



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica

Richard Lenni da Silva

**METODOLOGIA PARA PREVISÃO E MELHORIA DA PURGA DO FILTRO
DE CARVÃO ATIVADO NA FASE TURBOALIMENTADO PARA EMISSÕES
EVAPORATIVAS VEICULARES**

Belo Horizonte

2024

Richard Lenni da Silva

**METODOLOGIA PARA PREVISÃO E MELHORIA DA
PURGA DO FILTRO DE CARVÃO NA FASE
TURBOALIMENTADA PARA EMISSÕES EVAPORATIVAS
VEICULARES**

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Minas Gerais,
como requisito parcial à obtenção do título
de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e
Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme
Coelho Baêta (UFMG)

Belo Horizonte

2024

S586m Silva, Richard Lenni da.
Metodologia para previsão e melhoria da purga do filtro de carvão
ativado na fase turboalimentado para emissões evaporativas veiculares
[recurso eletrônico] / Richard Lenni da Silva. - 2024.
1 recurso online (121 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais,
Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 106-121.

Bibliografia: f. 90-105.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Motores de combustão interna -
Teses. 3. Poluentes - Teses. 4. Dinâmica dos fluidos computacional - Teses.
5. Automóveis - Motores - Gás de exaustão - Teses. I. Baêta, José
Guilherme Coelho. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de
Engenharia. III. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

"PARA PREVISÃO E MELHORIA DA PURGA DO FILTRO DE CARVÃO ATIVADO NA FASE TURBOALIMENTADO PARA EMISSÕES EVAPORATIVAS VEICULARES"

RICHARD LENNI DA SILVA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores Dr. José Guilherme Coelho Baeta (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Rogerio Jorge Amorim (Residente Pós-Doutoral do PPGMEC-UFMG) e Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira (Departamento de Engenharia Mecânica/CEFET-MG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Energia e Sustentabilidade".

Dissertação aprovada no dia 15 de outubro de 2024.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta, Professor do Magistério Superior**, em 25/11/2024, às 15:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rogério Jorge Amorim, Usuário Externo**, em 25/11/2024, às 15:41, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Thiago Augusto Araujo Moreira, Usuário Externo**, em 27/11/2024, às 11:53, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3633234** e o código CRC **50B16E08**.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me prover saúde, paz de espírito, felicidade, uma família amorosa e amigos em que eu possa confiar. Agradeço ainda por me fazer chegar até aqui e me ajudar a vencer os empecilhos da vida.

Quero agradecer à minha esposa por sempre me incentivar a fazer meu melhor, por me incentivar a vencer a combater a preguiça e a procrastinação. Também pela fé e confiança que depositou em mim e pela paciência, carinho, amor e compreensão.

Agradeço a minha família, pela compreensão dos momentos que perdi com eles. Minha mãe (Onicia), meu pai (Mauricio) e aos meus irmãos (Glayce, Stephanie e Mauricio), também agradeço pela paciência, carinho, amor, compreensão e pela segurança de que podemos sempre contar uns com os outros.

Ao Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta, pela enorme paciência, oportunidade, orientação e, auxílio. Agradeço aos direcionamentos em nossas reuniões e a inspiração que ele provê.

Agradeço aos meus amigos e colegas, os que ficaram comigo até agora e os que ficaram para trás, todos de alguma forma impactaram a minha vida e me ensinaram algo novo.

Um agradecimento especial ao amigo Bruno Garkauskas e Lucas Fernandes pelo incentivo e ajuda que prontamente sempre me deram neste trabalho. Agradeço ainda ao Leonardo Brito e Rodrigo Pedrosa pelas conversas, os considero como mentores.

Guardo esse espaço em especial para mais familiares, como meu querido avô, amigo e companheiro (Expedito Ferreira, *In Memoriam*), que teria orgulho de estar aqui, mas infelizmente não pôde.

Agradeço, enfim, a todos aqueles que me ajudaram, fisicamente ou não, a conquistar mais essa vitória, que espero ser mais uma de muitas, em minha trajetória.

“Há verdadeiramente duas coisas diferentes: saber e crer que se sabe. A ciência consiste em saber; em crer que se sabe reside a ignorância.”
(Hipócrates in Pensador)

“O homem científico não pretende alcançar um resultado imediato. Ele não espera que suas ideias avançadas sejam imediatamente aceitas. Seus trabalhos são como sementes para o futuro. Seu dever é lançar as bases para aqueles que estão por vir e apontar o caminho.”
(Nikolas Tesla in Pensador)

“Quando vem o orgulho, chega à desgraça; mas a sabedoria está com os humildes.”
(Salomão in Provérbios 11:2)

“Se os fatos não se enquadram à teoria, mude-a”
(Albert Einstein in Pensador)

RESUMO

Os limites de emissões automotivas são reduzidos periodicamente, atender estes limites é um desafio enfrentado pela indústria automotiva. No Brasil está ocorrendo a transição para a regulação Proconve Level 8 (PL8) que estabeleceu a aplicação dos requisitos de recuperação de vapor de abastecimento a bordo (em inglês a sigla *ORVR – Onboard Refueling Vapor Recovery*), uma das soluções é a adoção de filtros de carvão (*carbon filter*) maiores. O filtro de carvão atua retendo partículas de hidrocarbonetos enquanto permite a passagem do ar. No entanto, em determinado momento, ele se saturará, levando ao não cumprimento dos requisitos homologativos. Para evitar isso, é necessário purgar esse filtro aspirando parte do ar que será usado na combustão do motor pela linha de purga do filtro de carvão. A literatura recomenda que, para uma purga eficiente, é purgar um volume de ar 300 vezes o volume de carvão.

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia de simulação que possibilite prever e melhorar a performance de purga do filtro de carvão na fase turboalimentada. A metodologia empregada consiste em utilizar ferramentas de experimento virtual associado a variação de parâmetros geométricos para avaliação dos valores de purga volumétrica e mássica e comparar a experimentos físicos realizados de acordo com os requisitos da regulação PL8.

O trabalho demonstrou que é possível prever diferentes comportamentos de purga de acordo com a geometria e foi possível identificar os pontos chave para melhoria da purga na fase turboalimentada, foi possível encontrar uma solução que melhorou a performance em três vezes. Assim conclui-se que a metodologia atendeu as expectativas, contudo ainda é preciso implementar melhorias como considerar a perda de carga da linha de purga e do carvão do filtro.

Palavras chave: Emissões evaporativas; filtro de carvão; Purga; CFD; Venturi; Proconve L8.

ABSTRACT

Emission limits for vehicles are periodically reduced, and meeting these limits presents a challenge for the automotive industry. In Brazil, there is a transition to Proconve Level 8 (PL8) regulations, which have introduced requirements for Onboard Refueling Vapor Recovery (ORVR), necessitating the use of larger carbon filters. The carbon filter traps hydrocarbon particles while allowing air to pass through. However, over time, the filter becomes saturated, leading to non-compliance with regulatory requirements. To prevent this, it is essential to purge the filter by directing part of the air used for engine combustion through the purge line of the carbon filter. Literature suggests that for effective purging, an air volume three hundred times the volume of the carbon could be a solution.

The goal of this work is to develop a simulation methodology to predict and improve carbon canister purge performance during the turbocharged phase. The methodology involves using virtual experimentation tools combined with variations in geometric parameters to evaluate volumetric and mass purge values and comparing these with physical experiments conducted according to PL8 regulations.

The study demonstrated that it is possible to predict different purge behaviors based on geometry and identify key points for improving purge performance in the turbocharged phase. A solution was found that improved performance threefold. Thus, the methodology met expectations, but further improvements are needed, such as accounting for pressure losses in the purge line and the carbon filter.

Keywords: automotive emissions; evaporative emissions; carbon canister; purge; CFD; Proconve Level 8.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Reservas globais de combustíveis fósseis.	16
Figura 2: Emissões de GEE pelas regiões do mundo.....	16
Figura 3: Consumo global de energia por fonte (a) e geração global de energia elétrica por fonte (b).	17
Figura 4: Emissão de gases de efeito estufa por setor no mundo.	18
Figura 5: Produção versus Consumo de energia no Brasil.....	18
Figura 6: Emissão de gases de efeito estufa por setor no Brasil.	19
Figura 7: Emissões de CO ₂ equivalentes por país e tipo de motorização.....	21
Figura 8: Matriz energética da Polônia e Noruega.....	22
Figura 9: Fluxograma teste de emissões definido pelo EPA.....	29
Figura 10: Requisito de NMOG + NOx.....	32
Figura 11: Comparativo da evolução no tempo das emissões corporativas de NMOG + Nox do PL8 e <i>USA Tier 3</i>	33
Figura 12: Layout típico de um sistema ORVR.	34
Figura 13: Tubo ejetor de fluxo anular (a) e de fluxo cruzado (b).	36
Figura 14: Ilustração de corte de partícula de carvão ativado com exemplificação dos poros e das moléculas de HC.....	41
Figura 15: Curva padrão do processo de determinação do GWC ou BWC.	42
Figura 16: Curva de capacidade de trabalho do filtro ao longo dos ciclos.	43
Figura 17: Avaliação de volume de poros vs evolução dos ciclos.	43
Figura 18: Quantidade por tamanho de moléculas residuais vs evolução dos ciclos.	44
Figura 19: Ilustração do fenômeno de deterioração do filtro.	44
Figura 20: Massa residual vs volume purgado.....	44
Figura 21: Posição dos termopares, esquema de saturação e purga.....	45
Figura 22: Temperaturas nos processos de saturação e purga.....	46
Figura 23: Difusão das moléculas de C4 e C5 no carvão ativado.....	46
Figura 24: Detalhe do banho de PGM na monolita.	52
Figura 25: Relação típica de conversão de gases variando pela relação ar-combustível para catalisadores TWC.....	54
Figura 26: Mudança dv/dt na rotação do motor e mudança dFC/dt no consumo de combustível para um carro de passageiros SI durante o primeiro segmento do Ciclo	

de Condução Urbana (UDC) (consulte o Apêndice 2) após uma partida a frio a 24 C.	60
.....	60
Figura 27: Fluxograma da metodologia proposta.....	65
Figura 28: Fluxograma do ensaio de emissões do PL7&8.....	66
Figura 29: Parâmetros do ciclo FTP-75.	67
Figura 30: Arquitetura genérica de purga do filtro.	67
Figura 31: Arquitetura genérica de purga do filtro para veículos turboalimentados.	68
.....	68
Figura 32: Seção do tubo ejetor hipotizado para o trabalho.	69
Figura 33: Etapas do experimento físico.....	76
Figura 34: SIC 714.....	77
Figura 35: Banco dinamométrico.	78
Figura 36: Relação entre a pressão negativa e o volume de purga.....	80
Figura 37: Relação entre a purga volumétrica e comprimento do cone l_1 (a) e comprimento do difusor l_2 (b).	80
Figura 38: Relação entre a purga volumétrica e diâmetros d_1 (a), d_2 (b) e d_3 (b).	81
.....	81
Figura 39: Propostas 16 (a), 17 (b) e 18 (c).....	83
Figura 40: Resultado velocidade e pressão da proposta 14.	84
Figura 41: Protótipo utilizado no experimento físico.	85

LISTA DE TABELAS E QUADROS

Tabela 1: Evolução dos requisitos de emissões evaporativas nos EUA.	29
Tabela 2: Comparativo emissões Brasil, EUA e Europa.	31
Tabela 3: Limites de emissões de emissões de veículos leves para as legislações brasileira, americana e europeia.	32
Tabela 4: Comparativo das propriedades do Etanol, metanol e gasolina.	48
Tabela 5: Tendências da legislação da UE e dos EUA/EPA-CARB de emissões de ambientes frios.	61
Tabela 6: Principais modelos físicos empregados na simulação CFD.	71
Tabela 7: Ficha técnica do objeto de prova	76
Tabela 8: Ficha técnica do medidor de vazão.	77
Tabela 9: Detalhes das propostas e resultados das simulações CFD.	79
Tabela 10: Comparativo fluidodinâmico das propostas base, 10, 11 e 12.	82
Tabela 11: Resultados comparando as propostas baseline, 12, 16, 17 e 18.	83
Tabela 12: Comparativo fluidodinâmico das propostas 16, 17 e 18.	84
Tabela 13: Resultado do experimento físico da proposta baseline e proposta 14.	86

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Mtep	Milhões de toneladas equivalentes de petróleo
GEE	Gases de Efeito Estufa
IEA	<i>International Energy Agency</i>
CO ₂	Dióxido de Carbono
CH ₄	Metano
N ₂ O	Óxido Nitroso
SF ₆	Hexafluoreto de Enxofre
HFC	Hidrofluorcarbono
PFC	Perfluorcarbono
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i> (Injeção direta de gasolina)
PFI	<i>Port Fuel Injected</i> (Injeção de combustível no coletor)
ICE	<i>Internal Combustion Engine</i> (Motor de combustão interna)
EV	<i>Electric Vehicles</i> (Veículos elétricos)
REE	<i>Rare Earth Elements</i> (Terras raras)
PL	Proconve Level
Conama	Conselho Nacional de Meio Ambiente
USA	United States of America (Estados Unidos da América)
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i> (Agência de Proteção Ambiental)
CARB	<i>California Air Resources Board</i> (Conselho de Recursos Atmosféricos da Califórnia)
GM	General Motors
SHED	<i>Sealed Housing for Evaporative Determination</i> (Câmara selada para determinação de emissões evaporativas)
VOC	<i>Volatile Organic Compounds</i> (Componentes orgânicos voláteis)

FTP	<i>Federal test Procedure</i> (Procedimento federal de teste)
ORVR	<i>Onboard Refueling Vapor Recovery</i> (Sistema integrado de recuperação dos vapores de abastecimento)
OBD	<i>On Board Diagnosis</i> (Sistema integrado de controle e monitoramento)
FD	Fatores de Deterioração
CO	Óxido de Carbono
HCHO	Formaldeído
NMOG	<i>Non-Methane Organic Gases</i> (Gases orgânicos não metano)
NO _x	Óxido de Nitrogênio
NMHC	<i>Non-Methane Hydrocarbons</i> (Hidrocarbonetos não metano)
-OH	Hidroxila
km/l	Quilometro por Litro
PEAD	Polietileno de Alta Densidade
EVOH	<i>Ethylene Vinyl Alcohol</i> (copolímero de Etileno Vinil Álcool)
FDM	Fuel Delivery Module (Módulo de Combustível)
BWC	<i>Butane Working Capacity</i> (Capacidade de trabalho com butano)
GWC	<i>Gasoline Working Capacity</i> (Capacidade de trabalho com gasolina)
ECU	<i>Engineering Control Unit</i> (Central de controle do motor))
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i> (Modulação por largura de pulso)
L/min	Litros por Minuto

gr/min

Gramas por Minuto

HC

Cadeias de Hidrocarboneto

SUMÁRIO

1.1.	Crise energética global.....	16
1.2.	A matriz energética do Brasil.....	18
1.3.	A eletrificação.....	20
1.4.	Objetivos Gerais.....	25
1.5.	Objetivos Específicos.....	25
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	26
2.1.	Evolução na regulamentação brasileira de controle de emissões automotivas	26
2.2.	Sistema integrado de recuperação de vapores durante reabastecimento	34
2.3.	Tubo ejetor.....	35
2.4.	O carvão ativado.....	40
2.5.	Etanol.....	46
2.6.	Emissões de escapamento.....	49
2.6.1.	O produto da combustão.....	50
2.6.2.	Evolução da tecnologia dos catalisadores.....	52
2.6.3.	Operação transiente do MCI.....	57
2.7.	Análises virtuais.....	62
3.	METODOLOGIA.....	65
3.1.	Fundamentação teórica.....	65
3.1.1.	O ciclo de emissões e a purga do filtro de carvão.....	65
3.2.	Modelo geométrico base.....	69
3.3.	Modelagem numérica.....	70
3.4.	Condição de contorno.....	75
3.5.	Teste experimental.....	75
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	79
4.1.	Análise CFD.....	79

4.2.	Experimento físico.....	85
5.	CONCLUSÕES	87
5.1.	Metodologia.....	87
5.2.	Correlação virtual-experimental.....	87
5.3.	Elaborar uma proposta de tubo ejetor que melhore a purga	87
5.4.	Avaliar a proposta em modelo experimental	88
6.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	89
APÊNDICE A		106
APÊNDICE B		120

INTRODUÇÃO

1.1. Crise energética global

Nas últimas décadas, o consumo mundial de energia aumentou consideravelmente, variando de 8,6 bilhões de toneladas equivalentes de petróleo (Btep) em 1995 para 13,1 Btep em 2015 (Dong et al., 2020). A Figura 1 mostra as reservas de combustíveis fósseis mundiais em anos restantes conforme consumo de 2020.

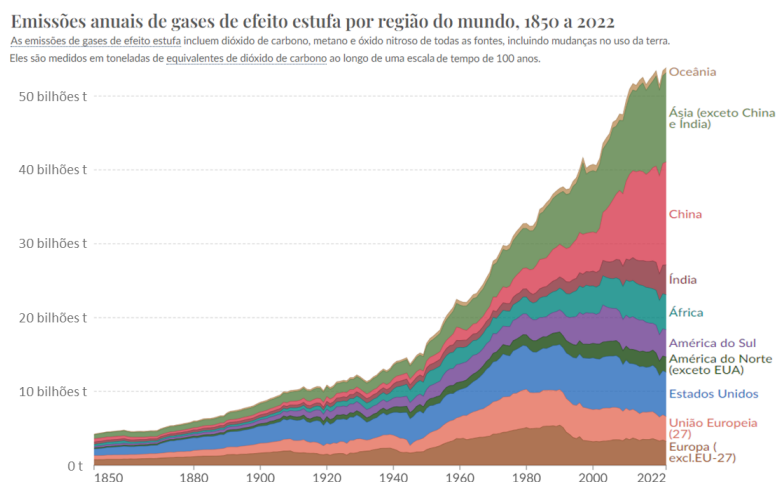
Figura 1: Reservas globais de combustíveis fósseis.



Fonte: Energy Institute - Statistical Review of World Energy (2023) – with major processing by Our World in Data. [Years of fossil fuel reserves left, 2020 \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/years-of-fossil-fuel-reserves-left-2020).

O mundo enfrenta uma crise energética devido a uma escalada na procura global de energia, à dependência contínua de combustíveis fósseis e ao aumento da população mundial, que ultrapassa os sete bilhões de pessoas (Coyle, E., Simmons, R., 2014). A Figura 2 mostra o crescimento do consumo de energia ao longo dos anos.

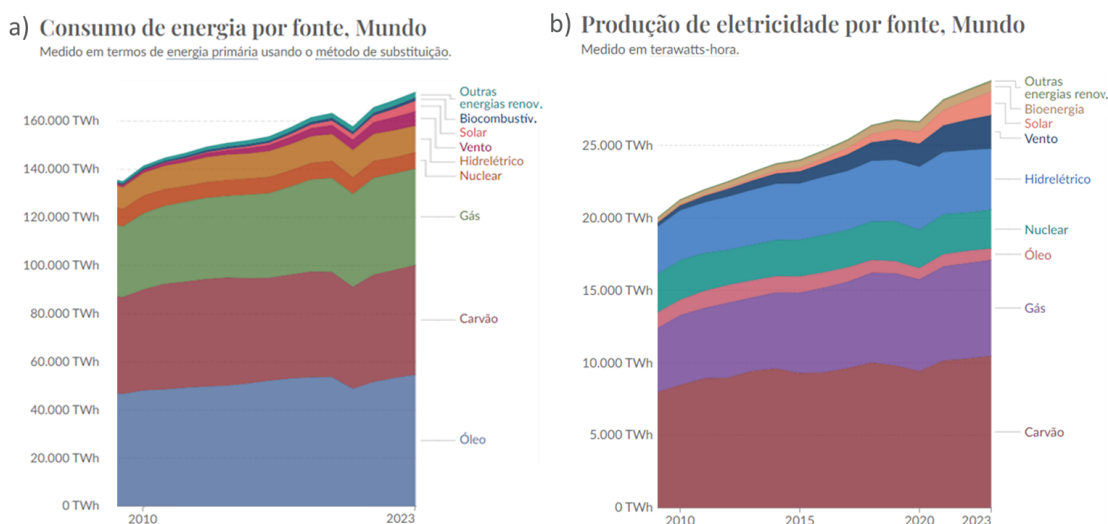
Figura 2: Emissões de GEE pelas regiões do mundo.



Fonte: Jones et al. (2024) – with major processing by Our World in Data. [Annual greenhouse gas emissions by world region, 1850 to 2021 \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/annual-greenhouse-gas-emissions-by-world-region-1850-to-2021).

Na era recente, do consumo total de energia primária aproximadamente 80% é proveniente de combustíveis fósseis (Zhang et al., 2017; Zerta et al., 2008; Jamshidi e Askarzadeh, 2019). Quando se fala em combustíveis fósseis é comum se pensar inicialmente em Petróleo que em 2022 representou 31,5% da energia consumida conforme pode ser visto na Figura 3 (a), mas deve-se lembrar de outras duas importantes fontes que são o gás natural e o carvão que juntos em 2022 representaram 50% da energia consumida. A produção de energia é um fator chave para cumprir a agenda sustentável global e deve ser o principal desafio para os países em desenvolvimento e desenvolvidos (Iddrisu e Bhattacharyya, 2015; Pietrosemoli e Rodríguez-Monroy, 2019). Conforme pode ser visto na Figura 3 (b) aproximadamente 60% da geração de eletricidade no mundo é oriunda de combustíveis fósseis, principalmente carvão mineral e gás natural.

Figura 3: Consumo global de energia por fonte (a) e geração global de energia elétrica por fonte (b).



Fonte: Energy Institute - Statistical Review of World Energy (2023) – with major processing by Our World in Data. [Energy consumption by source, World \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/energy-consumption-by-source-world) (a) e [Electricity production by source, World \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/electricity-production-by-source-world) (b).

De acordo com dados da Agência Internacional de Energia (IEA em inglês) o setor de transportes global é responsável por 60% do consumo de petróleo. Assim analisando os dados da Figura 3 (b) e da Figura 4 pode-se estimar que em 2019 o setor consumiu 31.781 TWh de energia e emitiu 8,43 bilhões de toneladas (17%) das emissões de gases de efeito estufa (GEE) no mundo, em contrapartida o setor de energia elétrica produziu aproximadamente 28.527 TWh de energia e emitiu 15,83 bilhões de toneladas (31%) de GEE, ou seja, maior emissão por TWh.

Figura 4: Emissão de gases de efeito estufa por setor no mundo.

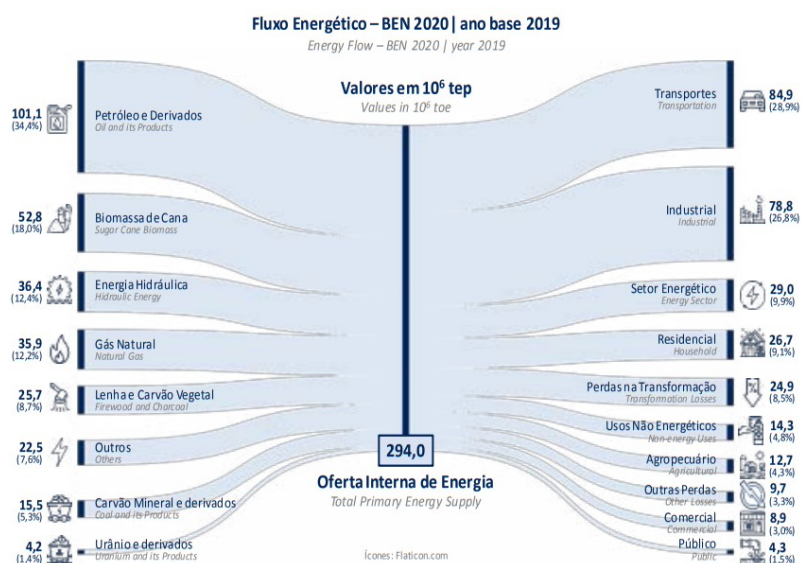


Fonte: Climate Watch (2023) – with major processing by Our World in Data. [Greenhouse gas emissions by sector, World \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/greenhouse-gas-emissions-by-sector-world).

1.2. A matriz energética do Brasil

Conforme exibido na Figura 5 a matriz energética do Brasil utiliza muito de fontes renováveis como energia hidrelétrica, biomassa e etanol derivado da cana-de-açúcar, enquanto a média global para energias renováveis é de cerca de 14%. No Brasil, esse valor é cerca de 40% e coloca-o em primeiro lugar entre as dez nações mais populosas do mundo na utilização de energia de fontes renováveis.

Figura 5: Produção versus Consumo de energia no Brasil.

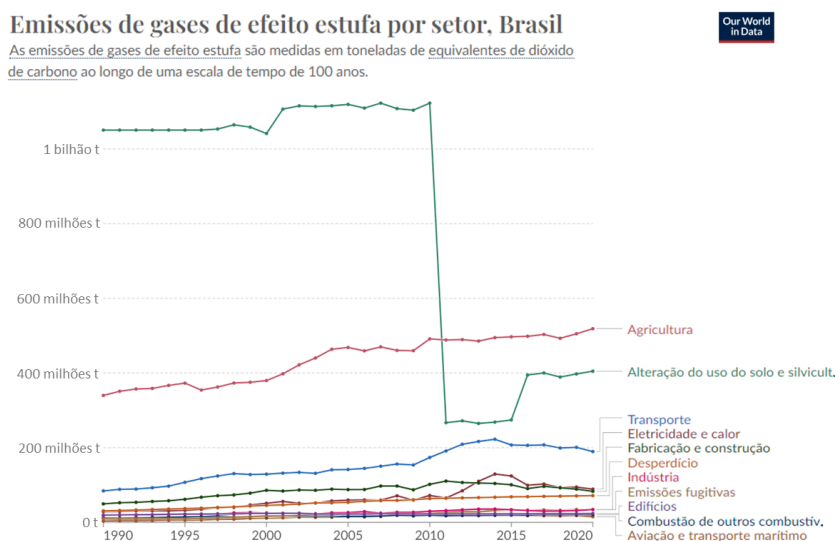


Fonte: Ministério de Minas e Energia, Balanço Energético Nacional 2020 – relatório final.

Focando somente na produção de energia elétrica no Brasil, observa-se na Figura 6 que quase 65% são oriundas de usinas hidrelétricas, 8,6% de usinas eólicas, 8,4% de biomassa e o somatório do uso de combustíveis fósseis não chega a 15%. Esses dados mostram que diferente da maioria dos países, e apesar de ainda haver espaço para o Brasil ampliar o uso de fontes renováveis como solar e eólica, o Brasil conta com uma produção elétrica essencialmente “limpa”, ou seja, com baixo impacto em emissões de GEE.

Comparando as Figura 4 e Figura 6 observa-se que de fato a matriz elétrica brasileira emite GEE bem abaixo da média global, ficando em 4º lugar como fonte dessas emissões no Brasil e em 1º lugar na média dos demais países e bem acima do 2º lugar. Observa-se também que a agricultura e o manejo da terra no Brasil são as maiores fontes de GEE, o que é coerente com a forte atividade econômica do setor e logo na sequência vem o setor de transportes.

Figura 6: Emissão de gases de efeito estufa por setor no Brasil.



Fonte: Climate Watch (2023) – with major processing by Our World in Data. [Greenhouse gas emissions by sector, Brazil \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/greenhouse-gas-emissions-by-sector-brazil).

No Brasil, o modal rodoviário representa 63-65% do transporte de passageiros e cargas, em comparação com 21% na China e 39% na Índia (Raiser et al., 2017). Segundo Saboori et al. (2014), a demanda por transportes aumenta com crescimento econômico associado a distribuição desigual de materiais e recursos energéticos, rápida urbanização, o aumento da renda disponível, a diversificação das atividades sociais e de lazer e o aumento do número de veículos particulares.

Iodice e Senatore (2012) observaram que as atividades de transporte têm contribuição significativa para as emissões poluentes do ar no mundo e que estudos analíticos e experimentais são essenciais para formuladores de políticas e pesquisadores visando melhorar a qualidade do ar e quantificar o impacto ambiental causado pelo transporte rodoviário. O setor de transportes foi responsável por 29% das emissões de CO₂ no Brasil em 2016, e desse percentual, 90% é relativo ao modal rodoviário (Observatório do clima, 2017), sendo considerado o setor que mais impacta na qualidade do ar no país.

Além dos gases nocivos à saúde humana, também são emitidos pelos veículos com motor a combustão interna gases de efeito estufa que são Dióxido de Carbono (CO₂), Metano (CH₄), Óxido Nitroso (N₂O), Hexafluoreto de Enxofre (SF₆) e duas famílias de gases, Hidrofluorcarbono (HFC) e Perfluorcarbono (PFC). Vários estudos anteriores sugeriram que as emissões de automóveis com motor a combustão interna (MCI) podem ser controladas usando várias técnicas de modificação, a saber, modificação do motor, modificação do combustível (mistura etanol-gasolina) e tratamento dos gases de escape (ignição dos gases de escape e conversores catalíticos) e das emissões evaporativas. A tecnologia do motor é um dos principais fatores que afetam as emissões dos veículos. Existem dois tipos principais de tecnologia de injeção de combustível para veículos movidos à gasolina, GDI e PFI (Zhu et al., 2016). Geralmente, o GDI oferece economia de combustível efetiva e menores emissões de gases de efeito estufa, porque a tecnologia de injeção direta de combustível pode controlar com mais precisão o volume de combustível e o tempo de injeção (Maricq et al., 2012). Nas últimas décadas, todos os países fizeram enormes esforços para aliviar a poluição do meio ambiente e reduzir o consumo de combustíveis fósseis tradicionais (Liu et al., 2017). Os MCI ainda desempenham um papel crítico no setor de transporte, assim, o esgotamento da energia e os problemas com o meio ambiente resultam na necessidade de normas rigorosas sobre o consumo de combustível e emissões (Duan et al., 2019).

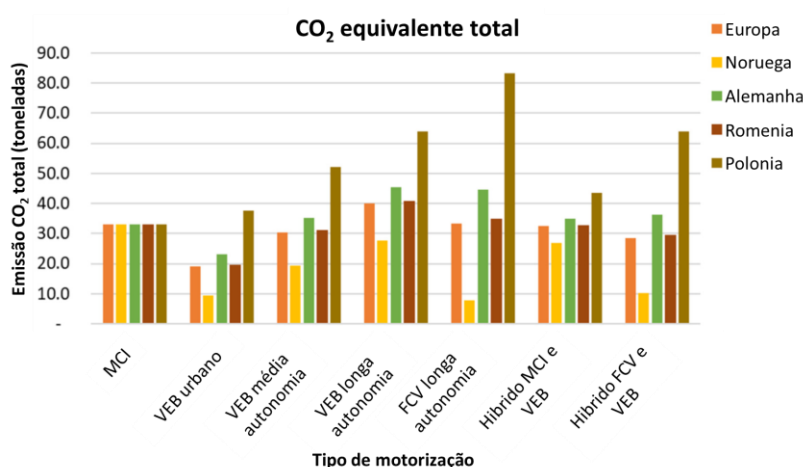
1.3. A eletrificação

Shuguang Ji et al. (2012) realizaram uma comparação das emissões de CO₂, NO_x, HC e PM_{2.5} entre MCIs e VEBs (veículos elétricos a bateria) em 34 cidades da China, e o impacto ambiental das emissões de material particulado menor que 2,5 micrometros (MP_{2,5}) na saúde foi analisado. O estudo conclui que, uma vez que a

China possui um sistema elétrico baseado em carvão, a substituição de MCIs por VEBs aumentará as emissões de CO₂ e MP_{2,5}, levando a um aumento do risco de saúde nas proximidades das usinas de energia. A necessidade de melhorias no setor de energia também deve ser considerada.

Klaus Lieutenant et al. (2022) fizeram um estudo comparando as emissões das diferentes tecnologias de motorização compreendendo MCIs, VEB urbano (autonomia até 200 km), VEB de média autonomia (200 – 400 km), VEB longa autonomia (acima 400 km), célula de combustível de hidrogênio (em inglês *fuel cell vehicles* – FCV), veículo híbrido de MCI e VEB e veículo híbrido de FCV e VEB. No estudo foram consideradas as emissões oriundas do processo de fabricação das baterias e da matriz energética utilizada no país ou região. O estudo demonstrou que a associação de uma matriz muito dependente de combustíveis fósseis com VEBs de baterias maiores resulta em aumento das emissões quando comparados a veículos MCI conforme pode ser observado na Figura 7.

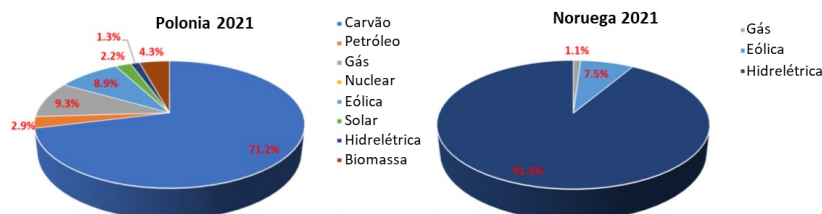
Figura 7: Emissões de CO₂ equivalentes por país e tipo de motorização.



Fonte: Klaus Lieutenant et al. (2022)

Os dois extremos do gráfico são Noruega, que possui uma matriz energética menos dependente de combustíveis fósseis, e Polónia, que tem o carvão como fonte principal de energia. A Figura 8 mostra a matriz energética de cada país, assim conclui-se que a tecnologia VEB é muito dependente da matriz energética disponível e sua efetividade na redução das emissões esta intrinsecamente ligada a mudança da matriz energética e não somente ao emprego desta tecnologia.

Figura 8: Matriz energética da Polônia e Noruega.



Fonte: Klaus Lieutenant et al. (2022)

Outro ponto importante é que o desenvolvimento em larga escala de VEBs resultará num aumento significativo da procura de cobalto, níquel, lítio e outros metais estratégicos e terras raras (em inglês REE). Jones et al. (2020) criaram um modelo que prevê que o esgotamento das reservas de cobalto e lítio seguindo a tendência de crescimento da demanda. Este modelo prevê que as reservas de Cobalto se esgotarão na metade e de lítio no final do século. A mobilidade elétrica também pode ser um impulsionador importante para os mercados de níquel, alumínio e cobre, já que até 2030, a demanda por esses metais deve aumentar em 30,4%, 8,4% e 6,3% da produção anual (em 2017).

A concentração da demanda e o crescimento da produção na cadeia automotiva em países importadores de recursos também tem um grande impacto nos fluxos comerciais de matérias-primas e nos riscos associados à cadeia de suprimentos. Por exemplo, a China, embora seja uma grande produtora de minerais como cobre e lítio, já é a maior importadora mundial da maioria das matérias-primas primárias necessárias para apoiar a revolução dos veículos elétricos. Por exemplo, a modelagem sugere que a participação da China na demanda global de lítio e cobalto para transporte (cada vez mais o principal usuário final) provavelmente aumentará para cerca de 68% em 2030. Os riscos de fornecimento implícitos são particularmente evidentes no caso do cobalto, onde cerca de dois terços do fornecimento atualmente vêm da República Democrática do Congo (RDC). No entanto, os riscos diferem em cada etapa da cadeia de produção, com o poder de mercado em químicos de bateria e fabricação de células fortemente consolidado na China, Coreia do Sul e Japão (que

juntos respondem por cerca de 85% da produção atual de células, de acordo com a CRU).

A China controla cerca de 80% das minas do mundo fornecimento de minerais de terras raras (L. Hornby et H. Sanderson, 2019). Em 2009, a China reduziu significativamente as suas exportações de REE e, em 2010, o governo bloqueou totalmente as exportações destes elementos para o Japão, na sequência de uma disputa territorial e já proibiu a exportação de REE para os Estados Unidos (T. Dimsdale, 2019). As maiores reservas de minerais de REE estão na China (44%) e no Vietnã e Brasil (22% cada). Vietnã e Brasil não detém capacidade tecnológica para exploração dos minerais de terras raras e assim a China controla o mercado. As reservas de lítio estão concentradas na Bolívia (21%), Argentina (20%) e Chile (11%), a Bolívia não tem tido sucesso na exploração de Lítio nas últimas três décadas. A China vem fazendo acordos com estes três países para explorar este mineral, bem como empresas canadenses e americanas.

Os países com as maiores fontes de minerais raros são, em sua maioria, países em desenvolvimento e tem sua população em situação mais vulnerável e isso levanta sérias questões sobre o impacto da extração destes minerais, por exemplo para a extração de lítio é necessário utilizar grandes quantidades de água que são evaporadas no processo e isto gera escassez de água para a população local. Estudos sobre a mineração na Argentina já indicam problemas e lamentações da população. Como o lítio é extraído em áreas habitadas ou utilizadas por comunidades indígenas e camponesas que praticam a pastorícia, a mineração de lítio pode competir com outros usos da água e limitar a quantidade de água disponível (Mignaqui, 2019; Deniau et al., 2021; Marconi et al., 2021; Marconi et al. al., 2022). A mineração de lítio na Argentina gerou injustiças sociais, reclamações relacionadas à falta de acesso à informação e aos processos de tomada de decisão, e conflitos em torno do consumo de água e da distribuição de receitas (Lacabana et al., 2019; Jerez et al., 2021; Dorn, 2021; Clavijo et al., 2022; Jorratt, 2022).

Neste cenário, a participação de VEBs na frota brasileira deve-se manter baixa ainda por um longo tempo e a indústria local direciona esforços na redução de emissões do MCI e na utilização de biocombustíveis. Assim, em 2018 foi aprovado uma resolução no Brasil para definir os novos limites de emissões veiculares em dois

passos. Primeiro, houve a implementação do Proconve Level 7 (PL7) que estabeleceu uma forte redução nos limites individuais e passou a vigorar a partir de 2022 e começará vigorar a partir de 2025 o Proconve Level 8 (PL8) no qual será iniciado um controle corporativo com redução progressiva dos limites de emissões, de forma que individualmente cada veículo atenda no mínimo os limites pré-estabelecidos em 2022, mas corporativamente as emissões totais dos veículos de cada montadora sejam menores.

Observa-se que ainda a importância no investimento em pesquisas para reduzir as emissões de gases por motores de combustão interna bem como na melhoria do consumo por estes motores para a redução das emissões uma vez que o MCI ainda será aplicado por vários anos.

1.4. Objetivos Gerais

Com os requisitos estabelecidos para PL7 e PL8, uma das possíveis soluções é aumentar o tamanho do filtro de carvão do controle de emissões evaporativas e, por consequência, é necessário aumentar o volume de purga do filtro. Assim, o objetivo geral deste trabalho é estabelecer uma metodologia para avaliar e melhorar a influência da geometria do tubo ejetor no volume total de purga do filtro de carvão ativo em veículos turboalimentados para contribuir para o atendimento das regulamentações brasileiras.

1.5. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos dessa pesquisa consistem em:

- a) Elaborar uma metodologia de análise virtual da influência da geometria do tubo ejetor no volume de purga;
- b) Avaliar a correlação do modelo virtual com o modelo experimental;
- c) Elaborar uma proposta de tubo ejetor que melhore a purga;
- d) Avaliar a proposta em modelo experimental.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Evolução na regulamentação brasileira de controle de emissões automotivas

No Brasil o Conselho Nacional de Meio Ambiente – Conama – é o órgão responsável por estabelecer as regulamentações de emissões veiculares bem como sua evolução ao longo dos anos e estabeleceu por meio da resolução 492 de 20 de setembro de 2018, ano em que ainda vigorava a regulamentação Proconve Level 6, a estratégia de adoção do PL7 que passou a vigorar em janeiro de 2022 e do PL8 que passará a vigorar em janeiro de 2025.

Em relação as emissões evaporativas, as regulamentações brasileiras eram e continuam sendo baseadas nas legislações dos Estados Unidos da América (em inglês *USA*) e assim se faz necessário entender a história e evolução das emissões evaporativas neste país. A Associação dos Fabricantes de Controle de Emissões (*Manufacturers of Emission Controls Association – MECA*) elaborou, em 2020, uma revisão da história das emissões que é a fonte base para esta seção. De acordo com o documento, nos *USA*, têm-se duas principais organizações que protagonizam a evolução das emissões de veículos automotores, a Agencia de Proteção Ambiental (*Environmental Protection Agency – EPA*) que é o órgão federal e o Conselho de Recursos Atmosféricos da Califórnia (*California Air Resources Board – CARB*), esse último, apesar de ser um órgão estadual, foi o pioneiro a estipular em 1966 a primeira regulamentação para o controle de emissões dos gases de escapamento no país e, em geral, está na vanguarda da regulamentação do controle de emissões de gases poluentes do ar.

Já em relação ao controle de emissões evaporativas em 1963, o *CARB* regulamentou as emissões de vapores do óleo do motor (*crankcase emissions*) e, em 1970, entrou em vigor a regulamentação o controle de emissões dos vapores nas condições em que é simulado o aquecimento do sistema de combustível pelo motor e escapamento após o desligamento do veículo (*Hot Soak*) e o aquecimento devido ao aumento da temperatura ambiente e asfalto (*Diurnal Emissions*) e começaram a ser empregados os filtros de carvão, chamados de *carbon canister*.

Existem quatro maneiras principais pelas quais os vapores de gasolina são produzidos e podem escapar:

Diurnal Emissions – Ocorre por meio da evaporação diurna devido ao aquecimento do combustível pelo aumento da temperatura ambiente, o que causa uma maior taxa de vaporização.

Running Losses – O calor gerado no funcionamento do motor aquece o compartimento do motor e o sistema de escapamento que, por sua vez, causam aumento de temperatura do sistema de combustível e somado ao movimento do combustível dentro do tanque, geram aumento da taxa de vaporização do combustível.

Hot Soak – É similar ao anterior, porém ocorre após o desligamento do veículo quando o calor radiante do motor e sistema de escapamento causam a vaporização da gasolina por um período prolongado (até uma hora).

Refueling – Durante o abastecimento a entrada de combustível líquido desloca os vapores que estavam no tanque, liberando-os para a atmosfera.

Nesta época para realizar os testes eram aplicadas “armadilhas” de carvão ativado nas possíveis fontes de emissão, mas este método apresentava baixa exatidão e assim a GM (General Motors) desenvolveu uma câmara de teste selada chamada de *Sealed Housing for Evaporative Determination (SHED)* resultando em um método mais exato e com maior repetibilidade. Posteriormente este método foi adotado como oficial pelas agências regulamentadoras.

Os primeiros testes tinham duração de uma hora para o *Hot Soak* e uma hora para o *Diurnal Emissions*. No primeiro, o veículo era desligado logo após um ciclo de rodagem padrão e, no segundo, utilizava-se um aquecedor elétrico para simular o aquecimento acelerado do tanque que ocorre em um dia inteiro.

A regulamentação foi se tornando mais restrita gradualmente e foram adicionados novos requisitos. Nos anos 90, o *CARB*, preocupado com os longos períodos de veículos estacionados implementou o teste de 72 horas de *Diurnal Emissions* e, por meio de pesquisas, identificou que a maior parte das emissões de componentes orgânicos voláteis (*Volatile Organic Compounds - VOC*) ocorria com o veículo em funcionamento e assim foi implementado um teste integrado de *Running Loss*. No mesmo período, o *EPA* implementava o teste de 48 horas de *Diurnal Emissions* após o ciclo padrão de rodagem (*Federal Test Procedure - FTP*) e o teste

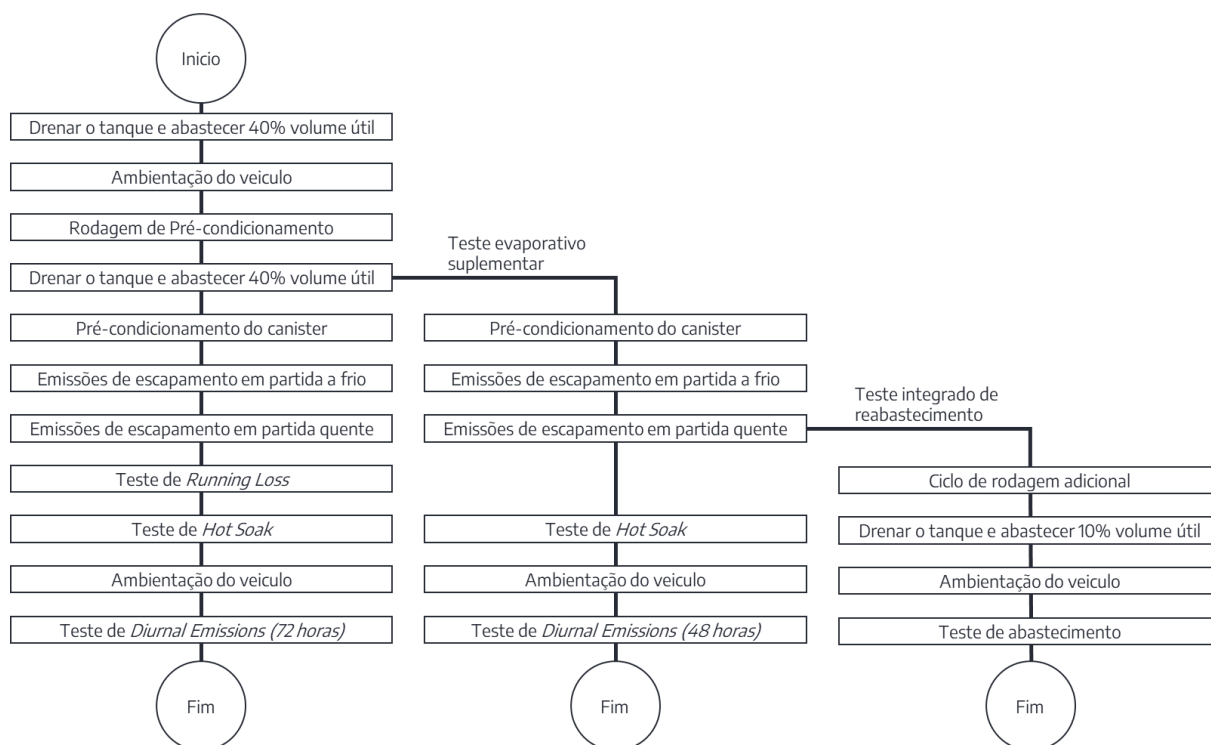
de emissões durante o reabastecimento resultando na implementação de um sistema integrado de recuperação dos vapores (*Onboard Refueling Vapor Recovery - ORVR*) nos veículos.

Posteriormente, as agências concordaram que era melhor ter apenas um programa nacional e, após algumas discussões, foram mantidos os testes de 72 horas e de 48 horas. O ciclo de rodagem para 48 horas é mais adequado para situações reais de curtas viagens, ou seja, menor volume de purga do filtro. O teste de 72 horas era mais adequado para avaliar longos períodos de estacionamento, apesar de o ciclo de rodagem possibilitar maior lavagem do filtro. Além disso, foi adotado o teste de 70 minutos de *Running Losses* desenvolvido pela GM. Essa nova regulamentação entrou em vigor em 1995 para o *CARB* e 1996 para o *EPA*. Também foi decidido que o teste de emissões durante o abastecimento seria um requisito nacional e foi implementado em 1998.

Em 1992, o *CARB* estabeleceu o requisito de controle e monitoramento integrado (*On Board Diagnosis – OBD*) para vazamentos cumulativos proporcionais a um furo de 0.04" (1,016 mm) e em 1994 atualizou para um furo equivalente de 0.02". Em 1993, o *EPA* estabeleceu um controle similar, mas com um procedimento de teste diferente e objetivo de 0,04". Em 2018, o *EPA* também migrou para 0,02". O sistema *OBD* também monitora o funcionamento da válvula de purga do filtro com a finalidade de informar ao usuário quando houver um problema na linha de purga por meio da luz espia de injeção.

Na Figura 9, pode-se observar o fluxograma do teste atual de emissões evaporativas definido pelo *EPA* e, na Tabela 1, pode-se observar a evolução dos requisitos das emissões evaporativas dos EUA.

Figura 9: Fluxograma teste de emissões definido pelo EPA.



Fonte: Johnson et Al, 1999.

Tabela 1: Evolução dos requisitos de emissões evaporativas nos EUA.

Ano	Região de venda	Método de teste	Limite de emissões	Observação
1970	Califórnia	Armadilha de carvão	6 g HC	Teste de 1 hora
1971	49 estados	Armadilha de carvão	6 g HC	Teste de 1 hora
1972	50 estados	Armadilha de carvão	2 g HC	Teste de 1 hora
1978	50 estados	SHED	6 g HC	Teste de 1 hora
1980	Califórnia	SHED	2 g HC	Teste de 1 hora
1981	50 estados	SHED	2 g HC	Teste de 1 hora
1995	Califórnia	VT SHED	2 g HC	Teste de 72 horas
1995	Califórnia	Run Loss	0,05 g/milha	
1996	50 estados	VT SHED	2 g HC	Teste de 72 horas
1996	50 estados	Run Loss	0,05 g/milha	
1998	50 estados	ORVR	0,2 g/galão	Carro de passageiros
2001	50 estados	ORVR	0,2 g/galão	Caminhões de carga leve

Fonte: Johnson et Al, 1999.

A publicação da resolução nº 492 de 20 de dezembro de 2018 estabelece as regras e requisitos das novas fases do Proconve L7 e L8. No artigo 10º, fica estabelecido o teste de *Diurnal Emissions* de 48 horas com limite máximo de 0,5 gramas por dia de ensaio. O artigo 11º estabelece o limite de emissões de vapor de 50 cinquenta miligramas por litro abastecido (50 mg/L) e que em 2023, 20% do total

de vendas da montadora deve cumprir este requisito, 60% em 2024 e integralmente a partir de 2025 com o PL8.

O artigo 15º estabelece que o teste deve ser realizado em conformidade com a regulação 40 CFR *part* 86.132.96 e 86.133.96, considerando o ciclo de rodagem dinamométrico conforme NBR 6.601:2012 que é baseado no *FTP* desenvolvido nos *USA*. Para veículos flex, ficou definido que deve ser realizado um ensaio por combustível de referência, ou seja, gasolina e etanol, mas não será necessário realizar ensaios para misturas diversas misturas possíveis dos dois combustíveis.

O artigo 12º especifica que os combustíveis de referência devem seguir a lei nº 8.723 de 28 de outubro de 1993 conforme artigo 7º. Importante ressaltar que as propriedades do combustível têm grande impacto nas emissões e essa padronização garante maior fator de repetibilidade aos testes.

O artigo 16º estipula os requisitos de durabilidade e determinação dos Fatores de Deterioração (FD) e assim ficou estabelecido que os veículos devem garantir a conformidade com os requisitos de emissões por 160.000 km ou dez anos de uso, o que ocorrer primeiro.

A instrução normativa nº 23 de 24 de setembro de 2020 estabeleceu os controles necessários para o OBD. Na parte 2, item 2.2.1.8.1, é estabelecido o controle da falta de fluxo das linhas de purga do filtro e o item 2.2.1.8.3 torna mais claro que, quando aplicado, é necessário controlar a linha de purga de alta e baixa pressão, mas que se a linha de alta pressão corresponde a menos de 10% do fluxo de purga ou se ficar comprovado que ela não tem impacto relevante nas emissões, pode-se deixar de monitorá-la. No item 2.2.1.8.2, é estabelecido o controle de vazamento cumulativo equivalente a um furo de 1,016 mm (0,4”).

A Tabela 2 traz um comparativo dos requisitos homologativos de emissões evaporativas entre PL6, PL7, PL8, *Tier* 3 e Euro 6 para auxiliar no entendimento das mudanças e as diferenças entre os mercados.

Tabela 2: Comparativo emissões Brasil, EUA e Europa.

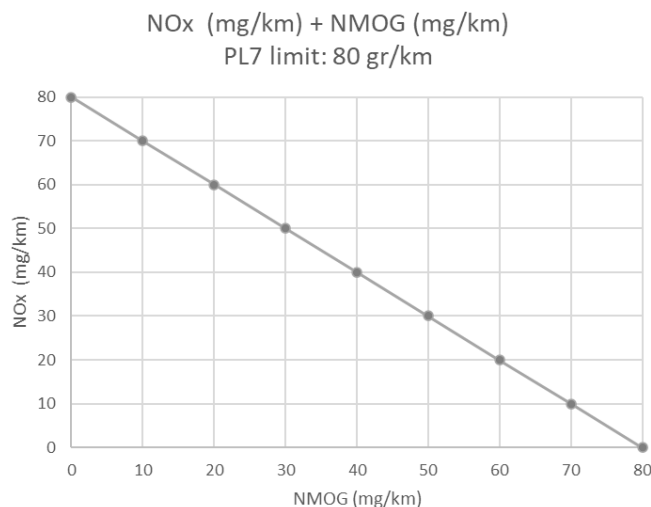
Região	Legislação	Nível	Data	Ciclo	Hot Soak	Diurnal Emissions	HS + DE (g)*	Abastecimento (mg/L)
Brasil	PL6	-	2014-2022	FTP-75	1h	1h	1,5	-
	PL7	-	2022-2025	FTP-75	1h	48h	0,5	50
	PL8	80 - 0	2025-	FTP-75	1h	48h	0,5	50
EUA	Tier 3	Bin 160 - 0	2017-2025	FTP-75	1h	48h&72h	0,35	53
Europa	Euro 6	-	2014-2025	WLTC	1h	48h	1	-

Fonte: Elaborado pelo autor a partir da resolução nº 492 de 20 de dezembro de 2018, 2024.

O filtro precisa ser purgado para evitar a saturação e o não cumprimento dos requisitos homologativos, e para isso existe uma linha de purga que possibilita a aspiração de ar e do vapor de combustível preso no filtro pelo motor para ser utilizado na combustão e tratado no catalisador. Assim, se faz necessário também uma breve avaliação das mudanças do PL7 e PL8 em relação as emissões dos gases de escapamento pois a purga do filtro impacta essas emissões.

As principais mudanças adotadas no PL7/PL8 frente ao PL6 são:

- Substituição do controle de NMHC, no qual era descontado o Etanol não queimado, pelo controle de NMOG que contém, além do que já era previsto no NMHC, os gases orgânicos de Etanol e aldeídos, compreendendo ainda o coeficiente de ajuste da reatividade fotoquímica;
- O controle conjunto de NMOG + NO_x com valores mais restritos em comparação aos que eram utilizados no PL6 de NMHC + NO_x que eram contabilizados separadamente. Detalhes na Fig. 10;
- Redução nos limites de emissão de CO e HCHO;
- Regulamentação nas emissões de PM em motores de injeção direta;
- Aumento do tempo e quilometragem em que o veículo deve atender os requisitos de emissões de 80.000 km ou 5 anos no PL6 para 160.000 km ou 10 anos para PL7/PL8;
- A regulamentação PL8 estabeleceu limites corporativos, de forma que cada veículo individualmente deve atender no mínimo os requisitos do PL7, mas a somatória produtiva de cada montadora deve atender a um target mais restritivo e que periodicamente passa por uma progressão na redução dos limites de emissões. Isso afeta principalmente os veículos de maior produção de cada empresa que tem maior contribuição na performance geral.

Figura 10: Requisito de NMOG + NO_x.

Fonte: Elaborado pelo autor a partir da resolução nº 492 de 20 de dezembro de 2018, 2024.

A Figura 10 mostra a mudança de controle para NMOG + NO_x que tem o objetivo de limitar os poluentes que contribuem para a formação de ozônio na baixa atmosfera, que são prejudiciais ao sistema respiratório, assim podem ser empregados diferentes sistemas de controle de emissão podem ser usados para reduzir mais NMOG, NO_x ou ambos ao mesmo tempo, uma vez que o limite de emissão pode ser alcançado por diferentes parcelas de NMOG/NO_x.

Tabela 3: Limites de emissões de veículos leves para as legislações brasileira, americana e europeia.

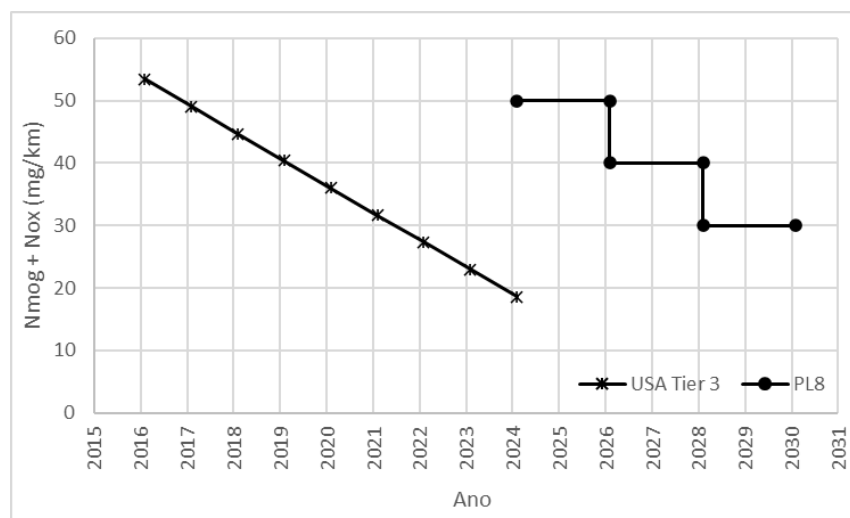
Região	Legislação	Nível	Data	Ciclo	NMOG+NO _x (mg/km)	PM (mg/km)	CO (mg/km)	HCHO (mg/km)	RDE
Brasil	PL6	-	2014-2022	FTP-75	130	-	1300	20	Não
	PL7	-	2022-2025	FTP-75	80	6	1000	15	Monitoração
	PL8	80	-	FTP-75	80	6	1000	15	Sim
	PL8	70	-	FTP-75	70	4	600	10	Sim
	PL8	60	-	FTP-75	60	4	600	10	Sim
	PL8	50	2025-2027	FTP-75	50	4	600	10	Sim
	PL8	40	2027-2029	FTP-75	40	4	500	10	Sim
	PL8	30	2029-2031	FTP-75	30	3	500	8	Sim
	PL8	20	-	FTP-75	20	2	400	8	Sim
	PL8	0	-	FTP-75	0	0	0	0	Sim
EUA	Tier 3	Bin 160	2017-2025	FTP-75	99,4	1,9	2609,8	2,5	Não
	Tier 3	Bin 125	2017-2025	FTP-75	77,7	1,9	1304,9	2,5	Não
	Tier 3	Bin 70	2017-2025	FTP-75	43,5	1,9	1056,3	2,5	Não
	Tier 3	Bin 50	2017-2025	FTP-75	31,1	1,9	1056,3	2,5	Não
	Tier 3	Bin 30	2017-2025	FTP-75	18,6	1,9	621,4	2,5	Não
	Tier 3	Bin 20	2017-2025	FTP-75	12,4	1,9	621,4	2,5	Não
	Tier 3	Bin 0	2017-2025	FTP-75	0	0	0	0	Não
Europa	Euro 6		2014-2025	WLTC	138	4,5	1000	-	Sim

Fonte: Elaborado pelo autor a partir da resolução nº 492 de 20 de dezembro de 2018 e EPA 40 CFR, 2024.

A Tabela 3 resume os limites de emissões de exaustão para veículos de passeio para as legislações brasileira (PL6, PL7, PL8), americana (*Tier 3*) e europeia (*Euro 6*), de maneira a facilitar a comparação para PL6 e Euro 6, o target de NMOG + NO_x foi estimado a partir dos limites individuais de NMHC e NO_x e considerando NMHC = NMOG.

É importante observar que mesmo com níveis semelhantes de NMOG + NO_x entre PL7 e US *Tier 3* Bin125 (como para PL8, Bin está relacionado ao nível de emissão; neste caso, 125 refere-se a NMOG + NO_x = 125 mg/mi), deve-se ressaltar que as diferenças de combustível em cada mercado tem impacto significativo, enquanto a norma brasileira utiliza E22, E61 e E100 como combustíveis de referência, a norma americana adota apenas o E10, sendo o número referente ao percentual de etanol em volume que é misturado à gasolina. NMOG + NO_x é o limite mais crítico a ser atendido para PL7 e PL8 devido principalmente ao elevado percentual de etanol, que possui o grupo funcional hidroxila (-OH), além da baixa pressão de vapor que dificulta a queima em condições de frio. A Figura 11 mostra um comparativo da evolução no tempo das emissões corporativas de NMOG + Nox do PL8 e *USA Tier 3*.

Figura 11: Comparativo da evolução no tempo das emissões corporativas de NMOG + Nox do PL8 e *USA Tier 3*.



Fonte: Elaborado pelo autor a partir da resolução nº 492 de 20 de dezembro de 2018 e EPA 40 CFR, 2024.

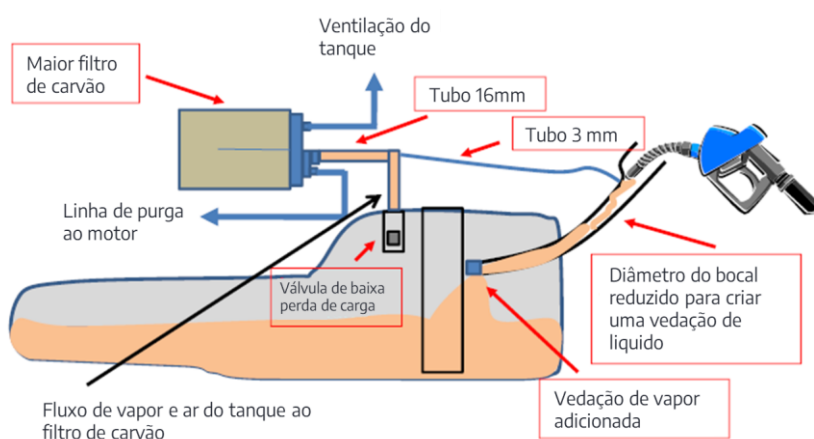
Observa-se que ao comparar os requisitos do Brasil em relação aos EUA nota-se um bom alinhamento dos valores de NMOG+NO_x e PM e a partir do nível 40 começa a ocorrer uma disparidade nas emissões de CO o que é justamente a substância que se torna mais crítica durante a lavagem do filtro.

2.2. Sistema integrado de recuperação de vapores durante reabastecimento

A partir da regulamentação PL7 tornou-se necessário controlar e tratar os gases provenientes do tanque durante o reabastecimento do veículo, antes os gases eram simplesmente liberados para a atmosfera. Uma regulamentação parecida já era empregada em outros países, ou seja, já havia soluções conhecidas no mercado. Apesar de cada corporação ter criado sua própria solução, as características principais são comuns entre elas.

Martini et al. (2012) sintetizou essas características. Faz-se necessário adotar um filtro maior e alterar o tipo de carvão ativo para o peletizado visando reduzir a perda de carga, possibilitando o abastecimento em uma maior vazão, e aumentar a capacidade de adsorção de hidrocarbonetos uma vez que um grande volume precisa ser adsorvido neste processo. Reduzir o diâmetro do bocal de abastecimento para evitar que vapores escapem por ele durante o abastecimento. Desenvolver uma nova linha de circulação dos vapores entre o filtro, tanque e bocal com maiores diâmetros para reduzir a perda de carga. Desenvolver uma nova válvula que direcione os vapores do abastecimento ao filtro em vazões elevadas, mas que garanta a estanqueidade contra entrada de líquido em condições de uso e capotamento. É necessário instalar sensores para atender aos requisitos de *OBD* quanto a vazamento do sistema e bloqueio da linha de purga. A Figura 12 reúne algumas dessas soluções.

Figura 12: Layout típico de um sistema ORVR.



Fonte: Martini, G et al. (2012).

2.3. Tubo ejetor

No mercado brasileiro, a tendência é o aumento de veículos *SUV* e com motores turboalimentados. Isso implica em veículos mais pesados e com motores menores. Esses dois fatores pesam sobre a purga do filtro, pois reduzem os eventos de purga no ciclo *FTP 75* que será abordado em uma seção específica. Além disso no Brasil os veículos possuem tanques de combustível grandes e somado a isso tem-se a implementação do *ORVR* a partir do PL7, essa combinação resulta na utilização de filtros maiores e que precisam de maior volume de purga para serem limpos.

Essa soma de fatores tornam a purga do filtro de carvão um fator crucial para o atendimento dos limites de emissões e que pode ser mais crítico no Brasil do que nos demais países que adotaram o *ORVR*. No Canadá e Estados Unidos os veículos são pesados e com tanques de grande volume, mas são utilizados motores maiores, no Japão a cilindrada dos motores é mais similar à do Brasil, mas os tanques são menores e os veículos menores e mais leves. O mercado chinês se assemelha mais ao brasileiro quanto ao tipo de veículos e motorização, contudo o método de controle *ORVR* é focado na eficiência do sistema para captura dos gases no abastecimento e não possui um limite baseado em gramas de *VOC* por litro abastecido.

Em linhas gerais o tubo ejetor utiliza um fluido indutor para gerar fluxo ao fluido induzido por meio de diferença de pressão, seguindo a Equação (1). A partir de estudos experimentais o físico Giovanni Battista Venturi correlacionou a queda de pressão entre dois pontos de um tubo devido ao aumento da velocidade do fluido ao passar por um cone, fenômeno nomeado de efeito Venturi.

$$P + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh = \text{constante} \quad (1)$$

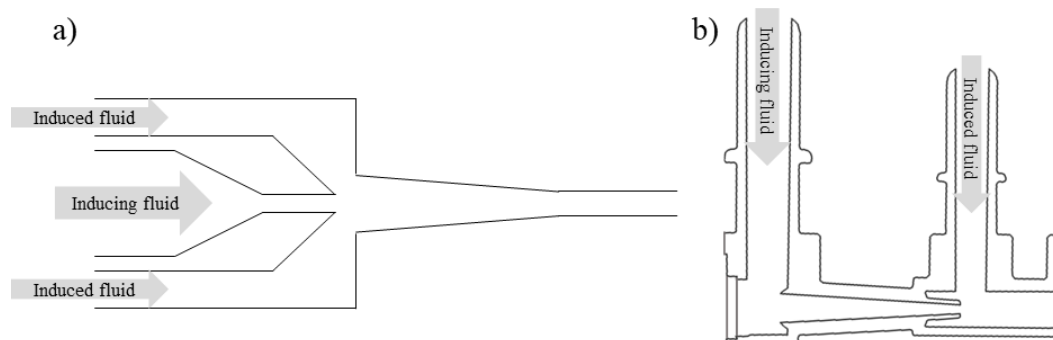
Onde P é a pressão, ρ a densidade do fluido, v a velocidade, g a gravidade e h a diferença de altura. Considerando que não haverá variação de ρgh entre dois pontos, a densidade constante e dois pontos de aplicação, a e b , pode-se simplificar para a equação (2).

$$v_a^2 - v_b^2 = \frac{2(P_b - P_a)}{\rho} \quad (2)$$

Tubos ejetores são geralmente tipificados como de fluxo anular e de fluxo cruzado, uma ilustração pode ser vista na Figura 13 a e b respectivamente. O tubo ejetor é muito empregado na indústria química por ser um sistema robusto de sucção

de baixa manutenção para a mistura de substâncias, geralmente é utilizado a solução anular.

Figura 13: Tubo ejetor de fluxo anular (a) e de fluxo cruzado (b).



Fonte: Elaborado pelo autor a partir de K. Zhang et al. 2017, 2024.

Muitas pesquisas vêm sendo realizadas no intuito de entender as influências geométricas e melhorar a performance dos tubos ejetores. Em baixas velocidades do jato, Ben Brahim et al. (1984) observaram um fluxo completamente estratificado. À medida que a velocidade aumenta, o regime de fluxo transita de estratificado para disperso. Essa transição ocorre devido à mudança do fluxo de laminar para turbulento, o que resulta em uma maior expansão e fragmentação do jato. Kitamura e Takahashi (1978) estudaram esse fenômeno e encontraram uma correlação entre turbulência, fragmentação do jato e expansão dele. À medida que a turbulência no jato livre aumenta, os redemoinhos e as forças de tensão superficial na interface gás-líquido aumentam as imperfeições superficiais. Isso leva à fragmentação do jato e à formação de uma região ao redor onde os fluidos primários e circundantes se misturam. Eventualmente, a continuidade do jato é quebrada e ar e água fluem como uma mistura. A turbulência no jato durante a formação do jato livre é influenciada pela geometria do bocal. Por exemplo, um jato criado usando um tubo cilíndrico longo terá um coeficiente de expansão e um comprimento de fragmentação diferentes em comparação com um jato criado usando um bocal convergente. Portanto, com base nas observações experimentais de Kitamura e Takahashi, pode-se concluir que os efeitos da turbulência desempenham um papel crucial na hidrodinâmica do jato.

Garris (1997) propôs que o fluido motor declarasse e se expandisse através de um bocal primário auto rotativo inclinado. Acreditava-se que o movimento tangencial

do fluido primário poderia reduzir as forças de cisalhamento e, conseqüentemente, a mistura por cisalhamento no processo de arraste. No entanto, essa configuração de design inclui algumas partes móveis e, portanto, é bastante complicada em comparação com o tubo ejetor convencional. Chang e Chen (2000) apresentaram um bocal petaloide similar, mas mais simples, para reduzir as perdas de irreversibilidade induzidas pelo processo de mistura com uma maior relação de elevação de pressão, em comparação com o bocal primário cônico convencional.

Com o uso de ferramentas de simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) o fluxo 3D foi simulado por Rusly et al. (2002) dentro de um ejetor para fluido refrigerante R245, aplicando o modelo de gás real compressível. Os resultados proporcionam uma visão interna do fluxo dentro de um ejetor, incluindo a existência do ducto convergente expandido do fluido motor e a onda de choque termodinâmica. Chunnanond e Aphornratana (2003) examinaram as influências das condições de operação, do nível de superaquecimento do fluido indutor e da posição do bico na performance do tubo ejetor em uma caldeira e concluíram que apenas as condições de operação da caldeira poderiam variar o fluxo de massa no bocal primário.

Kim et al. (2007) e Kandakure et al. (2017) desenvolveram metodologias de CFD capazes de prever a indução de gás em ejetores de fluxo descendente e horizontal gás-líquido, respectivamente. Ambas as metodologias utilizam o modelo de Misto de duas fases, no qual a fonte de arrasto volumétrico é modelada como a velocidade de deslizamento resultante, alcançada quando os dois fluidos são assumidos estar em equilíbrio. Um modelo de equação de momento único foi selecionado porque o jato e o ar circundante movem-se juntos e no mesmo eixo ao longo do ejetor. Em segundo lugar, para evitar a resolução da interação complexa entre a superfície do jato e o ar circundante, foi utilizada uma formulação geral de velocidade de deslizamento. Como o objetivo dos trabalhos mencionados foi o cálculo da indução de gás em ejetores de jato, a metodologia descrita foi bem-sucedida. No entanto, o perfil de fase previsto foi completamente estratificado, sem mistura alguma, e a mudança no diâmetro do jato foi inferior a 5%, o que não é consistente com as observações experimentais realizadas.

Shinijo e Umemura (2010) realizaram Simulações Numéricas Diretas (DNS) usando a formulação VOF (*Volume of Fluid*) em um jato descendente e plotaram a

superfície do jato. As simulações foram realizadas em um diâmetro de jato muito pequeno ao longo de um comprimento limitado. Uma tentativa semelhante foi feita para simular a fragmentação do jato usando a metodologia LES por Xiao et al. (2014). Experimentos mostram que a superfície do jato após sair do bocal se torna instável e começa a fragmentar, levando à fragmentação primária do jato. No entanto, a região do jato simulada pelos modelos descritos acima é muito limitada, já que as simulações LES e DNS são computacionalmente caras. A necessidade de recursos computacionais para a simulação de toda a geometria do ejedor é muito grande se capturar os efeitos dessa turbulência anisotrópica. Portanto, para obter resultados significativos, os efeitos da turbulência devem ser incorporados usando um modelo de turbulência. Muitos estudos desse tipo foram descritos na literatura publicada e são discutidos a seguir.

Kong et al. (2015) investigaram o efeito da pressão de retrocesso efetiva do jato primário motriz em um sistema ejedor-difusor, os resultados mostraram que os campos de fluxo podem ser adequadamente caracterizados pelas equações de correlação em termos de pressão de retrocesso efetiva. Ao mesmo tempo, pode-se observar que a diferença entre a pressão de retrocesso efetiva e a pressão de retrocesso dada do sistema ejedor-difusor torna-se mais evidente à medida que a razão de pressão aumenta. Assim, sugere-se que a pressão de retrocesso efetiva deve ser introduzida para razões de operação de ejedores mais altas. Zhang et al. (2012) desenvolveram um tubo ejedor ajustável com um fuso dentro ou fora do bocal primário do ejedor para alcançar uma faixa de operação ampliada e melhor desempenho, especialmente em pontos fora do projeto. Os experimentos demonstraram que o movimento do eixo permitiu ao ejedor ajustável uma faixa mais ampla de taxa de fluxo de massa de descarga, mantendo uma eficiência relativamente alta. Quando a área da seção transversal da garganta do bocal do ejedor ajustável foi reduzida, a relação de arraste aumentou à custa da queda na pressão de descarga. Zhu et al. (2014) realizaram um experimento sobre o comprimento da onda de choque do ejedor em bocais convergentes e convergentes-divergentes e observou-se que o comprimento de onda da primeira onda de choque no ejedor com bico convergente-divergente é maior e, que o arraste do ejedor diminui à medida que o comprimento de onda da primeira onda de choque aumenta para a mesma pressão de entrada do fluxo primário.

Allouche et al. (2014) analisaram a estrutura do fluxo dentro de um ejedor de vapor para apoiar as condições operacionais experimentais de um sistema de refrigeração solar e, um desempenho quase ótimo do ejedor foi obtido quando foi observada uma fraca estrutura de onda em forma de diamante do fluxo primário a jusante da saída do bocal, e uma onda de choque única no fluxo misto na parte traseira do ejedor, o que indica que a operação ideal do ejedor é alcançada quando o ejedor está próximo do modo crítico. Gagan et al. (2014) realizaram estudos sobre modelos de turbulência para ejectores de gás em fase única de forma comparativa usando dados de simulações e experimentos, formulando a recomendação do modelo de turbulência padrão k- ϵ para obter maior consistência nas simulações. Besagni Giorgio e Inzoli Fabio (2017) compararam sete modelos de turbulência RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) envolvendo razão de arraste e medições de pressão estática na parede, para diferentes geometrias e condições operacionais de ejectores. Como resultado, o modelo de turbulência k- ω SST (*Shear Stress Transport*) mostrou melhor desempenho em termos de previsões fenomenológicas de fluxo global e local. Desevaux et al. (2015) empregou Simulação de Grandes Escalas (LES) em comparação ao modelo de turbulência RANS para visualizar as distribuições de fluxo e instabilidades dentro de ejectores supersônicos. Foi constatado que apenas a simulação LES conseguiu destacar e visualizar essas instabilidades numericamente.

Chandra e Ahmed (2014) investigaram ejectores com área constante e área variável em sistemas de refrigeração por jato de vapor, tanto experimentalmente quanto numericamente. Observou-se que, ao utilizar o ejedor de área variável, a razão de elevação de pressão aumentou até 40%. Isso é resultado da eliminação do fenômeno de choque no ejedor. O choque leva à perda de pressão total, como ocorre no ejedor convencional de área constante, o que afeta o desempenho geral do sistema. Chen et al. (2017) consideraram o ejedor de geometria variável nos efeitos da configuração do bocal para otimização. Foi observado que a aplicação do ejedor de geometria variável permite a regulação da capacidade em uma ampla gama de condições operacionais. Enquanto a regulação da razão de área de seção de um bocal supersônico variável influencia o status do fluxo motriz na saída do bocal.

Sharma et al. (2017) utilizaram um modelo de fase única para simular a indução de gás. Esse modelo utilizou um parâmetro de ajuste para correlacionar a fase líquida secundária à indução de gás encontrada experimentalmente. A principal descoberta

foi que a indução de gás e líquido exibem a mesma tendência, que depende apenas da geometria do ejetor. A segunda descoberta foi que o tamanho do bocal tem o maior impacto na indução de gás. O artigo também mostra que o parâmetro de ajuste ou a medida da interação gás-líquido é fortemente influenciado pela relação entre o diâmetro do bocal e a garganta do ejetor. Isso fortalece a afirmação de que a dinâmica do jato desempenha um papel importante no desempenho geral do ejetor.

2.4. O carvão ativado

De acordo com Johnson et al. (1999) o carvão ativado é um sólido amorfo com uma grande superfície interna devido a sua estrutura de poros que adsorve moléculas da fase líquida e gasosa. Pode ser fabricado a partir de diversas matérias-primas, incluindo madeira, casca de coco e carvão. Processos específicos foram desenvolvidos para produzir carvão ativado em pó, granulado e em formatos especiais (pelotas) e são mantidos em sigilo pelos fabricantes, tendo cada um criado um método próprio. A seleção do processo de fabricação e da matéria-prima são fatores determinísticos para a performance do carvão.

O carvão ativado possui diversos e para cada aplicação existem características específicas como granulometria, porosidade e tipo de ativação, sendo este último geralmente dividido ativação térmica e química. O processo de ativação confere ao carvão uma área superficial interarticular elevada (que pode chegar a $2500 \text{ m}^2/\text{g}$) e uma estrutura porosa altamente desenvolvida (Bansal e Goyal; 2005). Pelo IUPAC (1971) os poros podem ser classificados de acordo com suas dimensões: macroporos (raios que excedem 50 nm), microporos (raios que não excedem $2,0 \text{ nm}$) e mesoporos (dimensões intermediárias). O princípio de retenção dos hidrocarbonetos pelo carvão ativado é a adsorção que pode ser classificada em dois tipos: adsorção física, na qual o adsorbato é ligado à superfície adsorvente por forças de Van der Waals relativamente fracas e a quimissorção, que envolve troca ou compartilhamento de elétrons entre moléculas de adsorbato e adsorventes, gerando uma ligação muito mais forte que a anterior.

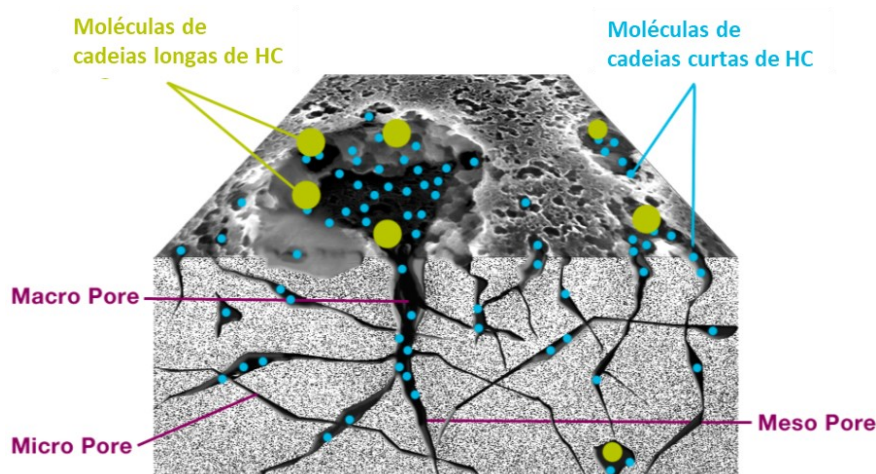
Os microporos podem adsorver efetivamente o vapor do combustível, mas a dessorção ocorre com maior dificuldade. Os mesoporos podem adsorver e dessorver efetivamente o vapor do combustível e os macroporos não conseguem adsorver eficazmente o vapor do combustível. Eles podem fornecer canais para a entrada e

saída das moléculas de vapor do combustível para os outros poros. Após o uso repetido as moléculas de vapor de combustível nos poros não podem ser completamente dessorvidas e ocupam parte da estrutura dos poros, o que leva ao declínio da capacidade de trabalho do filtro de carvão. (Jiaxing S. et al. 2022).

Este fenômeno é de grande interesse no tratamento das emissões, e os carvões ativados têm diversas aplicações além do armazenamento de vapor de combustível em veículos (Foo e Hameed; 2010); portanto, muitos estudos têm desenvolvido modelos teóricos e empíricos de adsorção (Romagnuolo et al; 2019).

A adsorção é um processo exotérmico no qual um componente em sua fase fluida (adsorvato) é atraído pela superfície de um material sólido (adsorvente). A Figura 14 exibe a ilustração de uma partícula de carvão, seus poros e as moléculas de HC.

Figura 14: Ilustração de corte de partícula de carvão ativado com exemplificação dos poros e das moléculas de HC.



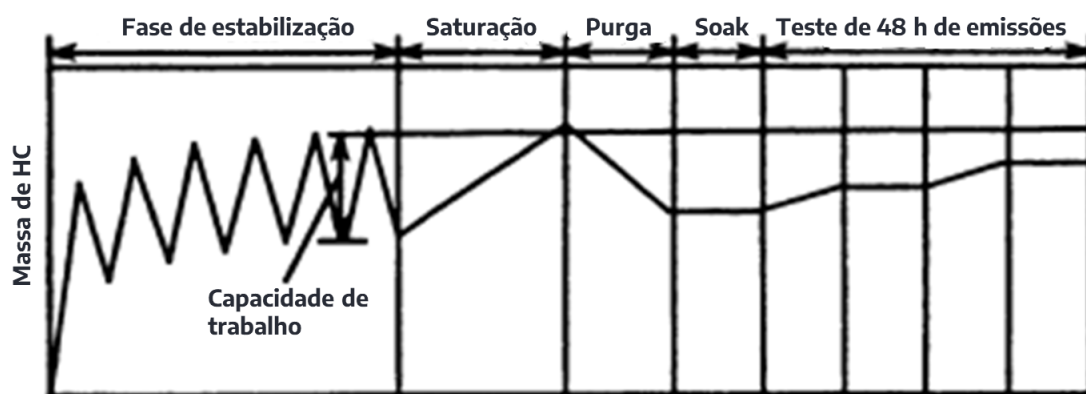
Fonte: <https://zhuanlan.zhihu.com/p/470610186>.

Para avaliar a capacidade de retenção dos filtros foram criados parâmetros de desempenho, as mais comuns são a capacidade de trabalho com butano (*Butane Working Capacity* - BWC) e a capacidade de trabalho com gasolina (*Gasoline Working Capacity* – GWC). No BWC o filtro é saturado utilizando uma mistura de 50% de butano e 50% de Nitrogênio a uma taxa de 40 g/h e a saturação é interrompida quando a massa de butano que escapa do filtro atinge duas gramas. Geralmente, é conectado um segundo filtro a saída do primeiro e sua massa é controlada durante o teste e o ganho de massa do segundo filtro é igual a massa de Butano que vazou do primeiro

filtro. Para um filtro em condição de novo é necessário realizar a purga utilizando nitrogênio no volume de trezentos vezes o volume do filtro e repetir todo o processo várias vezes até que o valor de *BWC* estabilize. Para o *GWC*, o processo é similar, porém utiliza-se um tanque de gasolina em que é injetado ar seco para gerar bolhas e acelerar o processo de evaporação.

Itakura, H et al (2000) apresentaram um trabalho sobre a deterioração do filtro utilizando um filtro de 0,12 litros, um tanque de gasolina com injeção de ar seco gerando de 1 a 2 gr/min de HC e realizando a purga com vazão de 10 l/min. Foram realizados 240 ciclos. Pode-se observar na Figura 15 que no primeiro ciclo de saturação o filtro adsorveu uma massa muito maior de HC que nos ciclos subsequentes. Isso ocorre porque algumas regiões do filtro não são purgadas e assim o filtro já tem uma pré saturação para os próximos ciclos. Nos ciclos iniciais pouco a pouco a capacidade de adsorção do filtro vai reduzindo. Essa é a fase de estabilização, e o *GWC* ou *BWC* são declarados somente após o filtro apresentar valores similares entre os ciclos.

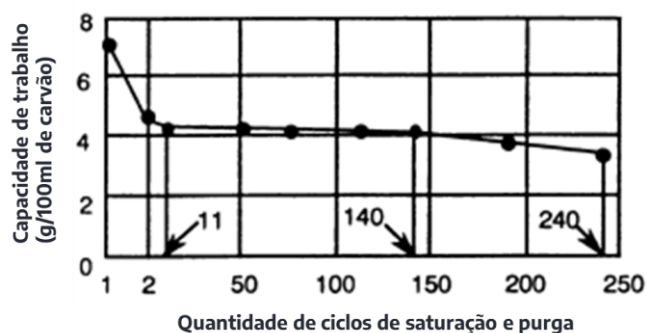
Figura 15: Curva padrão do processo de determinação do *GWC* ou *BWC*.



Fonte: Itakura, H et al (2000).

Neste experimento observou-se que o filtro entrou na fase estabilizada após o 11º ciclo e manteve performance similar até o 140º ciclo. Após isso, o filtro começou a apresentar redução na capacidade de adsorção entrando, assim, na fase de deterioração. Itakura et al investigaram a causa dessa perda de performance e avaliaram a evolução da volumetria dos poros e a distribuição percentual do tamanho das moléculas de HC residuais. Na Figura 16 pode-se observar a curva de capacidade de trabalho do filtro ao longo dos ciclos aplicados no experimento.

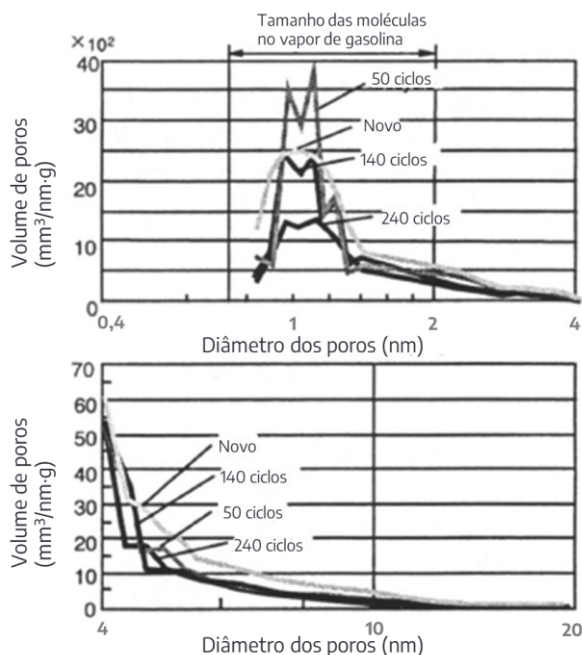
Figura 16: Curva de capacidade de trabalho do filtro ao longo dos ciclos.



Fonte: Itakura, H et al (2000).

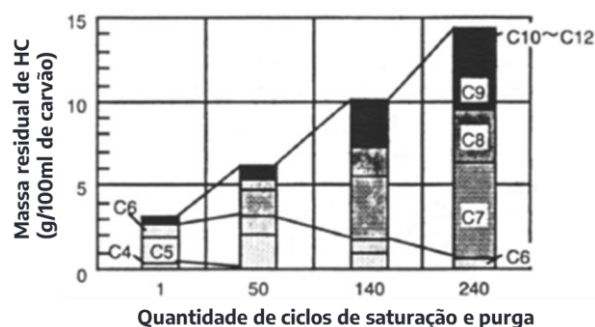
Na Figura 17, pode-se observar o estudo do volume de poros de diversos tamanhos ao longo dos ciclos. Assim foi possível determinar uma queda no número de micro e mesoporos, de tamanho entre 0,9 e 5 nm e, conforme elucidado anteriormente, esses poros são os que efetivamente possibilitam o processo de adsorção. Na Figura 18, é exibida a quantidade residual de diferentes cadeias de HC e observa-se que com o aumento do número de ciclos ocorre um maior acúmulo de cadeias longas de HC (C7 a C9). Assim conclui-se que essas moléculas de cadeia longa causam a obstrução de micro e mesoporos resultando na redução efetiva da capacidade de trabalho do filtro. Na Figura 19, é ilustrado este fenômeno.

Figura 17: Avaliação de volume de poros vs evolução dos ciclos.



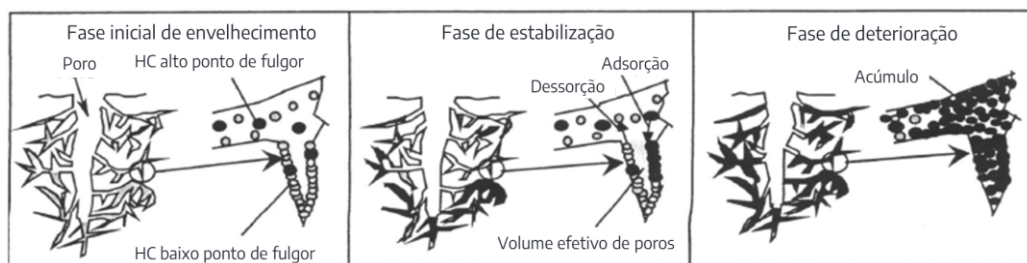
Fonte: Itakura, H et al (2000).

Figura 18: Quantidade por tamanho de moléculas residuais vs evolução dos ciclos.



Fonte: Itakura, H et al (2000).

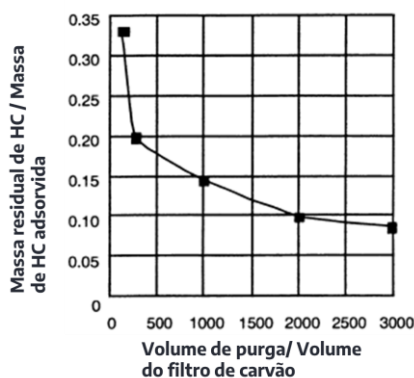
Figura 19: Ilustração do fenômeno de deterioração do filtro.



Fonte: Itakura, H et al (2000).

A purga do filtro de carvão é um processo determinante na extensão de sua vida útil. As longas cadeias de HC, C7 e superiores podem ser lavadas aumentando o volume da purga. Outros fatores como o tipo de carvão e a temperatura da purga influenciam neste processo. O aumento da temperatura favorece a purga das cadeias longas de HC. Na Figura 20, pode-se observar a massa residual de acordo com o volume lavado, contudo é prejudicial a performance do motor realizar grandes volumes de purga

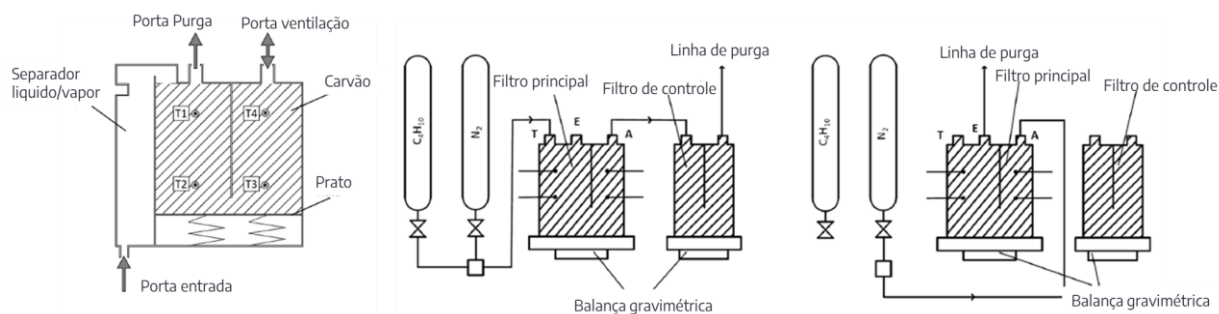
Figura 20: Massa residual vs volume purgado.



Fonte: Itakura, H et al (2000).

Como já elucidado o processo de adsorção é exotérmico e assim Romaguolo et al. (2020) apresentaram um estudo dos processos de adsorção e dessorção de butano com a utilização de 4 termopares (T1, T2, T3 e T4), conforme Figura 21. A saturação é feita utilizando gás butano e Nitrogênio pela porta de entrada “T” e a purga somente com Nitrogênio pela porta de ventilação “A”.

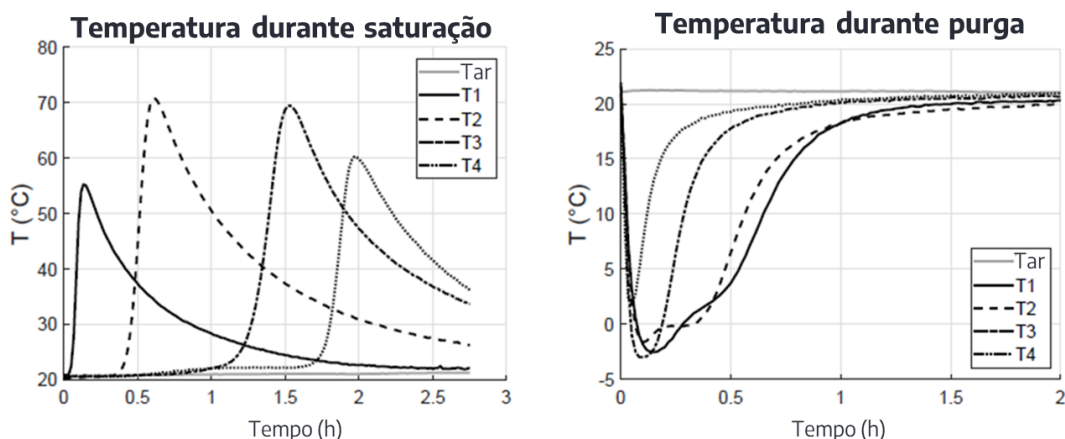
Figura 21: Posição dos termopares, esquema de saturação e purga.



Fonte: Romaguolo et al. (2020).

Os resultados do experimento sugerem que a adsorção ocorre em duas fases. Na primeira fase, é absorvida uma grande quantidade rapidamente caracterizada pelo aumento súbito de temperatura e na segunda etapa ocorre a adsorção a uma taxa mais lenta caracterizada pelo lento resfriamento que podem ser vistos na Figura 22. Outro importante ponto levantado é que uma região só começa a adsorção após a região anterior completar a primeira etapa o que provavelmente se deve à lenta difusão do vapor do combustível através do leito de carbono e à vazão muito baixa de n-butano na entrada (porta T). Mas este fenômeno não ocorre na dessorção uma vez que, durante a purga, todas as regiões sofrem mudança de temperatura ao mesmo tempo. Interessante ressaltar que as temperaturas são maiores respectivamente em T1, T2, T3 e T4 e isso ocorre porque o fluxo de lavagem é em direção à T1 e os hidrocarbonetos desservidos das regiões anteriores são novamente adsorvidos pelas regiões posteriores causando aumento de temperatura.

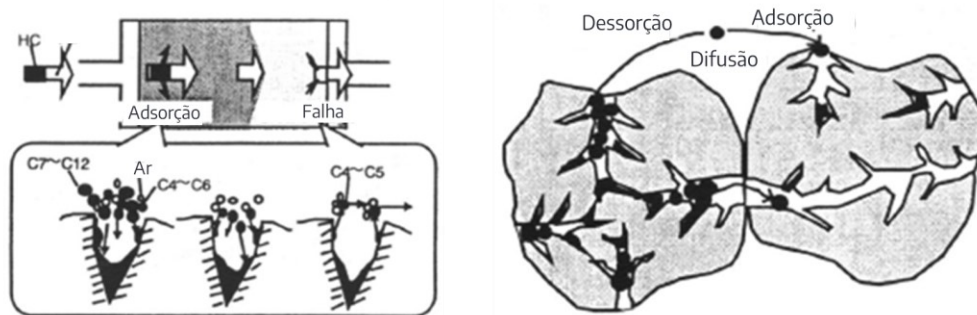
Figura 22: Temperaturas nos processos de saturação e purga.



Fonte: Romaguolo et al. (2020).

Itakura, H et al (2000) também observaram que ocorre a difusão das moléculas de HC, principalmente as de pequenas cadeias C4 e C5, entre os grãos de carvão ativo pela passagem do ar saindo e entrando no filtro. Isso ocorre devido a fraca ligação que as cadeias C4 e C5 tem com o carvão e contribuem para o *diurnal emission loss*. Na Figura 23 é ilustrado o fenômeno.

Figura 23: Difusão das moléculas de C4 e C5 no carvão ativado.



Fonte: Itakura, H et al (2000).

2.5. Etanol

Os biocombustíveis são uma solução viável para acabar com os problemas globais do uso de combustíveis fósseis. As principais vantagens ambientais dos biocombustíveis são sua contribuição para a redução dos níveis de SO_x , NO_x , CO_x e CO_2 na atmosfera. O consumo de energia dos setores de transporte tornou-se um problema. A demanda mundial de energia está aumentando a cada dia e o problema do esgotamento dos combustíveis fósseis está se tornando cada vez mais crítico. Esta situação levou ao desenvolvimento de novas tecnologias na gestão do consumo de

energia e à mudança de combustível convencional para biocombustíveis que são um recurso importante, tanto para atender às demandas de energia quanto para limitar a produção de dióxido de carbono (Iodice e Senatore 2015, 2016).

O etanol é um combustível renovável produzido a partir de massa orgânica, geralmente cana-de-açúcar ou milho, e sua principal vantagem frente a gasolina é o fato de recuperar Carbono em sua cadeia produtiva pela reabsorção de CO₂ pelas plantações da matéria prima, ou seja, é um combustível que tem menor impacto ambiental do que os combustíveis fósseis o que tem levado diversos países a estudar e adotar essa solução. O etanol (C₂H₅OH) é um combustível ecológico, pois é obtido de fontes renováveis de energia. É um hidrocarboneto líquido incolor, transparente, neutro, volátil, inflamável e oxigenado, que possui um odor pungente (Masum et al. 2013; Ganguly, Chatterjee e Dey 2012; Abikusna et al. 2018).

O etanol e o metanol têm sido extensivamente pesquisados como alternativas à gasolina em motores de combustão interna (MCI). Ao longo do século passado, houve melhorias significativas na tecnologia convencional de motores e combustíveis para melhorar o desempenho (Maurya 2018).

Importantes fatores a serem considerados são as diferenças físico-químicas em relação a gasolina comum. Os álcoois têm uma alta taxa de octanagem, alto calor latente de vaporização e maior percentual de oxigênio em sua estrutura molecular em comparação com a gasolina, o que leva a uma alta eficiência de combustão e menores emissões (Çelik, Özdalyan e Alkan 2011). Iodice e Senatore, (2013) relataram que a *Reid Vapor Pressure* (RVP) do etanol é muito menor que a da gasolina. A menor volatilidade resultante do etanol pode causar dificuldades no funcionamento transitório do motor, ou seja, dificuldade em partida a frio e durante a fase de aquecimento.

O etanol tem alta velocidade de chama em relação ar-combustível estequiométrica e baixo poder calorífico em comparação com a gasolina (Stone 2012). Abdu e Inambao (2018) criaram a partir diversos estudos uma tabela comparando as propriedades do etanol, metanol e gasolina. Essas propriedades podem ser observadas na Tabela 4.

Tabela 4: Comparativo das propriedades do Etanol, metanol e gasolina.

Propriedade	Unidade	Gasolina	Etanol	Metanol	Referência
Fórmula molecular	-	C4 -C12	C ₂ H ₅ OH	CH ₃ OH	-
Composição (C, H, O)	Mass %	86, 14, 0	52, 13, 3	37, 12.5, 50	(Mohebbi et al. 2018)
Valor de aquecimento inferior	MJ/kg	43.5	27.0	20.1	(Ashraf Elfasakhany 2016)
Densidade	Kg/m ³	737	785	792	(Agarwal 2007)
Número de octano	VM	95	108	109	(Mařík et al. 2014)
Número de cetano	-	0 to 10	11	2	(Rajesh Kumar and Saravanan 2016)
Calor de vaporização	KJ/kg	223.2	838	1100	(Thangavel et al. 2016)
Ponto de ebulição	°C	25 to 215	78 to 79	64 to 65	(Brown 2008; Hedfi et al. 2014)
Temperatura de autoignição	°C	257	423	463	(Kumar et al. 2013)
Ponto de fulgor	°C	45 to -38	21.1	11.1	(Haifeng Liu et al. 2014)
Razão estequiométrica ar/combustível	w/w	14.7	9.0	6.4	(El-faroug et al. 1863; Thangavel et al. 2016)
Viscosidade a 20 °C	mm ² /s	0.37 to 0.44	1.19	0.58	(Ashraf Elfasakhany 2016)
Pressão de saturação a 38 °C	KPa	31	13.8	31.68	(El-faroug et al. 1863)
Velocidade da chama laminar	cm/s	~33	~ 39	-	(Gu et al. 2012)

Fonte: RFA - Abdu e Inambao (2018).

Muitos estudos foram realizados para avaliar o impacto da utilização de misturas de gasolina-álcool em motores de combustão interna, mas a maioria focados em emissões de escapamento. Thangavel et al. (2016), Topgül et al. (2006) e Yücesu et al. (2006), usaram gasolina sem chumbo (E0) e misturas de gasolina sem chumbo com etanol E10, E20, E40, E50, E60 e E85 em um motor monocilíndrico, quatro tempos, de ignição por centelha sob diferentes razões de compressão. Eles descobriram que a mistura de gasolina sem chumbo com etanol aumentou ligeiramente o torque e diminuiu as emissões de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos (HC). Os autores também concluíram que a mistura com etanol permite aumentar a taxa de compressão sem ocorrência de detonação.

Turner e outros. (2013) estudaram os efeitos das misturas etanol-metanol-gasolina nas emissões de motores de ignição por centelha (SI) usando cinco misturas

diferentes variando de 30% a 42% de volume gasolina e de 70% a 58% de volume de etanol-metanol. Os resultados mostraram que as misturas bicompostíveis reduziram as emissões de dióxido de carbono (CO_2) e óxido nítrico (NO_x), em comparação com a gasolina pura. Existem ainda muitos outros estudos que seguem uma linha de estudo similar e que tiveram resultados convergentes com os demais como Jin et al. (2017), Saikrishnan, Karthikeyan e Jayaprabakar (2018), Iodice, Langella e Amoresano (2017), Karthikeyan, Venkatesh e Ramkumar (2017) mostram uma relação de redução de emissões de escapamento associada à adição de etanol à gasolina.

Contudo, pesquisas relevantes focadas no impacto das emissões evaporativas são mais raras e os resultados dessas pesquisas tem resultados divergentes. Delgado et al. (2011) realizaram um estudo de emissões de *hot soak* com E5, E10 e E85 e não observaram mudanças relevantes nos resultados de emissões. Paz et al. (2014) avaliaram que a utilização de E5 e E10 na fase de *hot soak* geram uma redução de até 12% das emissões comparado ao E0. Porém Tanaka et al. (2006) avaliaram o *Hot Soak* em dois veículos diferentes usando E3 e observaram um aumento entre 2.6 e 6 vezes das emissões em relação ao E0. Martini et al. (2007) avaliaram as emissões diurnas conforme regulamentação Euro 6 em 4 veículos e observaram uma tendência de crescimento usando misturas de etanol. Em contrapartida no estudo de Delgado et al. (2011), foi observado redução nas emissões diurnas para o teste de 24 horas.

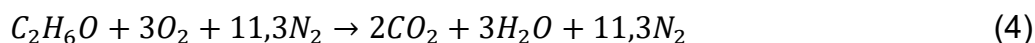
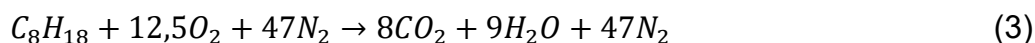
Man et al. (2018) conduziram um amplo estudo comparando o uso de E0 em relação à três composições diferentes de E10 que resultam em diferentes quantidades de cadeias de carbono curtas, médias e longas. Foram realizados um total de 28 testes de *hot soak*, 52 ciclos de 24 horas de *diurnal emissions*, 15 testes de permeação estática e 15 de permeação dinâmica utilizando 5 veículos diferentes, sendo um projetado para atender a regulamentação *Tier 2*, três para Euro 4 e um para China 6. Os resultados mostraram aumento entre 28-45% nas emissões de *hot soak* utilizando E10.

2.6. Emissões de escapamento

Uma vez que a purga do filtro direciona os vapores de combustível para queima no motor e posterior tratamento no catalisador do sistema de escapamento, se faz importante fazer uma breve abordagem do funcionamento deste sistema.

2.6.1. O produto da combustão

Segundo Coyle e Simmons (2014) nos motores de combustão interna de ignição por centelha, o combustível deve ser vaporizado e então misturado ao ar da admissão para que então seja comprimido e ocorra a combustão por meio de uma centelha gerada pelo sistema de ignição. A energia gerada na combustão movimenta os cilindros realizando trabalho e fornecendo a energia em forma de torque e potência para o veículo se movimentar. Contudo, além da energia gerada existe também a matéria resultante da combustão em forma de gases que exigem atenção e cuidado ao seu tratamento pois são substâncias nocivas à saúde humana e ao meio ambiente. Em uma condição ideal de mistura estequiométrica e combustão completa da gasolina e do etanol tem-se as equações químicas demonstradas na sequência pelas Equações (3) e (4).



Onde C representa carbono, H hidrogênio, O oxigênio e N Nitrogênio. Contudo sabe-se que essas condições ideais não refletem o real funcionamento de um MCI. Não é possível manter a mistura de ar-combustível estequiométrica e a combustão do motor é, em geral, incompleta. Segundo Laurikko (1995), as emissões de HC's e CO representam operação ineficiente do motor, pois essas espécies não foram totalmente oxidadas para liberar a energia necessária para a propulsão do veículo.

A reação de oxidação que deveria formar CO_2 não se completa e em seu lugar é formado o CO. As emissões térmicas de NO_x são geralmente formadas na alta temperatura de combustão (Beychok, 1973), pois em temperaturas elevadas ocorre a reação química das moléculas de oxigênio com o nitrogênio formando o NO_x . O combustível não queimado também é expelido em forma de gás como partículas de HC e aldeídos. Além disso, existem moléculas de outras substâncias no combustível que podem reagir com o oxigênio ou hidrogênio como por exemplo sulfetos, enxofre, chumbo e outros.

O CO é um gás incolor e inodoro, é liberado quando algo é queimado e as maiores fontes de CO para o ar externo são carros, caminhões e outros veículos ou máquinas que queimam combustíveis fósseis ou biocombustíveis. Respirar ar com

alta concentração de CO reduz a quantidade de oxigênio que pode ser transportada na corrente sanguínea para órgãos críticos como o coração e o cérebro. (EPA, 2022).

O dióxido de nitrogênio (NO_2) faz parte de um grupo de gases altamente reativos conhecidos como óxidos de nitrogênio (NO_x). Outros óxidos de nitrogênio incluem óxido nitroso e óxido nítrico e o NO é usado como indicador para o grupo maior de óxidos de nitrogênio. O NO_2 fica no ar principalmente pela queima de combustível e se forma a partir de emissões de carros, caminhões e ônibus. Respirar ar com alta concentração de NO_2 pode irritar as vias aéreas do sistema respiratório humano. A exposição em curto período pode agravar doenças respiratórias, principalmente asma, levando a sintomas respiratórios (como tosse, chiado ou dificuldade para respirar), internações hospitalares e atendimentos de emergência. Exposições mais longas podem contribuir para o desenvolvimento de asma e potencialmente aumentar a suscetibilidade a infecções respiratórias. Além disso, essas substâncias reagem com outras partículas químicas no ar para formar material particulado e ozônio. Ambos também são prejudiciais quando inalados devido aos efeitos no sistema respiratório. (EPA, 2022).

Zhang et al (2017) citam os três tipos de mecanismos de formação de emissões de NO_x , a saber, o mecanismo de emissões térmicas de NO_x (mecanismo Zeldovich), emissões imediatas de NO_x (mecanismo Fenimore) e mecanismo de emissões de NO_x de combustível. A taxa de formação de NO_x geralmente aumenta em função da temperatura dentro do cilindro. No entanto, quanto maior a temperatura no cilindro, mais provável é que o conversor catalítico esteja totalmente aquecido e assim com maior eficiência de catálise. As taxas de emissão de NO_x devem aumentar gradativamente após a partida, à medida que a temperatura do motor aumenta gradualmente. (Broatch et al, 2008).

A formação de emissões de HC é atribuída principalmente a várias razões:

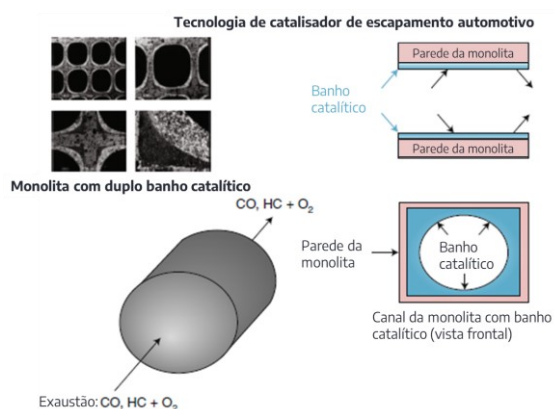
- A mistura não queimada no cilindro escapa para o escape durante a troca de gás devido à sobreposição das válvulas. (Heywood, 1998).
- A mistura não queimada é comprimida nas fendas da câmara de combustão e liberada durante a abertura das válvulas de escape. (Lavoie et al, 1970).
- A mistura não queimada é absorvida pelo óleo lubrificante usado para lubrificar o pistão e os anéis do pistão e, em seguida, liberada durante o

curso de expansão, principalmente nas condições de partida a frio. (Tao Guoa, 2020).

2.6.2. Evolução da tecnologia dos catalisadores

Farrauto et al. (2019) elaboraram uma revisão sobre a história, evolução e funcionamento dos catalisadores automotivos, as informações a seguir foram retiradas deste trabalho. Os catalisadores automotivos têm a função de converter os gases nocivos à saúde humana provenientes da combustão em gases não nocivos à saúde humana e sem causar perda excessiva da performance do MCI. Para tal, utiliza-se um corpo extrudado, chamado de monolita, de material cerâmico ($2\text{MgO}-5\text{SiO}_2-2\text{Al}_2\text{O}_3$) ou em um corpo metálico. Em ambos os casos, é adotada uma estrutura em células usando canais paralelos nos quais o gás flui criando uma ampla área de contato do gás com as paredes da monolita. Nas paredes da monolita, é aplicado um banho composto dos metais nobres e do *wash coat* que atua como uma base para a adesão dos metais nobres e auxiliam na performance e durabilidade de conversão. O *wash coat* é um composto de óxido de Alumínio e/ou óxido de Cerium. Os metais nobres (Platina, Paládio e Ródio) são os responsáveis principais pela conversão dos gases e consistem em metais da família da Platina e assim são chamados de PGM (Platinum Metal Group). Devido ao elevado custo destes metais, os catalisadores são projetados de maneira a se obter um design com o mínimo possível de carga de PGM. A Figura 24 mostra a monolita, suas células, e o *wash coat*.

Figura 24: Detalhe do banho de PGM na monolita.

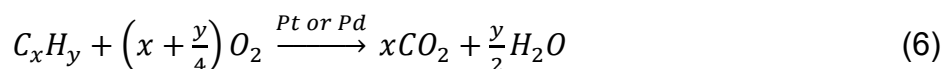


Fonte: Farrauto et al. (2019).

Os catalisadores são projetados de forma a amplificar o contato dos gases com os metais nobres aumentando assim a eficiência de conversão. A porosidade dos materiais empregados contribui muito para este quesito pois aumenta a área de contato dos gases com os metais. Também é importante acelerar o processo de aquecimento do catalisador uma vez que a conversão começa a ser eficiente em temperaturas superiores a 200-250°C tornando as emissões em partida a frio um ponto crítico para o atendimento das regulamentações.

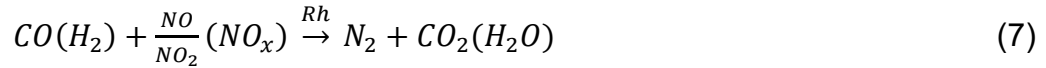
Além disso, o catalisador deve se manter funcional por 160.000 km ou 10 anos de utilização e assim deve ser projetado utilizando materiais de baixa expansão térmica para resistir a fadiga térmica e vibracional a que é exposto e aos eventos de choque térmico.

A primeira geração de catalisadores foi utilizada entre os anos de 1975 e 1980 e consistia na utilização de Paládio e Platina para realizar a oxidação das partículas de CO e HC conforme mostrado nas Equações (5) e (6):



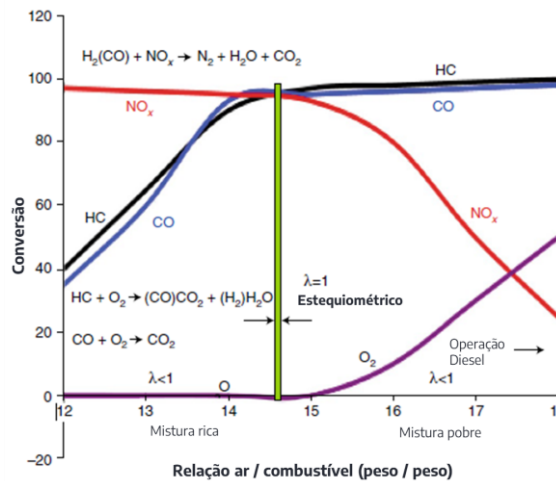
Onde C representa carbono, H hidrogênio e O oxigênio. Já o NO_x formado durante a combustão em temperaturas superiores a 1500°C era tratado por meio da utilização do sistema EGR em que parte do gás queimado rico em H₂O, CO₂ e N₂ era reinjetado no sistema de admissão com o intuito de reduzir os picos de temperatura da combustão e de consequência reduzindo a taxa de reação de O₂ e N₂ que forma o NO_x. O PGM aplicado aos catalisadores sofria envenenamento pelo Chumbo presente nos combustíveis e ocorria perda precoce da eficiência de conversão. A utilização de Chumbo foi proibida pelos órgãos governamentais devido a sua elevada toxicidade.

A partir de 1980, começaram a ser empregados os catalisadores com tecnologia TWC (*three way Catalyst*) que recebe este nome por realizar a conversão simultânea de CO, HC e NO_x devido a maior restrição nas emissões de NO_x as quais a solução de EGR já não eram capazes de atender. Assim iniciou-se o emprego de Ródio para atuar na redução dessas partículas enquanto era utilizado a Platina ou o Paládio para a oxidação de CO e HC. As equações (7) e (8) demonstram o balanceamento químico do processo de redução do Ródio.



Onde C representa carbono, H hidrogênio, O oxigênio e N Nitrogênio. A Figura 25 mostra performance esperada de um catalisador TWC para diferentes relações de ar-combustível. Pode-se observar que a condição estequiométrica é a que apresenta a melhor relação de conversão dos gases. Além disso, nota-se que a conversão de CO e HC ocorre com mais eficiência em misturas pobres, ou seja, com maior quantidade de O₂ que é necessário para a conversão de CO em CO₂ e de HC em CO₂ e H₂O. Já a conversão de NO_x é mais eficiente com a mistura rica, ou seja, baixa quantidade de O₂. Isso se deve ao fato de que com maior presença deste componente mais moléculas de NO_x são formadas.

Figura 25: Relação típica de conversão de gases variando pela relação ar-combustível para catalisadores TWC.



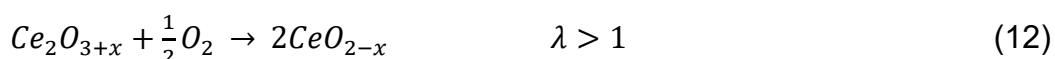
Fonte: Farrauto et al. (2019).

Como pode ser visto nas Equações (9) e (10) ocorre também a interação dos gases com a umidade presente no ar pelo processo de oxidação formando H₂. Já pela equação 5, apresentada anteriormente, observa-se o fenômeno de redução em que ocorre interação com o H₂ e a formação de H₂O.



Onde C representa carbono, H hidrogênio e O oxigênio. Devido a importância da relação ar-combustível para otimizar a performance do motor, o consumo de combustível e a eficiência de conversão de gases de combustão se fez necessário o desenvolvimento de um sensor que pudesse ser instalado no sistema de escapamento para realizar a leitura da quantidade de oxigênio nos gases e isto levou ao desenvolvimento do sensor O₂ ou sonda lambda, onde lambda (λ) representa a relação massa de ar/massa de combustível. Este sensor é constituído por um sistema eletrolítico sólido baseado em um eletrodo de platina no escapamento e outro eletrodo de platina posicionado fora do escapamento (no ar ambiente) que opera como referência. Uma membrana de zircônia estabilizada com ítrio detecta o conteúdo de O₂ imediatamente antes da entrada do catalisador e compara ao outro eletrodo de referência. O sensor opera de acordo com a equação de Nernst. O sensor envia sinais elétricos de acordo com a quantidade de oxigênio presente nos gases e a ECU faz a leitura e análise de dados para compensar a quantidade de combustível injetado pelo sistema de injeção.

Contudo, todo este processo de leitura, análise e compensação leva um tempo para ser executado e a mistura oscila entre o ponto de estequiometria ocasionando variações na conversão dos gases. Para compensar esta variação foram aplicados ao sistema de catalisador compostos de oxido de Cerium (CeO₂) e Zircônia (ZrO₂). O primeiro atua como um depósito de O₂, sofrendo redução e liberando O₂ quando houver pouco disponível e passando pelo processo de oxidação e retendo O₂ quando a disponibilidade estiver alta. Já a Zircônia atua como um estabilizador térmico não redutível para o oxido de Cerium. As Equações (11) e (12) demonstram o balanceamento químico da interação do óxido de Cerium.



Onde C representa carbono, Ce Cerium e O oxigênio. O advento desta tecnologia, auxiliada pela aplicação de outros tipos de estabilizadores e o aumento do custo da Platina e Ródio, possibilitou o desenvolvimento dos catalisadores TWC que utilizam apenas o Paládio como metal nobre. Essa solução apresentava menor custo

e foi empregada com sucesso até que as legislações se tornaram mais rigorosas, e assim houve a necessidade da reintrodução do Ródio nos catalisadores. A combinação Rd-Pd se tornou bastante popular até 2018, quando o custo destas commodities se aproximou do custo das commodities de Pt e uma solução com os três metais voltou a ser utilizada visando balancear e controlar o aumento dos custos destes metais.

Como citado anteriormente, o catalisador passa a atuar quando atinge temperaturas superiores a 200-250°C (*light-off*), o que é um problema nos primeiros segundos da partida a frio. Assim, com o objetivo de reduzir o tempo de *light-off*, os catalisadores foram instalados cada vez mais próximos do motor até que foram integrados logo na saída do motor, sendo chamados de *closed-coupled*. Isso reduziu o tempo de light off médio de 30s para 15s. Contudo, apenas isso não foi suficiente para atender as regulamentações em alguns veículos e assim foi criada tecnologia para aplicar diferentes cargas de PGM ao longo da monolita, chamado de *zoned*, para que a região responsável pela conversão de HC tenha um tempo de light off menor. As emissões de HC dos veículos na partida a frio são compostas por cerca de 30 a 40% de aromáticos, 20 a 30% de olefinas e 25 a 35% de alcanos com pequenas quantidades de oxigenados.

Também estão sendo estudadas tecnologias para aquecer eletricamente o catalisador, reduzindo o tempo de aquecimento para 3-5s. Contudo, é uma tecnologia de difícil aplicação devido as limitações das baterias automotivas, algo que pode ser revisto com o advento dos veículos híbridos que possuem baterias com maior capacidade.

As emissões em partida a frio também são um desafio para a hibridização. Em percursos urbanos, a tendência é o veículo utilizar o motor elétrico e desligar o motor a combustão. Se essa condição se mantiver por um período longo, o motor e o catalisador sofrem resfriamento, quando precisarem ser novamente acionado ocorrerá um fenômeno similar a partida a frio, ou seja, uma condição de emissões mais elevadas que pode ser um problema.

Deve-se considerar também os fenômenos de envenenamento, por chumbo, sulfetos e fosforo, e de envelhecimento do catalisador seja por obstrução dos canais da monolita por intrusões e derretimentos (*melts*) ou pela perda de capacidade de

redução/oxidação dos metais nobres devido ao stress térmico e reações químicas com o *Wash coat*.

2.6.3. Operação transiente do MCI

A mudança na velocidade do motor na partida excede aquela observada durante a maioria das acelerações, desacelerações e mudanças de marcha experimentadas pelos carros de passeio. Ambos os eventos de partida a quente e partida a frio podem ser classificados como operação transitória de um motor de combustão interna. A maior parte da vida operacional de um motor de combustão interna instalado em um veículo leve ocorre no modo de operação transiente (Rakopoulos e Giakoumis, 2009). Algumas emissões vêm simplesmente de ligar o motor. Gaines et al. (2013) descobriram que uma partida a quente emite mais HC do que 10 min de marcha lenta e mais CO do que deixar o motor em marcha lenta por 45 min ou mais.

O comportamento das emissões de partida a frio representa talvez o maior problema individual para o controle de emissões em automóveis de passageiros (Bielaczyc et al., 2011). Pesquisas na Europa sugerem que as emissões de partida a frio podem representar até 50% das emissões de direção urbana (Sérié e Joumard, 1998).

A EPA (1993) define uma “partida a quente” como aquela durante a qual tanto o motor quanto o conversor catalítico estão próximos das temperaturas de operação. Uma partida a quente requer, portanto, que a viagem anterior tenha pelo menos 4 minutos de duração (2 minutos para aquecer o catalisador e outros dois para atingir pelo menos 60 °C de temperatura do líquido de arrefecimento, assumindo um motor de combustão interna típico, e o tempo de ambientação (motor desligado) não seja superior a 45 min, após o que o conversor catalítico esfria consideravelmente.

Uma “partida a morno” ocorre quando o motor ainda está quente, mas o conversor catalítico está frio, e uma “partida a frio” ocorre quando o motor e o conversor catalítico esfriam até aproximadamente 6 °C acima da temperatura ambiente (EPA, 1993). A EPA também define uma partida a frio em termos de tempo decorrido desde a operação do motor: é qualquer partida que ocorra pelo menos uma hora após o término da viagem anterior para veículos equipados com catalisador (EPA, 1994), que abrange a grande maioria dos a frota de veículos atual desde que a

EPA exigiu conversores catalíticos em quase todos os veículos leves construídos desde 1975.

Bielaczyc et al. (2011) afirmam uma partida a frio “cold Start” (temperatura ambiente severa) pode ser definida como quando um motor é iniciado com a temperatura média T do óleo, fluido refrigerante e todos os elementos do motor à temperatura ambiente T_a (Bielaczyc et al., 2011). Durante uma partida a quente, a temperatura de todos esses elementos estará muito próxima da temperatura observada durante a operação totalmente aquecida (T_w). O termo 'cool start' (partida a frio em temperatura ambiente menos severa) pode ser usado para se referir a temperaturas intermediárias (ou seja, $T_a \setminus T_w$). Ambos os casos representam um desafio significativo em termos de formação de misturas combustíveis, mantendo as emissões de escape e o consumo de combustível em níveis razoáveis, e esse problema se agrava progressivamente com a diminuição da temperatura ambiente. (Bielaczyc et al., 2000). Chan et al. observaram que a temperatura ambiente tem uma influência significativa nas emissões de partida a frio, e algumas emissões aumentaram 10 vezes quando a temperatura variou de +22 °C a -18 °C. Dardiotis et al também concluíram que as emissões de componentes de gases de escape regulamentados, dióxido de carbono (CO_2) e consumo de combustível (FC) geralmente mostram diferenças mensuráveis com a variação de T_a .

Weilenmann (2009) observou que as tecnologias usadas para reduções significativas nas emissões globais de veículos nas últimas quatro décadas resultaram no aumento do impacto de baixas temperaturas durante a partida: os veículos modernos a gasolina agora emitem cerca de 15 vezes mais CO e 35 vezes mais HC quando iniciados em -20 °C em comparação com 23 °C. Nos eventos de partida a frio diversos fatores contribuem para a dificuldade de partida e aumento das emissões e este fenômeno foi alvo de estudo de diversos autores.

Tribulowski et al. (2002) observaram que a eficiência dos processos de entrega de gasolina e óleo diesel é prejudicada por baixas temperaturas. Quando os injetores e o próprio combustível estão em temperaturas baixas ou abaixo de zero, o processo de atomização é severamente impedido e uma película de combustível líquido pode se acumular nas superfícies metálicas frias. Heywood (2018) afirma que a atomização prejudicada reduz a relação superfície-volume das gotículas, tornando a mistura ar-

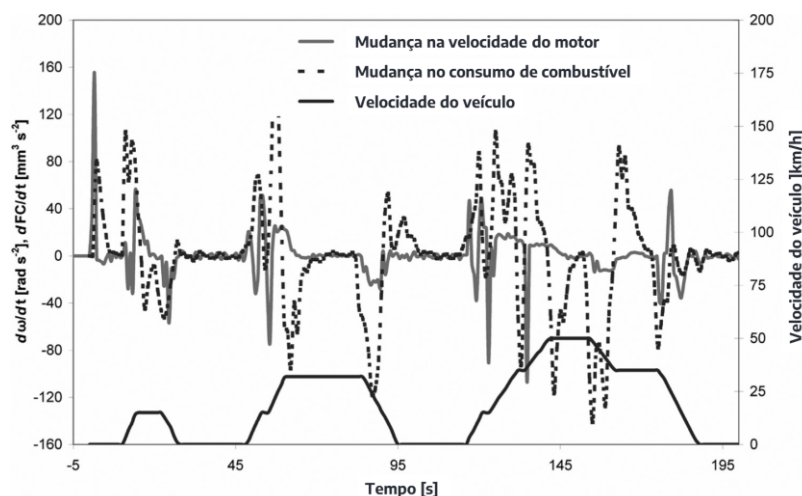
combustível menos combustível. A resposta a isso é a injeção de mais quantidades de combustível. Pajdowski et al. (2006) observou que esta estratégia afasta a mistura da estequiometria em direção a condições mais ricas e, assim, fornece uma carga de combustível não queimado (HC) e que o enriquecimento reduz o teor de oxigênio dos gases de escape e, conseqüentemente, o conversor catalítico é incapaz de lidar com as emissões de HC e CO de forma eficaz.

Em um motor de injeção direta, uma atomização ruim significa que o combustível pode entrar em áreas do cilindro onde a combustão não é favorável, inclusive fazendo contato com a parede fria do cilindro e, portanto, deixará o cilindro sem combustão (Bielaczyc e Merkisz, 1997). Esse problema se agrava com a diminuição da temperatura, pois a concentração dos produtos da combustão é proporcional à temperatura do cilindro (Lakshminarayanan e Yogesh, 2010).

O atrito produzido pelo movimento do pistão contra a parede do cilindro equivale a 45% das perdas por atrito durante a operação normal do motor e essa proporção é maior nos primeiros períodos de partida a frio (Malik et al., 2010). Broatch et al (2008) afirmam que o atrito é responsável por uma parte substancial do excesso de consumo de combustível durante e após uma partida a frio.

Os eventos de partida são os eventos transitórios mais fundamentais experimentados por qualquer motor, pois os valores numéricos da velocidade do motor e o consumo de combustível mudam de zero para valores diferentes de zero em um espaço de tempo muito curto, mesmo antes de qualquer potência ser transferida para as rodas (Bielaczyc et al., 2010), um exemplo pode ser observado na Figura 26.

Figura 26: Mudança dv/dt na rotação do motor e mudança dFC/dt no consumo de combustível para um carro de passageiros SI durante o primeiro segmento do Ciclo de Condução Urbana (UDC) (consulte o Apêndice 2) após uma partida a frio a 24 °C.



Fonte: Bielaczyc, Szczotka, e J Woodburn, 2010.

Partidas a frio de veículos são uma fonte importante de poluentes atmosféricos perigosos, incluindo hidrocarbonetos não queimados (HC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x) e material particulado (PM). Nos primeiros minutos de operação do motor, quando as temperaturas do bloco do motor e do líquido de arrefecimento são baixas, a combustão incompleta resulta em emissões significativamente maiores do que em temperaturas normais de operação (Cao, 2007). Embora as misturas de gasolina tenham ficado mais limpas ao longo dos anos e os conversores catalíticos filtrem uma parte substancial dos poluentes primários (principalmente CO, NO_x e HC, após atingir aproximadamente 204 °C.) (Reif, 2015), emissões de funcionamento mais baixas durante a operação do motor significam que as emissões iniciais representam uma parcela grande e crescente das emissões totais dos veículos. No caso do PM, o conversor catalítico sem o filtro de particulado faz relativamente pouco, mas as altas temperaturas de operação do veículo ainda são essenciais para uma operação com baixas emissões.

Em um exame abrangente e detalhado das emissões excessivas de partida a frio, Weilenmann et al. (2009) definiram uma distância equivalente de partida a frio onde “ EE_{cold} ” denota as emissões de exaustão de partida a frio (gr/start), “ EE_{hot} ” denota os fatores de emissão aquecidos (g/km) e γ denota a distância equivalente de EE de partida a frio (km) conforme Equação (13). O significado físico de γ é o número de quilômetros que um veículo teria que percorrer em sua condição aquecida para

emitir a mesma massa emitida durante a partida e o aquecimento. Um valor negativo indica que as emissões do componente em questão são menores durante uma partida a frio. Estas distâncias variam em função do poluente avaliado e de veículo para veículo, bem como também em função da norma de emissões veiculares e da temperatura ambiente.

$$\gamma = \frac{EE_{cold}}{EE_{hot}} \quad (13)$$

A partir do início da década de 1990, o interesse começou a crescer em eventos de partida a frio e as emissões decorrentes e vários estudos e análises foram publicados. Várias autoridades reguladoras determinaram limites de emissões para testes de automóveis de passageiros em temperaturas ambientes abaixo da faixa padrão de 20 °C a 30 °C. Esses procedimentos e limites estão resumidos na Tabela 5. O teste de baixa temperatura e os limites de emissões foram introduzidos pela primeira vez na legislação do Código de Regulamentação Federal (CFR) dos EUA. Após análises do comportamento das emissões automotivas de partida a frio na década de 1990, o teste com baixas temperaturas ambientes foi introduzido em 1994 nos EUA a partir de veículos modelo 1994 (*Tier I*), com um limite para controlar as emissões de CO (10 gr/milha sobre o teste FTP 75 ciclo) em baixas temperaturas ambientes; o limite de CO frio deve ser cumprido em todas as altitudes (Bielaczyc et al, 2013).

Tabela 5: Tendências da legislação da UE e dos EUA/EPA-CARB de emissões de ambientes frios.

Legislação	Temp.	Ciclo	HC [g/km]	CO [g/km]	NO [g/km]
EU/SI veículo (Euro 5)	-7 °C	UDC	Sim	Sim	Não
EU/CI veículos (Euro 6)	Nenhum a	Nenhum	Não	Não	Não
EU/SC veículos (Euro 6)	-7 °C	UDC	Não	Não	Sim
EU/CI veículos (Euro 7)	10 °C -7 °C	NEDC WLTC	Sim	Sim	Sim
EUA/EPA	-6,7 °C	FTP-75	Não	Sim	Não
Califórnia/CARB	10 °C	Ciclo unificado	Sim	Sim	Sim
Califórnia/CARB	-7 °C	Ciclo unificado	Não	Sim	Não
EUA (futuro)	-6,7 °C	?	Não	Sim	Sim

FONTE: RFA – BIELACZYC et al., 2013.

A Pesquisa Nacional de Transporte Pessoal dos EUA de 1995 revelou que quase metade de todas as viagens pessoais eram de três milhas ou menos (de Nazelle et al., 2010). André e Joumard (2005) estimaram uma ampla distribuição (por espécie)

para o que eles chamam de “distâncias de partida a frio”, com uma média de 5,2 km (3,2 milhas) a 20 °C (68 °F). Em outras palavras, pode levar 3,2 milhas dirigindo antes que as taxas de emissão de alguns poluentes se estabilizem quando a temperatura ambiente é de 68 °F. E a distância média de viagem de LDV no NHTS de 2009 é de apenas 4,0 milhas, com 43,4% de todas as viagens de veículos pessoais com menos de 3,2 milhas de comprimento (USDOT, 2010). Pesquisando uma amostra representativa de veículos de último modelo da frota suíça a 25 °C (77 °F) e 28 km/h (17 mph), (Weilenmann et al., 2009) estimou uma “distância fria” média de apenas 1 km (0,6 milhas), com um máximo de 3 km (1,9 milhas). Chen et al. (2011) relataram uma duração de partida a frio de 120 s (que normalmente é de 1 milha ou menos da distância de viagem nas ruas locais, onde a maioria das viagens começa).

Uma a duas partidas a frio são experimentadas por cada carro de passageiros na maioria dos dias, cerca de 69 por cento de todas as viagens começam com uma partida a frio. Depois de estacionar a 20 °C por 12 horas, as emissões gerais de excesso de partida são muito próximas das emissões de um carro que se estabilizou por 16 horas (André e Joumard, 1999). Guensler et al. (2007) descobriam que 16,1% dos tempos de imersão da região da Geórgia situavam-se no intervalo de 0 a 5 minutos e 17,9% situavam-se entre 8 e 24 horas. Durações intermediárias de imersão, entre 5 minutos e duas horas de duração, representavam mais de 43% das partidas LDV de Atlanta.

2.7. Análises virtuais

Os testes físicos de emissões evaporativas possuem custo significativo e longo tempo de execução e assim as simulações virtuais são uma boa alternativa para reduzir o número de testes necessários, assim vários autores desenvolveram métodos de simulação de adsorção e dessorção do filtro de carvão. Uma tentativa de modelagem foi apresentada por Lavoie et al. (1996) na qual resultados experimentais foram usados para criar um modelo unidimensional, escrito em Fortran, para descrever a dinâmica de adsorção-dessorção e o comportamento térmico dentro de um recipiente de carbono. Com base nos resultados do estudo, eles concluíram que o modelo proposto teve um desempenho relativamente ruim para as taxas de fluxo de purga mais altas consideradas e sugeriram que certos efeitos poderiam ser capturados de uma maneira melhor com um modelo bidimensional. O modelo desenvolvido foi utilizado em um estudo experimental de desempenho do filtro por

Johnson et al. (1997) onde foram investigadas a captura de hidrocarbonetos e as emissões de vasilhames com diferentes configurações. Eles descobriram, entre outras coisas, que o uso de volumes maiores de gás de purga melhorou o desempenho do filtro.

Bai et al. (2004) desenvolveram um modelo transitório bidimensional de adsorção e dessorção de n-butano em carvão ativado. Eles relataram que o uso de um modelo de Força Motriz Linear para a descrição da transferência de massa e de calor é adequado para este tipo de sistema e investigaram como temperatura e quantidade adsorvida variavam em duas dimensões, e descobriram que a transferência de calor na parede causava uma temperatura muito mais baixa nas regiões externas do filtro de carvão, e mais n-butano era adsorvido nessas regiões. Pode-se, portanto, esperar que os efeitos radiais da transferência de calor sejam significativos para uma previsão precisa do comportamento do recipiente.

Sato et al. (2011) criou um modelo CFD 3D que levou o dobro do tempo de um experimento em tempo real para executar o modelo mesmo com resolução mais baixa. O modelo foi posteriormente simplificado usando um modelo de Força Motriz Linear que melhorou significativamente a velocidade de previsão do modelo e ainda previu os resultados com baixa incerteza. Smith et al. (2015) utilizou um modelo 1D calibrado usando entalpia de formação e razão de taxa de reação de adsorção e dessorção do modelo Langmuir. Este modelo foi posteriormente usado para simular uma válvula de purga.

Willians et al. estudou o efeito da geometria do filtro nas emissões de sangramento e em *breakthrough*. Esses autores fizeram um estudo de projeto do filtro que ajudou a entender como o formato do filtro afeta o fluxo de gás e fizeram propostas para minimizar as emissões de vazamento dos filtros (2001). Bergaoui et al. estudaram como diferentes alcanos são adsorvidos na superfície do carbono BAX 1100 e criaram um modelo para prever a curva isoterma. Eles começaram com dados coletados de n-alcanos C1 - C7 adsorvidos na superfície de um carvão ativado Westvaco BAX-1100. Em seguida, usaram um modelo físico estatístico para prever o comportamento de adsorção desses alcanos no carvão ativado. Este modelo de previsão de isoterma pode ser usado para prever a isoterma do n-butano em uma ampla faixa de temperaturas (2018).

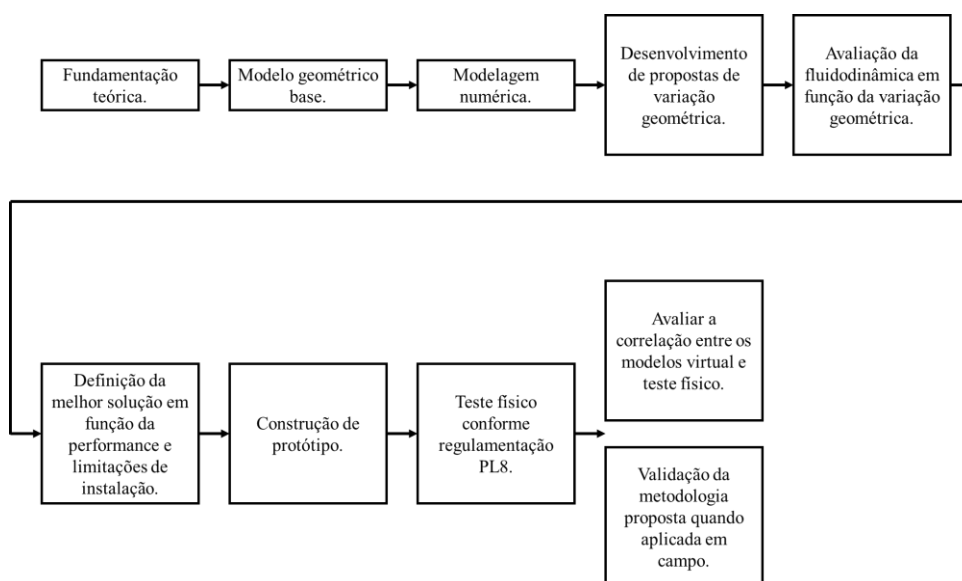
Yoo et al. (1999) explorou a modelagem orientada ao controle do sistema de purga do filtro e a estimativa on-line da carga de combustível no filtro. Esse modelo criou uma expressão analítica para o combustível evaporativo utilizando apenas os sensores disponíveis no veículo de produção. Este artigo permite modelar o carregamento do filtro para ser versátil e utilizado em qualquer veículo apenas usando o valor do ajuste de combustível. O modelo foi útil para entender a necessidade de modelar o filtro para ser utilizado em diferentes tipos de veículos. Outro possível método para aumentar o desempenho do filtro foi investigado e apresentado por Pittel e Weimer (2004). Nesse estudo, foi demonstrado que altos níveis de vácuo durante o evento de purga proporcionaram um aumento na capacidade de trabalho do filtro. Isto foi atribuído em grande parte à diminuição do que é conhecido como resíduo de hidrocarboneto (uma quantidade residual de hidrocarbonetos que permanece adsorvida no carvão ativado entre os eventos de purga e carregamento) devido ao vácuo.

Moller (2016) criou um modelo unidimensional de geometria simplificada de filtro no software GT-SUITE da Gamma Technologies, e validou por meio de experimentos. Verificou-se neste estudo que os efeitos da temperatura radial no filtro podem ser importantes e não são capturados em um modelo unidimensional.

3. METODOLOGIA

Este trabalho propõe uma abordagem organizada em blocos de trabalho conforme Figura 27, iniciando peça fundamentação teórica para formar uma base sólida para o desenvolvimento da metodologia, seguido pelo desenvolvimento de um modelo geométrico base utilizando soluções já comuns no mercado automotivo. Na fase de modelagem numérica serão abordadas as definições dos parâmetros de simulação e finalmente a elaboração de propostas para avaliação do efeito da variação geométrica.

Figura 27: Fluxograma da metodologia proposta.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Na fase de resultados e discussões são abordados a avaliação dos resultados das simulações CFD, a definição da solução ótima para o caso avaliado e a análise do resultado do teste experimental. E na seção de conclusão são analisados a correlação da simulação virtual e teste experimental e a crítica sobre a efetividade da metodologia.

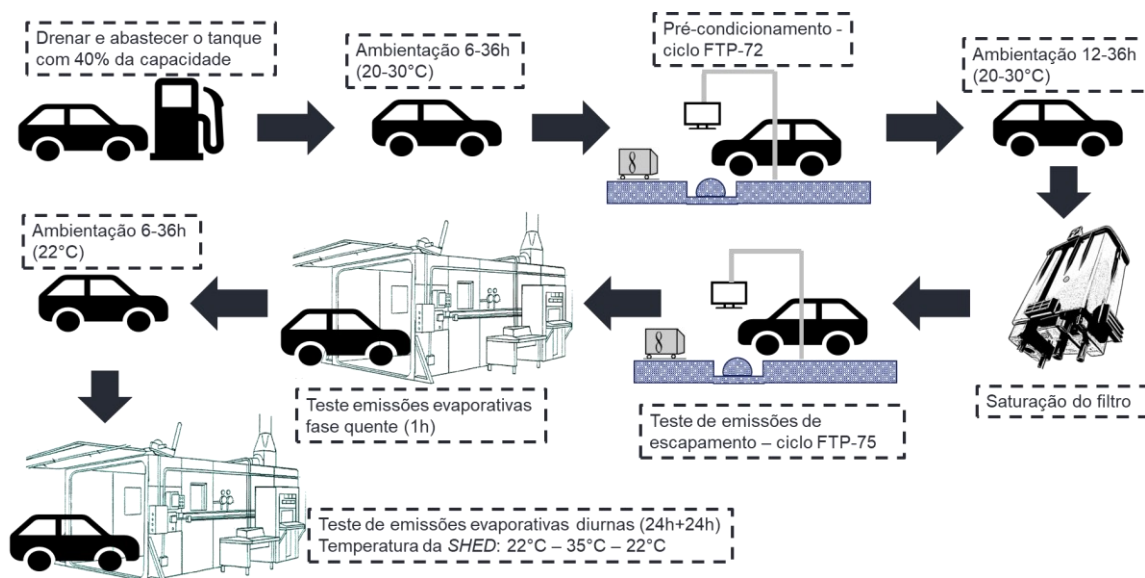
3.1. Fundamentação teórica

3.1.1. O ciclo de emissões e a purga do filtro de carvão

Na Figura 28 é mostrado o fluxograma do teste homologativo de emissões previsto para PL7 e PL8 sem o ensaio de abastecimento que é feito posteriormente. Observa-se que após a saturação do filtro é realizado o ensaio de emissões dos gases de escapamento conforme o ciclo FTP-75 (*U.S. Federal Test Procedure*) e em

sequência é realizado o ensaio de *Hot Soak* e *Diurnal emissions*. Então para que o filtro atenda aos requisitos de emissões é necessário que durante o ciclo FTP-75 ocorra a purga em quantidade suficiente para que o filtro tenha capacidade de reter os vapores, em geral a literatura sugere um volume de purga de trezentos vezes o volume do filtro.

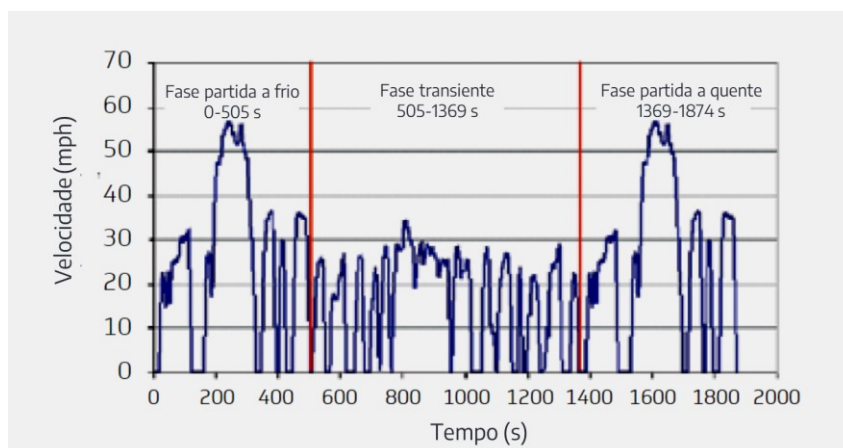
Figura 28: Fluxograma do ensaio de emissões do PL7&8.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Logo é crítico para as emissões evaporativas a efetiva purga do filtro, contudo para garantir o correto funcionamento do motor o filtro só pode ser purgado em condições específicas nas quais a queima dos gases não cause perda de performance ou comprometam as emissões de escape, além disso a purga só pode ocorrer durante a aceleração, pois é quando há pressão negativa no coletor de admissão. Os parâmetros do ciclo FTP podem ser encontrados na norma 40 CFR Part 86 no apêndice 1. Na Figura 29 tem-se a representação gráfica dos parâmetros.

Figura 29: Parâmetros do ciclo FTP-75.

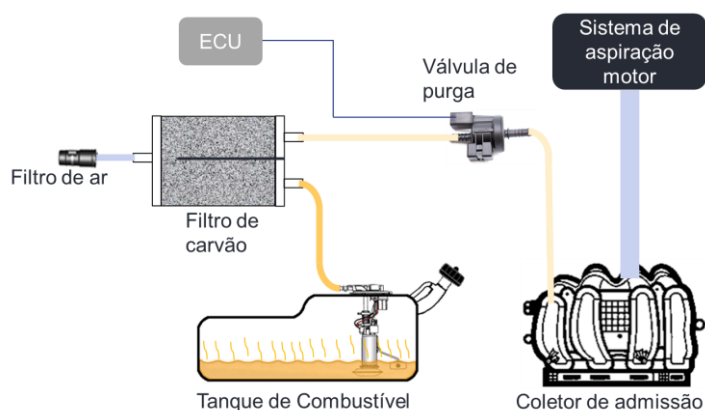


Fonte: Delphi, 2020.

O ciclo em questão representa um ciclo urbano e como pode ser observado contém diversos eventos de acelerações curtas, desacelerações e paradas que são condições não ideais para a purga do filtro, enquanto apresenta poucos eventos de aceleração longa que são as melhores condições para realizar a purga.

A purga do filtro ocorre por meio de uma eletroválvula que, em geral, conecta o filtro ao coletor de admissão. A eletroválvula é controlada pela lógica de calibração por meio da ECU que permite a abertura da válvula somente em condições ideais. Após a abertura da válvula, o vácuo gerado pela fase de aspiração do motor realiza a purga do filtro aspirando ar pelo filtro que entra pelo filtro de ar do filtro e no processo realiza a adsorção das partículas de hidrocarbonetos no filtro. A Figura 30 mostra o sistema geralmente empregado.

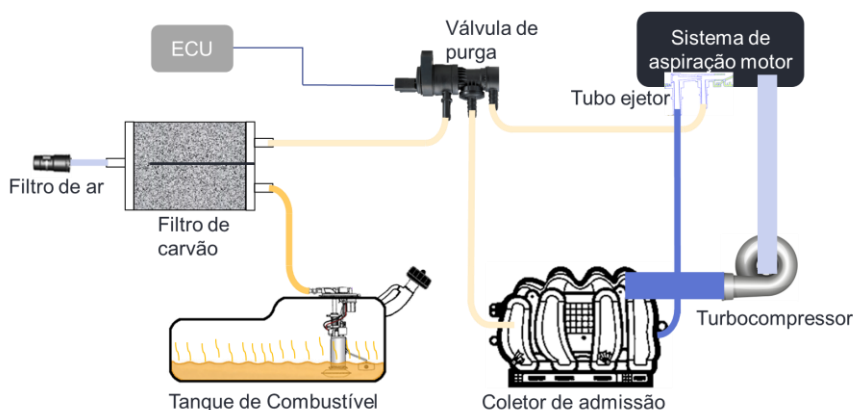
Figura 30: Arquitetura genérica de purga do filtro.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Para um veículo normal aspirado essa arquitetura de purga apresenta boa performance. Contudo, nos veículos turboalimentados existe um problema crítico nessa arquitetura porque em acelerações prolongadas o turbocompressor entra em atividade e o coletor de admissão começa a trabalhar com pressão relativa positiva e assim não é possível que ocorra a purga do filtro nestas condições e isso causa uma queda considerável do volume de purga. Para solucionar esse problema, se fez necessário desenvolver uma linha secundária de purga para atuar na fase turboalimentada do motor conforme Figura 31.

Figura 31: Arquitetura genérica de purga do filtro para veículos turboalimentados.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Nesta nova arquitetura, a ECU permite a purga tradicional quando o coletor de admissão estiver operando com pressão negativa e, quando o motor entra na fase turboalimentada, a válvula de purga fecha o circuito do coletor (purga na fase aspirada) e abre o novo circuito que é conectado ao sistema de aspiração pelo tubo ejedor (purga na fase turboalimentada) que é a peça fundamental para a operação desta linha. O tubo ejedor funciona pelo efeito de Venturi e assim no primeiro conector do tubo ejedor é injetado ar pressurizado retirado do coletor de admissão. O ar passa por uma restrição que causa o aumento de velocidade do fluido e, em decorrência disso, gera uma pressão negativa. O segundo conector do tubo ejedor é conectado a válvula de purga que por sua vez está conectada ao filtro e a pressão negativa gerada pelo efeito Venturi possibilita a purga do filtro neste conector.

De maneira simplificada, o efeito de Venturi pode ser explicado pela equação de Bernoulli, Equação (14), considerando que a diferença de altura entre os fluidos pode

ser desconsiderada e que o fluido não será comprimido no processo tendo assim densidade constante do fluido.

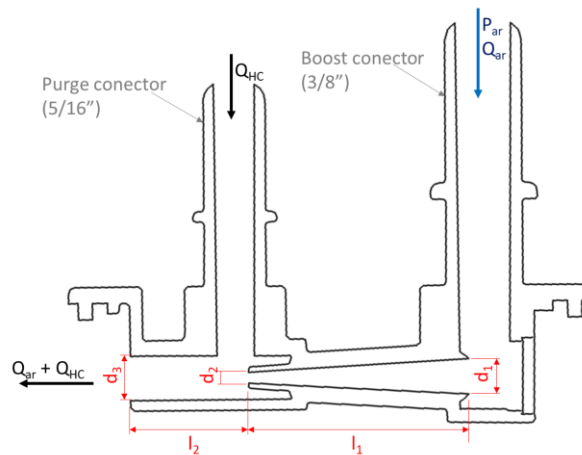
$$p_1 + \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \rho \cdot v_2^2 \quad \therefore \quad p_2 = p_1 - \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) \quad (14)$$

Onde p é a pressão, ρ a densidade e v a velocidade. Quanto maior for o vácuo gerado neste processo, maior será o volume de purga realizado.

3.2. Modelo geométrico base

Foi criada uma primeira geometria de tubo ejetor como ponto de partida para as simulações como mostrado na Figura 32. Para este modelo inicial o diâmetro de entrada $d_1=5,5$ mm, $d_2=1,65$ mm, o diâmetro maior do cone $d_3=6,8$ mm, $l_1= 32.4$ mm e $l_2=17,51$. O conector de entrada de ar pressurizado é de 5/16" e o de purga é de 3/8" de acordo com a norma SAE J2044, por já serem amplamente empregados no mercado.

Figura 32: Seção do tubo ejetor hipotetizado para o trabalho.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

No boost conector é injetado ar comprimido proveniente do coletor de admissão do motor. O ar comprimido então passa por um tubo cônico para redução da área da seção transversal que por consequência gera um aumento expressivo da velocidade do ar, criando pressão negativa pelo efeito de Venturi, essa pressão negativa causa a sucção de ar pela tubulação de purga realizando a lavagem do filtro.

3.3. Modelagem numérica

Para a construção de malha e simulação de CFD foi utilizado o software Star CCM 2210 utilizando o método dos volumes finitos (*Finite Volume* - FV) com o objetivo de avaliar o impacto da variação de parâmetros geométricos do tubo ejetor. Na fase de pré-processamento, é necessário criar a malha a partir do modelo 3D das geometrias desejadas. A malha é uma representação discretizada de um domínio geométrico. Esse domínio pode incluir geometria do mundo real, seu conteúdo e seu ambiente circundante. Para a construção da malha são necessárias as entidades vértice, aresta, face e célula.

O vértice é um ponto no espaço definido com um vetor de posição. A aresta conecta dois vértices em linha reta. A face compreende uma coleção ordenada de vértices de forma que eles definem uma superfície no espaço tridimensional. A célula é uma coleção ordenada de faces que define um volume fechado no espaço. As células podem ter qualquer número de faces, contanto que haja faces suficientes para criar um volume de célula fechado. Neste trabalho, optou-se por utilizar células tridimensionais poliédricas por proporcionarem uma solução equilibrada para problemas complexos de geração de malhas associado a facilidade e eficiência de construção deste tipo de célula que não exige uma complexa preparação do modelo 3D. As faces de uma célula não podem se interceptar, exceto onde se tocam ao longo das bordas comuns.

Foi utilizado também a célula da camada prismática que permitem ao solucionador resolver o fluxo próximo à parede com precisão, o que é crucial para determinar não apenas as forças e a transferência de calor nas paredes, mas também características do fluxo, como a separação. A separação afeta resultados integrais como arrasto ou perda de pressão. A previsão precisa dessas características do fluxo depende da resolução dos gradientes de velocidade e temperatura normais à parede. Esses gradientes são muito mais acentuados na subcamada viscosa de uma camada limite turbulenta do que seria indicado pela obtenção de gradientes de uma malha grosseira. Usar uma malha com camadas prismáticas permite que se resolva diretamente a subcamada viscosa quando o modelo de turbulência a suportar (baixo $y^+ \sim 1$). Alternativamente, para malhas mais grossas, permite que o código ajuste uma função de parede com mais precisão (alto $y^+ > 30$).

A abordagem de modelagem de turbulência usada e a fidelidade desejada da física determinam a espessura, o número de camadas e a distribuição da malha de camada prismática. Dependendo do número de Reynolds, uma camada de cisalhamento turbulento requer de 10-20 células na direção transversal para uma resolução exata dos perfis de fluxo turbulento. Para resolver a subcamada viscosa (ou seja, tratamento de parede de baixo y^+), são necessárias mais células. Se apenas as características gerais do fluxo (como uma estimativa de primeira ordem do atrito na parede) forem necessárias, malhas de tipo de função de parede grossa e alto y^+ com apenas algumas camadas prismáticas podem fornecer resultados aceitáveis.

As camadas prismáticas não fornecem apenas densidade de malha próxima à parede. Também permitem o uso de células com alto fator de aspecto, proporcionando assim melhor resolução transversal sem incorrer em uma resolução excessiva no sentido do fluxo. Este tipo de malha também reduz a difusão numérica próxima à parede. A difusão numérica é um erro de discretização que suaviza descontinuidades e gradientes acentuados em um esquema de advecção de volume finito. A difusão numérica é minimizada quando o fluxo está alinhado com a malha. O uso de camadas prismáticas melhora muito a precisão como resultado.

Para a execução da simulação é necessário determinar alguns modelos. Na Tabela 6, são mostrados os modelos que foram escolhidos para este trabalho.

Tabela 6: Principais modelos físicos empregados na simulação CFD.

Modelos físicos	
Estado estacionário	Escoamento turbulento
Escoamento segregado	Tratamento de Paredes em Duas Camadas y^+
Temperatura de Fluido Segregada	Distância da Parede
Gás ideal	Turbulência K-Epsilon
Modelo K-Epsilon Realizável com Duas Camadas	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
Gradientes	Correção da Qualidade das Células
Interpolação da solução	

Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

As variáveis do fenômeno estudado têm pouca ou nenhuma variação temporal e por isso foi possível utilizar o estado estacionário (*Steady-State*) para simplificar o

processamento. Também foi considerado que os fluidos se comportam como gás ideal.

Devido à alta velocidade que o fluido deve alcançar foi considerado escoamento turbulento e utilizado o modelo de solução *Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS equations)* que representam um conjunto de equações de movimento médio ao longo do tempo para o fluxo de fluido. A concepção por trás dessas equações é a decomposição de Reynolds, em que uma quantidade instantânea é dividida em suas partes médias no tempo e em suas flutuações, uma ideia inicialmente proposta por Osborne Reynolds. As equações RANS são principalmente utilizadas para descrever fluxos turbulentos. Elas podem ser empregadas com aproximações baseadas no conhecimento das propriedades da turbulência do fluxo para oferecer soluções médias no tempo aproximadas para as equações de Navier-Stokes.

Para obter as equações de RANS, o Star CCM decompõe cada variável de solução ϕ em seu valor médio ou médio $\bar{\phi}$ e seu componente flutuante ϕ' conforme equação (15).

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (15)$$

Onde ϕ representa componentes de velocidade, pressão, energia ou concentração de espécies. O processo de média pode ser pensado como média no tempo para situações estacionárias. As equações resultantes para as quantidades médias são essencialmente idênticas às equações originais, exceto que um termo adicional aparece na equação de transporte de momento. Esse termo adicional é o tensor de tensão, que é expresso na equação (16).

$$T_{RANS} = -\rho \left(\frac{\overline{u'u'}}{\overline{u'w'}} \quad \frac{\overline{u'v'}}{\overline{v'w'}} \quad \frac{\overline{u'w'}}{\overline{w'w'}} \right) + \frac{2}{3} \rho k I \quad (16)$$

Onde ρ é a densidade. u' , v' e w' são os componentes de velocidade. K é a energia cinética turbulenta e I é o tensor identidade.

Para modelar T_{RANS} em termos das quantidades médias do fluxo e, assim, fornecer o fechamento das equações governantes foi utilizado o *Eddy Viscosity Models* (Modelos de viscosidade turbulenta de redemoinho) que resolve equações de

transporte adicionais para quantidades escalares que permitem derivar a viscosidade turbulenta μ_t . Este modelo foi escolhido por ser compatível com o modelo de turbulência K-Épsilon que é um modelo de duas equações que resolve equações de transporte para a energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação turbulenta ε para determinar a viscosidade turbulenta de redemoinho. No star CCM, existem diversas formas deste modelo. O empregado neste trabalho foi a abordagem de duas camadas (*Two Layer*) que permite que o modelo K-Épsilon seja aplicado na camada afetada pela viscosidade (incluindo a subcamada viscosa e a camada de transição) sendo indicado para malhas mais finas.

Nesta abordagem, o cálculo é dividido em duas camadas. Na camada próxima à parede, a taxa de dissipação turbulenta ε e a viscosidade turbulenta μ_t são especificadas como funções da distância até a parede (Wall Distance). Os valores de ε especificados na camada próxima à parede são misturados suavemente com os valores calculados a partir da resolução da equação de transporte longe da parede. A equação para a energia cinética turbulenta é resolvida em todo o domínio de fluxo. Esta especificação explícita de ε e μ_t é, sem dúvida, não menos empírica do que a abordagem da função de amortecimento, e os resultados são frequentemente tão bons ou melhores.

As paredes são uma fonte de vorticidade na maioria dos problemas de fluxo de importância prática. Portanto, uma previsão precisa dos parâmetros de fluxo e turbulência através da camada limite da parede é essencial. A região interna da camada limite pode ser dividida em três subcamadas. Em cada uma delas, o fluxo tem características diferentes:

- Subcamada viscosa: a camada de fluido em contato com a parede é dominada por efeitos viscosos e é quase laminar. A velocidade média do fluxo depende apenas da densidade do fluido, viscosidade, distância da parede e do cisalhamento da parede.
- Camada logarítmica: a camada logarítmica turbulenta é igualmente dominada por efeitos viscosos e turbulentos.
- Camada de transição: A camada de transição é uma camada de transição entre a subcamada viscosa e a camada logarítmica.

O tratamento de parede selecionado foi o modelo *all y⁺* utiliza funções de parede mescladas que emulam o tratamento de parede de baixo y^+ para malhas finas, e o tratamento de parede de alto y^+ para malhas grossas. Também é formulado com a característica desejável de produzir respostas razoáveis para malhas de resolução intermediária, e vinculado ao modelo de duas camadas são impostos valores específicos da taxa de dissipação turbulenta ϵ nos centroides das células próximas à parede para torná-lo consistente com a formulação de duas camadas do modelo de turbulência subjacente.

Foi utilizado o solucionador segregado, que resolve cada uma das equações de momento por vez, uma para cada dimensão. A ligação entre as equações de momento e de continuidade é alcançada com uma abordagem de preditor-corretor. A formulação completa pode ser descrita como usando um arranjo de variáveis colocado (em oposição a escalonado) e um acoplamento de pressão-velocidade do tipo *Rhie-and-Chow* combinado com um algoritmo do tipo SIMPLE. Este modelo tem suas raízes em fluxos de densidade constante. Embora possa lidar com fluxos levemente compressíveis e convecção natural de baixo número de Rayleigh, não é adequado para aplicações de captura de choque, alto número de Mach e alto número de Rayleigh.

Finalmente foi utilizado o modelo de Remediação de Qualidade de Célula que ajuda a obter soluções em uma malha de qualidade ruim. Este modelo identifica células de baixa qualidade, usando um conjunto de critérios pré-definidos, como o Ângulo de Distorção excedendo um certo limite. Uma vez que essas células e seus vizinhos foram marcados, os gradientes computados nessas células são modificados de tal forma a melhorar a robustez da solução.

Em geral, o efeito da Remediação de Qualidade de Célula é limitado à vizinhança imediata de células de baixa qualidade e/ou degeneradas, de modo que a influência na precisão geral da solução é mínima. No entanto, um efeito colateral é que as métricas de qualidade da malha usadas para marcar as células de baixa qualidade são recalculadas cada vez que a malha muda. Portanto, em certas situações, como malhas móveis, usar o modelo pode ter um custo computacional significativo.

Quando um limite faz parte de uma interface não conforme, o processo de interseção da interface atua criando faces para as células adjacentes ao limite. Essas

novas faces fazem com que as métricas da célula mudem, o que por sua vez pode afetar se essas células são ou não incluídas em qualquer remediação de qualidade de célula.

3.4. Condição de contorno

Foram desconsideradas as perdas de carga relativas as tubulações e do filtro de carvão e considerado todos os fluidos a temperatura de 25°C. Na conexão de entrada de ar pressurizado (*boost conector*) foi aplicada a pressão de 1,411 Bar que é a pressão de pico de funcionamento para o turbocompressor do motor utilizado no teste experimental e pressão ambiente foi considerada nas conexões de purga (*purge conector*) e saída do tubo ejetor.

Um trecho reto de tubulação com 30mm de comprimento foi aplicado na conexão de entrada de ar pressurizado e na saída do tubo ejetor para permitir o desenvolvimento do fluido e assim possibilitar uma leitura correta dos dados da simulação. Devido as altas velocidades que se esperam alcançar, foram consideradas na simulação a compressibilidade e variação térmica dos fluidos em escoamento.

Todas as medições foram realizadas no mesmo ponto do conector de purga. Em relação a vazão de purga, o valor a ser considerado é o de vazão mássica. Contudo devido a no experimento físico ser possível apenas a medição da vazão volumétrica devido aos equipamentos disponíveis, foi adicionada a vazão volumétrica na simulação utilizando a densidade do fluido no mesmo ponto para conversão.

3.5. Teste experimental

Testes experimentais foram realizados a fim de avaliar a robustez da metodologia de simulação elaborada. O objeto de prova utilizado foi um veículo turboalimentado com as especificações conforme a Tabela 7.

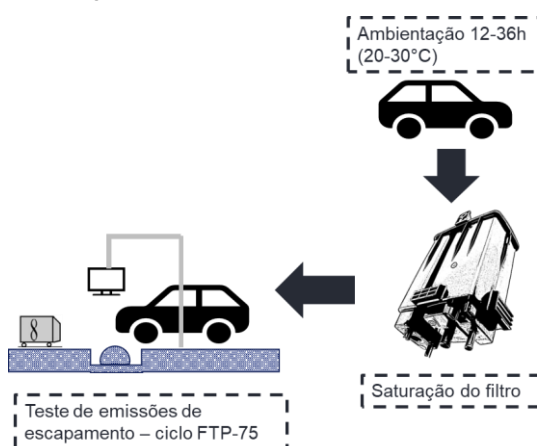
Tabela 7: Ficha técnica do objeto de prova

Motorização	1.3 T270	
Combustível	Álcool	Gasolina
Potência (cv)	185	180
Torque (kgf.m)	27,5	27,5
Consumo cidade (km/l)	6,6	9,7
Consumo estrada (km/l)	7,9	10,7
Câmbio	Automático de 6 marchas	
Tração	dianteira	
Direção	elétrica	
Altura (mm)	1.730	
Largura (mm)	1.845	
Comprimento (mm)	4.945	
Peso (Kg)	1.660	
Tanque (L)	55	
Filtro de carvão (L)	1,4	

Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Para se reduzirem o tempo e custo dos testes, optou-se por realizar somente as fases do teste que possuem relevância para este estudo conforme Figura 33, sendo eles a ambientação do objeto de prova, a saturação do filtro com gás Butano e a execução do ciclo FTP-75 para aquisição dos dados de volume de purga.

Figura 33: Etapas do experimento físico.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Foi utilizado o mesmo filtro de carvão em todos os testes e a saturação com Butano foi realizada em um condicionador de filtro em conformidade com a legislação PROCONVE L7/L8 do fornecedor Napro modelo SIC 714, conforme apresentado na Figura 34. O equipamento é um sistema completo e automatizado de Adsorção e

Dessorção de filtros de carvão automotivos, possibilitando a saturação com uso de gás butano ou vapores de combustíveis e a purga controlada.

Figura 34: SIC 714.



Fonte: Napro. [NAPRO - Eletrônica Industrial LTDA.](#)

Para medir o volume purgado, foram utilizados dois medidores de vazão modelo M-1000SLPM-D-TOT-DB9M do fornecedor Alicat Scientific. Um dos medidores foi conectado à porta de ventilação do filtro e o outro foi conectado na tubulação de purga do tubo ejetor. A Tabela 8 contém as especificações e características do medidor.

Tabela 8: Ficha técnica do medidor de vazão.

DESEMPENHO DO SENSOR	
Exatidão do Fluxo de Massa ¹	Precisão padrão: $\pm 0,8\%$ da leitura e $\pm 0,2\%$ da escala total
Repetibilidade do Fluxo (2σ)	$\pm 0,2\%$ da leitura e $\pm 0,02\%$ da escala total
Exatidão da Pressão ¹	Acima de 1 atm: $\pm 0,5\%$ da leitura Abaixo de 1 atm: $\pm 0,07$ PSIA
Faixa de Medição do Fluxo	0,01 – 100% da escala total (relação de redução de 10.000:1)
Faixa de Pressão de Operação	11.5 – 160 PSIA
Sensibilidade à Pressão	Mudança no zero e na faixa de fluxo de massa: $\pm (0,08\%$ da leitura e $\pm 0,02\%$ da escala total) por atmosfera em relação às condições de calibração
Sensibilidade à Temperatura	Mudança no zero e na faixa de fluxo de massa com temperatura: $\pm 0,02\%$ da escala total por °C a partir de 25°C
Exatidão da Temperatura	$\pm 0.75^\circ\text{C}$
Faixa de Temperatura de Operação	-10 – 60°C (ambiente e gás)
Incerteza do Volume do Totalizador	Incerteza adicional: $\pm 0,1\%$ da leitura
Incerteza do Volume do Totalizador	< 1 ms
Tempo Típico de Resposta da Indicação	< 10 ms, dependente da taxa de fluxo
Tempo Típico de Aquecimento	< 1 s

Fonte: Technical Data for M/MB-Series Mass Flow Meters, Alicat Scientific. [DOC-SPECS-M-HIGH.pdf \(alicat.com\)](#).

Para realizar o ciclo FTP-75 foi utilizado o dinamômetro de Chassi do fabricante Horiba modelo da série Vulcan, Figura 35. A prova foi realizada em conformidade com os requisitos do Proconve Level 8.

Figura 35: Banco dinamométrico.



Fonte: Haribo. [VULCAN Series Chassis Dynamometer - HORIBA.](#)

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados, analisados e discutidos os resultados obtidos por meio do experimento virtual e do experimento físico.

4.1. Análise CFD

A partir das variáveis apresentadas na Figura 32 foram elaboradas 15 propostas para avaliar o impacto das modificações individualmente e em conjunto. A Tabela 9 contém os detalhes das propostas e os resultados obtidos nas simulações.

Tabela 9: Detalhes das propostas e resultados das simulações CFD.

Descrição	Modificação	d1	d2	d3	l1	l2	Camara de expansão	Purga em vazão mássica [g/s]	Purga em vazão volumétrica [L/s]	Densidade [kg/m³]	Pressão de purga [kPa]
Modelo base	-	5,50	1,65	6,79	33,77	17,51	Não	4,67	4,53	1,030	-17,28
Proposta 01	l ₁ =27,18	5,50	1,65	6,79	27,18	17,51	Não	4,84	4,72	1,025	-17,12
Proposta 02	l ₁ =40,06	5,50	1,65	6,79	40,06	17,51	Não	4,66	4,52	1,031	-17,21
Proposta 03	l ₂ =9,51	5,50	1,65	6,79	33,77	9,51	Não	4,70	4,57	1,028	-17,53
Proposta 04	l ₂ =31,42	5,50	1,65	6,79	33,77	31,42	Não	4,63	4,48	1,034	-16,87
Proposta 05	d ₁ =6,25	6,25	1,65	6,79	33,77	17,51	Não	4,67	4,53	1,031	-17,23
Proposta 06	d ₁ =4,94	4,94	1,65	6,79	33,77	17,51	Não	4,67	4,53	1,030	-17,27
Proposta 07	d ₂ =2,13	5,50	2,13	6,79	33,77	17,51	Não	4,43	4,22	1,049	-15,18
Proposta 08	d ₂ =1,52	5,50	1,52	6,79	33,77	17,51	Não	4,73	4,61	1,025	-17,80
Proposta 09	d ₃ =5,79	5,50	1,65	5,79	33,77	17,51	Não	3,50	3,20	1,093	-10,31
Proposta 10	d ₃ =8,79	5,50	1,65	8,79	33,77	17,51	Não	7,18	7,70	0,933	-27,94
Proposta 11	Expansão	5,50	1,65	6,79	33,77	17,51	Sim	5,06	5,09	0,993	-17,40
Proposta 12	P10+P11	5,50	1,65	8,79	33,77	17,51	Sim	6,65	9,14	0,727	-41,46
Proposta 13	P4+P10+P11	5,50	1,65	8,79	33,77	31,42	Sim	6,70	9,12	0,734	-40,85
Proposta 14	P2+P4+P10+P11	5,50	1,65	8,79	40,06	31,42	Sim	6,68	9,00	0,742	-40,58
Proposta 15	P4+P8+P10+P11	5,50	1,52	8,79	33,77	31,42	Sim	6,70	9,37	0,715	-42,57

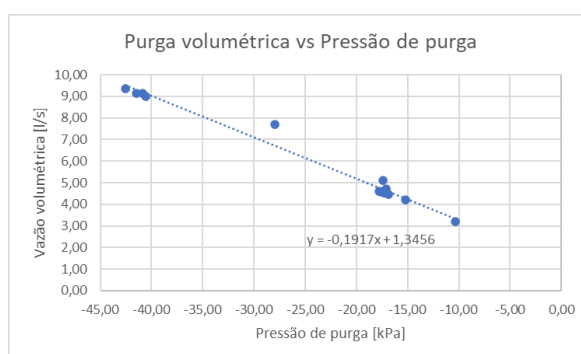
Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Foram destacados em negrito as variações geométricas das propostas em relação a geometria baseline. As propostas foram elaboradas seguindo o processo de *DOE (Design of Experiments)* de forma a entender o que a variação de cada parâmetro geométrico causa no desempenho de purga do componente. Nas propostas 01 e 02 foi alterado o comprimento do cone em aproximadamente 20% e por consequência a sua angulação. A proposta base possui angulação de 3,3°, a proposta 01 de 4,1° e a 02 de 2,75°. As propostas 03 e 04 tiveram alteração do comprimento do difusor em aproximadamente 45% e 80% respectivamente. Nas propostas 05 e 06, foi alterado o diâmetro de entrada do cone em aproximadamente 12%. Na proposta 07 foi alterado o diâmetro de saída do cone em 30% e na proposta 08 foi reduzido o diâmetro de saída do cone em apenas 0,12mm devido às limitações do processo de injeção. Nas propostas 09 e 10 foi alterado o diâmetro do difusor em 15% e 30% respectivamente. Finalmente na proposta 11 foi adicionado uma expansão

no conector de purga, antes do difusor. E as propostas de 12 a 15 são combinações das anteriores.

O resultado principal da simulação é a relação entre a pressão negativa e a vazão mássica de purga. Na Figura 36, tem-se a relação pressão e vazão de purga e como esperado apresentou uma relação direta na qual quanto maior o vácuo maior o valor da purga.

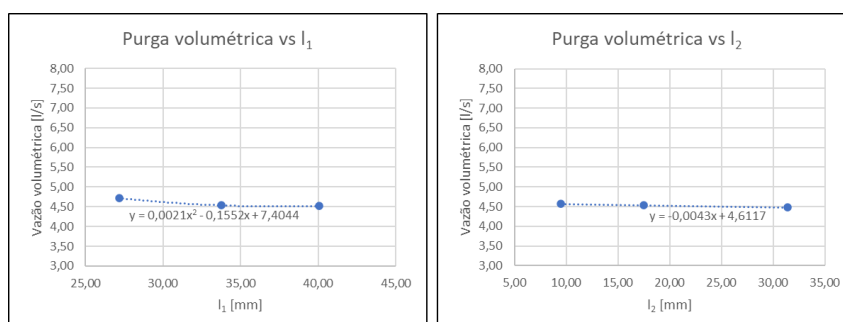
Figura 36: Relação entre a pressão negativa e o volume de purga.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Na Figura 37, pode-se observar o impacto da variação dos comprimentos do cone (a) e do difusor (b). Essas variações mostraram pouco impacto na performance de purga e a fórmula da linha de tendência mostra que seria necessária uma grande variação para ocorrer uma mudança significativa no volume purga.

Figura 37: Relação entre a purga volumétrica e comprimento do cone l_1 (a) e comprimento do difusor l_2 (b).

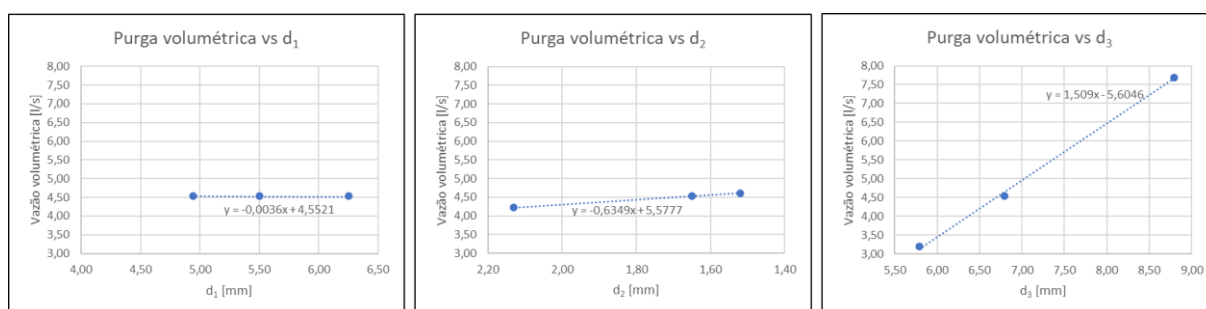


Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Na Figura 38, pode-se observar a relação entre a vazão volumétrica de purga em relação a variação do diâmetro de entrada do cone d_1 (a), o diâmetro de saída do cone d_2 (b) e o diâmetro do difusor d_3 (c). A variação do diâmetro d_1 não tem relevância para o aumento da purga, a variação do diâmetro de saída do cone d_2 tem impacto

direto na velocidade do fluido e, de consequência, na mudança de pressão causada por essa variação de velocidade. Contudo, a inclinação da linha de tendência mostra que é necessária uma grande redução de d_2 para aumentar a purga e os valores de d_2 já estão limítrofes para produção em processo de injeção de plástico em escala, logo esse diâmetro já está em um valor ótimo para purga e manufacturabilidade. O aumento do diâmetro d_3 se mostrou muito benéfico para o aumento da purga por reduzir a perda de carga entre o difusor e o tubo de purga.

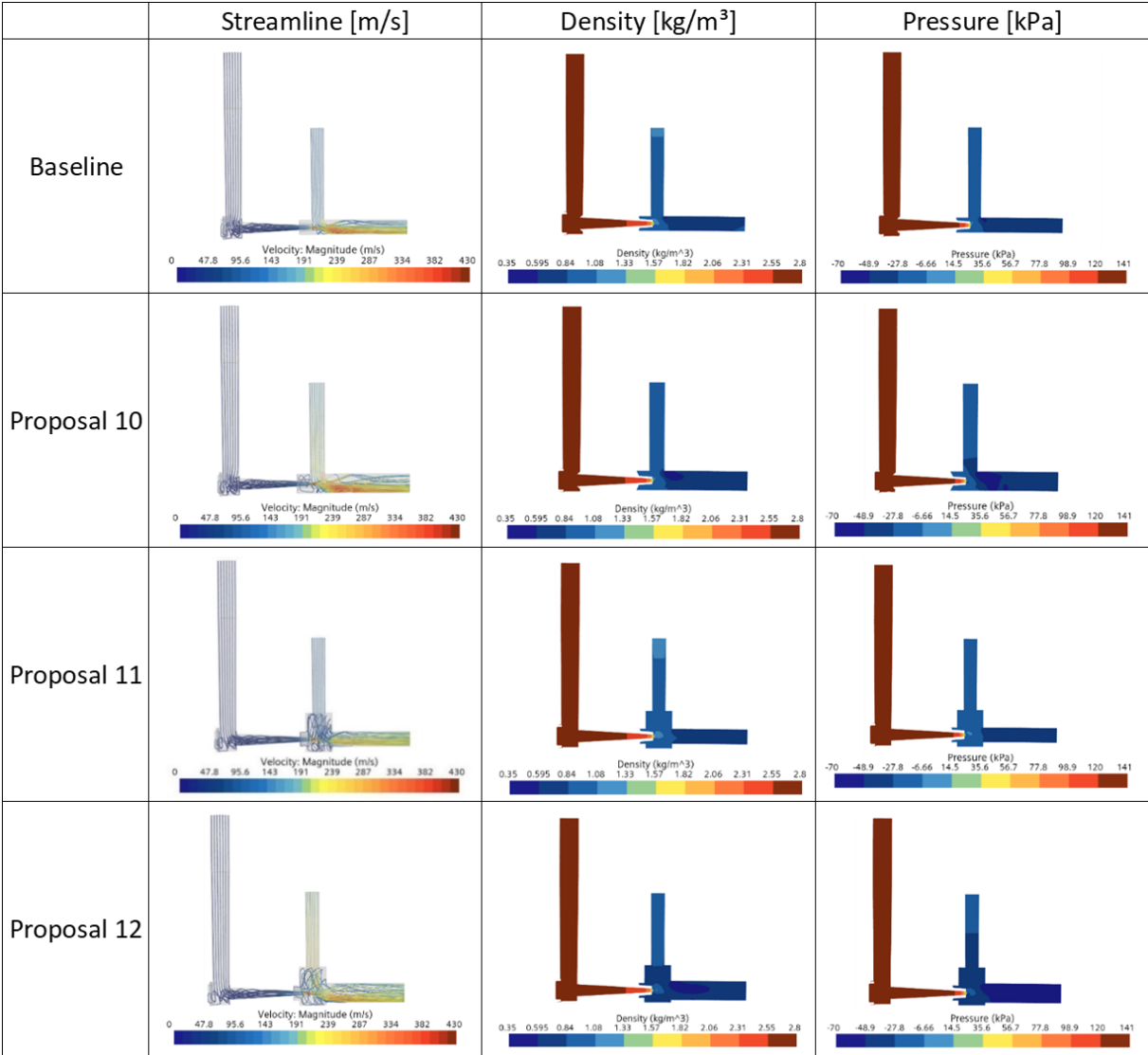
Figura 38: Relação entre a purga volumétrica e diâmetros d_1 (a), d_2 (b) e d_3 (b).



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Da proposta base até a proposta 09 houve pouca modificação no comportamento fluidodinâmico do tubo ejetor. Contudo, a proposta 10 mostrou que a região do difusor precisa ser melhorada para otimização da purga. Assim, foi criada a proposta 11 com o intuito de entender se uma expansão poderia auxiliar na melhoria fluidodinâmica. Contudo houve uma recirculação excessiva o que levou a criação da proposta 12 que agregou a expansão somada ao aumento do diâmetro d_3 e, em sequência, foram criadas as propostas 13 a 15 para confirmar que as alterações no cone não trariam alguma melhora na purga e como esperado somente a redução do diâmetro de saída do cone d_2 trouxe um pequeno ganho.

Tabela 10: Comparativo fluidodinâmico das propostas base, 10, 11 e 12.

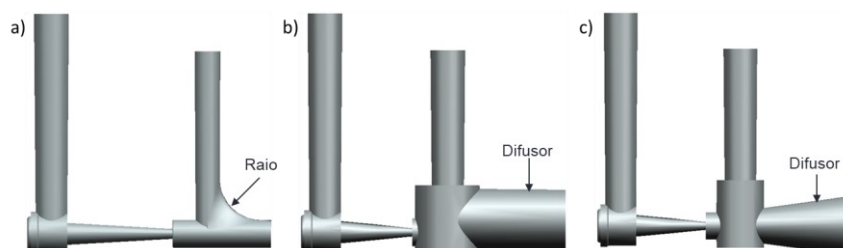


Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Como pode ser observado na Tabela 10, a depressão no tubo de purga é maior na proposta 12, mas a pressão no difusor é similar com as demais propostas. Isso indica que a solução do cone apresenta uma performance melhor do que a região do difusor para a purga e que é necessário aprofundar o estudo dessa região. Pelos gráficos de *mach number* e *streamline* observa-se que devido a condição geométrica do tubo ejetor, que é do tipo fluxo cruzado, causa uma concentração de escoamento do fluxo da purga na parede da área do difusor e a adição da expansão somada ao aumento do diâmetro d_3 melhora a distribuição de velocidade, reduzindo a perda de carga entre o tubo de purga e difusor.

Para explorar mais o efeito da região do difusor foram criadas as propostas 16, 17 e 18 com mudanças geométricas agressivas, Figura 39. Na proposta 16, foi adicionado um raio entre o tubo de purga e o difusor para melhorar o comportamento fluidodinâmico. Na proposta 17 e 18, a área do difusor e do tubo de purga foram aumentados, um com perfil cilíndrico e outro com perfil cônico.

Figura 39: Propostas 16 (a), 17 (b) e 18 (c).



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Como pode ser visto na Tabela 11, a proposta 16 apresentou distribuição de velocidade mais uniforme, mas isso não foi suficiente para melhorar a purga. As propostas 17 e 18 mostraram resultado de pressão de purga similares com a proposta 12, tendo resultados melhores para a purga. É importante observar que a purga em vazão mássica é próxima, mas a purga em vazão volumétrica se diferencia muito. Isso se deve ao fato de que, no ponto medido a densidade do fluido na proposta 17 é menor resultando em maiores valores de vazão volumétrica. Por isso utilizar a vazão mássica traz mais robustez a análise.

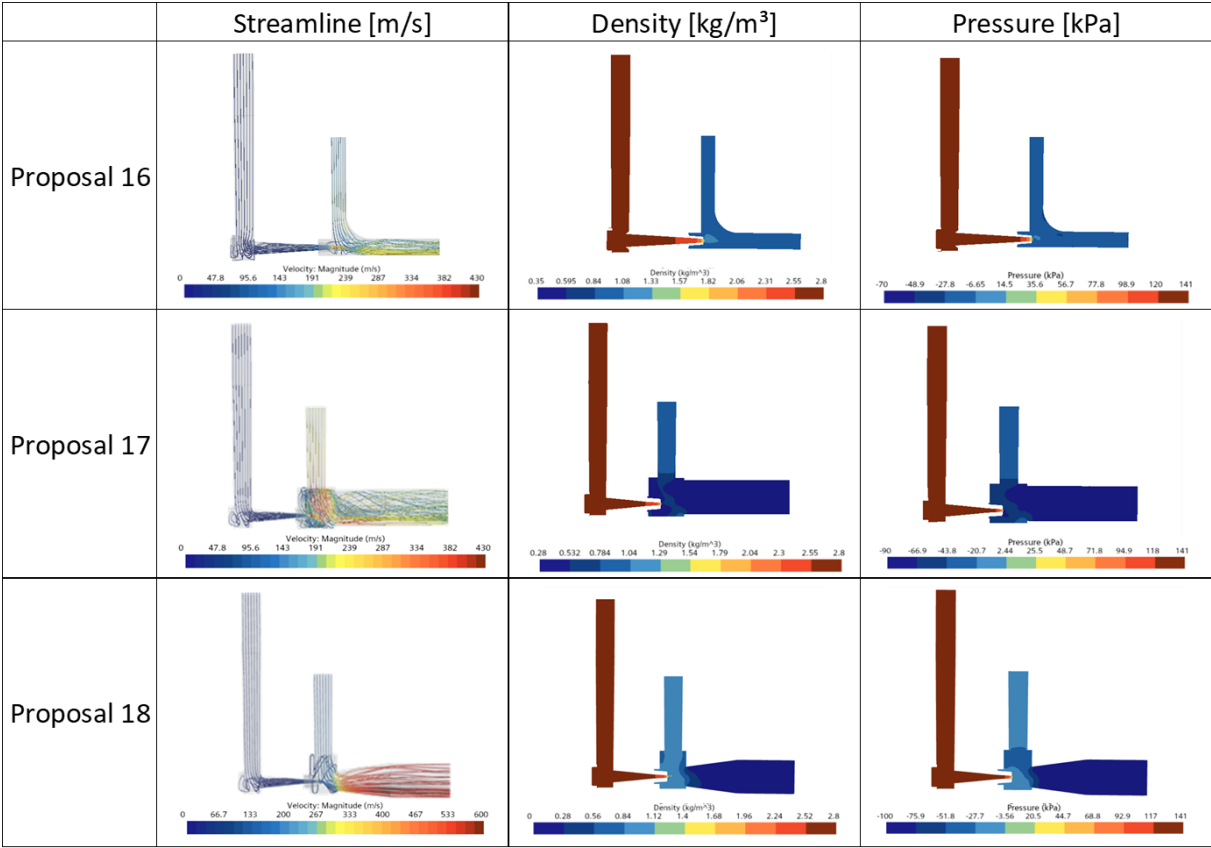
Tabela 11: Resultados comparando as propostas baseline, 12, 16, 17 e 18

Descrição	Purga em vazão mássica [g/s]	Purga em vazão volumétrica [L/s]	Densidade [kg/m³]	Pressão de purga [kPa]
Modelo base	4,67	4,53	1,030	-17,28
Proposta 12	6,65	9,14	0,727	-41,46
Proposta 16	5,29	5,39	0,981	-22,49
Proposta 17	10,74	14,78	0,727	-49,46
Proposta 18	9,68	10,33	0,937	-27,68

Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

A Tabela 12 mostra o comportamento fluidodinâmico de cada proposta. Como já explanado a distribuição de velocidade no difusor da proposta 16, é mais uniformizado e assim apresenta menor pico de velocidade. A proposta 18 resultou em velocidades bem acima da proposta 17, contudo isso não causou impacto na pressão de purga que ficou menor na proposta 18 bem como a vazão mássica de purga.

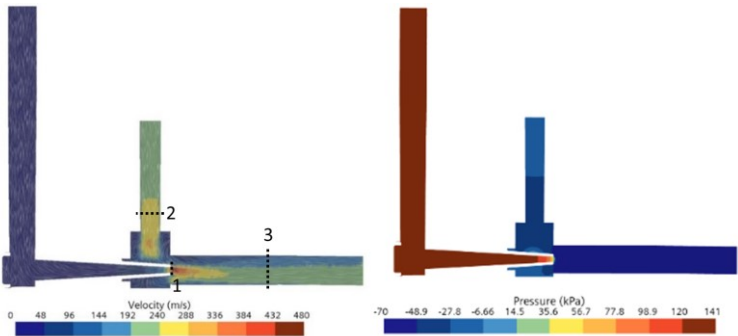
Tabela 12: Comparativo fluidodinâmico das propostas 16, 17 e 18.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Ao se dividir o tubo ejetor em 3 seções como mostrado na Figura 40 e aplicar a equação de Bernoulli considerando a média de velocidade e pressão em cada da seção e assumir que p_{gh} pode ser desprezado têm-se a equação (17).

Figura 40: Resultado velocidade e pressão da proposta 14.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

$$P_3 + \frac{\rho_3 \cdot v_3^2}{2} = P_1 + \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} + P_2 + \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} \therefore P_2 = P_3 - P_1 + \frac{\rho_3 \cdot v_3^2 - \rho_1 \cdot v_1^2 - \rho_2 \cdot v_2^2}{2} \quad (17)$$

O objetivo do tubo ejetor é criar pressão negativa no ponto 2 suficiente para realizar a purga do filtro de carvão, e quanto menor a pressão maior a purga como exibido na Figura 36. Como se pode observar na Figura 40 a pressão no ponto 3 é negativa e a pressão no ponto 1 e velocidades nos pontos 1 e 2 contribuem para abaixar ainda mais a pressão no ponto 2. Somente a velocidade no ponto 3 causa aumento da pressão e isso é coerente com os resultados obtidos aumentando-se o diâmetro do difusor e de consequência causando a queda da velocidade no ponto 3.

4.2. Experimento físico

Para o experimento físico, foi construído um protótipo da proposta 14 já considerando as necessidades geométricas da peça para manufatura como ângulo de extração e pista de solda. A Figura 41 mostra o protótipo. A proposta 17 apresentou melhor performance, contudo não se optou por ela porque ocupa um volume maior e poderia causar mudanças fluidodinâmicas que impactem o comportamento do motor e alterem a performance de purga por uma variável não contemplada neste trabalho.

Figura 41: Protótipo utilizado no experimento físico.



Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

A Tabela 13 mostra o resultado comparativo da solução baseline e proposta 14 do experimento físico realizado no mesmo veículo e utilizando o mesmo procedimento e condições de teste.

Tabela 13: Resultado do experimento físico da proposta baseline e proposta 14.

Data	Local	Combustivel	Massa inicial do filtro de carvão (g)	Massa filtro de carvão saturado (g)	Δ massa de saturação (g)	Volume de purga Ciclo FTP		Massa final do filtro de carvão(g)
						Lavagem Chapéu Ventilação	Lavagem Tubo ejetor	
Solução de base								
27/05/2024	BH	E22	1498,80	1608,70	109,90	194	26	1551,94
28/05/2024	BH	E22	1501,70	1576,32	74,62	271	27	1525,30
29/05/2024	BH	E22	1502,09	1583,75	81,66	295	23	1536,46
Proposta 14								
27/05/2024	BH	E22	1500,49	1589,80	89,31	224	32	1533,14
28/05/2024	BH	E22	1501,65	1584,30	82,65	252	31	1531,50
29/05/2024	BH	E22	1494,00	1572,15	78,15	207	31	1535,20

Fonte: Elaborado pelo autor, 2024.

Utilizando a solução baseline obteve-se a purga média pelo tubo ejetor de 25,33 litros e com a proposta 14 obteve-se média de 31,33 litros, o que representa um aumento de 23,69%.

Interessante observar que durante o teste observou-se uma variação considerável da purga total com valor médio de 227 litros e valores extremos de 207 e 252 litros, variação de até 11% em relação à média, mas os valores de purga na fase turboalimentada se mostraram mais estáveis. Outro fato interessante é que a perda de massa mostrou um comportamento irregular em relação a vazão de purga. Houve casos em que com purga de 295 litros perdeu-se 47,29 gramas de massa de HC e casos em que com 224 litros de purga perdeu-se 56,66 gramas de massa de HC. Isso é coerente com o fenômeno de saturação e purga abordados na revisão bibliográfica uma vez que a eficiência da purga depende do tamanho das cadeias de hidrocarboneto presentes no filtro de carvão é esperado um comportamento irregular.

5. CONCLUSÕES

5.1. Metodologia

Avaliando os resultados encontrados na simulação conclui-se que foi possível elaborar um método para simular e melhorar a performance de purga do tubo ejetor dividindo-o em duas partes, a primeira é o cone de efeito Venturi onde deve-se objetivar criar uma geometria onde o pico de velocidade máximo para que ocorra a perda de pressão no difusor e a segunda parte é o difusor em que se deve buscar uma relação de diâmetros que possibilite a operação ótima da purga.

5.2. Correlação virtual-experimental

Devido às limitações do experimento físico foi necessário converter a vazão mássica simulada para vazão volumétrica para possibilitar uma análise de correlação. O comparativo entre os resultados das simulações da proposta baseline e da proposta 14 indicaram um aumento de 43,3% na purga em vazão mássica e de 98,5% da purga em vazão volumétrica, essa diferença se deve a variação da densidade do fluido no ponto medido entre as soluções. Contudo o experimento físico mostrou um aumento de vazão volumétrica de apenas 23,69%, isso indica que as simplificações utilizadas nas condições de contorno afetaram a correlação da simulação. Contudo a simulação foi capaz de auxiliar a definir alterações geométricas que sejam benéficas para a purga.

Para melhorar a correlação é necessário simular o sistema completo, considerando as perdas de carga na linha de purga causadas pela tubulação e filtro de carvão bem como a perda de carga na linha de boost causada pela tubulação, é importante ainda avaliar o impacto da temperatura real dos fluidos e a pressão negativa já presente no sistema de aspiração.

5.3. Elaborar uma proposta de tubo ejetor que melhore a purga

Foi possível definir diversas soluções de melhoria da purga, sendo as principais elas as propostas de 12 a 15 e propostas 17 e 18. As propostas de 12 a 15 ocupam um volume similar a solução baseline já empregada no modelo base e assim há maior confiabilidade que as mesmas não irão afetar o funcionamento do motor por influência na fluidodinâmica do sistema de aspiração, contudo a melhor proposta para purga foi a número 18.

5.4. Avaliar a proposta em modelo experimental

Por meio da prototipagem rápida foi possível construir um protótipo e avaliar a variação da performance da purga em um banco veicular dinamométrico. O resultado mostrou que é necessário ampliar o escopo da simulação para abranger os componentes marginais ao tubo ejetor relacionados a perda de carga para então correlacionar o experimento virtual com o físico.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O experimento físico é dispendioso em termos financeiros e de tempo, assim seria importante instrumentar o tempo de abertura das válvulas de purga, temperatura e pressão em experimentos diversos para reproduzir a condição real de purga em um banco de fluxo para facilitar trabalhos futuros.

Outro ponto importante é realizar experimentos de perda de carga das linhas de boost e purga e implementá-los na simulação visando melhorar a correlação do experimento virtual com o físico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. A. Bouhanguel, P. Desevaux, E. Gavignet, Visualization of flow instabilities in supersonic ejectors using large eddy simulation, *J. Vis.* 18 (2015) 17–19.
2. Abikusna, S. B. S., R. Monasari, R. Aditya, and D. Hendrawan. 2018. “Performance Analysis (WHP and Torque) on SI Engine Fueled with Low-Grade Bioethanol and Oxygenated Fuel.” *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 105 012057. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/105/1/012057>
3. Agarwal, A. K. 2007. “Biofuels (Alcohols and Biodiesel) Applications as Fuels for Internal Combustion Engines.” *Progress in Energy and Combustion Science* 33 (3): 233–71. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.08.003>.
4. Alan Pittel and Ann Weimer. High Vacuum Purge and Vapor Canister Performance. Tech. rep. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2004. doi: 10.4271/2004-01-1435.
5. André, J., Joumard, R., 2005. Modeling of Cold Start Excess Emissions for Passenger Cars. INRETS Report LTE 0509.
6. Ben Brahim A, Prevost M, Bugarel R. Momentum transfer in a vertical down flow liquid jet ejector: case of self-gas aspiration and emulsion flow. *J. Multiphase Flow*. 1984; 10:79.
7. Ben Jones, Robert J.R. Elliott and Viet Nguyen-Tien. The EV revolution: The road ahead for critical raw materials demand. *Applied Energy* 280 (2020) 115072. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115072>
8. Besagni Giorgio, Inzoli Fabio, Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: screening of turbulence modeling approaches, *Appl. Therm. Eng.* 117 (2017) 122–144.
9. B.E. Lebrouhi, Y. Khattari, B. Lamrani, M. Maaroufi, Y. Zeraouli, T. Kousksou, Key challenges for a large-scale development of battery electric vehicles: A comprehensive review, *Journal of Energy Storage*, Volume 44, Part B, 2021, 103273, ISSN 2352-152X, <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.103273>.

10. Bielaczyc, P. and Merkisz, J. Exhaust emission from passenger cars during engine cold start and warm-up. SAE paper 970740, 1997.
11. Bielaczyc, P., Merkisz, J., and Pielecha, J. Exhaust emission from diesel engine during cold start in ambient temperature conditions. SAE paper 2000-05-0316, 2000.
12. Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: The effect of a low ambient temperature on the cold-start emissions and fuel consumption of passenger cars, *Journal of Automobile Engineering*, 225, 9, 1253-1264, 2010, doi: 10.1177/0954407011406613.
13. BIELACZYC, P., SZCZOTKA, A., WOODBURN, J. An overview of cold start emissions from direct injection spark-ignition and compression ignition engines of light duty vehicles at low ambient temperatures. *Combustion Engines*. 2013, 154(3), 96-103. ISSN 0138-0346.
14. Bouzguenda, I., Alalouch, C., Fava, N., 2019. Towards smart sustainable cities: A review of the role digital citizen participation could play in advancing social sustainability. *Sustain. Cities Soc.* 50, <http://dx.doi.org/10.1016/j.scs.2019.101627>.
15. Broatch, A., Lujaín, J. M., Ruiz, S., and Olmeda, P. Measurement of hydrocarbon and carbon monoxide emissions during the starting of automotive DI diesel engines. *Int. J. Automot. Technol.*, 2008, 9(2), 129–140.
16. Brown, G. 2008. "Review of Fuel Ethanol Impacts on Local Air Quality," Bioethanol for Sustainable Transport report No. D9.14. Imperial College London.
17. C.A. Garris, Pressure exchange ejector and refrigeration apparatus and method, United States Patent, 1997, patent number 5, 647, 221.
18. Çelik, M. B., B. Özdalyan, and F. Alkan. 2011. "The Use of Pure Methanol as Fuel at High Compression Ratio in a Single Cylinder Gasoline Engine." *Fuel* 90 (4): 1591–98. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.10.035>.
19. CETESB (2018). Análise da proposta de Resolução CONAMA para as novas fases de controle de veículos leves do Proconve (L7 e L8) aprovada em reunião Plenária do CONAMA em 28 de novembro de 2018. São Paulo: CETESB.

20. CHANG, Jingjing et al. Analysis and optimization of idle noise caused by canister purge solenoid valve. In: E3S Web of Conferences. EDP Sciences, 2021. p. 01018. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126801018>
21. Chen, R., Chiang, L., Chen, C., Lin, T., 2011. Cold-start emissions of an SI engine using ethanol–gasoline blended fuel. Appl. Therm. Eng. 31 (8), 1463–1467.
22. Chen Zuozhou, Xu. Jin, Shimizu Akihiko, Effects of the nozzle conFIGuration on solar-powered variable geometry ejeters, Sol. Energy 150 (2017) 275–286.
23. Clavijo, A., Díaz Paz, W.F., Lorca, M., Olivera Andrade, M., Iribarnegaray, M.A., Garc´es, I., 2022. Environmental information access and management in the Lithium Triangle: is it transparent information? J. Energy Nat. Resour. Law 1–22. <https://doi.org/10.1080/02646811.2022.2058770>.
24. Climate Watch (2023) – with major processing by Our World in Data. [Greenhouse gas emissions by sector, Brazil \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/greenhouse-gas-emissions-by-sector-brazil) .
25. Climate Watch (2023) – with major processing by Our World in Data. [Greenhouse gas emissions by sector, World \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/greenhouse-gas-emissions-by-sector-world).
26. Code of Federal Regulations, 40 CFR 86.132-00. <https://www.ecfr.gov/current/title-40/section-86.132-00>
27. Code of Federal Regulations, 40 CFR 86.133-96. <https://www.ecfr.gov/current/title-40/section-86.133-96>
28. Conselho nacional de trânsito – CONTRAN. RESOLUÇÃO Nº 211, DE 13 DE NOVEMBRO DE 2006. <https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/conteudo-contran/resolucoes/cons211.pdf>
29. Conselho nacional de trânsito – CONTRAN. RESOLUÇÃO Nº 255, DE 26 DE OUTUBRO DE 2007. https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/conteudo-contran/resolucoes/resolucao_contran_255.pdf
30. Conselho nacional de trânsito – CONTRAN. RESOLUÇÃO Nº 595, DE 24 DE MAIO DE 2016. <https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/conteudo-contran/resolucoes/resolucao5952016.pdf>

31. Conselho nacional de trânsito – CONTRAN. RESOLUÇÃO Nº 756, DE 20 DE DEZEMBRO DE 2018. <https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/conteudo-contran/resolucoes/resolucao7562018r.pdf>
32. Coyle, E., Simmons, R., 2014. Understanding the global energy crisis. Global Policy Research Institute by Purdue University Press West Lafayette, Indiana. ISBN 978-1-55753-661-7 (pbk.: alk. paper) -- ISBN 978-1-61249-309-1 (epdf) -- ISBN 978-1-61249-310-7 (epub)
33. Delgado R, Paz S, Riba D. Evaluation of the effect of adding ethanol to gasoline at different percentages on evaporative emissions (regulated and non-regulated H. Man et al. Applied Energy 222.
34. de Nazelle, A., Morton, B., Jerrett, M., Crawford-Brown, D., 2010. Short trips: an opportunity for reducing mobile-source emissions? Transport. Res. Part D 15 (8), 451–457.
35. Deniau, Y., Herrera, V., Walter, M., 2021. Mapeo de resistencias frente a los impactos y discursos de la minería para la transición energética en las Americas. EJAtlas/ MiningWatch Canada.
36. Desu Plastic. <https://desuplastic.com/evoh-plastic-sheet/>, acessado em 21/05/2024.
37. Duan X, Li Y, Liu J, Guo G, Fu J, Zhang Q, et al. Experimental study the effects of various compression ratios and spark timing on performance and emission of a leanburn heavy-duty spark ignition engine fueled with methane gas and hydrogen blends. Energy 2019; 169:558–71.
38. Dongdong, Z; Tanveer A. A critical review of comparative global historical energy consumption and future demand: The story told so far. Energy Reports Volume 6, November 2020, Pages 1973-1991. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.07.020>.
39. Dorn, F.M., 2021. Changing territorialities in the Argentine andes: lithium mining at salar de Olaroz-cauchari and salinas grandes. DIE ERDE. J. Geograph. Soc. Berlin 153 (1), 1–17. <https://doi.org/10.12854/erde-2021-515>.
40. Elfakhany, A. 2016. “Engineering Science and Technology, an International Journal Performance and Emissions of Spark-Ignition Engine Using Ethanol – Methanol – Gasoline, N-Butanol – Iso-Butanol – Gasoline

- and Iso-Butanol – Ethanol – Gasoline Blends: A Comparative Study” 19: 2053–59. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2016.09.009>.
41. El-faroug, M. O, F. Yan, M. Luo, and R. F. Turkson. 1863. “Spark Ignition Engine Combustion, Performance and Emission Products from Hydrous Ethanol and Its Blends with Gasoline.” *Energies*, 9: 984. <https://doi.org/10.3390/en9120984>.
 42. Ember (2024); Energy Institute - Statistical Review of World Energy (2023) – with major processing by Our World in Data. [Electricity production by source, World \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/electricity-production).
 43. Energy Institute - Statistical Review of World Energy (2023) – with major processing by Our World in Data. [Energy consumption by source, World \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/energy-consumption)
 44. Energy Institute - Statistical Review of World Energy (2023) – with major processing by Our World in Data. [Years of fossil fuel reserves left, 2020 \(ourworldindata.org\)](https://ourworldindata.org/years-of-fossil-fuel-reserves-left)
 45. EPA, 2022. Carbon Monoxide (CO) Pollution in Outdoor Air. U.S. Environmental Protection Agency, Washington, DC. <https://www.epa.gov/co-pollution>. Acesso em: fev. 2024.
 46. EPA, 1993. Federal Test Procedure Review Project: Preliminary Technical Report. U.S. Environmental Protection Agency report: EPA 420-R-93-007.
 47. EPA, 2013. Technical Support Document: Estimating the Benefit per Ton of Reducing PM_{2.5} Precursors from 17 Sectors. [www.epa.gov/airquality/benmap/models/Source Apportionment BPT TSD 1 31 13.pdf](https://www.epa.gov/airquality/benmap/models/Source%20Apportionment%20BPT%20TSD_1_31_13.pdf).
 48. EPA, 2014. EPA Sets Tier 3 Motor Vehicle Emissions and Fuel Standards. www.epa.gov/otaq/documents/tier3/420f14009.pdf.
 49. EPA, 2022. Nitrogen Dioxide (NO₂) Pollution. U.S. Environmental Protection Agency, Washington, DC. <https://www.epa.gov/no2-pollution>. Acesso em: fev. 2024.
 50. Erik Moller. Modelling and Simulation of an Activated Carbon Canister. Tech. rep. Goteborg: Chalmers University of Technology, 2016.
 51. E. Rusly, Aye Lu, W.W.S. Charters, A. Ooi, K. Pianthong, Ejetor CFD modeling with real gas model, in: 16th Conference on Mechanical Engineering Network of Thailand, Phuket, 14–16 October, 2002.

52. F. Kong, H. Kim, T. Setoguchi, An investigation of the effective pressure ratio effects on the ejector-diffuser system, *J. Vis.* 18 (2015) 31–34.
53. Gaines, L., Rask, E., Keller, G., 2013. Which is greener: idle, or stop and restart? Compendium of Papers Presented at the Transportation Research Board's 92nd Annual Meeting
54. Ganguly, A., P. K. Chatterjee, and A. Dey. 2012. "Studies on Ethanol Production from Water Hyacinth - A Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.09.018>.
55. George A. Lavoie, Philip J. Johnson, and Jeffrey F. Hood. Carbon Canister Modeling for Evaporative Emissions: Adsorption and Thermal Effects. Tech. rep. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1996. doi: 10.4271/961210.
56. Guensler, R., Yoon, S., Li, H., Elango, V., 2007. Atlanta Commute Vehicle Soak and Start Distributions and Engine Starts per Day: Impact on Mobile Source Emission Rates. United States Environmental Protection Agency. EPA/600/R-07/075.
57. Gu, X., Z. Huang, J. Cai, J. Gong, X. Wu, and C. F. Lee. 2012. "Emission Characteristics of a Spark-Ignition Engine Fuelled with Gasoline-N-Butanol Blends in Combination with EGR." *Fuel* 93 (x): 611–17. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.11.040>.
58. Hannah Ritchie (2020) - "Sector by sector: where do global greenhouse gas emissions come from?" Published online at OurWorldInData.org. Retrieved from: 'https://ourworldindata.org/ghg-emissions-by-sector' [Online Resource].
59. Hedfi, H., H. Jedli, A. Jbara, and K. Slimi. 2014. "Modeling of a Bioethanol Combustion Engine under Different Operating Conditions." *Energy Conversion and Management* 88: 808–20. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.09.035>.
60. Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. New York, USA: McGraw-Hill, Inc.; 1998.
61. H. Itakura, N. Kato, T. Kohama, Y. Hyoudou, T. Murai, Studies on Carbon Canister to Satisfy LEVII EVAP Regulations, in SAE 2000 World Congress (SAE International, 2000), ISSN 0148-7191.
62. H. Juntgen, Carbon, 15,273(1977).

63. H. Man, H. Liu, Q. Xiao, F. Deng, Q. Yuc, K. Wang, Z. Yang, Y. Wu, K. He, J. Hao. How ethanol and gasoline formula changes evaporative emissions of the vehicles, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.109>.
64. HORNBY, Lucy; SANDERSON, Henry. Rare earths: Beijing threatens a new front in the trade war. Financial Times, v. 4, n. 6, p. 2019, 2019.
65. Hussain A. Pautasso E. Servetto E. Graziano E. Brown J. Smith, L. Evap system fluid-dynamics and chemistry modelling for ems purge control development and optimization. SIA Powertrain Conference, Versailles, 2015.
66. Iddrisu, I., Bhattacharyya, S.C., 2015. Sustainable energy development index: A multi-dimensional indicator for measuring sustainable energy development. Renew. Sustain. Energy Rev. 50, 513–530. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.05.032>.
67. IEA, 2017. Report: World energy outlook 2017. Oil Gas Eur. Mag. 43 (219), <http://dx.doi.org/10.1787/weo-2017-en>.
68. In Kwang Yoo, Devesh Upadhyay, and Giorgio Rizzoni. A control-oriented carbon canister model. SAE Transactions, 108:2133{2142, 1999.
69. Iodice, P. and A. Senatore. 2013. "Influence of Ethanol-Gasoline Blended Fuels on Cold Start Emissions of a Four-Stroke Motorcycle. Methodology and Results." Retrieved (<http://papers.sae.org/2013-24-0117/>).
70. Iodice, P. and A. Senatore. 2015. "Exhaust Emissions of New High-Performance Motorcycles in Hot and Cold Conditions." International Journal of Environmental Science and Technology 12(10):3133–44.
71. Iodice, P. and A. Senatore. 2016. "Atmospheric Pollution from Point and Diffuse Sources in a National Interest Priority Site Located in Italy." Energy and Environment 27(5):586–96.
72. Iodice, P., G. L., and A. Amoresano. 2017. "Ethanol in gasoline fuel blends: effect on fuel consumption and engine out emissions of SI engines in cold operating conditions." Applied Thermal Engineering. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.090>.
73. IUPAC, Manual of symbols and terminology for physicochemical quantities and units, appendix 2, part i (1971).
74. Jamshidi, M., Askarzadeh, A., 2019. Techno-economic analysis and size optimization of an off-grid hybrid photovoltaic, fuel cell and diesel generator

- system. *Sustain. Cities Soc.* 44, 310–320.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.scs.2018.10.021>.
75. Jefferson, M., 2006. Sustainable energy development: Performance and prospects. *Renew. Energy* 31, 571–582.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2005.09.002>.
76. Jerez, B., Garcías, I., Torres, R., 2021. Lithium extractivism and water injustices in the Salar de Atacama, Chile: the colonial shadow of green electromobility. *Polit. Geogr.* 87 (102382), 102382
<https://doi.org/10.1016/j.polgeo.2021.102382>.
77. Jiaxing Sun, Zhengjun Yang, Di Peng, Chongzhi Zhong, Taiyu Zhang, and Zhe Li. Experimental study on working capacity of carbon canister based on Euro VI. In: *E3S Web of Conferences*.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202236001022>
78. Jin, D. K. Choi, C. Myung, Y. Lim, J. Lee, and S. Park. 2017. “The Impact of Various Ethanol-Gasoline Blends on Particulates and Unregulated Gaseous Emissions Characteristics from a Spark Ignition Direct Injection (SIDI) Passenger Vehicle.” *Fuel*, 209: 702-712.
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.08.063>.
79. J. Gagan, K. Smierciew, D. Butrymowicz, J. Karwacki, Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors, *Int. J. Therm. Sci.* 78 (2014) 9–15.
80. JOHNSON, Philip J.; SETSUDA, David J.; WILLIAMS, Roger S. Activated carbon for automotive applications. 1999.
81. Jones et al. (2024) – with major processing by Our World in Data. “Annual greenhouse gas emissions” [dataset]. Jones et al., “National contributions to climate change 2024.1” [original data]. Retrieved May 19, 2024 from
<https://ourworldindata.org/grapher/ghg-emissions-by-world-region>.
82. Jorratt, M., 2022. Renta económica, régimen tributario y transparencia fiscal de la minería del litio en la Argentina, Bolivia (Estado Plurinacional de) y Chile. Comisión Económica para América Latina y el Caribe (CEPAL), Santiago. Documentos de Proyectos (LC/TS.2022/14).
83. Joumard, R. and Serie, E. Modelling of cold start emissions for passenger cars. INRETS Report LTE 9931, Institut National de Recherche sur les

Transports et leur Sécurité, Bron, France, 1999, available from <http://www.inrets.fr/ur/lte/cost319/MEETDeliverable08.pdf>.

84. Kandakure MT, Gaikar VG, Patwardhan AW. Hydrodynamic aspects of ejectors. *Chem Eng Sci* 2005; 60:6391.
85. K. Chunnanond, S. Aphornratana, An experimental investigation of steam ejector refrigerator, the analysis of pressure profile along ejector, in: 4th the Asia-Pacific Conference on Sustainable Energy and Environment Technologies, Mie, 8–10 May, 2003.
86. Kazunari Sato and Noriyuki Kobayashi. "Adsorption and Desorption Simulation of Carbon Canister Using n-Butane as Model Compound of Gasoline". In: *Journal of the Japan Petroleum Institute* 54.3 (2011), pp. 136–145. doi: 10.1627/jpi.54.136.
87. K. Foo, B. Hameed, *Chemical Engineering Journal* 156, 2 (2010)
88. Kim MI, Kim OS, Lee DH, Kim SD. Numerical and Experimental investigations of gas-liquid dispersion in an ejector. *Chem Eng Sci* 2007; 62:7133.
89. Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology, 4th Edition, Volume 4, John Wiley & Sons, New York (1992).
90. Kitamura Y, Takahashi T. Influence of nozzle length on breakup of jet. In: *Proceedings of 1st international conference on liquid atomization and spray systems*. Tokyo: ICLAS; 1978.
91. Klaus Lieutenant, Ana Vassileva Borissova, Mohamad Mustafa, Nick McCarthy and Ioan Iordache. Comparison of "Zero Emission" Vehicles with Petrol and Hybrid Cars in Terms of Total CO₂ Release—A Case Study for Romania, Poland, Norway and Germany. *Energies* 2022, 15, 7988. <https://doi.org/10.3390/en15217988>
92. Kleibe Berton e Sérgio Sibov. Produção massal de mudas de cana-de-açúcar em biorreatores de imersão temporária. Doutorado Acadêmico para Inovação, 2019.
93. Kumar, B. R., and S. Saravanan. 2016. "Effect of Iso-Butanol Addition to Diesel Fuel on Performance and Emissions of a Di Diesel Engine with Exhaust Gas Recirculation." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 230 (1): 112–25. <https://doi.org/10.1177/0957650915617107>.

94. Kumar, S., J. H. Cho, J. Park, and I. Moon. 2013. "Advances in Diesel-Alcohol Blends and Their Effects on the Performance and Emissions of Diesel Engines." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22: 46–72. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.017>.
95. K. Zhang, S.Q. Shen, Y. Yang, X.W. Tian, Experimental investigation on adjustable ejector performance, *J. Energy Eng.* 138 (3) (2012) 125–129.
96. Kun Zhang, Xiaojing Zhu, Xiaotong Ren, Qinggang Qiu, Shengqiang Shen. Numerical investigation on the effect of nozzle position for design of high performance ejector. *Applied Thermal Engineering* 126 (2017) 594–60. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.085>
97. Lacabana, M., Nacif, F., Mignaquí, V., Casalis, A., Rogers, D., 2019. Globalización y territorios vulnerados - sustentabilidad de la explotación del litio en Argentina. *Revista Política e Planejamento Regional* 6 (3), 343–367.
98. Lakshminarayanan, P. A. and Yogesh, V. A. *Modelling diesel combustion*, 2010 (Springer, Berlin).
99. Laurikko, J. Ambient temperature effect on automotive exhaust emissions: FTP and ECE test cycle responses. *Sci. Total Environ.*, 1995, 169, 195–204.
100. Lavoie GA, Heywood JB, Keck JC. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combust. Sci. Technol.* 1970;1(4):313–26.
101. Liu, H., X. Wang, Z. Zheng, J. Gu, H. Wang, and M. Yao. 2014. "Experimental and Simulation Investigation of the Combustion Characteristics and Emissions Using N -Butanol / Biodiesel Dual-Fuel Injection on a Diesel Engine." *Energy* 74: 741–52. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.041>.
102. Liu JP, Duan XB, Yuan ZP, Liu Q, Tang QJ. Experimental study on the performance, combustion and emission characteristics of a high compression ratio heavy-duty spark-ignition engine fuelled with liquefied methane gas and hydrogen blend. *Appl Therm Eng* 2017; 124:585–94.
103. L. Romagnuolo, M. Ponticelli, F. Fortunato, V. Mirante, M. Sammarco, E. Frosina, A. Andreozzi and A. Senatore. Experimental adsorption and desorption characterization of a gasoline-fueled vehicle carbon canister for European application filled with n-butane and nitrogen mixtures. In: *E3S Web of Conferences*. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202019706016>.

104. L. Romagnuolo, R. Yang, E. Frosina, G. Rizzoni, A. Andreozzi, A. Senatore, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 116 (2019)
105. Marconi, P., Arengo, F., Clark, A., 2022. The arid Andean plateau waterscapes and the lithium triangle: flamingos as flagships for conservation of high-altitude wetlands under pressure from mining development. *Wetl. Ecol. Manag.* 30 (4), 827–852. <https://doi.org/10.1007/s11273-022-09872-6>.
106. Manel Bergaoui, Asma Nakhli, Shaheen Al-Muhtaseb, and Mohamed Khalfaoui. Adsorption process of n-alkanes onto bax-1100 activated carbon: Theoretical estimation of isosteric heat of adsorption and energy distribution of heterogeneous surfaces. *Journal of Molecular Liquids*, 252:399 {407, 2018.
107. Mařík, J., M. Pexa, M. Kotek, and V. Hönig. 2014. “Comparison of the Effect of Gasoline - Ethanol E85 - Butanol on the Performance and Emission Characteristics of the Engine Saab 9-5 2.3 L Turbo.” *Agronomy Research* 12 (2): 359–66.
108. MARTINI, Giorgio et al. Review of the European test procedure for evaporative emissions: main issues and proposed solutions. European Commission, JRC Scientific and Policy Reports, 2012.
109. Martini G, Manfredi U, Mellios G, Krasenbrink A, Santi GD, Mcarragher S, et al. Effects of gasoline vapour pressure and ethanol content on evaporative emissions from modern european cars. In: *JSAE/SAE international fuels & lubricants meeting*; 2007.
110. Masum, B. M., H. H. Masjuki, M. A. Kalam, I. M. Rizwanul Fattah, S. M Palash, and M. J. Abedin. 2013. “Effect of Ethanol-Gasoline Blend on NO_x Emission in SI Engine.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.046>.
111. Maurya, R. K. 2018. Characteristics and Control of Low Temperature Combustion Engines. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-68508-3>.
112. Mignaqui, V., 2019. Puna, litio y agua: estimaciones preliminares para reflexionar sobre el impacto en el recurso hídrico. *Rev. Cien. Soc.* 10 (36), 37–55.
113. Milton R. Beychok NO_x emission from fuel combustion controlled. *Oil Gas J* 1973:53–6.

114. Ministério de Minas e Energia, Balanço Energético Nacional 2020 – relatório final. [BEN 2020 - Documento Completo — Ministério de Minas e Energia \(www.gov.br\)](http://www.gov.br/ben/2020/02/documento-completo).
115. MMA/CONAMA. (20th of December of 2018). Resolução Nº 492, de 20 de dezembro de 2018. Diário Oficial da União, edição 246, seção 1, página 141.
116. MMA/CONAMA. (24th of September of 2020). Instrução normativa Nº 23, de 24 de setembro de 2020. Diário Oficial da União, edição 187, seção 1, página 82.
117. M.M. Maricq, J.J. Szente, K. Jahr, The impact of ethanol fuel blends on PM emissions from a light-duty GDI vehicle, *Aerosol Sci. Technol.* 46 (2012) 576–583, <https://doi.org/10.1080/02786826.2011.648780>.
118. Mohebbi, M., M. R., V. Hosseini, M. Farid, M. Said, and A. A. Aziz. 2018. “Performance and Emissions of a Reactivity Controlled Light- Duty Diesel Engine Fueled with N-Butanol-Diesel and Gasoline.” *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.003>.
119. N. Sharifi, M. Boroomand, An investigation of thermo-compressor design by analysis and experiment: Part 1. Validation of the numerical method, *Energy Convers. Manage.* 69 (2013) 217–227.
120. Observatório do Clima. Sistema de Estimativa de Emissões de Gases de Efeito Estufa (SEEG), 2017.
121. Pajdowski, P. Wpływ stanu cieplnego samochodowego silnika o zaplonie samoczynnym na emisje składników spalin w badaniach na hamowni podwoziowej (The influence of an automotive compression ignition engine’s thermal state on exhaust emission during chassis dynamometer tests). PhD Thesis, Poznan Technical University, Poznan, Poland, 2006.
122. Paz SDRA. Vehicle evaporative emissions characterization by chromatographic techniques applied to different gasoline-ethanol blends. *SAE*; 2014. 18) 584–94.
123. Pietrosevoli, L., Rodríguez-Monroy, C., 2019. The venezuelan energy crisis: Renewable energies in the transition towards sustainability. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 105, 415–426. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2019.02.014>.

124. P. Desevaux, A method for visualizing the mixing zone between two co-axial flows in an ejector, *Opt. Lasers Eng.* 35 (2001) 317–323.
125. Philip J. Johnson, James R. Jamrog, and George A. Lavoie. Activated Carbon Canister Performance During Diurnal Cycles: An Experimental and Modeling Evaluation. Tech. rep. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1997. doi: 10.4271/971651.
126. P. Iodice, A. Senatore, Analysis of a Scooter Emission Behavior in Cold and Hot Conditions: Modelling and Experimental Investigations, SAE 2012 World Congr. Exhib, (2012), <https://doi.org/10.4271/2012-01-0881>
127. Raiser, M.; Clarke, R.; Procee, P.; Briceno-Garmendia, C. De volta ao planejamento: como preencher a lacuna de infraestrutura no Brasil em tempos de austeridade. Banco Mundial, 2017.
128. Rakopoulos, C. D. and Giakoumis, E. G. Diesel engine transient operation: principles of operation and simulation, 2009 (Springer, London). BOSMAL Automotive Research and Development Institute, Bielsko-Biala, Poland
129. R. Bansal, M. Goyal, Activated Carbon Adsorption (CRC Press, 2005).
130. Reif, K. (Ed.), 2015. Gasoline Engine Management: Systems and Components. <link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-03964-6_18>.
131. Robert J. Farrauto, Michel Deeba and Saeed Alerasool. Gasoline automobile catalysis and its historical journey to cleaner air, 2019. <https://doi.org/10.1038/s41929-019-0312-9>.
132. Roger S. Williams and C. Reid Clontz. Impact and control of canister bleed emissions. SAE Transactions, 110:579{587, 2001.
133. R.R. Kumar, K. Alok. Adoption of electric vehicle: a literature review and prospects for sustainability, *J. Clean. Prod.* 253 (2020), 119911, <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119911>.
134. R. Zhu, J. Hu, X. Bao, L. He, Y. Lai, L. Zu, Y. Li, S. Su, Tailpipe emissions from gasoline direct injection (GDI) and port fuel injection (PFI) vehicles at both low and high ambient temperatures, *Environ. Pollut.* 216 (2016) 223–234, <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2016.05.066>.
135. Saboori, B.; Sapri, M.; Baba, M. B. Economic growth, energy consumption and CO2 emissions in OECD (Organization for Economic Co-operation and Development)’s transport sector: A fully modified bi-directional relationship

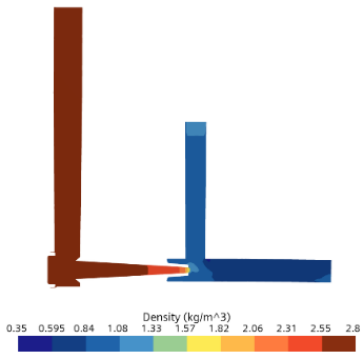
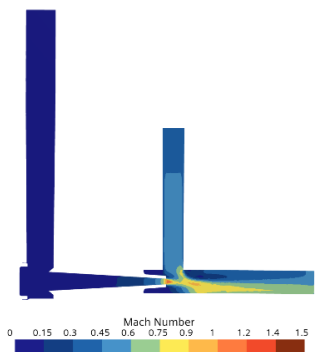
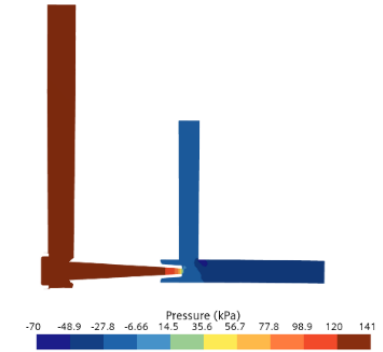
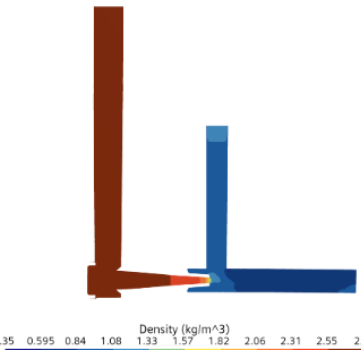
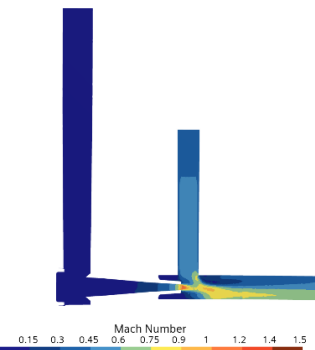
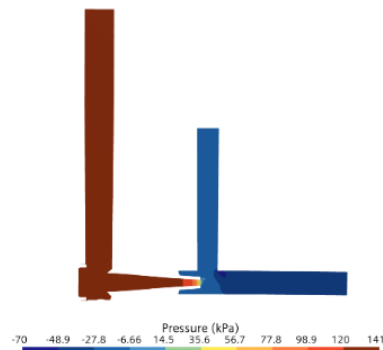
- approach. Energy, 66, 150-161, 2014.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.12.048>
136. Saikrishnan, V., A. Karthikeyan, and J. Jayaprabakar. 2018. "Analysis of Ethanol Blends on Spark Ignition Engines." International Journal of Ambient Energy 39 (2): 103–7. <https://doi.org/10.1080/01430750.2016.1269678>.
 137. Sharma DV, Patwardhan AW, Ranade VV. Estimation of gas induction in jet loop reactors: influence of nozzle design. Chem Eng Res Des 2017; 125:24.
 138. Shinijo J, Umemura A. Simulation of liquid jet primary breakup: dynamics of ligament and droplet formation. Int J Multiphas Flow 2010; 36:513.
 139. Shuguang Ji, Christopher R. Cherry, Matthew J. Bechle, Ye Wu and Julian D. Marshall. Electric Vehicles in China: Emissions and Health Impacts. Environmental Science & Technology 2012, 46, 2018–2024.
<https://dx.doi.org/10.1021/es202347q>
 140. Simcenter Star CCM+ user guide. [Simcenter STAR-CCM+ \(siemens.com\)](https://www.siemens.com/simcenter).
 141. Stone, R. 2012. Introduction to Internal Combustion Engines. Basingstoke: Palgrave Macmillan,. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>.
 142. Thangavel, V., S. Y. Momula, D. B. Gosala, and R. Asvathanarayanan. 2016. "Experimental Studies on Simultaneous Injection of Ethanol-Gasoline and N-Butanol-Gasoline in the Intake Port of a Four Stroke SI Engine." Renewable Energy 91: 347–60.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.01.074>.
 143. TAKAGI, Naoya et al. Development of exhaust and evaporative emissions systems for Toyota THS II plug-in hybrid electric vehicle. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, v. 3, n. 1, p. 406-413, 2010.
 144. Tao Guoa, A comparative experimental study on emission characteristics of a turbocharged gasoline direct-injection (TGDI) engine fuelled with gasoline/ethanol blends under transient cold-start and steady-state conditions. 2020.
 145. T. Dimsdale. The geopolitics of electric vehicles in Eurasia. MISTRA geopolitics. Rules of the road, June 2023.
 146. Traduzido de [【小创科普】汽车进气系统的基本原理和技术要求【中】 - 知乎 \(zhihu.com\)](https://www.zhihu.com/question/45444444/answer/104444444)
 147. Topgül, T., H. S. Yücesu, C. Çinar, and A. Koca. 2006. "The Effects of Ethanol-Unleaded Gasoline Blends and Ignition Timing on Engine

- Performance and Exhaust Emissions.” *Renewable Energy* 31 (15): 2534–42. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.01.004>.
148. Tribulowski, J., Spicher, U., Richter, B., Dullenkopf, K., and Wittig, S. Influence of atomization quality on mixture formation, combustion and emissions in a MPI-engine under cold-start conditions, part II. SAE paper 2002-01-2806, 2002.
 149. Turner, J. W. G., R. J. Pearson, E. Dekker, B. Iosefa, K. Johansson, and K. Bergström. 2013. “Extending the Role of Alcohols as Transport Fuels Using Iso-Stoichiometric Ternary Blends of Gasoline, Ethanol and Methanol.” *Applied Energy* 102: 72–86. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.07.044>.
 150. USDOT, 2010. 2009 National Household Travel Survey. U.S. Department of Transportation, Federal Highway Administration. <nhts.ornl.gov>.
 151. Volvo Cars. <https://www.volvocars.com/ph/support/car/s60-recharge-plugin-hybrid/article/840ad0a1b9bb0c09c0a8015112fdfea8>, acessado em 21/05/2024.
 152. V.V. Chandra, M.R. Ahmed, Studies on a steam jet refrigeration system with constant area and variable area ejectors, *Energy Convers. Manage.* 79 (2014) 377–386.
 153. Weilenmann, M., Favez, J.-Y., and Alvarez, R. Cold-start emissions of modern passenger cars at different low ambient temperatures and their evolution over vehicle legislation categories. *Atmos. Environ.*, 2009, 43, 2419–2429.
 154. Xiao F, Dianat M, McGuirk JJ. LES simulation of turbulent primary breakup in turbulent coaxial flow. *Int J Multiphas Flow* 2014; 60:103.
 155. Xingyan Bai et al. Modeling and Simulation of N-butane Adsorption/Desorption in a Carbon Canister. Tech. rep. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2004. doi: 10.4271/2004-01-1680.
 156. Y. Allouche, C. Bouden, S.A. Varga, CFD analysis of the flow structure inside a steam ejector to identify the suitable experimental operating conditions for a solar-driven refrigeration system, *Int. J. Refrig.* 39 (2014) 186–195.
 157. Y.J. Chang, Y.M. Chen, Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 22 (2000) 203–211.

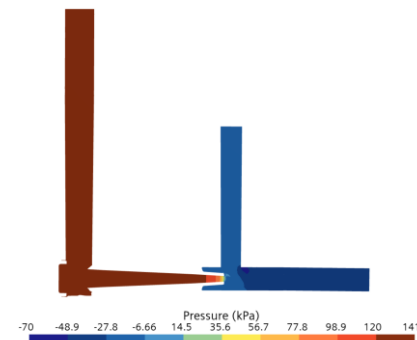
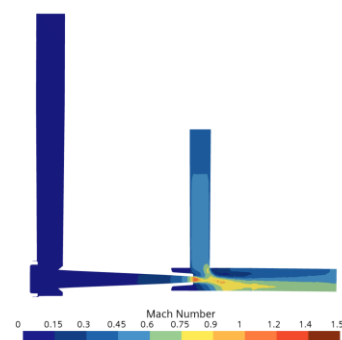
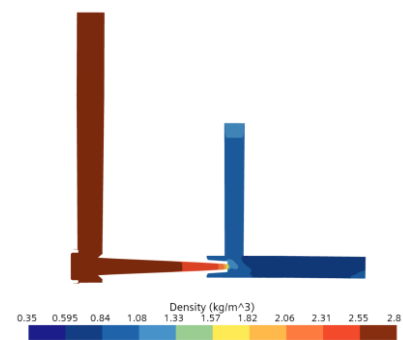
158. Yücesu, H. S., T. Topgül, C. Çinar, and M. Okur. 2006. "Effect of Ethanol-Gasoline Blends on Engine Performance and Exhaust Emissions in Different Compression Ratios." *Applied Thermal Engineering* 26 (17–18): 2272–78. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.03.006>.
159. Yusuf Abdulfatah Abdu and Freddie L. Inambao. Progress in alcohol-gasoline blends and their effects on the performance and emissions in SI engines under different operating conditions, *International Journal of Ambient Energy*, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1080/01430750.2018.1531261>
160. Y. Zhu, P. Jiang, Experimental and analytical studies on the shockwave length in convergent and convergent–divergent nozzle ejectors, *Energy Convers. Manage.* 88 (2014) 907–914.
161. Zerta, M., Schmidt, P.R., Stiller, C., Landinger, H., 2008. Alternative world energy outlook (AWEO) and the role of hydrogen in a changing energy landscape. *Int. J. Hydrog. Energy* 33, 3021–3025. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.01.044>.
162. Zhang Q, Li MH, Li GX, Shao SD, Li PX. Transient cold-start emission characteristics of a heavy-duty natural gas engine at stoichiometric operation with EGR and TWC, 2017. *Energy* 2017; 132:225–37.
163. Zhang, X., Estoque, R.C., Murayama, Y., 2017. An urban heat island study in nanchang city, China based on land surface temperature and social-ecological variables. *Sustain. Cities Soc.* 32, 557–568. <http://dx.doi.org/10.1016/j.scs.2017.05.005>.
164. <https://zhuanlan.zhihu.com/p/470610186>, acessado em 15/01/2024.

APÊNDICE A

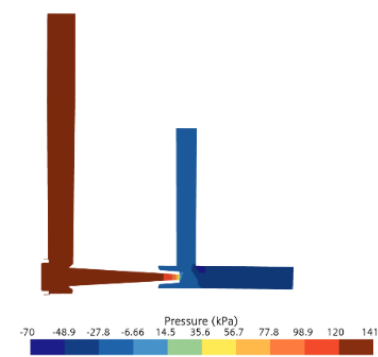
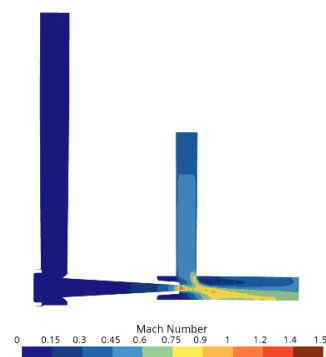
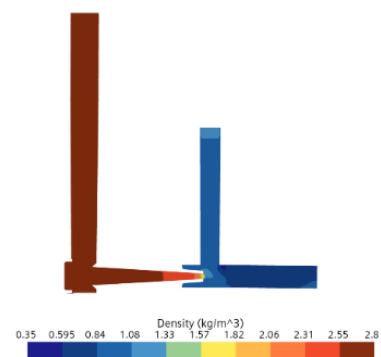
TABELA A.1 – Imagens de densidade, número de mach e pressão dos modelos simulados

	Densidade [kg/m ³]	Número de mach	Pressão [kPa]
Modelo base	 Density (kg/m³) 0.35 0.595 0.84 1.08 1.33 1.57 1.82 2.06 2.31 2.55 2.8	 Mach Number 0 0.15 0.3 0.45 0.6 0.75 0.9 1 1.2 1.4 1.5	 Pressure (kPa) -70 -48.9 -27.8 -6.66 14.5 35.6 56.7 77.8 98.9 120 141
Proposta 01	 Density (kg/m³) 0.35 0.595 0.84 1.08 1.33 1.57 1.82 2.06 2.31 2.55 2.8	 Mach Number 0 0.15 0.3 0.45 0.6 0.75 0.9 1 1.2 1.4 1.5	 Pressure (kPa) -70 -48.9 -27.8 -6.66 14.5 35.6 56.7 77.8 98.9 120 141

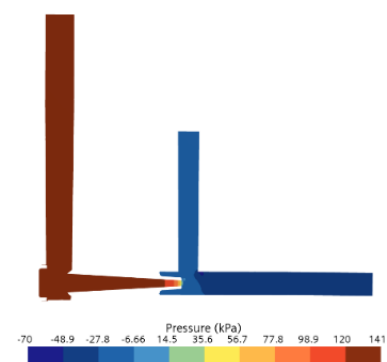
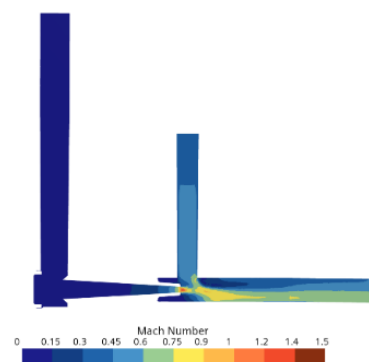
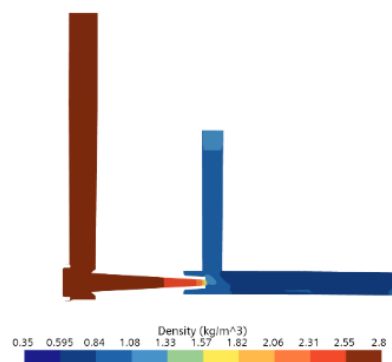
Proposta 02



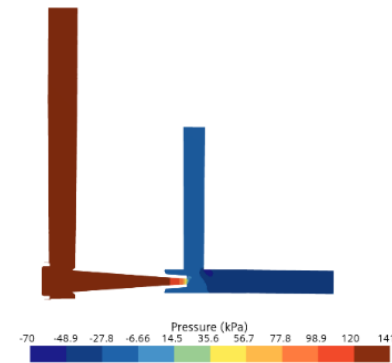
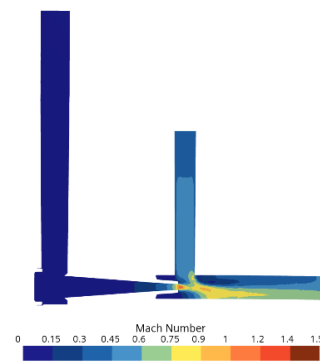
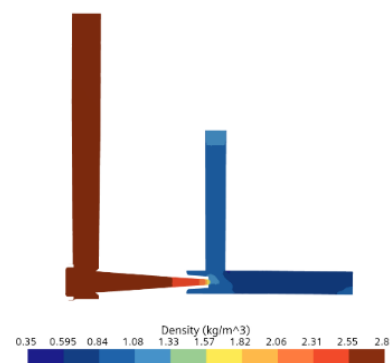
Proposta 03



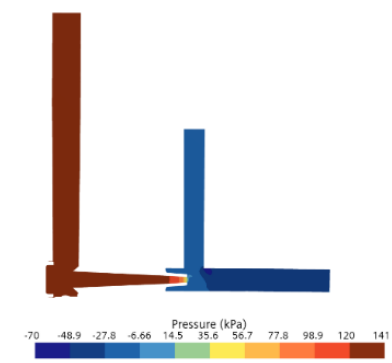
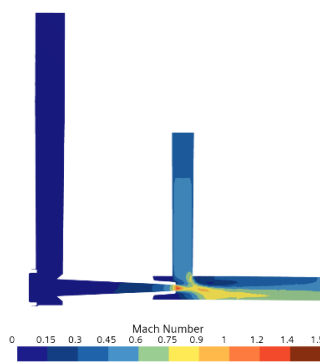
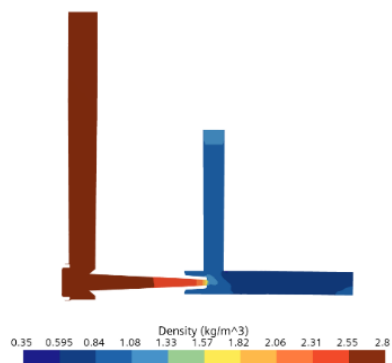
Proposta 04



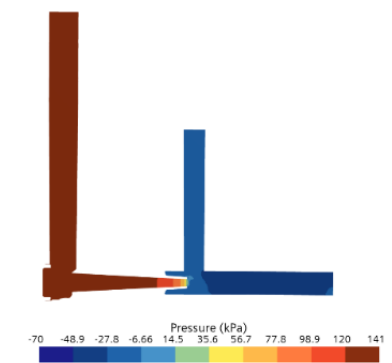
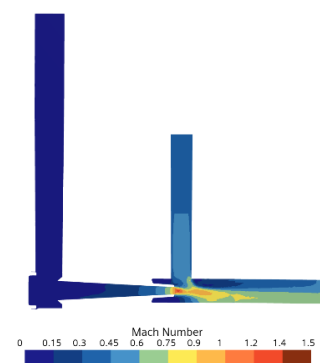
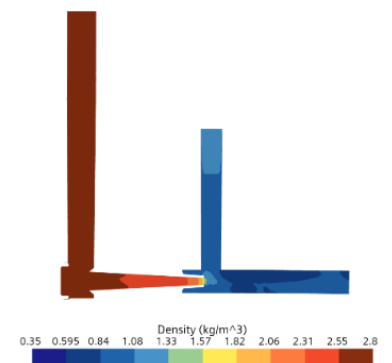
Proposta 05



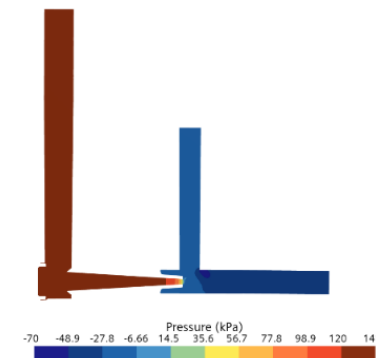
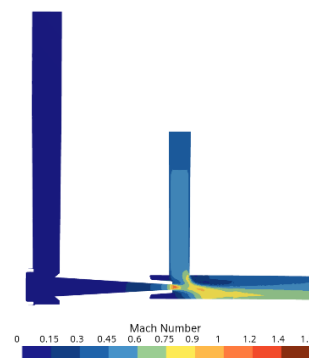
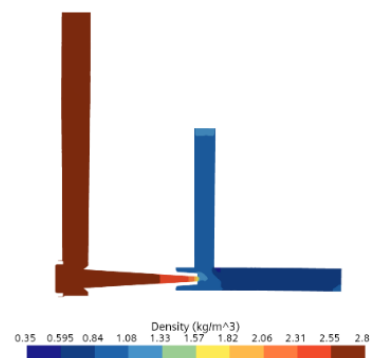
Proposta 06



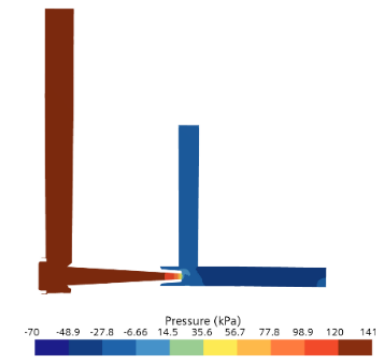
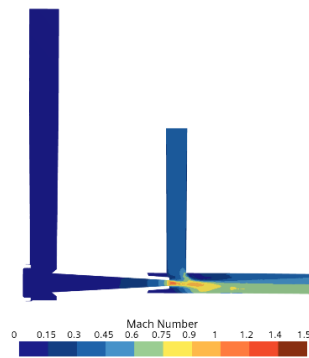
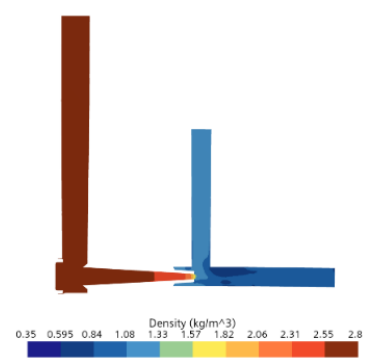
Proposta 07



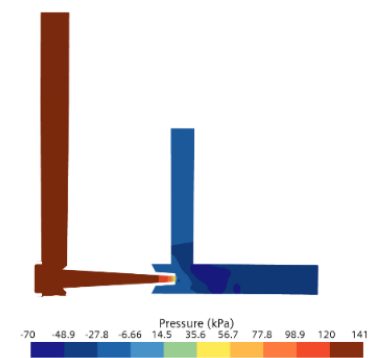
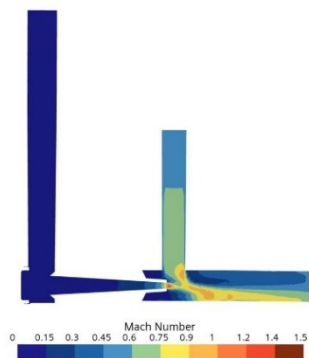
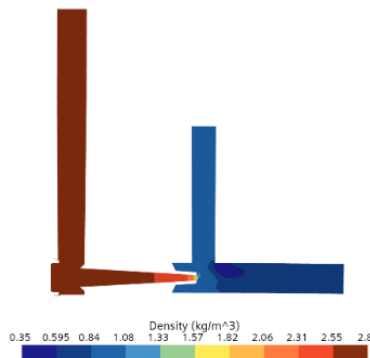
Proposta 08



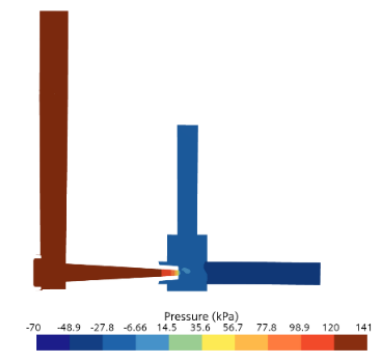
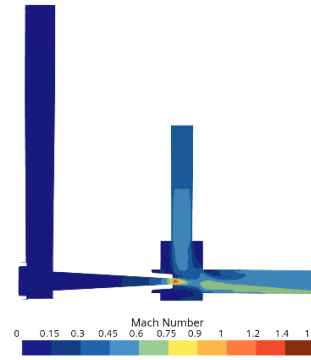
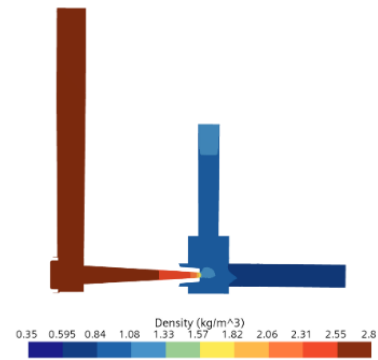
Proposta 09



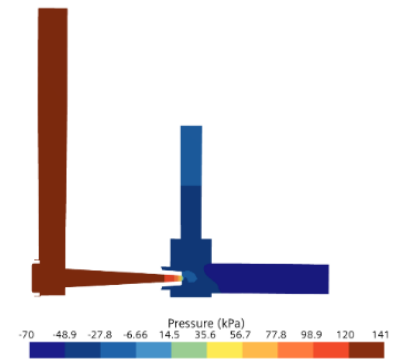
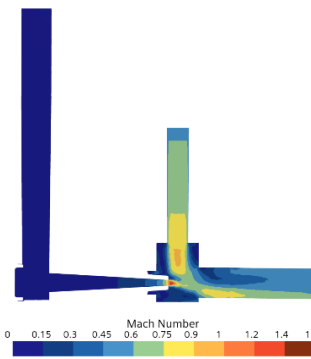
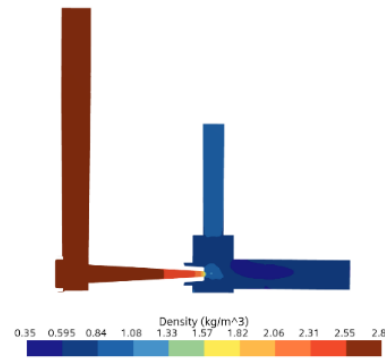
Proposta 10



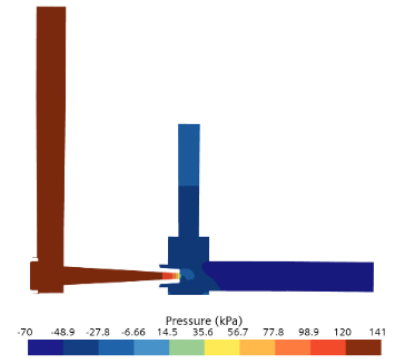
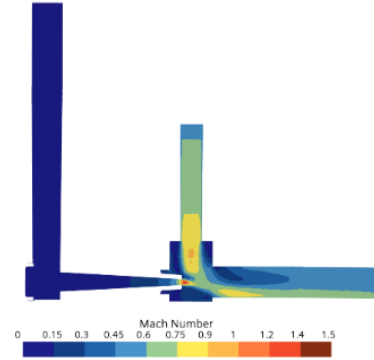
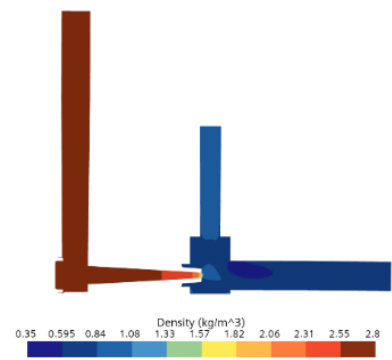
Proposta 11



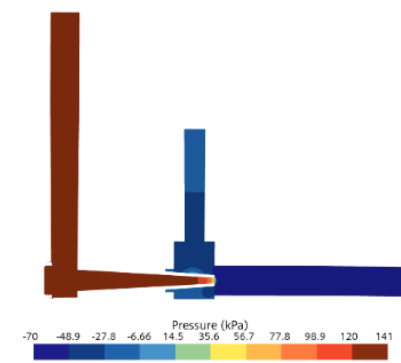
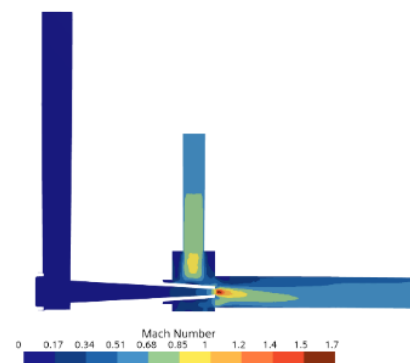
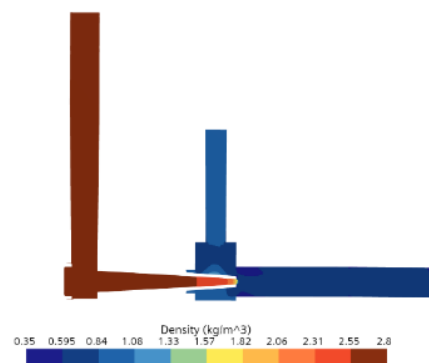
Proposta 12



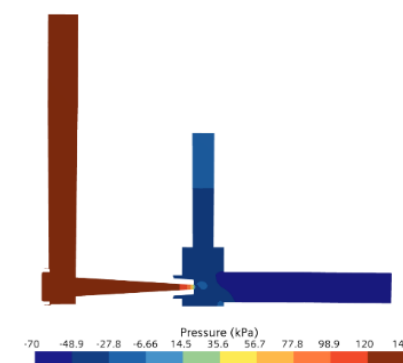
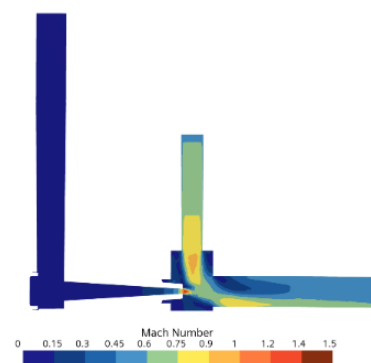
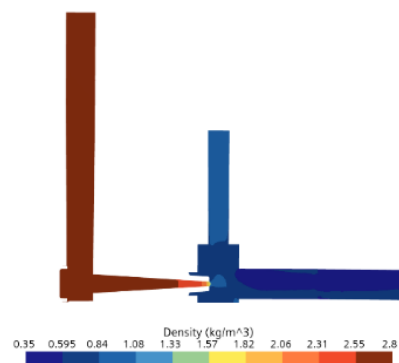
Proposta 13



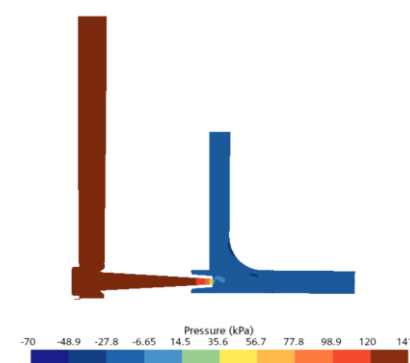
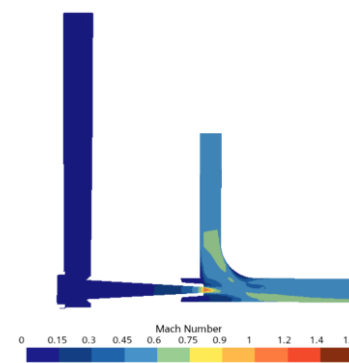
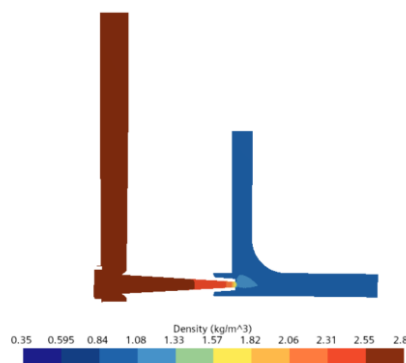
Proposta 14



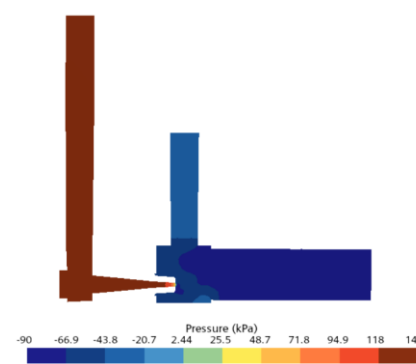
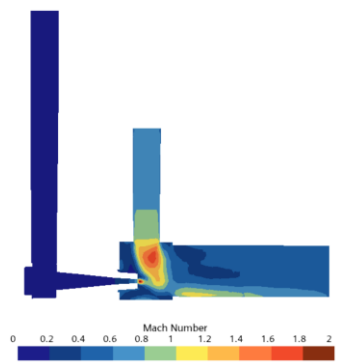
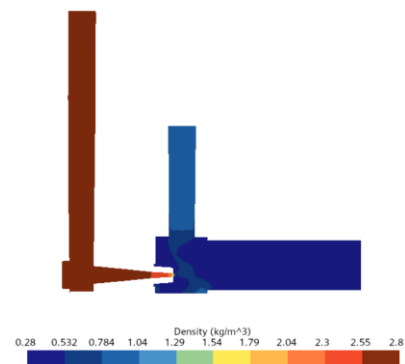
Proposta 15



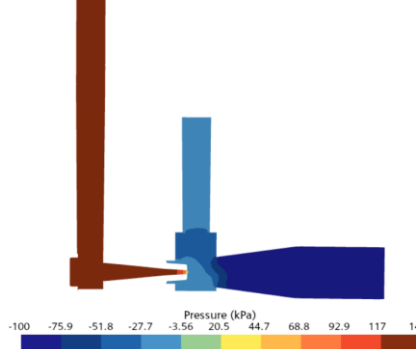
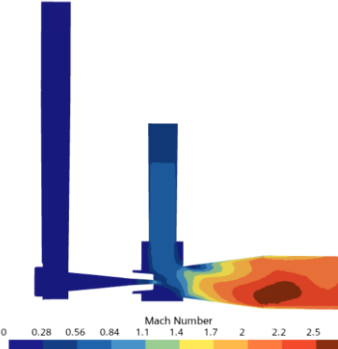
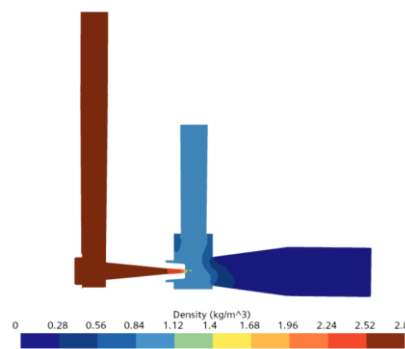
Proposta 16



Proposta 17

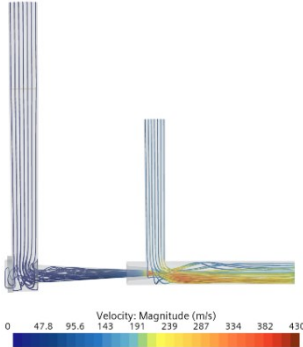
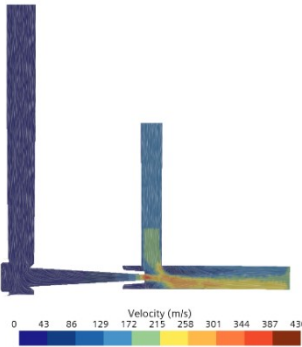
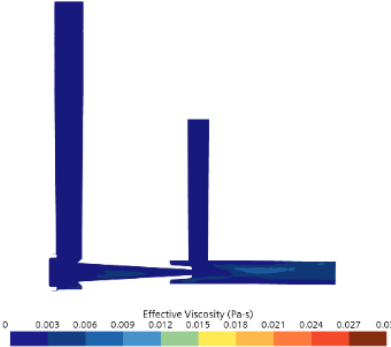
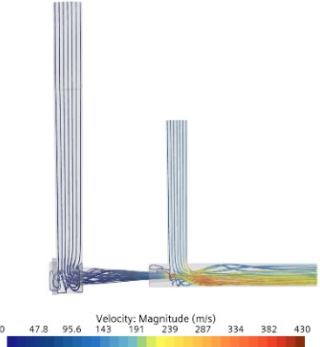
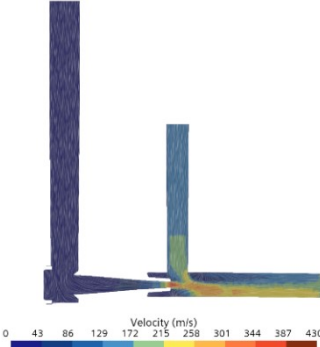
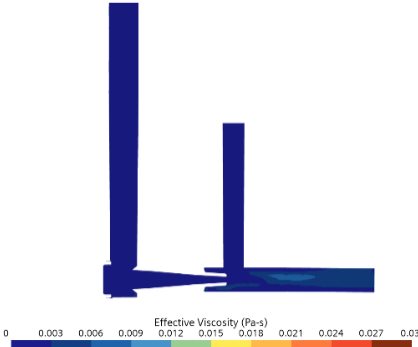


Proposta 18

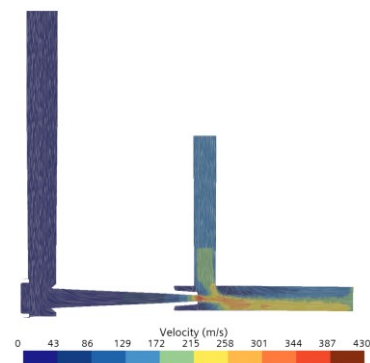
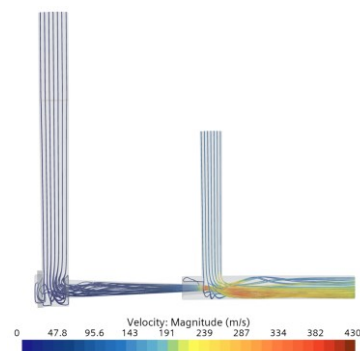


FONTE: Elaborado pelo autor, 2024

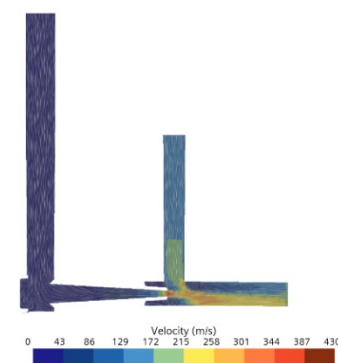
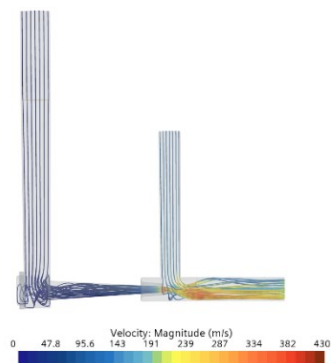
TABELA A.2 – Imagens de *streamline*, velocidade e viscosidade dos modelos simulados

	<i>Streamline</i> [m/s]	Velocidade [m/s]	Viscosidade [Pa*s]
Modelo base			
Proposta 01			

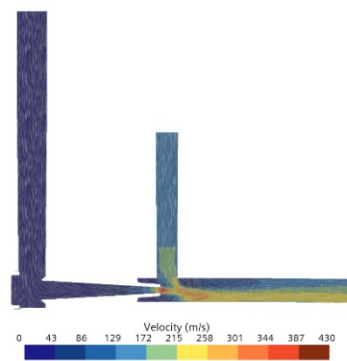
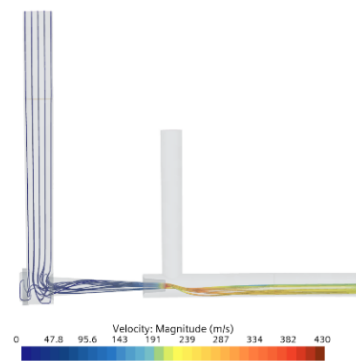
Proposta 02



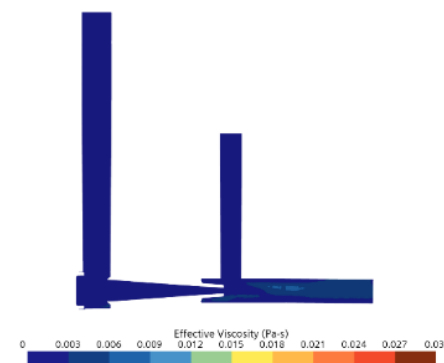
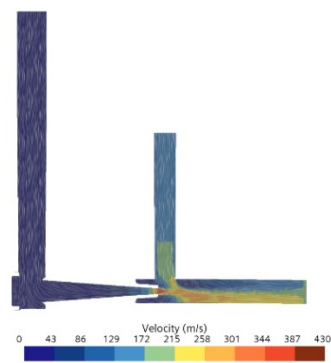
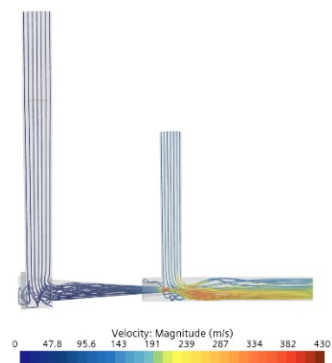
Proposta 03



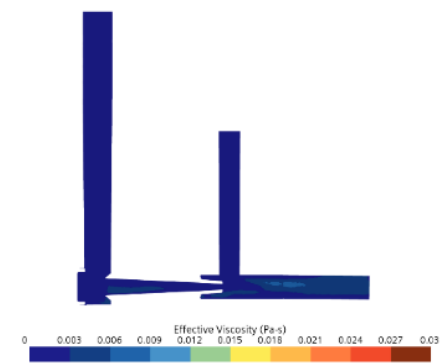
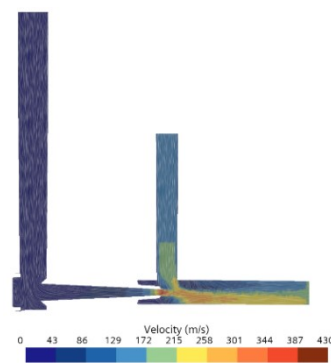
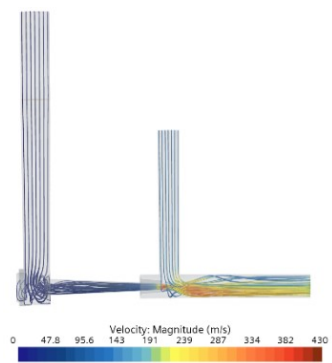
Proposta 04



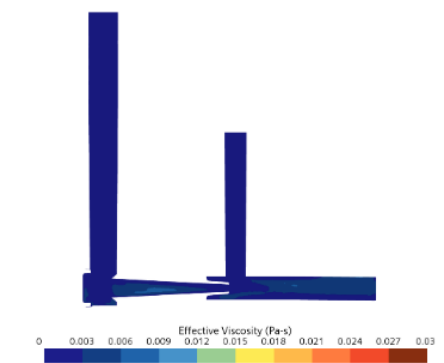
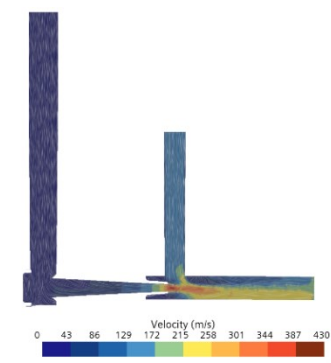
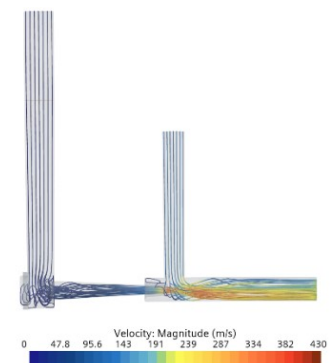
Proposta 05



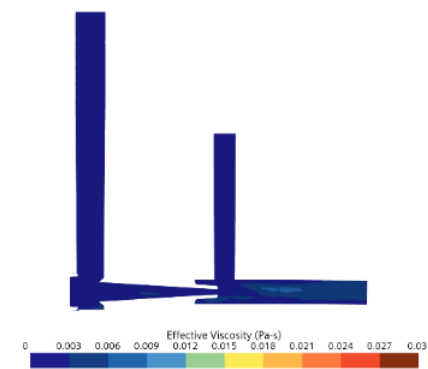
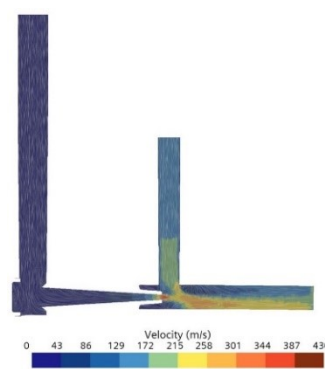
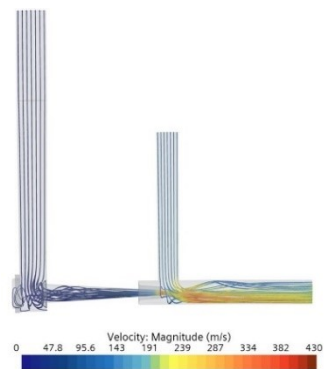
Proposta 06



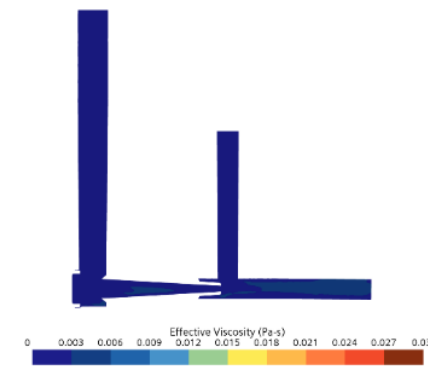
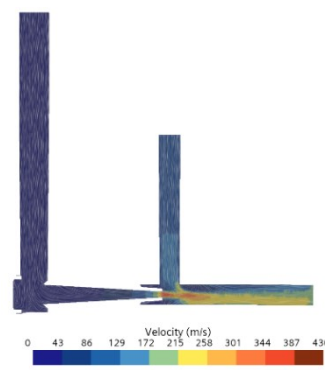
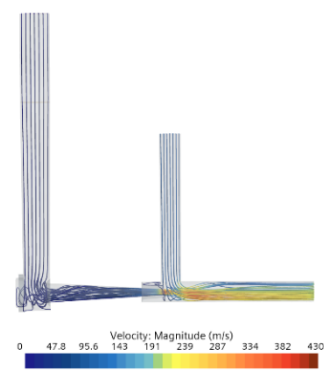
Proposta 07



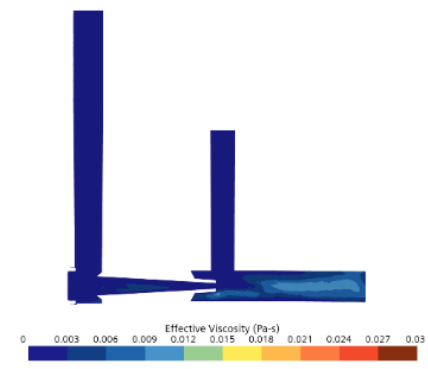
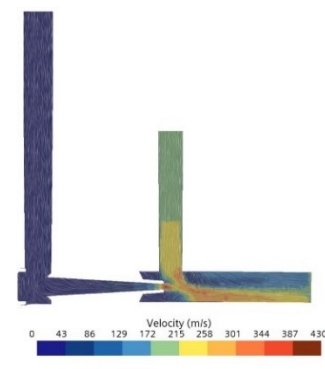
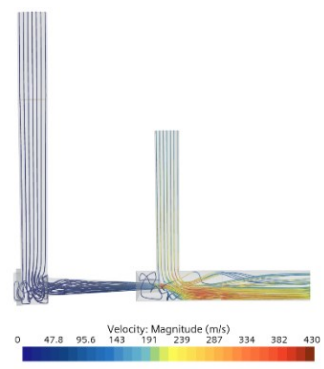
Proposta 08



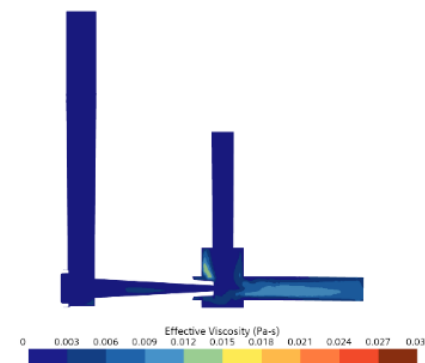
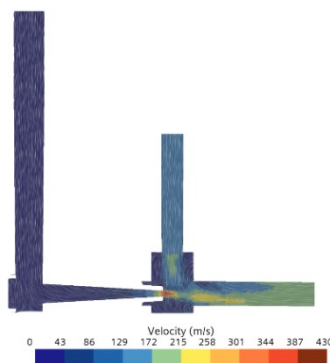
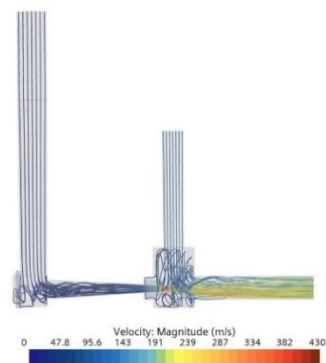
Proposta 09



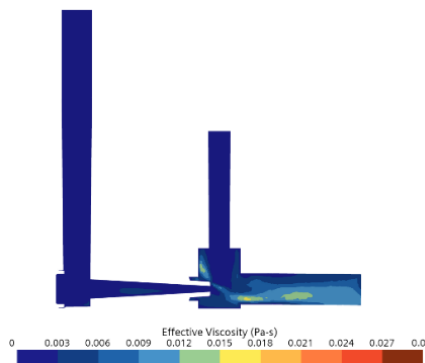
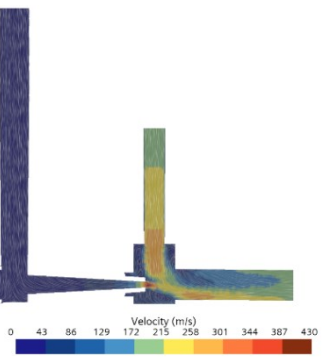
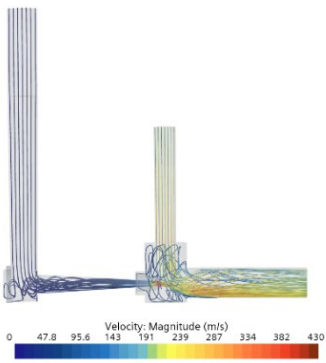
Proposta 10



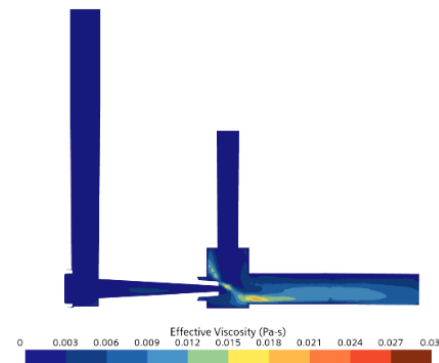
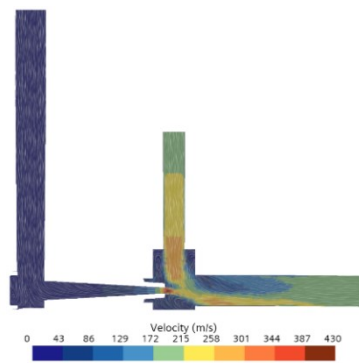
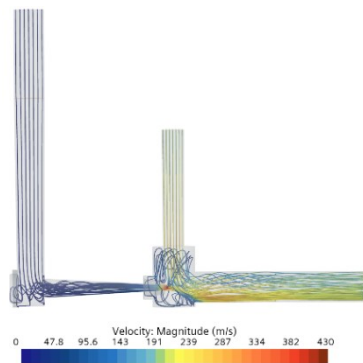
Proposta 11



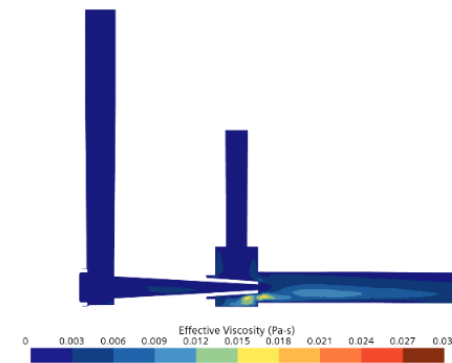
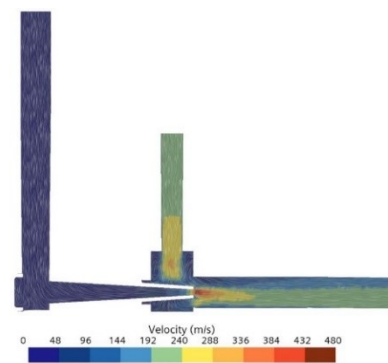
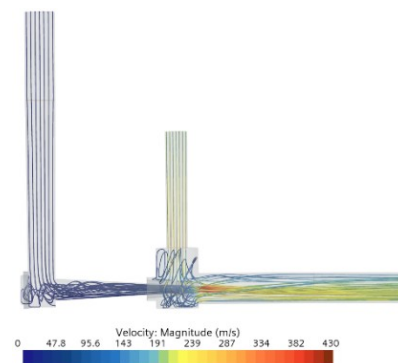
Proposta 12



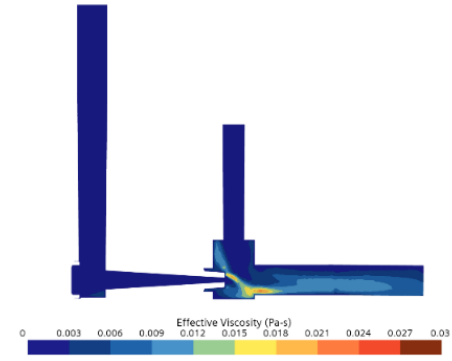
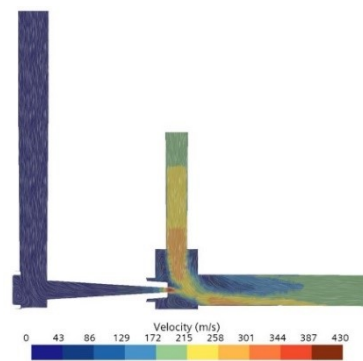
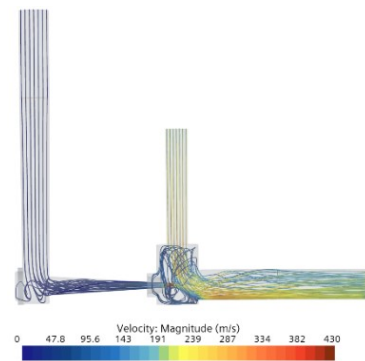
Proposta 13



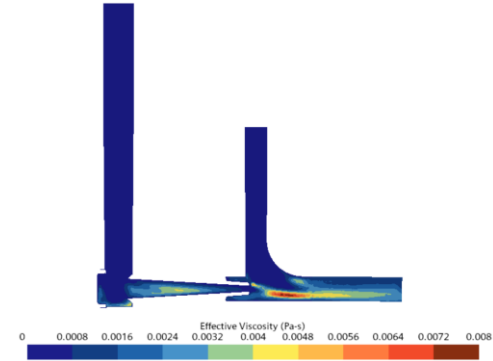
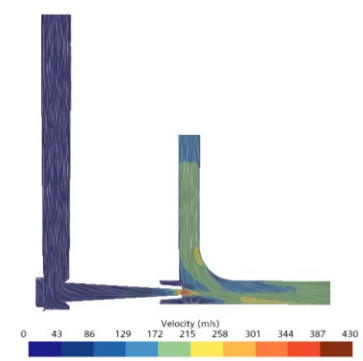
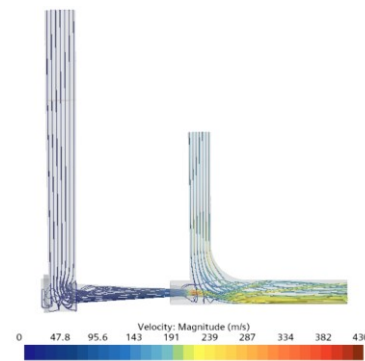
Proposta 14



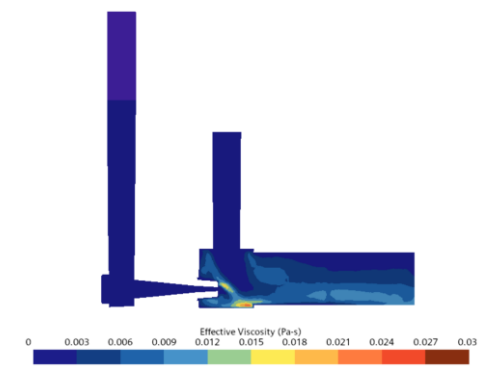
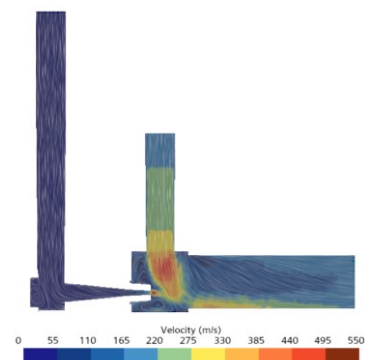
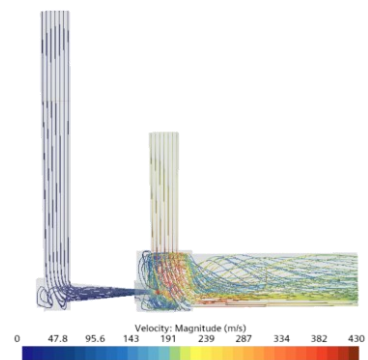
Proposta 15



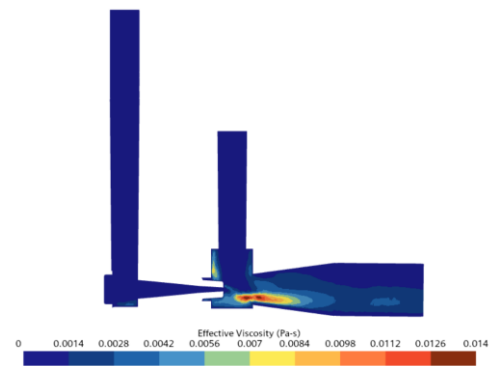
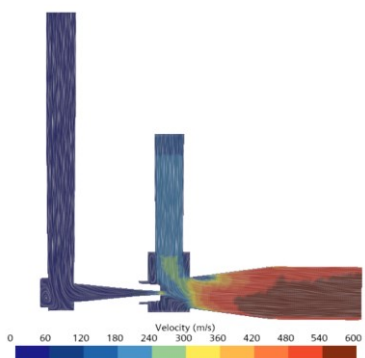
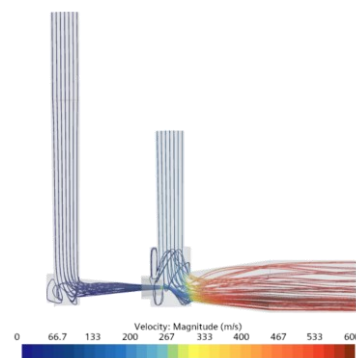
Proposta 16



Proposta 17



Proposta 18



FONTE: Elaborado pelo autor, 2024

APÊNDICE B

Para abordar a incerteza nas medições do medidor de vazão utilizado foram utilizadas as especificações presentes no manual do equipamento disponibilizado pelo fornecedor ([DOC-SPECS-M-HIGH.pdf \(alicat.com\)](#)), logo se trata de incertezas do tipo B. Seguem os fatores que contribuem para a incerteza geral.

1. Escala Máxima: 1000 slpm (litros padrão por minuto)

2. Exatidão da vazão:

- $\pm 0,8\%$ da leitura

- $\pm 0,2\%$ da escala completa

3. Repetibilidade da vazão (2σ):

- $\pm 0,2\%$ da leitura

- $\pm 0,02\%$ da escala completa

A exatidão com base na leitura significa que o valor medido pode variar até $\pm 0,8\%$ em comparação ao valor verdadeiro, independentemente da escala completa do medidor, este tipo de incerteza é mais relevante em taxas de fluxo mais altas. E a exatidão com base na escala completa especifica a variação em relação ao valor verdadeiro em termos da escala máxima do medidor (1000 slpm). Indica que a exatidão pode variar até $\pm 0,2\%$ deste valor de escala completa, este tipo de incerteza é mais significativo em taxas de fluxo mais baixas.

A repetibilidade com base na leitura descreve a variação que ocorre quando a mesma taxa de fluxo é medida várias vezes sob as mesmas condições. Especifica que as medições podem variar até $\pm 0,2\%$ do valor de leitura atual. E a repetibilidade com base na escala completa indica a variação nas medições considerando a escala máxima do medidor (1000 slpm). Especifica que as medições podem variar até $\pm 0,02\%$ do valor da escala máxima.

Para calcular a incerteza combinada, foi utilizado o método de raiz quadrada da soma dos quadrados (RSS) para incertezas independentes:

$$u_c = \sqrt{u_a^2 + u_r^2}$$

Onde:

- u_c é a incerteza combinada.
- u_a é a incerteza devido à exatidão.
- u_r é a incerteza devido à repetibilidade.

Como a exatidão depende tanto da leitura quanto da escala completa, deve-se considerar o pior cenário (tipicamente conservador para cálculos de incerteza):

$$u_a = \max(0,008 \times \text{leitura}; 0,002 \times \text{escala completa})$$

Da mesma forma, deve-se considerar também o pior cenário para a repetibilidade:

$$u_r = \max(0,002 \times \text{leitura}; 0,0002 \times \text{escala completa})$$

A tabela B.1 mostra o resultado da incerteza combinada para todas as vazões medidas no experimento físico realizado neste trabalho.

TABELA B.1 – Cálculo das incertezas de medição

Vazão volumétrica (slpm)	Componente de Exatidão (slpm)		Componente de Repetibilidade (slpm)		Incerteza combinada (slpm)
	0,008×leitura	0,002×escala completa	0,002×leitura	0,0002×escala completa	
26	0,208	2	0,052	0,2	± 2,01
27	0,216	2	0,054	0,2	± 2,01
23	0,184	2	0,046	0,2	± 2,01
32	0,256	2	0,064	0,2	± 2,01
31	0,248	2	0,062	0,2	± 2,01
194	1,552	2	0,388	0,2	± 2,037
271	2,168	2	0,542	0,2	± 2,235
295	2,36	2	0,59	0,2	± 2,433
224	1,792	2	0,448	0,2	± 2,05
252	2,016	2	0,504	0,2	± 2,078
207	1,656	2	0,414	0,2	± 2,042

FONTE: Elaborado pelo autor, 2024