão de frenagem e o mesmo conjunto de pastilhas.

Tabela 2 – Tempo cronometrado de frenagem

Ciclo	Tempo a 90 °C (s)	Tempo a 130 °C (s)
1	4,32	3,46
2	4,45	3,61
3	4,49	3,47
4	4,42	3,47
5	4,51	3,54
6	4,77	3,28
7	4,34	3,34
8	4,26	3,48
9	4,40	3,21
10	4,33	3,27

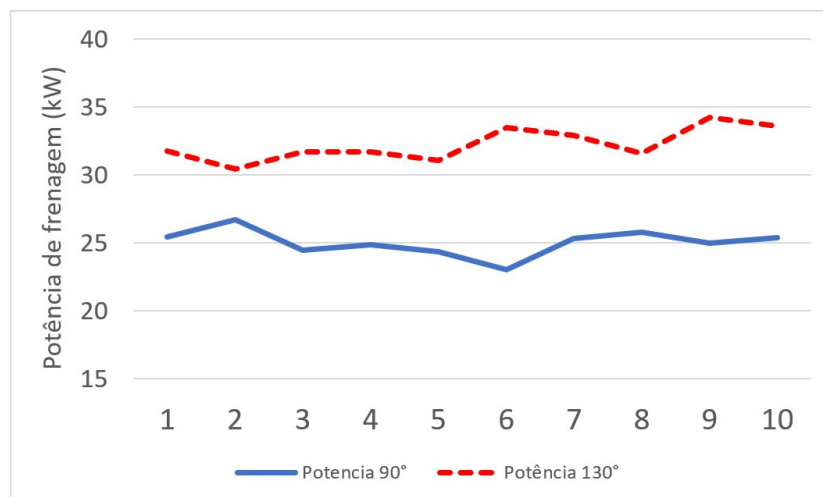
Fonte: Autor (2024).

Utilizando alguns valores de teste de dissipação de energia em desaceleração livre e, multiplicando pela média dos valores de tempo de frenagem, observou-se que o valor de energia dissipado nos rolamentos durante as frenagens é desprezível. Sendo assim, para o cálculo da potência de frenagem, este valor foi desconsiderado, assim como o erro de acionamento do cronômetro por parte do operador.

Apesar do desvio de medição de cronometragem por parte do tempo de reação do operador ser um fator determinante, nota-se que os tempos cronometrados para uma mesma temperatura apresentaram diferença máxima de aproximadamente meio segundo e que o menor tempo registrado a 90 °C ainda difere em 0,65 segundos que o maior tempo a 130 °C.

Levando isso em consideração e dividindo a energia cinética do sistema pelos tempos cronometrados, as potências frenagem foram calculadas e são apresentados na Figura 29.

Figura 29 – Potências de frenagem a 90°C e 130°C



Fonte: Autor (2024).

Assim como apresentado por Limpert (1999), o aumento da temperatura do par composto por rotor e material de atrito induz o aumento no coeficiente de atrito entre eles até a temperatura de *fade* e, de forma análoga, a potência de frenagem aumenta também, uma vez que o tempo de frenagem é reduzido. Com a temperatura de monitoramento de 90 °C, a média da potência foi de aproximadamente 25 kW, enquanto com a temperatura de 130 °C o valor encontrado foi de aproximadamente 32 kW.

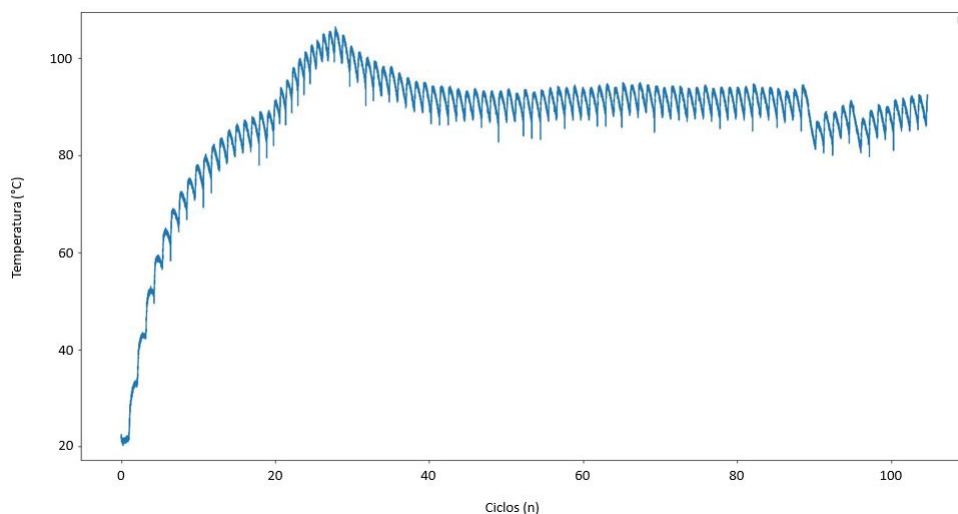
4.2 CONTROLE DA TEMPERATURA

Com o termopar posicionado na pastilha conforme apresentado na metodologia, o controle de temperatura foi feito por meio de um amplificador de sinal do termopar conectado a um módulo *bluetooth* que enviava os dados para o computador, desenvolvido por membros do laboratório. A formatação do sinal lido foi feito utilizando um leitor de temperatura próprio para termopares, de maneira que a temperatura lida no aparelho e a registrada fossem similares.

Os dados coletados foram processados de forma que fossem mostrados de duas formas: com os valores máximos e mínimos e com valores contínuos. No primeiro, buscou-se acompanhar os menores e maiores valores no intervalo entre as frenagens de forma que a média entre elas se mantivesse próxima a temperatura de controle de interesse.

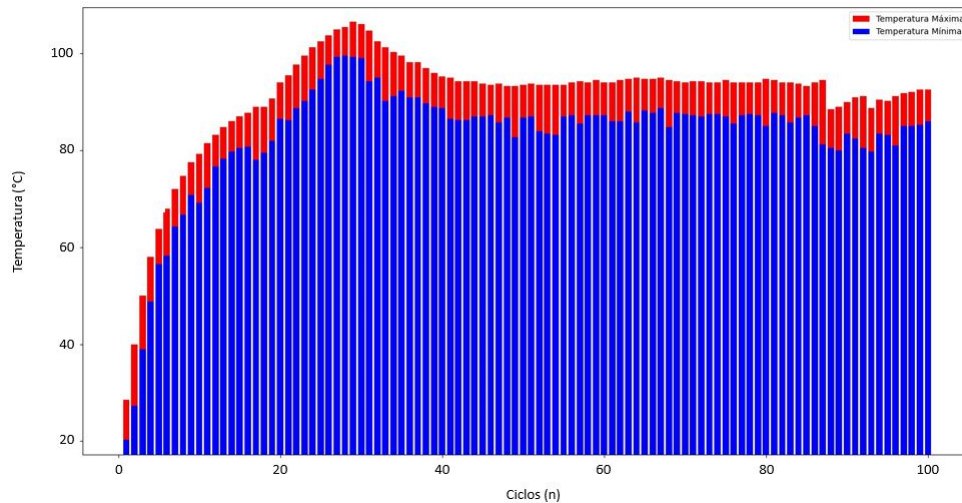
Já no formato contínuo, o acompanhamento visava observar a evolução da temperatura durante as frenagens iniciais, ajustando a rampa de aceleração no inversor para que fosse se estabilizando próximo a temperatura de controle. Um exemplo de cada configuração de acompanhamento de temperatura é apresentado na Figura 30 e na Figura 31.

Figura 30 – Gráfico de temperatura contínuo



Fonte: Autor (2024).

Figura 31 – Gráfico de temperatura máxima e mínima



Fonte: Autor (2024).

Os gráficos apresentados contém os dados de cem frenagens em testes onde a temperatura de controle foi de 90 °C. Nota-se que houve uma tendência de estabilização da temperatura abaixo da temperatura de controle próximo a 20 ciclos executados, com a rampa de aceleração sendo diminuída no inversor para tal compensação, onde há uma nova curva ascendente nos ciclos posteriores. Novamente, a rampa de aceleração foi ajustada pois a temperatura de frenagem ultrapassava os 90°C próxima a trigésima frenagem, se estabilizando nos ciclos que se sucederam.

Como os dados utilizados para geração das curvas foram dos primeiros ciclos de teste realizados, o controle de acionamento e desligamento dos sistemas de potência e frenagem ainda apresentava algumas falhas que exigiam acompanhamento do ciclo de teste por completo para garantir seu funcionamento.

Após cerca de noventa frenagens, é possível observar uma queda brusca na temperatura indicando uma falha no acionamento de um dos sistemas, que manteve o sistema inerte até que fosse reiniciado. Assim como a falha apresentada, as demais falhas que ocorreram não causaram grande dispersão da temperatura durante os demais ciclos, não afetando os resultados obtidos.

4.3 ANÁLISE DE DESGASTE DAS PASTILHAS E DISCO

Como citado anteriormente, ao final de cada ciclo de testes as pastilhas eram removidas para análise de suas espessuras e massas, assim como apenas a espessura do disco, sendo analisados 6 pontos distintos nas pastilha e 4 pontos equidistantes no disco. As espessuras e massas do par de pastilhas e disco ainda novos são apresentadas, respectivamente, nas Tabela 3 e 4.

Tabela 3 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha novas

Pastilha	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)	5 (mm)	6 (mm)	Massa (g)
Externa	19,438	19,446	19,404	19,441	19,446	19,477	473,665
Interna	19,461	19,469	19,456	19,441	19,466	19,469	474,148

Fonte: Autor (2024).

Tabela 4 – Espessuras por ponto medidas do disco novo

Disco	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)
Medições	27,93	27,96	27,93	27,94

Fonte: Autor (2024).

Após as medições terem sido realizadas e o conjunto montado no sistema, o ciclo de assentamento foi realizado, ou seja, após 200 frenagens com uma pressão de 15 bar e acompanhamento de temperatura próxima aos 90 °C, as espessuras e massas foram medidas novamente e são apresentadas nas Tabelas 5 e 6.

Tabela 5 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de assentamento

Pastilha	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)	5 (mm)	6 (mm)	Massa (g)
Externa	19,408	19,440	19,389	19,429	19,405	19,431	472,178
Interna	19,449	19,568	19,355	19,413	19,425	19,428	472,520

Fonte: Autor (2024).

Tabela 6 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de assentamento

Disco	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)
Medições	27,89	27,88	27,89	27,89

Fonte: Autor (2024).

Com as medições anteriores finalizadas, novamente o conjunto foi montado para realizar o primeiro ciclo de pressão, ainda com temperatura de controle de 90 °C mas com pressão de frenagem de 30 bar. Após as 500 frenagens realizadas deste ciclo, novos resultados foram obtidos e são apresentados nas Tabelas 7 e 8.

Tabela 7 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 1

Pastilha	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)	5 (mm)	6 (mm)	Massa (g)
Externa	19,182	19,202	19,087	19,137	19,145	19,142	470,770
Interna	19,166	19,221	19,176	19,223	19,161	19,212	471,813

Fonte: Autor (2024).

Tabela 8 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 1

Disco	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)
Medições	27,79	27,91	27,86	27,84

Fonte: Autor (2024).

O segundo ciclo de pressão foi realizado, onde a configuração de pressão de frenagem foi mantida a mesma do ciclo anterior, variando então apenas a temperatura de controle de 90 °C para 130 °C. Outra vez, o conjunto foi desmontado e as espessuras de cada pastilha e disco, assim como suas massas, foram medidos e são apresentados nas Tabelas 9 e 10.

Tabela 9 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 2

Pastilha	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)	5 (mm)	6 (mm)	Massa (g)
Externa	19,083	19,136	19,063	19,105	19,013	19,113	469,230
Interna	19,109	19,170	19,053	19,079	19,022	19,067	470,382

Fonte: Autor (2024).

Tabela 10 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 2

Disco	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)
Medições	27,90	27,88	27,87	27,86

Fonte: Autor (2024).

Os dois últimos ciclos de pressão também foram realizados seguindo a metodologia expressa anteriormente, onde o ciclo de pressão 3 e 4 são semelhantes, respectivamente, aos ciclos de pressão 1 e 2, aumentando apenas de 500 para 1000 frenagens realizadas em cada um deles.

As medições de espessura do conjunto de pastilhas e disco de freio após o terceiro ciclo de pressão são apresentadas nas Tabelas 11 e 12, enquanto nas Tabelas 13 e 14 observa-se os resultados após o último ciclo de pressão.

Tabela 11 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 3

Pastilha	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)	5 (mm)	6 (mm)	Massa (g)
Externa	19,020	19,081	18,956	19,036	19,019	19,056	467,248
Interna	19,143	19,205	18,997	19,079	18,940	19,010	468,470

Fonte: Autor (2024).

Tabela 12 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 3

Disco	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)
Medições	27,91	27,86	27,84	27,86

Fonte: Autor (2024).

Tabela 13 – Espessuras por ponto e massas medidas do par de pastilha após ciclo de Pressão 4

Pastilha	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)	5 (mm)	6 (mm)	Massa (g)
Externa	18,854	18,901	18,719	18,944	18,597	18,674	463,595
Interna	19,071	19,036	18,824	18,881	18,678	18,764	465,978

Fonte: Autor (2024).

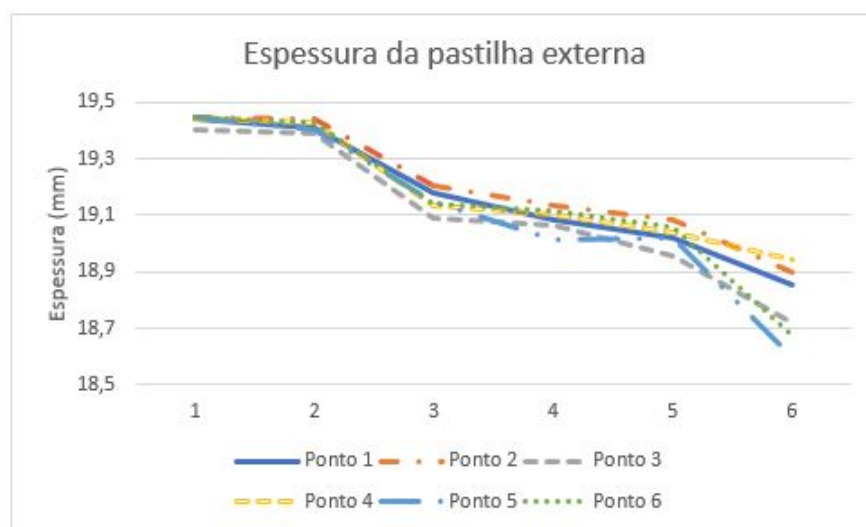
Tabela 14 – Espessuras por ponto medidas do disco após ciclo de Pressão 4

Disco	1 (mm)	2 (mm)	3 (mm)	4 (mm)
Medições	27,84	27,83	27,83	27,81

Fonte: Autor (2024).

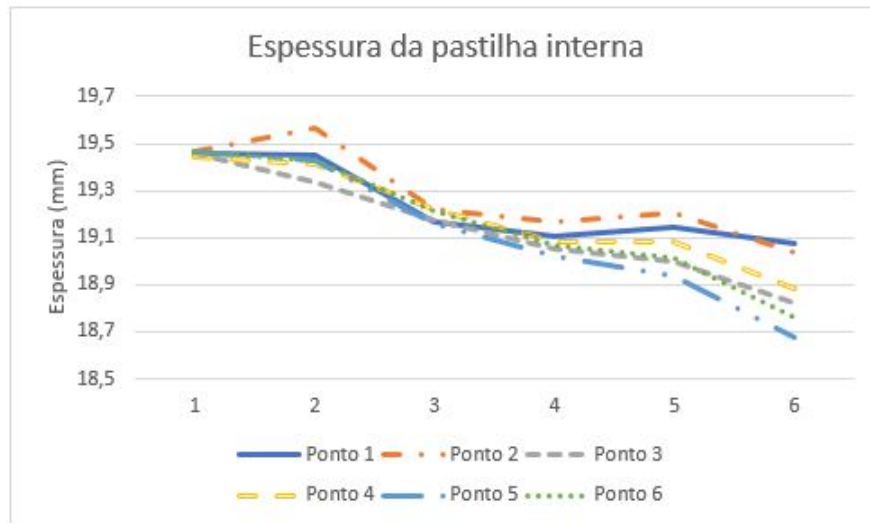
Após a coleta de tais dados terem sido finalizadas, estes foram reunidos em formato de gráfico com objetivo de apresentar visualmente os resultados obtidos e analisá-los em função de seus comportamentos. Nas Figuras 32 e 33 são apresentados os resultados de variação de espessura pelos pontos de medição após todas as medições

Figura 32 – Espessuras observadas nos pontos de medição da pastilha externa em função dos ciclos realizados



Fonte: Autor (2024).

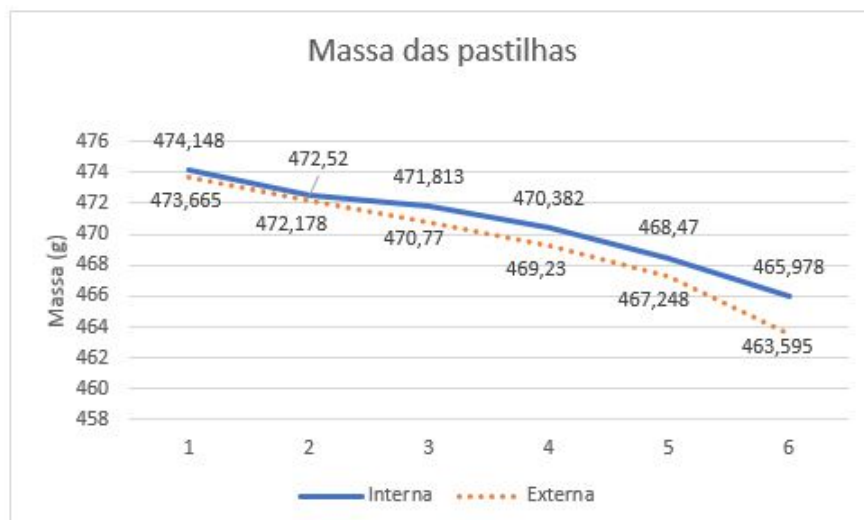
Figura 33 – Espessuras observadas nos pontos de medição da pastilha interna em função dos ciclos realizados



Fonte: Autor (2024).

Nota-se também que o terceiro ciclo de pressão apresentou resultados de desgaste não condizentes com os demais, onde há similaridade nas espessuras medidas em alguns pontos e valores até maiores que os anteriores, indicando possíveis erros de medição que serão discutidos posteriormente. Inclusive, o comportamento da variação da massa das pastilhas também não demonstrou similaridade com o desgaste nos pontos analisados, conforme apresentado na Figura 34.

Figura 34 – Massas observadas das pastilhas em função dos ciclos realizados



Fonte: Autor (2024).

Nele, a massa da pastilha externa possui perfil linear e constante independentemente do ciclo realizado, enquanto a pastilha interna apresentou

comportamento inverso a espessura: apesar de nos ciclos de assentamento e pressão 2 apresentarem comportamento semelhante, no ciclo de pressão 1 a variação de massa foi menor. A diferença de comportamento entre a espessura e massa pode ser justificada pelos pontos de medição da pastilha serem em suas extremidades, necessitando realizar medições em sua parte central e/ou em forma de varredura completa da superfície.

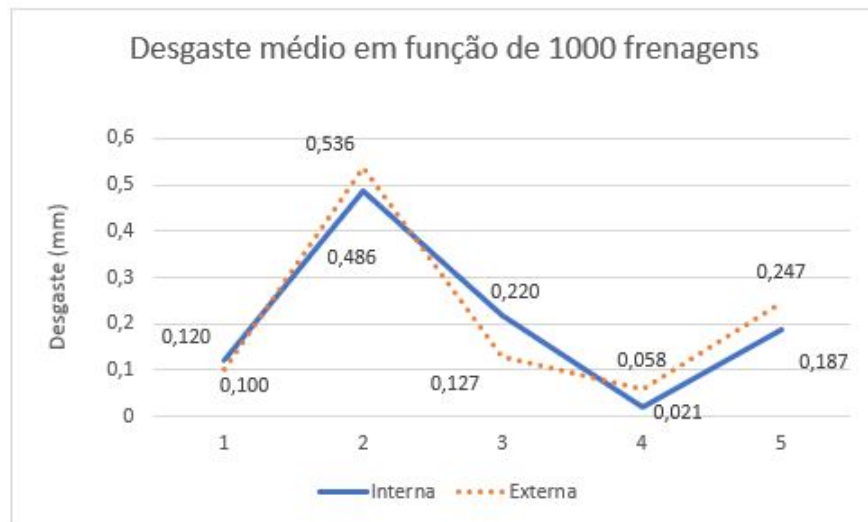
Apesar disso, ressalta-se que a quantidade de frenagens varia em função do ciclo e, por isso, tanto as espessuras quanto as massas medidas devem ser normalizadas em função do número de frenagens, que, para melhor visualização, foram normalizadas em função de mil frenagens. Com isso, extraiu-se a média dos valores de espessura, com resultados expressos na Tabela 15 e de maneira gráfica na Figura 35.

Tabela 15 – Desgaste médio das pastilhas em função de 1000 frenagens

Pastilha	Desg _{Assent} (mm)	Desg _{Pressao1} (mm)	Desg _{Pressao2} (mm)	Desg _{Pressao3} (mm)	Desg _{Pressao4} (mm)
Externa	0,100	0,536	0,127	0,0575	0,2465
Interna	0,120	0,486	0,219	0,021	0,186

Fonte: Autor (2024).

Figura 35 – Desgaste médio em função de 1000 frenagens



Fonte: Autor (2024).

Novamente, nota-se que, mesmo após a normalização, o ciclo de pressão 1 apresentou desgaste significativamente maior quando comparado aos outros dois. O ciclo de pressão 1 apresentou desgaste entre quatro e cinco vezes maior que o ciclo de assentamento e em média três vezes mais que o ciclo de pressão 2. Comparando o ciclo

de assentamento e de pressão dois, nota-se que ambos apresentam comportamento semelhante e com ordem de grandeza igual para pastilha externa, ainda que a pastilha interna apresente o dobro de desgaste.

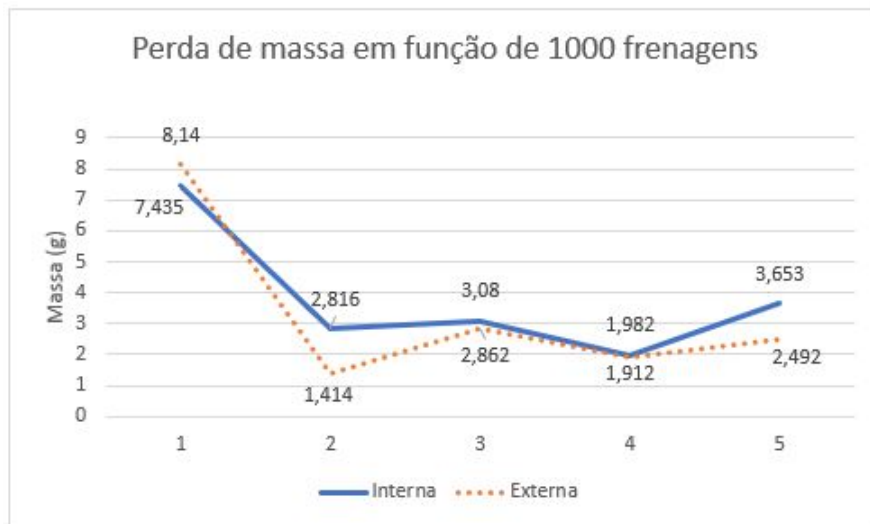
A mesma análise foi feita para o desgaste em termos de massa, que também foi normalizado em termos de um ciclo de 1000 frenagens. Nele, nota-se o mesmo comportamento que os resultados apresentados sem a normalização, com os ciclos de assentamento e pressão 2 apresentando maior desgaste do que o ciclo de pressão 1. Apesar disso, observa-se que após a normalização o ciclo de assentamento apresenta um desgaste significativamente maior em relação ao ciclo de pressão 2. Tais dados são apresentados na Tabela 16 pelo exposto no gráfico da Figura 36.

Tabela 16 – Perda de massa das pastilhas em função de 1000 frenagens

Pastilha	Desg _{Assent} (mm)	Desg _{Pressao1} (mm)	Desg _{Pressao2} (mm)	Desg _{Pressao3} (mm)	Desg _{Pressao4} (mm)
Externa	7,435	2,816	3,080	1,982	3,653
Interna	8,140	1,414	2,862	1,912	2,492

Fonte: Autor (2024).

Figura 36 – Perda de massa das pastilhas em função de 1000 frenagens



Fonte: Autor (2024).

Com exceção do ciclo de assentamento, as pastilhas apresentaram maior perda de massa nos ciclos de pressão realizados com maior temperatura (2 e 4) quando comparados aos ciclos com temperatura de controle de 90 °C (1 e 3). Esse fenômeno é esperado e apresentado por Limpert (1999), que cita o aumento da temperatura do sistema de freio como um dos principais responsáveis pelo aumento do desgaste dos componentes, apesar desse comportamento variar de acordo com a composição das pastilhas de freio.

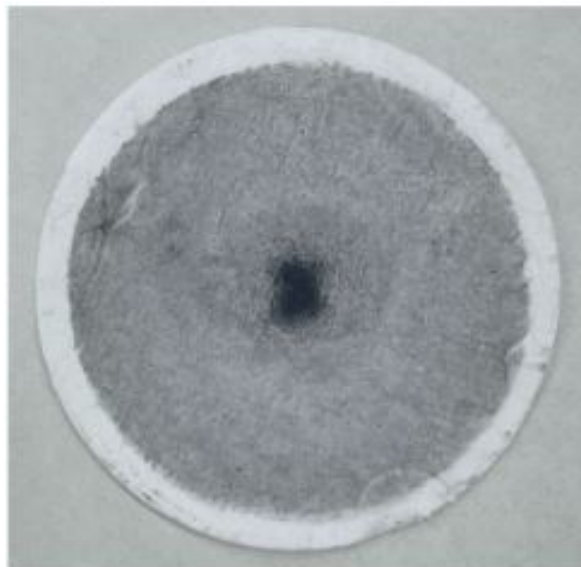
Também, a perda de massa do material de fricção foi maior na pastilha interna em relação à externa, sendo possivelmente justificado pela utilização de uma pinça do tipo flutuante, que permite o contato da pastilha interna com o disco de freio antes da pastilha externa. O mesmo não pode ser afirmado analisando a variação de espessura da pastilha, que apresentou inconsistências nos resultados obtidos.

Apesar do instrumento de medição ser compatível com a proposta, foi possível observar variações durante as medições realizadas sobre um mesmo ponto e/ou com diferentes operadores, onde o menor deslocamento do micrômetro para qualquer um dos lados implicava em resultados completamente diferentes. A parte posterior da pastilha apresenta uma superfície altamente rugosa, onde o ponto de contato micrômetro podia variar, influenciando as medições realizadas.

4.4 RESULTADO DE EMISSÃO DE PARTICULADO

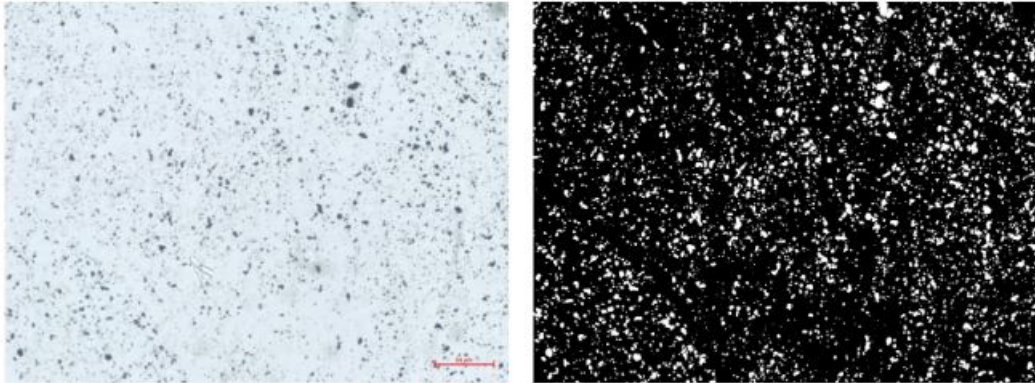
Conforme citado anteriormente, os filtros com o material particulado retido eram retirados a cada 150 ou 200 frenagens de forma que fechasse a contagem total de frenagens dentro de um mesmo ciclo, com exceção de um ciclo de 100 frenagens realizados no ciclo de pressão 2. As imagens do microscópio (sem e pós processamento) e um filtro coletado são apresentados nas Figuras 38 e 37. No total, 19 filtros foram coletados após o término das 3200 frenagens realizadas.

Figura 37 – Filtro coletado após o ciclo de assentamento



Fonte: Autor (2024).

Figura 38 – Imagem de microscópio sem pós processamento (esquerda) e com (direita)



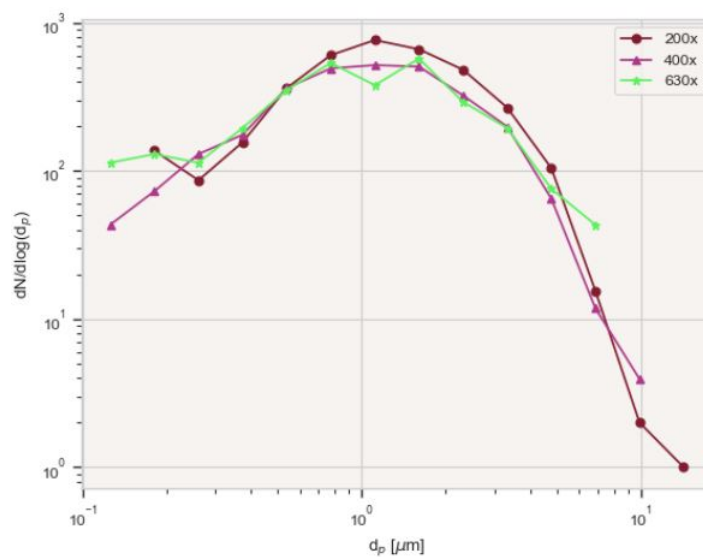
Fonte: Autor (2024).

4.4.1 Ciclo de assentamento

Tendo isso em vista a contagem de frenagens para retirada dos filtros, apenas um filtro com material particulado retido foi gerado no ciclo de assentamento após 200 frenagens. O resultado da contagem do material particulado retido pode ser observado nas curvas de distribuição em função da ampliação da lente do microscópio na Figura 39 e em função de suas médias e porcentagens na Figura 40.

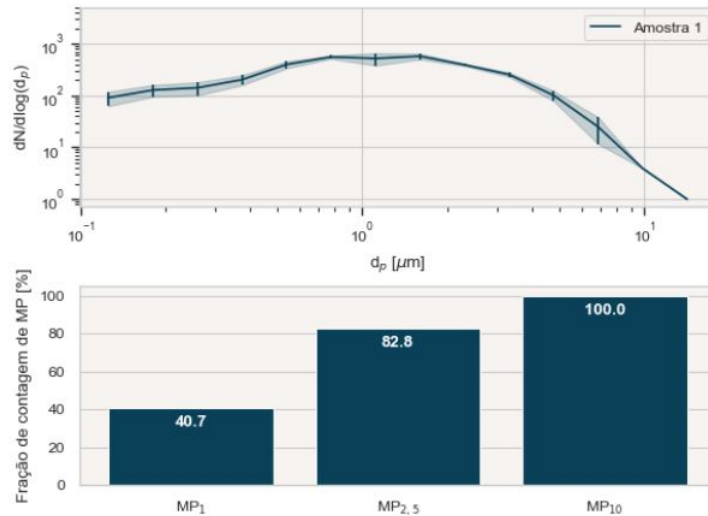
A maior ampliação utilizada não foi capaz de registrar partículas maiores que aproximadamente 8 μm , enquanto a menor ampliação não é capaz de capturar o material particulado de menor diâmetro, assim como registrado por Silva (2023). Também, todas as ampliações apresentam curvas com comportamento similar, onde o pico ocorre próximo a faixa do MP_1 .

Figura 39 – Distribuição de MP em função da ampliação



Fonte: Autor (2024).

Figura 40 – Dispersão média do MP e suas concentrações percentuais



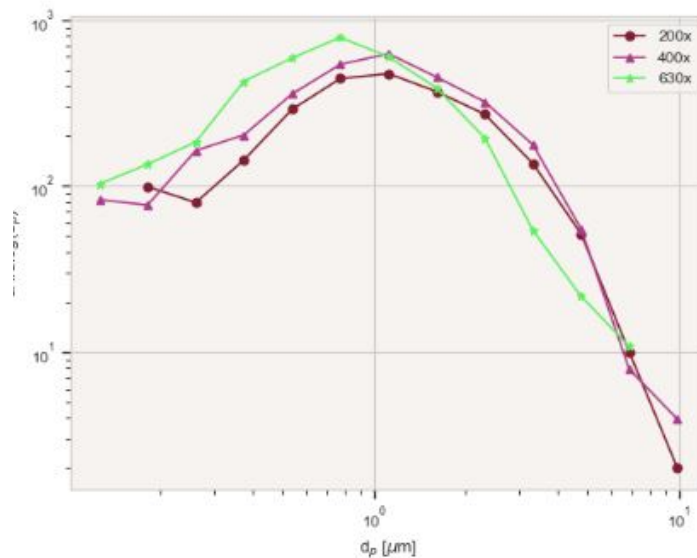
Fonte: Autor (2024).

Na curva de distribuição média, nota-se que a maior concentração de particulado possui coeficiente aerodinâmico menor que $2,5 \mu m$, representando cerca de 82,8% do total das partículas contabilizadas.

4.4.2 Ciclo de Pressão 1

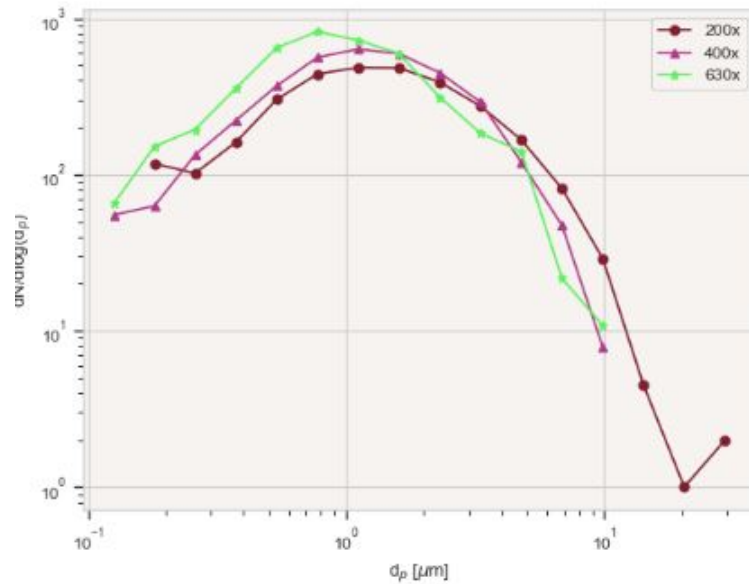
Nas 500 frenagens realizadas no ciclo de pressão 1, dois filtros foram coletados após 150 frenagens e um após 200 frenagens. os gráficos de dispersão com as ampliações utilizadas são apresentados nas Figuras 41, 42 e 43.

Figura 41 – Distribuição de MP em função da ampliação após 150 frenagens do ciclo de pressão 1



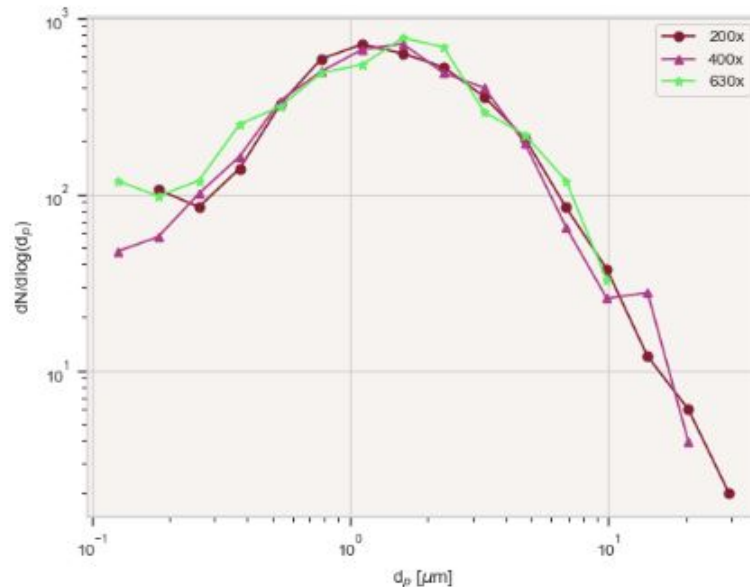
Fonte: Autor (2024).

Figura 42 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 1



Fonte: Autor (2024).

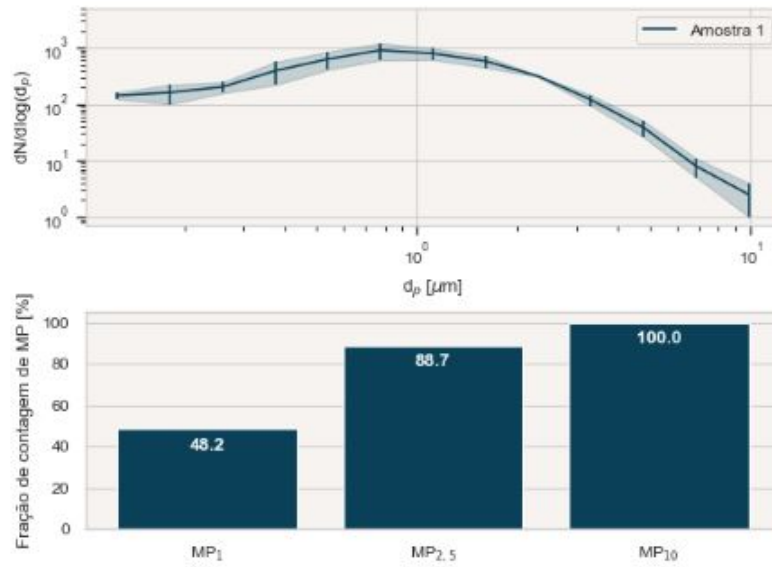
Figura 43 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 1



Fonte: Autor (2024).

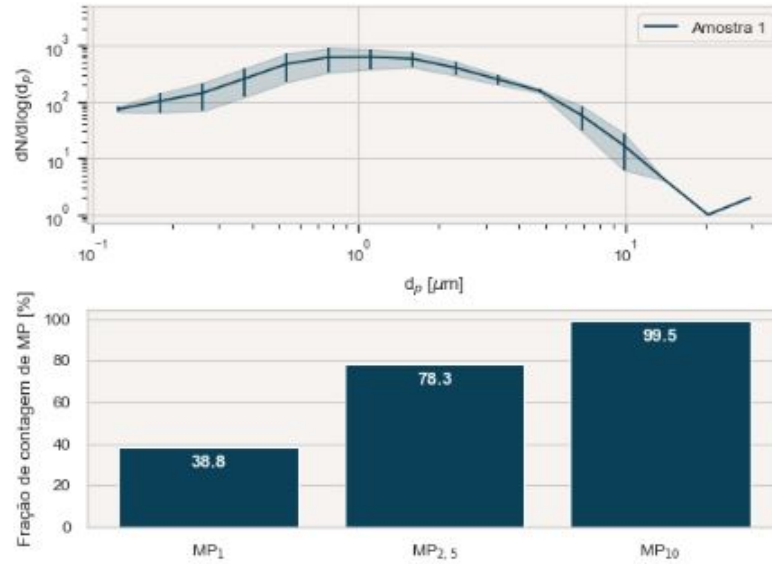
Observa-se que o comportamento das curvas seguem semelhantes entre si e com as do ciclo de assentamento, com maior concentração próxima a região de 1 μm . As ampliações também não demonstraram parecência, com variações nos diâmetros aerodinâmicos máximos e mínimos registrados. Ainda assim, a maior concentração de particulado é composta por $\text{MP}_{2,5}$, conforme apresentado nas Figuras 44, 45 e 46, que apresentam a dispersão média e suas frações de contagem.

Figura 44 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 1



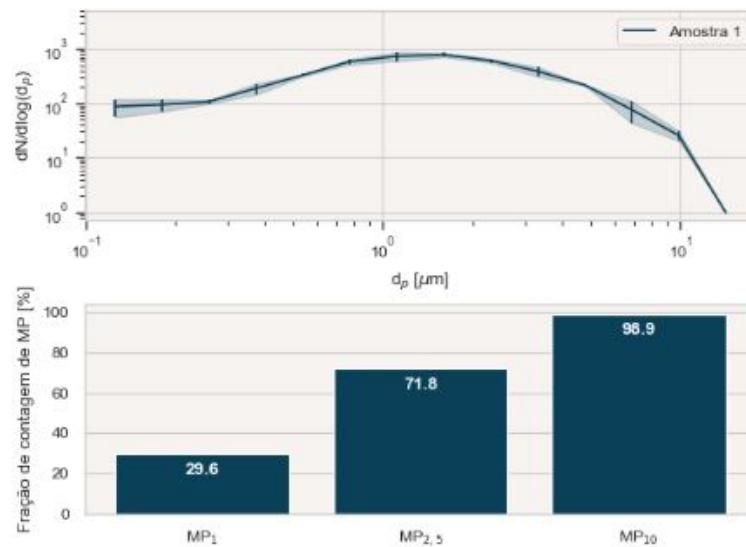
Fonte: Autor (2024).

Figura 45 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 1



Fonte: Autor (2024).

Figura 46 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 1

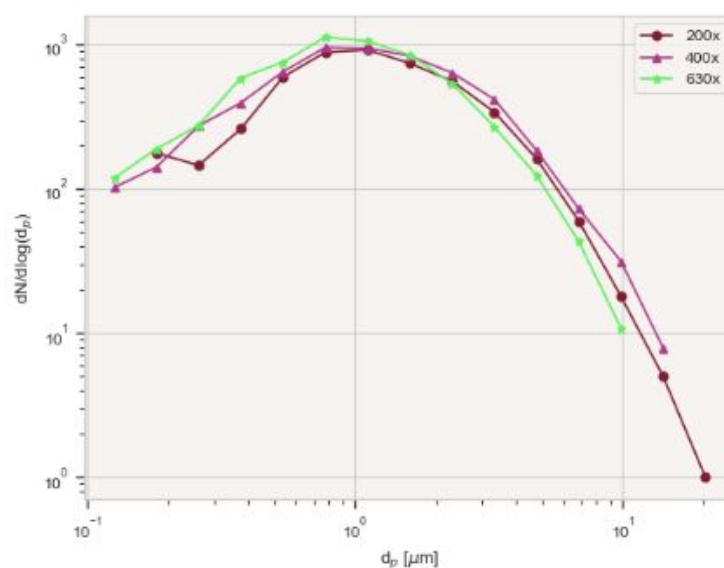


Fonte: Autor (2024).

4.4.3 Ciclo de Pressão 2

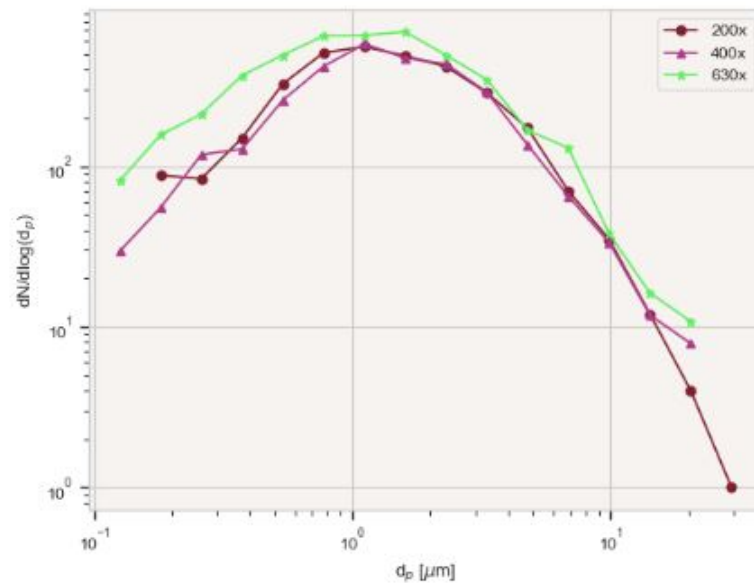
Dado que os ciclos de pressão 1 e 2 são equivalentes em quantidades de frenagens realizadas, três filtros foram coletados durante a realização dos testes, porém, comentado no início desse tópico, um filtro foi retirado após 100 frenagens, com os outros dois seguindo o procedimento de coleta após 200 frenagens. As curvas de distribuição com as ampliações utilizadas são apresentadas nas Figuras 47, 48 e 49.

Figura 47 – Distribuição de MP em função da ampliação após 100 frenagens do ciclo de pressão 2



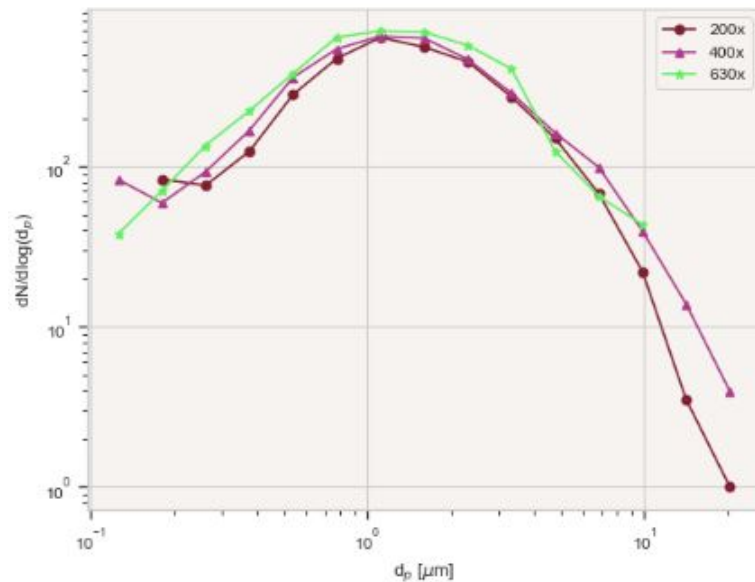
Fonte: Autor (2024).

Figura 48 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 2



Fonte: Autor (2024).

Figura 49 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 2

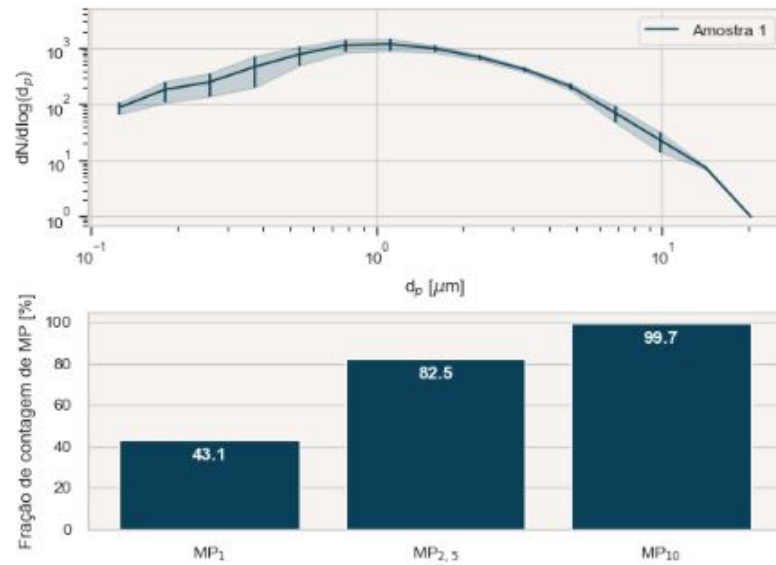


Fonte: Autor (2024).

A contagem das menores partículas observadas apresentou grande variação entre as amostras analisadas, ainda que a curva gerada acima de 1 μm demonstrou similaridade independente da ampliação utilizada. Da mesma forma que nos resultados anteriores, o pico ocorre na fração média do gráfico, indicando grande concentração de material particulado fino.

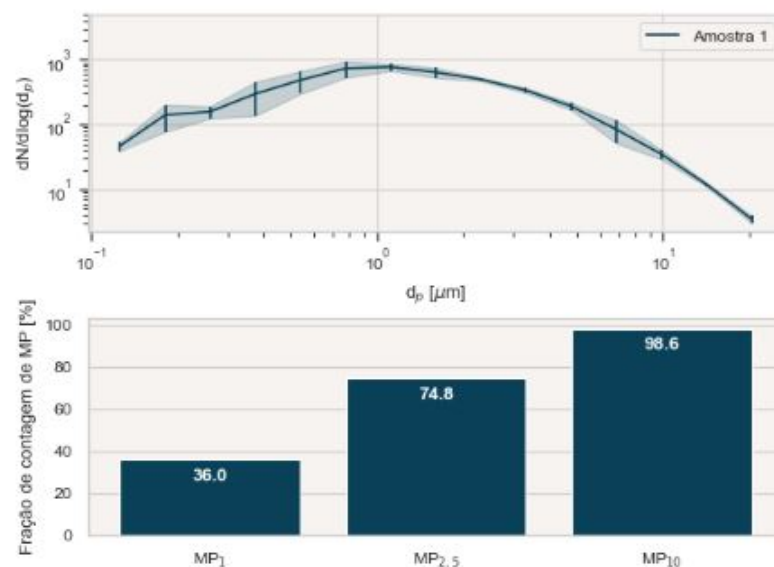
O comportamento das curvas seguem semelhantes tanto entre as de um mesmo ciclo quanto com as dos ciclos anteriores, com pico próximo a região de 1 μm . Ainda assim, a maior concentração de particulado é composta por $\text{MP}_{2,5}$, com a dispersão média e suas frações de contagem sendo apresentadas mostrada nas Figuras 50, 51 e 52.

Figura 50 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 2



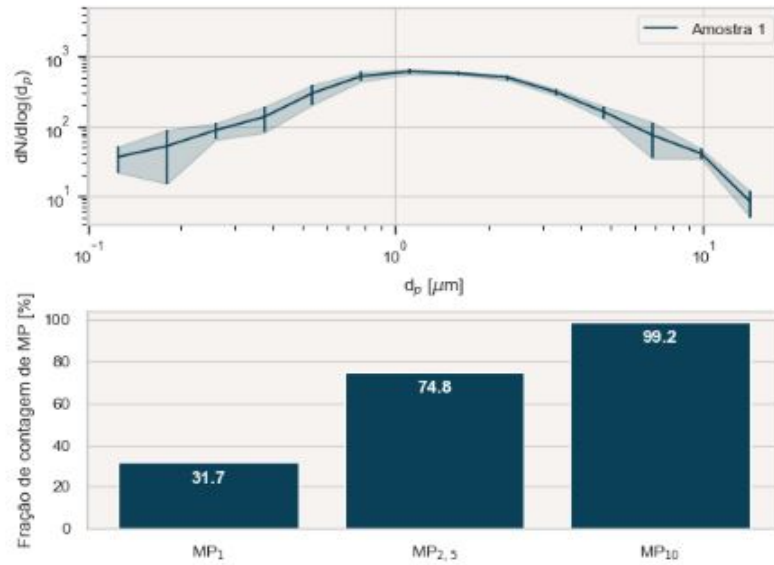
Fonte: Autor (2024).

Figura 51 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 2



Fonte: Autor (2024).

Figura 52 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 2

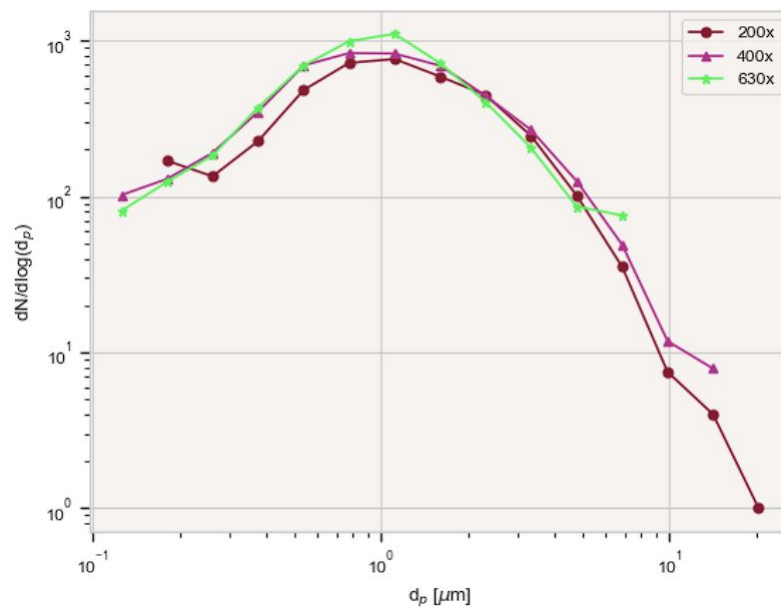


Fonte: Autor (2024).

4.4.4 Ciclo de Pressão 3

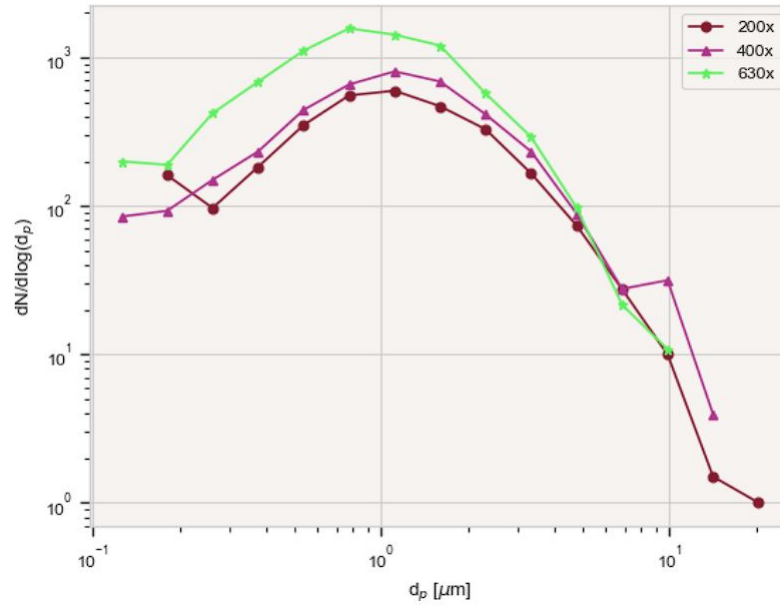
Com o dobro de número de frenagens que os outros dois ciclos de pressão anteriores, o terceiro ciclo de pressão resultou em 6 filtros com material particulado retido com dois sendo utilizados para 200 frenagens e quatro para 150 frenagens. Os gráficos de distribuição podem ser observados nas Figuras 53, 54, 55, 56, 57 e 58.

Figura 53 – Distribuição de MP em função da ampliação após 150 frenagens do ciclo de pressão 3



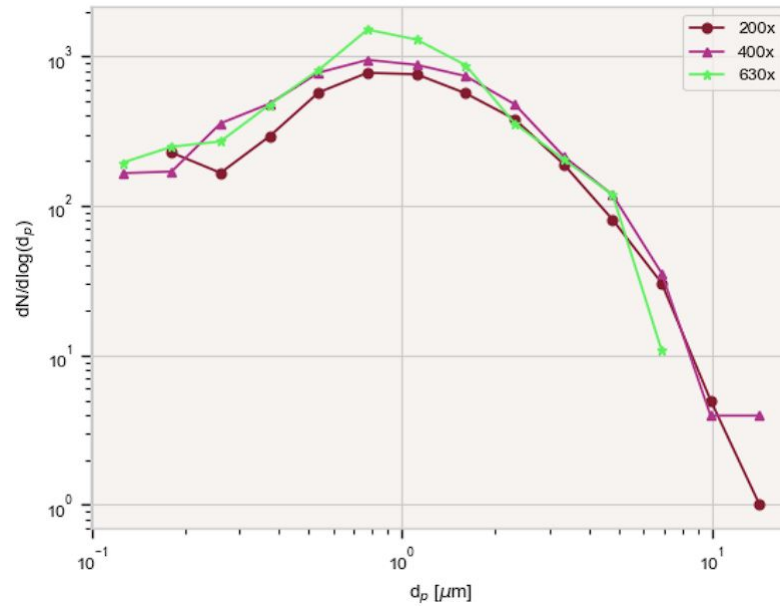
Fonte: Autor (2024).

Figura 54 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3



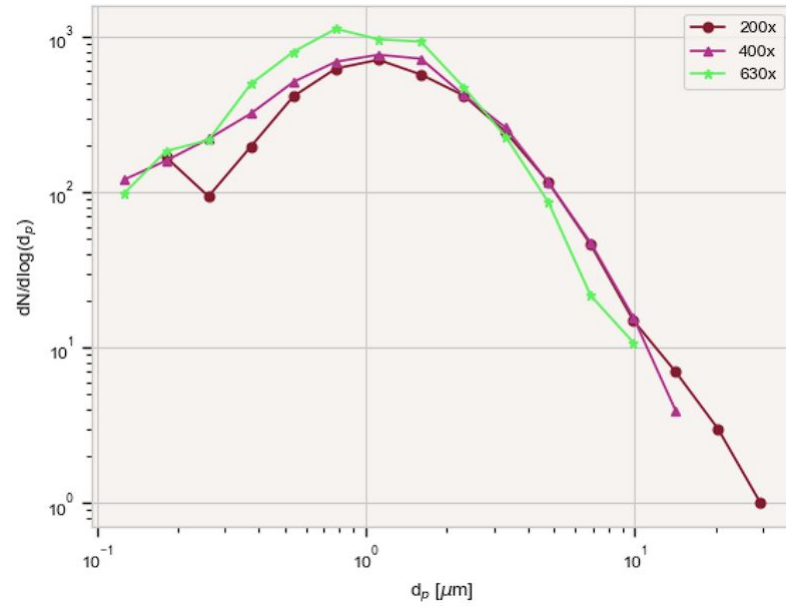
Fonte: Autor (2024).

Figura 55 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3



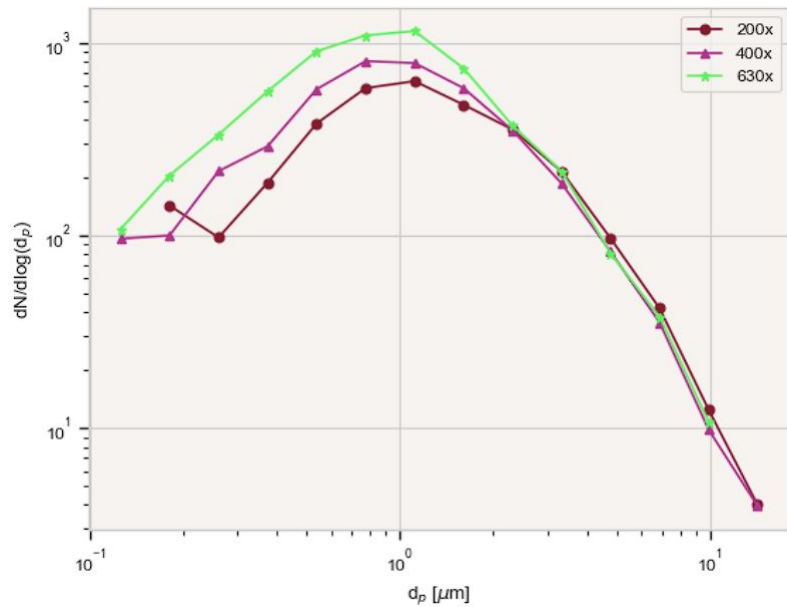
Fonte: Autor (2024).

Figura 56 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3



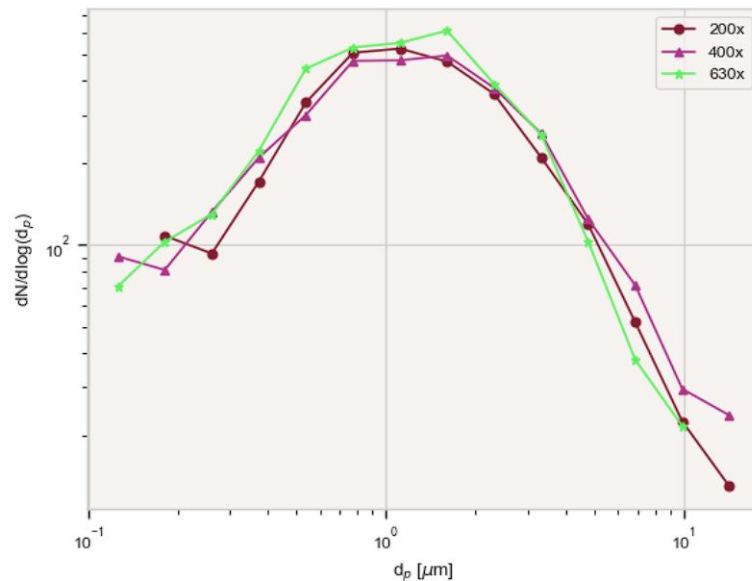
Fonte: Autor (2024).

Figura 57 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3



Fonte: Autor (2024).

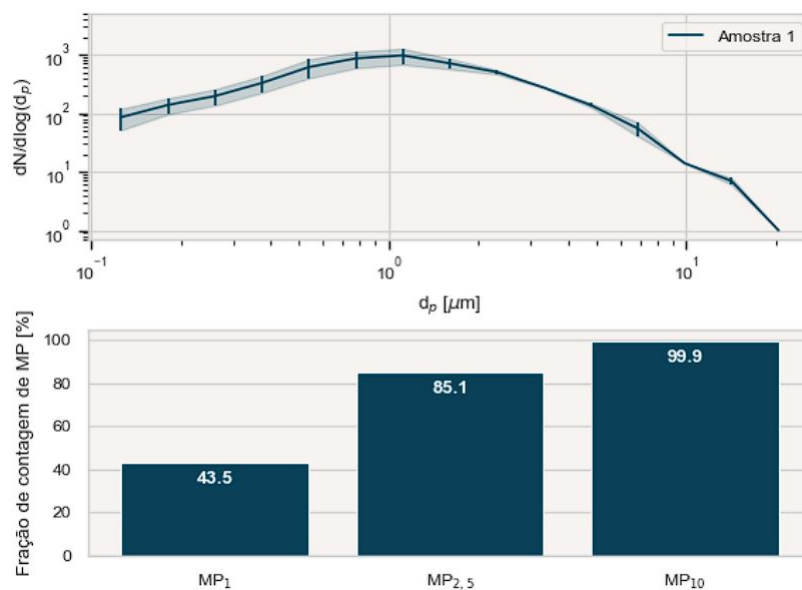
Figura 58 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3



Fonte: Autor (2024).

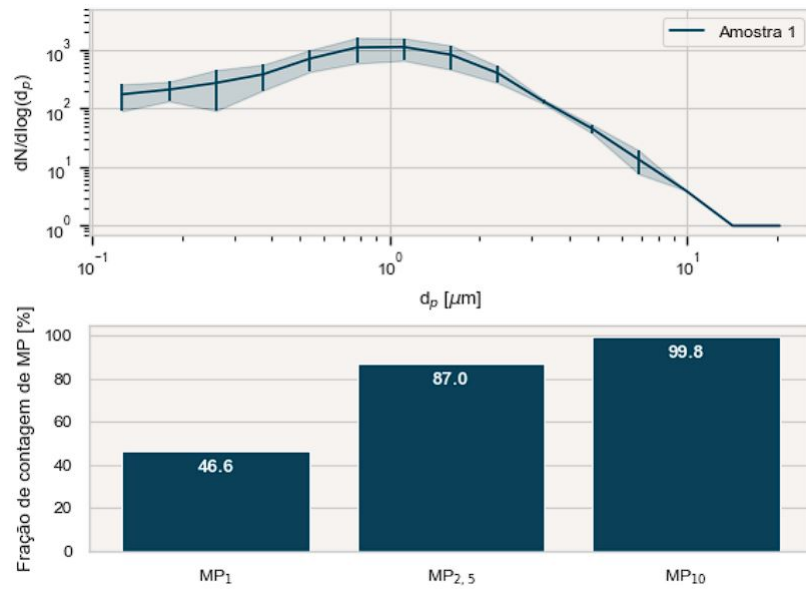
Aqui, a ampliação de 630 vezes mostrou-se altamente inconstante, com grandes variações em relação às outras duas ampliações. Contudo, houve maior concentração na faixa próxima de MP_1 , tal como nos outros resultados apresentados, apesar de diferentes comportamentos antes e depois do pico. Assim como nos ciclos anteriores, os resultados de distribuição média e fração de concentração percentual foram gerados e são expressos nas Figuras 59, 60, 61, 62, 63 e 64.

Figura 59 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 3



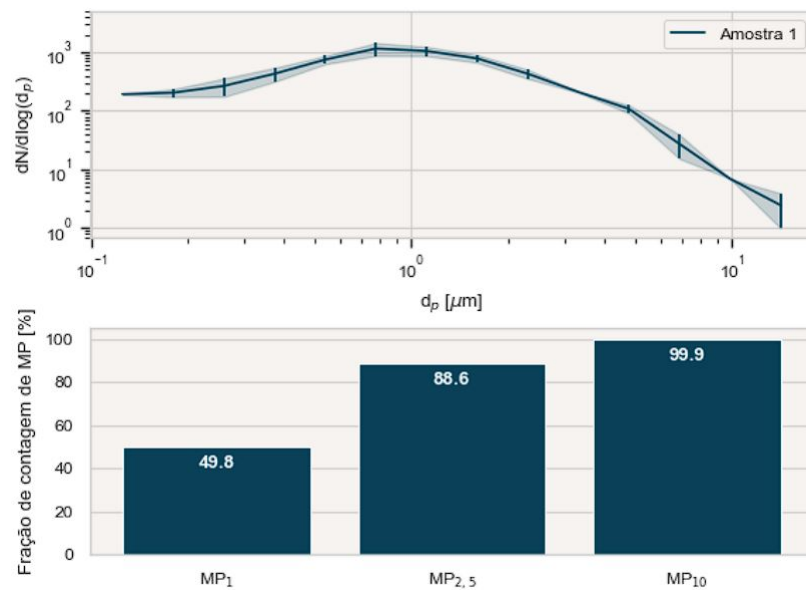
Fonte: Autor (2024).

Figura 60 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3



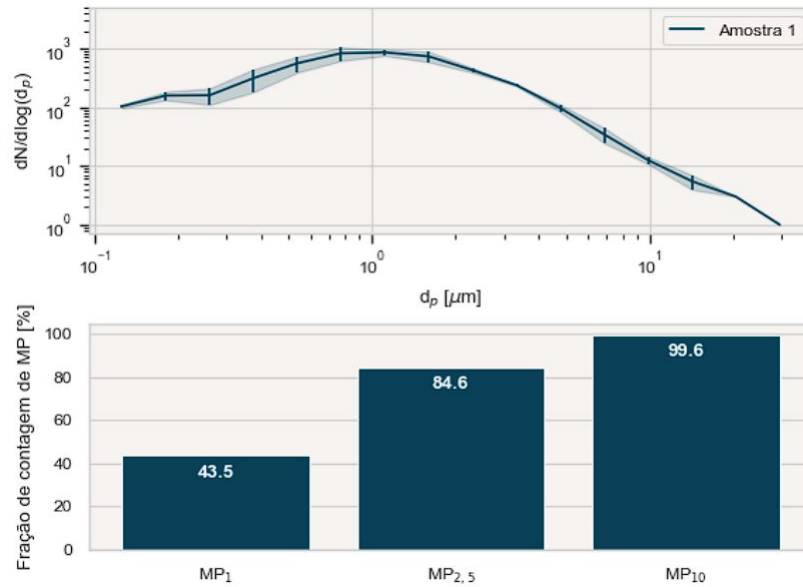
Fonte: Autor (2024).

Figura 61 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3



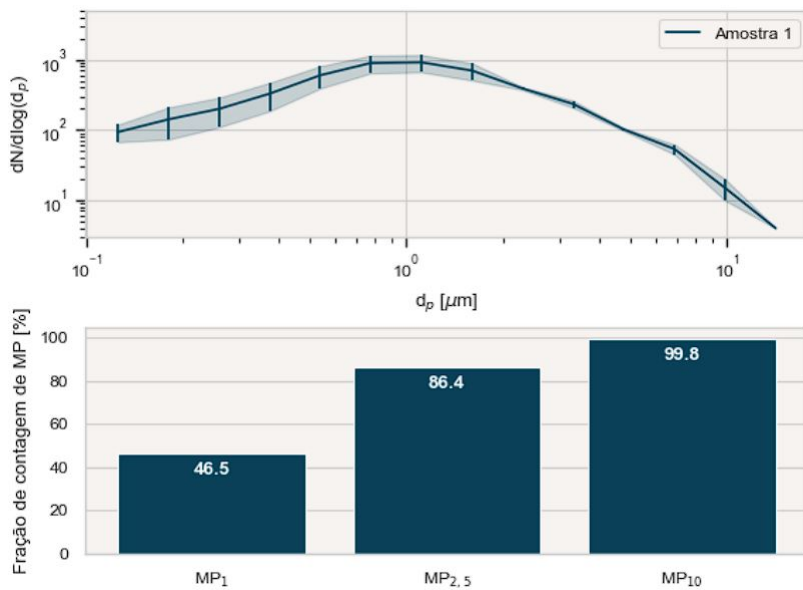
Fonte: Autor (2024).

Figura 62 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 3



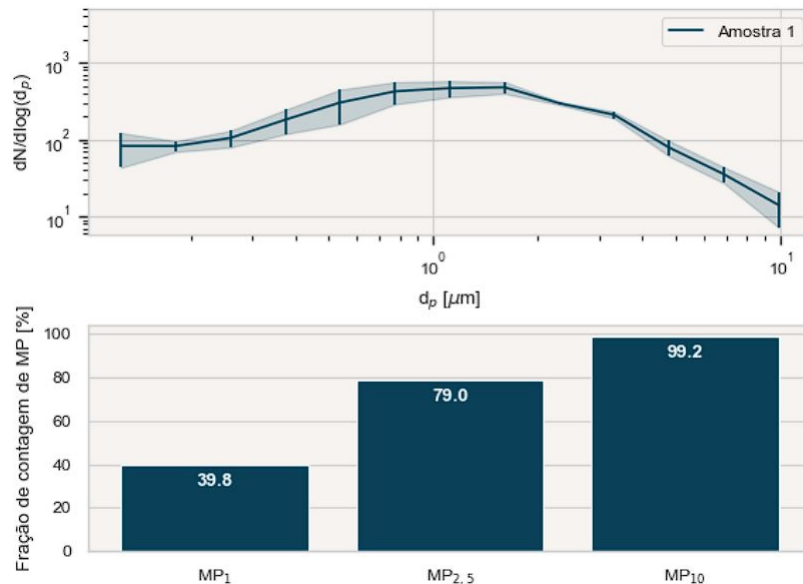
Fonte: Autor (2024).

Figura 63 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3



Fonte: Autor (2024).

Figura 64 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 3



Fonte: Autor (2024).

Analisando os valores percentuais, nota-se que, com exceção da segunda amostra deste ciclo, todas as amostras demonstraram concentração de MP_{2,5} muito similares, com 4 das 6 amostras também apresentando similaridade de concentração de partículas de 1 µm.

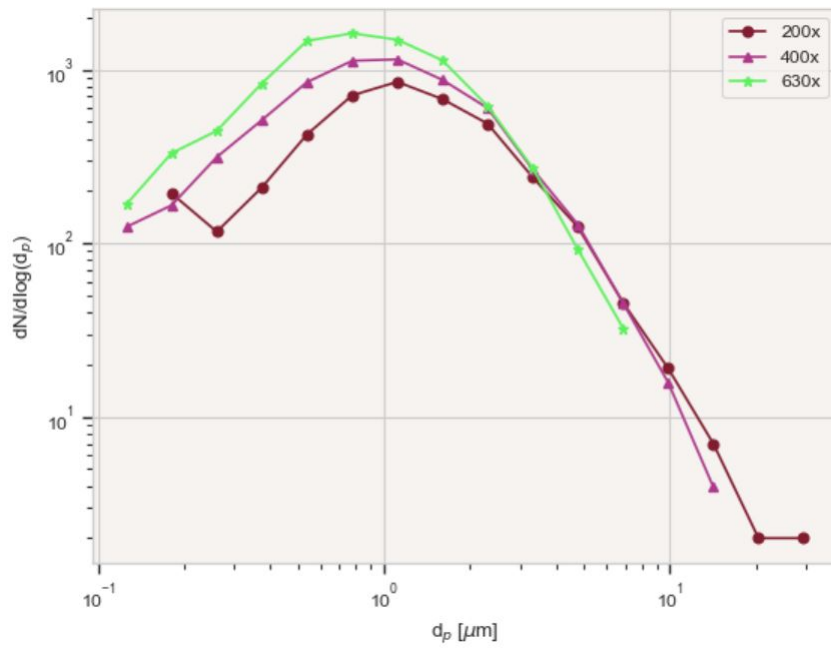
Porém, considerando que o ciclo de pressão 3 difere-se do ciclo de pressão 1 apenas em função da quantidade de frenagens, esperava-se que os resultados obtidos fossem semelhantes, o que não ocorreu.

4.4.5 Ciclo de Pressão 4

O último ciclo de pressão com mil frenagens e condições de testes similares ao ciclo de pressão resultou na coleta de seis filtros com material particulado retido de contagens iguais ao ciclo de pressão anterior.

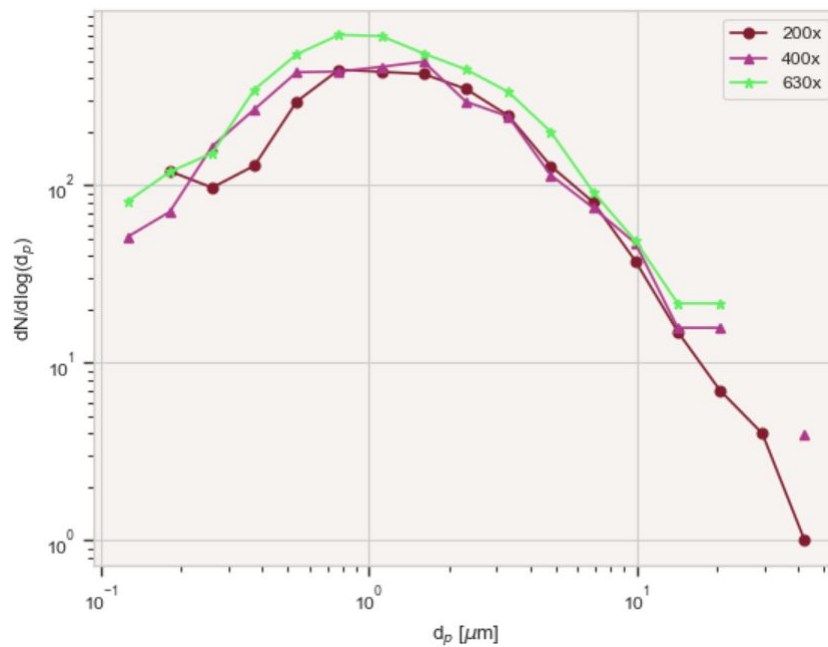
Uma última vez, as contagens de material particulado em termos de distribuição do particulado fino foram realizadas e são mostradas nas Figuras 65, 66, 67, 68, 69 e 70. Dessa vez, a ampliação intermediária demonstrou maior variação entre as amostras, apesar de todos os gráficos apresentarem o mesmo formato de distribuição com maior concentração de MP₁.

Figura 65 – Distribuição de MP em função da ampliação após 150 frenagens do ciclo de pressão 4



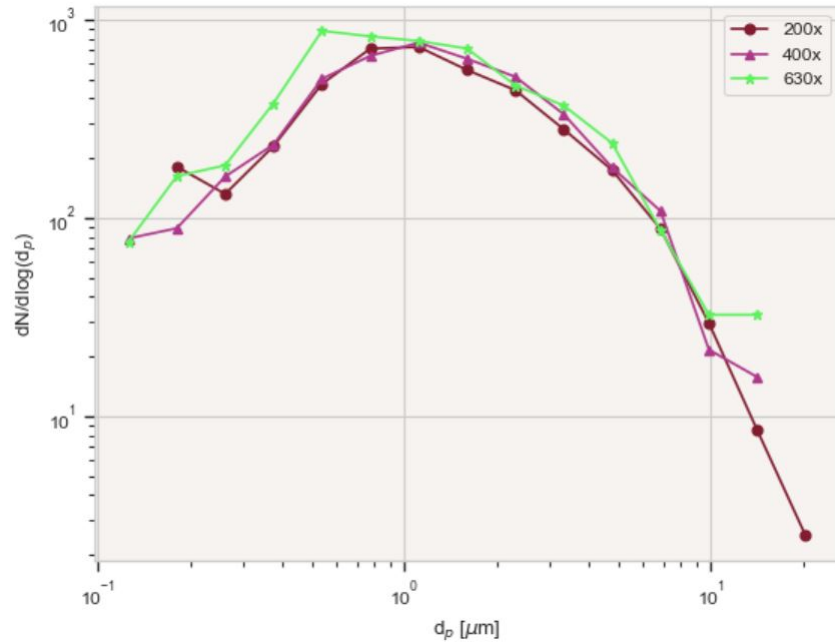
Fonte: Autor (2024).

Figura 66 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4



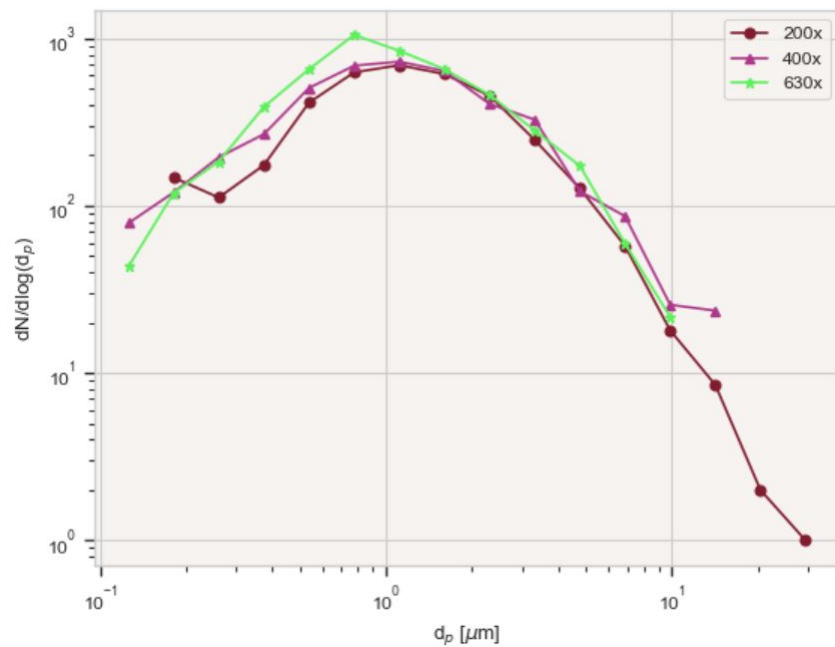
Fonte: Autor (2024).

Figura 67 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4



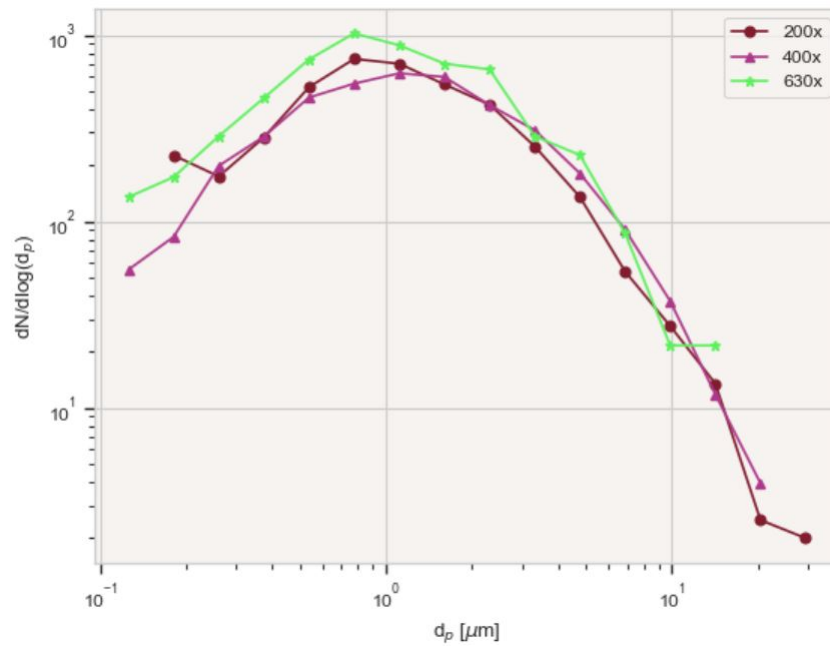
Fonte: Autor (2024).

Figura 68 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4



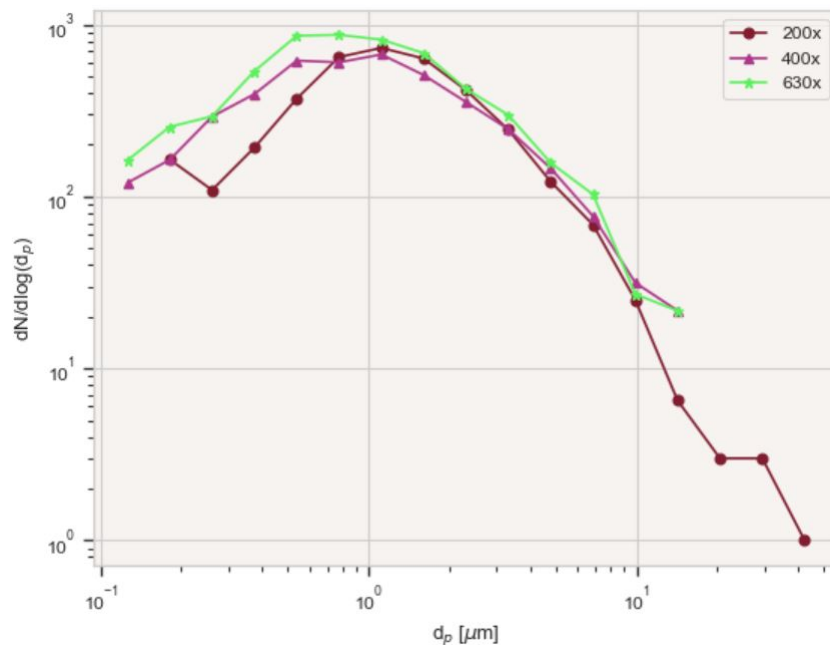
Fonte: Autor (2024).

Figura 69 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4



Fonte: Autor (2024).

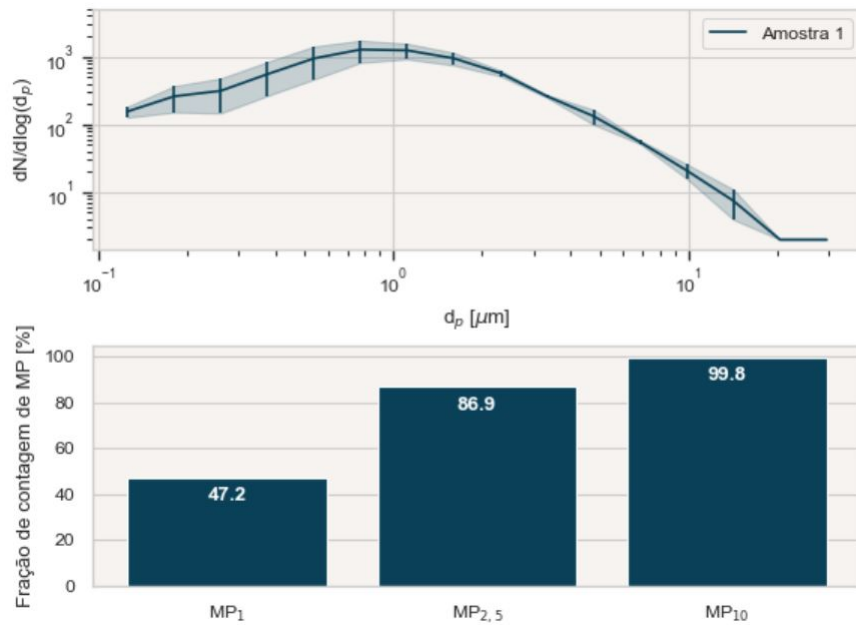
Figura 70 – Distribuição de MP em função da ampliação após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4



Fonte: Autor (2024).

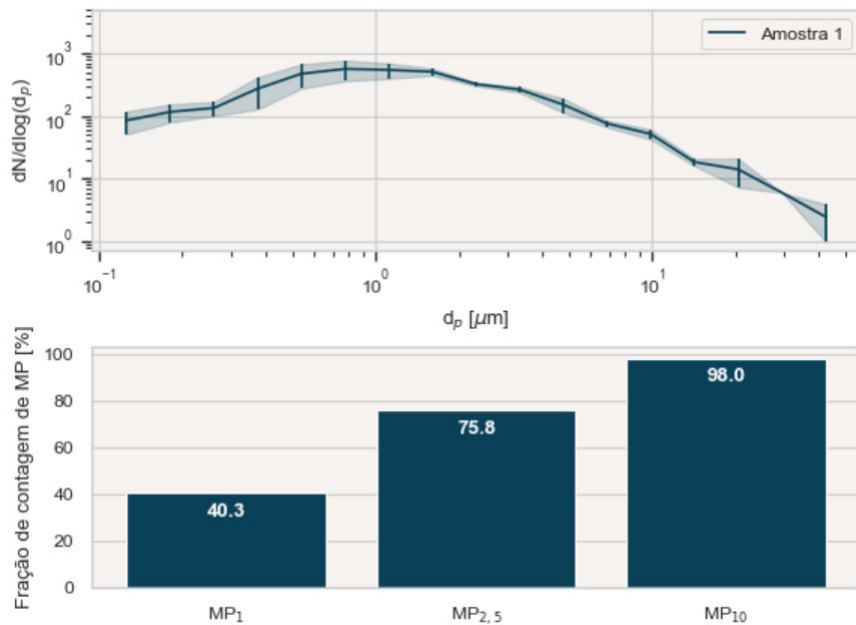
Nas Figuras 71, 72, 73, 74, 75 e 76 as distribuições médias e frações percentuais de material particulado extraído são apresentadas.

Figura 71 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 150 frenagens do ciclo de pressão 4



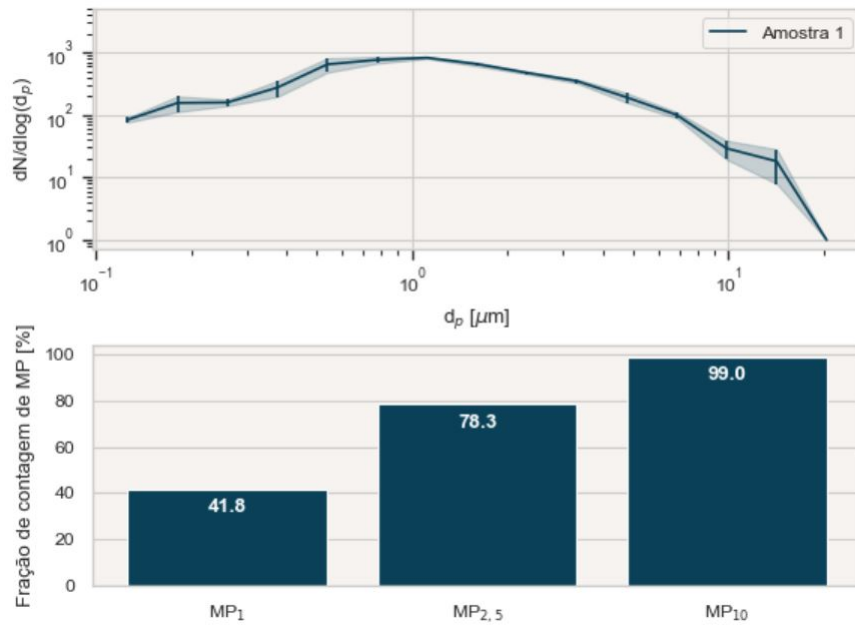
Fonte: Autor (2024).

Figura 72 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4



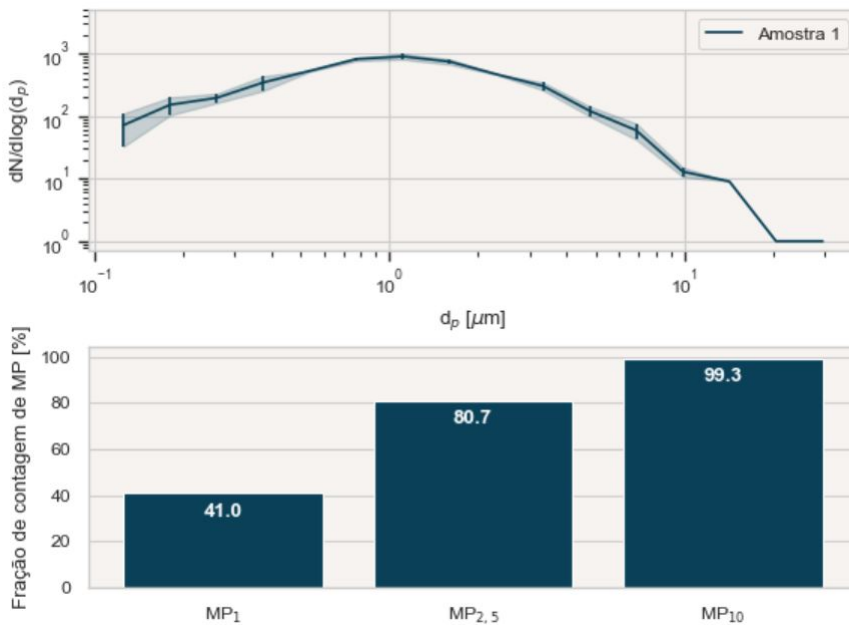
Fonte: Autor (2024).

Figura 73 – Distribuição média de MP e porcentagem após 150 frenagens do ciclo de pressão 4



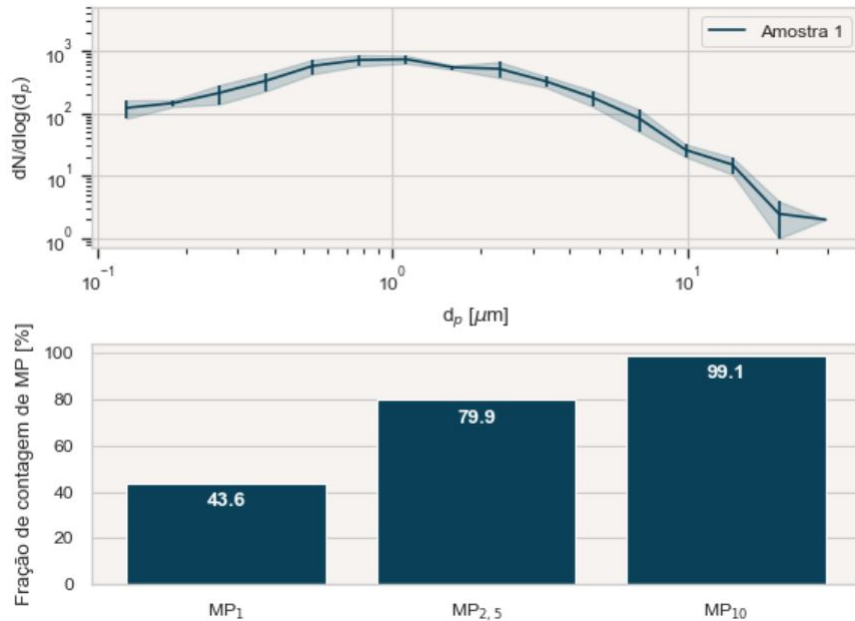
Fonte: Autor (2024).

Figura 74 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4



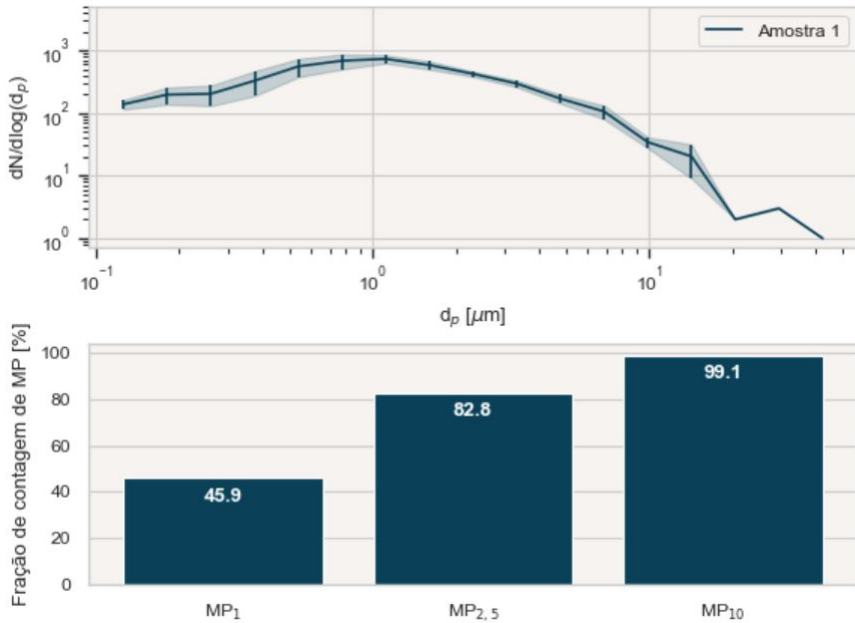
Fonte: Autor (2024).

Figura 75 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4



Fonte: Autor (2024).

Figura 76 – Distribuição média de MP e porcentagem após mais 200 frenagens do ciclo de pressão 4



Fonte: Autor (2024).

Aqui, nota-se que a concentração de particulado inicia sempre acima de 10^2 $dN/d\log$, diferente do observado no ciclo realizado sob as mesmas condições de frenagens, tornando a análise dos resultados inconclusiva. Inclusive, houve grande flutuação na fração percentual de $MP_{2,5}$ assim como nos demais ciclos, embora os valores médios serem próximos dos ciclos de pressão 1 e 2.

5 CONCLUSÃO

O desenvolvimento de normas e legislações relacionadas a emissão de material particulado tornou evidente a preocupação com partículas provenientes do sistema de freio automotivo. Com isso, o desenvolvimento de equipamentos e procedimentos de medição para validação dos materiais de atrito utilizados tem se mostrado cada vez mais necessário, onde a utilização de dinamômetros inerciais adaptados apresenta uma possível solução.

O dimensionamento da bancada de testes demonstrou, de maneira geral, resultados compatíveis com o esperado de forma resiliente, realizando mais de três mil frenagens com o conjunto de um veículo comercial sem falhas mecânicas. Além disso, os testes possibilitaram o estudo de desgaste do material de fricção, que demonstrou inconsistências nos valores de espessura ao decorrer dos ciclos e maior confiabilidade na utilização dos valores de massa para tal análise.

O sistema de potência foi capaz de atingir o tempo de aceleração definido, apesar de operar parcialmente em regime de sobrecarga para manter a maior temperatura de controle nos ciclos de 130 °C. Com isso, o motor elétrico trabalhava próximo a sua classe de isolamento, visto também que o sistema de refrigeração é solidário ao eixo, dependendo da rotação do motor que não era constante. Futuros estudos sobre a utilização de um sistema de refrigeração independente da rotação e/ou o redimensionamento do conjunto motriz são válidos.

O procedimento para realização dos ensaios contemplou condições estipuladas pela SAE International (2003), ainda que a norma estabeleça outros diversos casos possíveis de serem realizados. A utilização de duas temperaturas de referência permitiram a análise de potência de frenagem, que condizem com as condições de uso de um veículo de passeio, validando os valores utilizados para os discos de inércia e velocidade de rotação.

Já o sistema de enclausuramento e coleta do material particulado apresentou resultados similares ao de Silva (2023) e Hagen e Ferdinand (2019), onde todas as análises apresentaram fração de contagem de MP_{10} próximas a 100%, indicando que os requisitos para dimensionamento do sistema de coleta foram atingidos. Porém, as dispersões e concentrações do material particulado variaram em todos os casos, dependendo integralmente do operador na escolha da região para captura de imagem no microscópio.

A extração do material particulado do filtro por separação mecânica não garante homogeneidade no resultado, uma vez que não se sabe a influência do tamanho da partícula em função da frequência de excitação. Possíveis estudos podem ser realizados utilizando frequências de extração específicas para caracterizar se há ou não relação

entre o tamanho da partícula e a frequência de excitação. A utilização de um contador de partículas no fluxo de ar em tempo real também é uma possível solução.

Por fim, dado que o material particulado coletado é em sua totalidade fino e representa apenas uma fração do total emitido, sugere-se realizar a correlação entre eles em trabalhos futuros, assim como a quantificação da massa de material particulado fino emitido em relação a perda de massa total das pastilhas de freio.

REFERÊNCIAS

- AGUDELO, C. E.; FERRO, E. **Technical overview of brake performance testing for Original Equipment and Aftermarket industries in the US and European markets.** [S.l.], 2005. 1–27 p.
- AMÂNCIO, C. T.; NASCIMENTO, L. F. C. Asma e poluentes ambientais: um estudo de séries temporais. **Revista da Associação Médica Brasileira**, SciELO Brasil, v. 58, p. 302–307, 2012.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6143**: Pastilha do freio a disco - determinação do atrito e desgaste através da bancada de ensaio krauss. Rio de Janeiro, 1995.
- BARROS, J. Y. de. **Estudo da influência do cobre no desempenho tribológico de pastilhas de freio automotivo.** Dissertação (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica) — Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.
- BLAU, P. J. **Friction science and technology: from concepts to applications.** [S.l.]: CRC press, 2008.
- BRANDAO, S. M. **Construção de um dinamômetro inercial para analisar o desempenho de ferros fundidos cinzentos utilizados em sistemas de frenagem de veículos leves.** Tese (Mestrado em Integridade dos Materiais da Engenharia) — Faculdade UnB Gama, Universidade de Brasília, Brasília, 2014.
- BREUER, B.; BILL, K. **Brake technology handbook.** Wiesbaden - Alemanha: SAE International, 2008.
- BREZOLIN, A. **Estudo de geração de trincas térmicas em discos de freios de veículos comerciais.** Tese (Mestrado em Materiais) — Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2007.
- BRITO, G. d. S.; SODRÉ, F.; ALMEIDA, F. O impacto do material particulado na qualidade do ar. **Revista Virtual de Química**, Brasília-DF, v. 10, n. 05, p. 1335–1354, 2018.
- BUDYNAS, R.; NISBETH, J. **Elementos de Máquinas de Shigley - 8ª Edição.** McGraw Hill Brasil, 2016. ISBN 9788580555554. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=ekN4CwAAQBAJ>.
- CAIXETA, L. G. d. R. **Projeto de dinamômetro inercial automatizado para analisar o comportamento em desgaste de sistemas de freio de veículos leves.** Tese (Mestrado em Integridade dos Materiais da Engenharia) — Faculdade UnB Gama, Universidade de Brasília, Brasília, 2017.
- CANALI, R. J. **Determinação de propriedades físicas de diferentes materiais para discos e pastilhas de freio e relação destas propriedades com ruído.** Tese (Mestrado Profissionalizante em Engenharia) — Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Caxias do Sul, 2002.

- CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE. Resolução n.491 - dispõe sobre padrões de qualidade do ar. **Diário Oficial da União** — 1, Brasília, DF, p. 155, 2018.
- DAVIS, A. P.; SHOKOUHIAN, M.; NI, S. Loading estimates of lead, copper, cadmium, and zinc in urban runoff from specific sources. **Chemosphere**, Elsevier, v. 44, n. 5, p. 997–1009, 2001.
- DIAS, A. **Sistema de freio automotivo e manutenção**. Florianópolis: Publicação Interna da UFSC, 2000.
- DOCKERY, D. W. et al. An association between air pollution and mortality in six us cities. **New England journal of medicine**, Mass Medical Soc, v. 329, n. 24, p. 1753–1759, 1993.
- EMPRESA BRASILEIRA DE PESQUISA AGROPECUÁRIA. **Calagem, adubação e contaminação em solos cultivados com videiras**: Impacto do excesso de cobre e zinco no solo sobre videiras e plantas de cobertura. Bento Gonçalves, RS, 2016. 91-110 p.
- ERIKSSON, M.; JACOBSON, S. Tribological surfaces of organic brake pads. **Tribology International**, Elsevier, Uppsala, Suécia, v. 33, n. 12, p. 817–827, 2000.
- CUEVA GALARRAGA, E. G.; TSCHIPTSCHIN, A. P. **Estudo do desgaste em materiais utilizados em discos de freio de ferro fundido com grafita lamelar e vermicular**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.
- GARG, B. D. et al. Brake wear particulate matter emissions. **Environmental Science & Technology**, ACS Publications, v. 34, n. 21, p. 4463–4469, 2000.
- GASSER, M. et al. Toxic effects of brake wear particles on epithelial lung cells in vitro. **Particle and Fibre Toxicology**, Springer, v. 6, p. 1–13, 2009.
- GEHRIG, R. et al. Separate determination of pm10 emission factors of road traffic for tailpipe emissions and emissions from abrasion and resuspension processes. **International Journal of Environment and Pollution**, Inderscience Publishers, v. 22, n. 3, p. 312–325, 2004.
- GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics**. [S.l.]: SAE international, 2021.
- GUARIEIRO, L. L.; VASCONCELLOS, P. C.; SOLCI, M. C. Poluentes atmosféricos proveniente da queima de combustíveis fósseis e biocombustíveis: Uma breve revisão. **Revista Virtual de Química**, Brazilian Chemical Society - Secretaria Regional do Rio de Janeiro, Universidade Federal Fluminense, v. 3, n. 5, p. 434–445, 2011.
- GÜNEY, B.; ALI, Ö. Microstructure and chemical analysis of vehicle brake wear particle emissions. **Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi**, Osman SAĞDIÇ, n. 19, p. 633–642, 2020.
- HAGEN, F. zum; FERDINAND, H. **Investigation of Brake Wear Particle Emissions on the Dynamometer and the Vehicle under Real-Driving Simulation**. Tese (Doutorado) — Bergische Universität, Wuppertal, Alemanha, 2019.
- HALLIDAY, D. et al. Fundamentos de física. Biblioteca Hernán Malo González, 2001.

HANDA, Y.; KATO, T. Effects of cu powder, baso4 and cashew dust on the wear and friction characteristics of automotive brake pads. **Tribology Transactions**, Taylor & Francis, v. 39, n. 2, p. 346–353, 1996.

INFANTINI, M. **Variáveis de desempenho dos sistemas de freio**. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

IOMBRILLER, S. F. **Análise térmica e dinâmica do sistema de freio a disco de veículos comerciais pesados**. São Carlos: [s.n.], 2002.

JACOBSON, M. Z. **Air pollution and global warming: history, science, and solutions**. [S.I.]: Cambridge University Press, 2012.

KIM, K.-H.; KABIR, E.; KABIR, S. A review on the human health impact of airborne particulate matter. **Environment international**, Elsevier, v. 74, p. 136–143, 2015.

KRUZE, G. A. S. **Avaliação do coeficiente de atrito em um dinamômetro em escala reduzida**. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

KUMAR, M.; BIJWE, J. Role of different metallic fillers in non-asbestos organic (nao) friction composites for controlling sensitivity of coefficient of friction to load and speed. **Tribology International**, Elsevier, v. 43, n. 5-6, p. 965–974, 2010.

LEAL, L. d. C. M.; ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis. **Publicação interna do GRANTE–Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, Florianópolis, Brazil**, 2012.

LIEW, K.; NIRMAL, U. Frictional performance evaluation of newly designed brake pad materials. **Materials & Design**, Elsevier, v. 48, p. 25–33, 2013.

LIMPERT, R. **Brake design and safety**. [S.I.]: SAE international, 1999.

MATOZO, L. T. **Estudo da relação entre propriedades de compósitos de fricção aplicados a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de squeal noise**. Porto Alegre: [s.n.], 2012.

MINISTERIO DO TRABALHO E EMPREGO. **NR10: Segurança em instalações e serviços em eletricidades**. São Paulo, 2019.

NEIS, P. et al. Towards a better understanding of the structures existing on the surface of brake pads. **Tribology International**, Elsevier, v. 105, p. 135–147, 2017.

PODORODECZKI, P. R. et al. Análise de desempenho de motor diesel com injeção eletrônica common rail alimentado com misturas diesel-biodiesel em dinamômetro de chassis. Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, 2016.

SAE INTERNATIONAL. **SAE J2522: Dynamometer global brake effectiveness**. Alemanha, 2003.

SERBINO, E. M. **Um estudo dos mecanismos de desgaste em disco de freio automotivo ventilado de ferro fundido cinzento perlítico com grafita lamelar**. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

SILVA, J. P. A. **Desenvolvimento de bancada de testes para avaliar emissão de material particulado de sistema de freios automotivo**. Bacharelado em Engenharia Automotiva — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2023.

SLEZAKOVA, K.; MORAIS, S.; CARMO PEREIRA, M. do. Atmospheric nanoparticles and their impacts on public health. In: **Current topics in public health**. [S.l.]: IntechOpen, 2013.

VISNIC, B. **The pending Euro 7 vehicle-emissions regulations include a significant new sustainability wrinkle: first-ever restrictions for particulate emissions from brakes**. 2023. <https://www.sae.org/news/2023/05/brakes-sustainability-dust-regulations>. Acesso em: 21 jun. 2023.

XIAO, X. et al. Review on the friction and wear of brake materials. **Advances in Mechanical Engineering**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 8, n. 5, 2016.