

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLÍTECNICA

LUANA CRISTINA XAVIER CAMARGOS

**Recirculação de gases de escapamento em motores de ignição por centelha
com o uso de etanol**

**São Paulo
2023**

LUANA CRISTINA XAVIER CAMARGOS

Recirculação de gases de escapamento em motores de ignição por centelha com o uso de etanol

Versão original

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do título de
Mestre em Ciências.

Área de concentração: Engenharia Mecânica de Energia
e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Antonio Luiz Pacífico

**São Paulo
2023**

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única da autora e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, ____ de _____ de _____

Assinatura da autora: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Camargos, Luana Cristina Xavier

RECIRCULAÇÃO DE GASES DE ESCAPAMENTO EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA COM O USO DE ETANOL / L. C. X. Camargos – São Paulo, 2023

114p.

Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1. temperatura do EGR 2. recirculação de gases de escape 3. emissão de poluentes 4. motores de ignição por faísca 5. aumento de eficiência 6. etanol

Nome: Camargos, Luana Cristina Xavier

Título: RECIRCULAÇÃO DE GASES DE ESCAPAMENTO EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA COM O USO DE ETANOL

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Aprovado em: 28.03.2023

Banca examinadora

Prof. Antonio Luiz Pacífico

Instituição: Universidade Federal de São Paulo

Julgamento: *Aprovado*

Prof. Délson Luiz Módolo

Instituição: Universidade Estadual Paulista

Julgamento: *Aprovado*

Prof. Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova

Instituição: Universidade Federal de Santa Maria

Julgamento: *Aprovado*

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, irmãos, sobrinhas, marido e enteada.

AGRADECIMENTOS

A jornada até o fim não foi fácil, mas devo dizer, foi engrandecedora! Sem dúvidas eu não teria conseguido sozinha.

Primeiramente, eu gostaria de agradecer aos meus pais por todo esforço dedicado para construir grande parte da mulher que sou hoje e, aos meus irmãos, o apoio de sempre.

Ao meu amado marido, agradeço a compreensão e paciência pela minha ausência em muitos momentos, pelo meu *stress* e pelo cansaço infinito. A minha enteada, que sempre achava que eu estava estudando demais, agradeço o entendimento da minha falta nos momentos divertidos.

Ao meu colega de trabalho, conselheiro, amigo e sempre professor, Clayton Zabeu, eu agradeço cada aprendizado, ajuda e conselho.

Ao meu orientador, Antonio Pacífico, agradeço o direcionamento e a paciência nos meus primeiros passos na vida de acadêmica.

Aos técnicos e estagiários da pesquisa da Divisão de Motores e Veículos agradeço a ajuda na condução dos ensaios realizados.

Agradeço ao financiamento e apoio da FAPESP e PSA, projeto 2013/50238-3.

EPÍGRAFE

Pense como quiser. Faça o que quiser. Mas não culpe ninguém por seus resultados.

(Joel Moraes)

RESUMO

Cada vez mais novas tecnologias são aplicadas em motores de combustão interna com o objetivo de atender às necessidades de redução de emissão de gases poluentes e gases de efeito estufa pelo setor automotivo e de se obter motores mais eficientes. Uma destas é o sistema de recirculação de gases de escapamento (EGR). A fim de compreender melhor o impacto do EGR e da sua temperatura na evolução da combustão, na eficiência e nas emissões de um motor de ignição por faísca, foram realizados ensaios com um motor 3 cilindros com 1,2L de deslocamento volumétrico em uma bancada dinamométrica. Por meio de análise dos resultados obtidos a partir da medição do consumo de combustível, emissões e dados indicados nos três cilindros, foi possível determinar o impacto da adição de EGR no consumo específico e nas emissões brutas.

Os ensaios foram conduzidos em dois regimes operacionais do motor, 2750@25Nm e 4000@40Nm. Utilizou-se o biocombustível etanol hidratado (E95h).

Em um dos testes, no qual houve variação da fração de EGR, os resultados indicaram uma redução no consumo específico de até 7,0% em frações de EGR específicas. No teste de variação de temperatura de EGR, observou-se uma redução de 3,5% no consumo com o aumento da temperatura. Foi observado que, com a adição de diluente na combustão, o valor de ângulo correspondente à 50% de massa queimada ótimo pode ser diferente de 8 °CA, que é comumente previsto na literatura. Também houve redução significativa das emissões de NO_x devido à diminuição da temperatura dentro da câmara de combustão e redução relativa do O₂ na mistura ar-combustível-EGR.

Os cálculos das pressões médias efetivas e das taxas de liberação de calor a partir das pressões instantâneas medidas em cada cilindro possibilitaram a verificação de obtenção de uma distribuição praticamente homogênea de gás recirculado para os três cilindros. Essa distribuição uniforme foi obtida pelo uso do misturador que, por meio de trabalhos anteriores, se mostrou necessário para obtenção dessa condição. Os resultados obtidos permitiram tirar conclusões sobre os impactos da utilização do EGR com ou sem controle de temperatura e seu uso em motores de ignição por centelha movidos a etanol.

Palavras-chave: Temperatura do EGR. Recirculação de gases de escape. Emissão de poluentes.
Motores de ignição por faísca. Aumento de eficiência. Etanol.

ABSTRACT

More and more new technologies are applied in internal combustion engines to reduce pollutants and Greenhouse Gases emissions by the automotive sector and, at the same time, obtain more efficient engines. One of them is exhaust gas recirculation (EGR) technology. In order to better understand the impact of EGR and its temperature control in the combustion process, in the efficiency and in the emissions of a spark ignition engine, tests were carried out in a test bench with a 3-cylinder engine with 1.2L displacement volumetric. Analyzing the results obtained from the measurement of fuel consumption, emissions and indicated data on the three cylinders, it was possible to determine the impact of EGR addition on specific fuel consumption and emissions.

The tests were conducted in two engine operating regimes. The biofuel hydrated ethanol (E95h) was used.

In one of the tests, in which there was variation in EGR fraction, the results indicated a reduction in specific fuel consumption of up to 7.0% at specific EGR rates. In the temperature variation test, a 3.5% reduction in specific fuel consumption was observed when temperature increased. It was also verified, with the addition of diluent in combustion, the optimal 50% of mass fraction burned can be different from 8 °CA, which is commonly predicted in the literature. There was also a significant reduction in NO_x emissions due to the decreased in temperature inside the combustion chamber and relative reduction of O₂ in the air-fuel-EGR mixture.

The calculations of the average effective pressures and the heat release rates from the instantaneous pressures measured in each cylinder is a way to guarantee the practically homogeneous distribution of recirculated gas to the three cylinders. This uniform distribution was obtained using a mixer, through previous work and proved to be necessary to obtain this condition. The results allowed us to draw conclusions about the impacts of EGR and its temperature control in SI Engines fueled with ethanol.

Keywords: EGR temperature; Exhaust gas recirculation; Emission of pollutants; Spark ignition

engines; Efficiency increase; Ethanol.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Soluções para o transporte na poluição do ar	23
Figura 2 - Produção global de Etanol por país ou região.....	26
Figura 3 - Evolução das fases do PROCONVE para veículos leves	30
Figura 4 - Concentração de NO e NO ₂ em um motor de ignição por centelha em função da razão ar/combustível operando em 1500 rpm e borboleta completamente aberta	32
Figura 5 - Variação na concentração de NO em função da fração de EGR em motor de ignição por centelha operando em 1600 rpm e 50% de eficiência volumétrica	33
Figura 6 - Emissões de NO _x em função da razão de diluição em um motor de ignição por faísca, operação 1800 rpm 60kW	34
Figura 7 - Emissões de THC em função da razão de diluição em um motor de ignição por faísca, operação 1800 rpm 60kW	34
Figura 8 - COV em função da razão de diluição em um motor de ignição por faísca, operação 1800 rpm 60kW	36
Figura 9 - Esquema genérico de um sistema de EGR	38
Figura 10 - EGR externo e interno	40
Figura 11 - Sistemas long route e short route	41
Figura 12 - Variação de EGR em função da carga.....	42
Figura 13 - Gráfico de pressão em função do volume da câmara de combustão.....	43
Figura 14 - Bombeamento sem diluição, com EGR quente e EGR frio em um motor de ignição por faísca operando em 2000 rpm e 0,8 MPa BMEP	44
Figura 15 - Efeito representativo da adição de EGR na borboleta	45
Figura 16 - Eficiência e consumo indicado em um motor 1,2 L de ignição por centelha utilizando querosene e operando em 4500 rpm e 0,71 MPa (0% EGR) de PMEI	45
Figura 17 - Variação da velocidade laminar de chama de uma mistura metano/ar a 1 bar e 298 K diluindo com CO ₂	47
Figura 18 - Duração da combustão e avanço de ignição em diferentes frações de EGR de um motor de ignição por faísca operando em 2000 rpm e 8 bar de BMEP	47
Figura 19 - Duração da combustão em função da razão de diluição de um motor de ignição por centelha operando em 1800 rpm 60kW	48
Figura 20 - Variação da pressão com o aumento de CO ₂ no cilindro em um motor de ignição por faísca 1,4 L operando em 2000 rpm e quantidade fixa de combustível de 3,1 kg/h e lambda 1	49
Figura 21 - Taxa de liberação de calor com a variação de diluente em um motor de ignição por faísca 1,4 L operando em 2000 rpm e quantidade fixa de combustível de 3,1 kg/h e lambda 1	49
Figura 22 - Comparação da pressão no cilindro e taxa de liberação de calor com e sem EGR em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm e BMEP de 1,0 MPa.....	51
Figura 23 - Desenvolvimento da chama e duração da combustão - EGR quente e frio – em	

função da fração de EGR em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm, ignição fixa e injeção de combustível fixa em 3,1 kg/h.....	52
Figura 24 - CA50 e COV - EGR quente e frio em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm, ignição fixa e injeção de combustível fixa em 3,1 kg/h	53
Figura 25 - BFSC (a) e NOx (b) - EGR quente e frio em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm, ignição fixa e injeção de combustível fixa em 3,1 kg/h	54
Figura 26 - Velocidade laminar de chama de diferentes combustíveis	55
Figura 27 - Motor com EGR utilizado para o trabalho.....	57
Figura 28 - Esquemas das fases dos ensaios	58
Figura 29 - Esquema de montagem e principais instrumentações	61
Figura 30 - Misturador montado no coletor.....	62
Figura 31 - Montagem do misturador + <i>swirler</i>	63
Figura 32 - Montagem representativa do misturador com <i>swirler</i>	63
Figura 33 - Válvula EGR.....	64
Figura 34 - Sistema de controle do banco	65
Figura 35 - Vela de ignição instrumentada.....	67
Figura 36 - Coleta do CO ₂ na admissão e temperatura	70
Figura 37 - Comparação das curvas de torque e potência em plena carga com e sem misturador	76
Figura 38 - Comparação da pressão no coletor de admissão em plena carga com e sem misturador	77
Figura 39 – Comparação da variação da pressão no cilindro em função do volume com o motor operando em ciclo Miller e Otto no ponto de 2750 rpm e 25 Nm	78
Figura 40 - Comparação da pressão média efetiva indicada de bombeamento do motor operando em ciclo Miller e Otto no ponto de 2750 rpm 25 Nm	79
Figura 41 - Comparação da pressão média efetiva indicada e do COV _{PMEI} de cada cilindro do motor, ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm sem controle de temperatura	80
Figura 42 - Comparação da pressão média efetiva indicada e do COV _{PMEI} de cada cilindro do motor, ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm com controle de temperatura	80
Figura 43 - Torque em função da variação do CA50, sem e com 16% de EGR, ponto de operação 2750 rpm 25 Nm.....	81
Figura 44 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR sem o controle de temperatura do coletor – ponto de operação 2750 rpm 25Nm.....	83
Figura 45 - Variação na pressão do cilindro devido a adição de uma maior fração de EGR no ponto de 2750 rpm e 25 Nm	83
Figura 46 - Variação da pressão do cilindro 1 em função do volume, devido a adição de uma maior fração de EGR no ponto de 2750 rpm e 25 Nm	84
Figura 47 - Aumento da concentração de THC e diminuição de NOx com o aumento da porcentagem de EGR, no ensaio sem controle da temperatura do coletor de admissão –	

ponto de operação 2750 rpm 25Nm	85
Figura 48 - Resultado do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 devido a adição de EGR - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm, sem controle de temperatura do coletor	87
Figura 49 - Variação do CA0-10 e do COV _{PMEI} com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm	87
Figura 50 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura – ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm	88
Figura 51 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR com o controle de temperatura do coletor (30°C) – ponto de operação 2750 rpm 25Nm	89
Figura 52 - Concentração de THC e diminuição de NOx com o aumento da porcentagem de EGR, no ensaio com controle da temperatura do coletor de admissão (30°C) – ponto de operação 2750 rpm 25Nm.....	89
Figura 53 - Resultado do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 devido a adição de EGR - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm com controle de temperatura do coletor	90
Figura 54 - Variação do CA0-10 e do COV _{PMEI} com o aumento da fração de EGR, com o controle de temperatura - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm	91
Figura 55 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, com o controle de temperatura, ponto de operação 2750rpm e 25 Nm	91
Figura 56 - Consumo específico normalizado, THC e NOx com a variação da temperatura do coletor de admissão, ponto de operação 2750rpm e 25 Nm	92
Figura 57 - Torque e COV _{PMEI} em função da variação do CA50, com 25% de EGR, ponto de operação 4000 rpm 40 Nm.....	93
Figura 58 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR sem o controle de temperatura do coletor – ponto de operação 4000 rpm 40Nm.....	94
Figura 59 - Aumento da concentração de THC e diminuição de NOx com o aumento da porcentagem de EGR, no ensaio sem controle da temperatura do coletor de admissão – ponto de operação 4000 rpm 40Nm	94
Figura 60 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm	95
Figura 61 - Resultado do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 devido a adição de EGR - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm sem controle de temperatura do coletor.....	96
Figura 62 - Variação do CA0-10 e do COV _{PMEI} com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm	96
Figura 63 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR com o controle de temperatura do coletor (50°C) – ponto de operação 4000 rpm 40Nm	97
Figura 64 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, com o controle de temperatura, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm	98

Figura 65- Resultado CA05, CA10 e CA90 devido a adição de EGR - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm com controle de temperatura do coletor	98
Figura 66 - Consumo específico normalizado, THC e NO _x com a variação da temperatura do coletor de admissão, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm	99
Figura 67 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da temperatura no coletor de admissão, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm	100
Figura 68 - Resultado avanço de ignição, CA05, CA10, CA90 e CA10-90 devido a adição de EGR - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm com variação da temperatura do coletor	100
Figura 69 - Variação do CA0-10 e do COV _{PMEI} com o aumento da fração de EGR com a variação da temperatura do coletor - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm	101
Figura 70 – Consumo específico normalizado do etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm	102
Figura 71 – Pressão no coletor de admissão com o motor operando com etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm.....	102
Figura 72 – COV _{PMEI} médio com o motor operando com etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm.....	103
Figura 73 – CA10-90 médio com o motor operando com etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm.....	103
Figura 74 - Resultados de concentração de CO ₂ no regime permanente.....	112
Figura 75 - Detalhe da inserção de EGR	113

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Limites para a fase L7.....	30
Tabela 2 - Características básicas do motor	57
Tabela 3 - COV_{PMEI} médio com a variação do CA50, com e sem EGR.....	82
Tabela 4 - Comportamento do COV_{PMEI} , PMEP, e CA10-CA90 com variação do EGR sem o controle de temperatura do coletor, ponto de operação 2750 rpm 25 Nm	86
Tabela 5 - Comportamento do COV_{PMEI} , PMEP, e CA10-CA90 com variação do EGR com o controle de temperatura do coletor, ponto de operação 2750 rpm 25 Nm	90
Tabela 6 - Dados indicados da combustão - 2750 rpm e 25 Nm.....	92
Tabela 7 - Comportamento do COV_{PMEI} , PMEP, e CA10-CA90 com variação do EGR sem o controle de temperatura no coletor, ponto de operação 4000 rpm 40 Nm	95
Tabela 8 - Comportamento do COV_{PMEI} , PMEP, e CA10-CA90 com variação do EGR com o controle de temperatura no coletor, ponto de operação 4000 rpm 40 Nm	97
Tabela 10 - Índices de queima para o ponto de operação de 1750 rpm e 25 Nm.....	113
Tabela 11 - Índices de queima para o ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm.....	114

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CETESB.....	Companhia Ambiental do Estado de São Paulo
CH ₄	Metano
CO.....	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
CONAMA.....	Conselho Nacional do Meio Ambiente
COV.....	Coeficiente de variação
DMV.....	Departamento de Motores e Veículos
ECU.....	<i>Engine Control Unit</i>
EGR.....	<i>Exhaust Gases Recirculation</i>
HC.....	Hidrocarbonetos
IMT.....	Instituto Mauá de Tecnologia
NMOG.....	<i>Non-methane organic gas</i>
NO.....	Monóxido de Nitrogênio
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
N ₂ O.....	Óxido Nitroso
O ₃	Ozônio
PFI.....	<i>Port Fuel Injection</i>
PMEI.....	Pressão média efetiva indicada
PME.....	Pressão média efetiva
PMEP.....	Pressão média efetiva de bombeamento

PROCONVE.....Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores

SO₂.....Dióxido de enxofre

THC.....*Total Hydrocarbon*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	22
1.1	OBJETIVOS	24
1.2	JUSTIFICATIVA.....	25
1.3	ORGANIZAÇÃO DO TEXTO.....	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	29
2.1	LEGISLAÇÃO DE EMISSÕES.....	29
2.2	FORMAÇÃO DE NO _x E EMISSÕES DE HIDROCARBONETOS	31
2.3	VARIABILIDADE NA COMBUSTÃO	35
2.4	EGR.....	36
2.4.1	<i>Sistema de EGR.....</i>	<i>37</i>
2.4.2	<i>Configurações usuais</i>	<i>40</i>
2.4.3	<i>Impacto na eficiência do motor.....</i>	<i>42</i>
2.4.4	<i>Impacto na duração da combustão.....</i>	<i>46</i>
2.4.5	<i>Impacto na pressão do cilindro e na taxa de liberação de calor</i>	<i>48</i>
2.5	EFEITO DA TEMPERATURA DO EGR.....	51
2.6	ETANOL.....	54
2.7	CONCLUSÕES DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	56
3	METODOLOGIA	57
3.1	DEFINIÇÃO DOS PONTOS DE OPERAÇÃO	58
3.2	MONTAGEM E TESTES	60
3.2.1	<i>Adaptações no motor</i>	<i>61</i>
3.2.2	<i>Equipamentos utilizados.....</i>	<i>64</i>
3.2.3	<i>Metodologia do teste</i>	<i>68</i>
3.2.3.1	<i>Descrição do setup</i>	<i>68</i>
3.2.3.1	<i>Método de medição de EGR.....</i>	<i>69</i>
3.2.3.2	<i>Avaliação da incerteza e emissões específicas.....</i>	<i>70</i>
3.2.3.3	<i>Metodologia de cálculo da taxa de liberação de calor.....</i>	<i>71</i>
3.2.3.4	<i>Metodologia do teste</i>	<i>72</i>
4	RESULTADOS.....	76
4.1	AVALIAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO SISTEMA.....	76
4.2	AVALIAÇÃO DOS PONTOS OPERACIONAIS DEFINIDOS	77
4.3	RESULTADOS NOS PONTOS DEFINIDOS COM ETANOL	79
4.3.1	<i>2750 rpm e 25Nm</i>	<i>79</i>
4.3.1.1	<i>Verificação da homogeneidade nos cilindros</i>	<i>79</i>
4.3.1.2	<i>Variação de CA50.....</i>	<i>81</i>

4.3.1.3	Efeito da variação da fração de EGR sem controle de temperatura.....	82
4.3.1.1	Efeito da variação da fração de EGR com controle de temperatura	88
4.3.1.2	Variação da temperatura do EGR.....	92
4.3.2	<i>4000 rpm e 40Nm</i>	93
4.3.2.1	Variação do CA50.....	93
4.3.2.2	Variação da fração de EGR	93
4.3.2.3	Variação da temperatura do EGR.....	99
4.3.3	<i>Comparativo gasolina e etanol</i>	101
5	CONCLUSÕES	105
6	TRABALHOS FUTUROS.....	107
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	108
	APÊNDICE A – DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE RECIRCULAÇÃO DOS GASES DE ESCAPAMENTO	112

1 INTRODUÇÃO

A mobilidade urbana tem sido um desafio cada vez maior com o desenvolvimento das grandes cidades. Apesar das tentativas governamentais de fazer um planejamento aliado a essa expansão, a quantidade de veículos vem crescendo ano após ano, exceto devido o período de pandemia do COVID-19 que teve início em 2020. Em 2019 foram vendidos 74,9 milhões de veículos, esse número caiu para 63,8 milhões em 2020 e vem se recuperando desde então com uma previsão de venda de 70,8 milhões de veículos para 2023 (STATISTA, 2023). Associado a esse aumento de carros nas ruas, problemas ambientais surgem ou se agravam.

Há gases associados ao efeito estufa que contribuem para a manutenção da Terra em temperaturas habitáveis, possibilitando a manutenção de uma parcela importante da energia proveniente dos raios solares que incidem no planeta. Porém em quantidade demasiada desequilibram a quantidade de energia mantida e efeitos climáticos. Os principais gases de efeito estufa são o CO₂, o CH₄ (metano) e o N₂O (óxido nitroso). Existem os poluentes locais que afetam o dia a dia da saúde humana nos grandes centros urbanos. Os principais são partículas inaláveis, fumaça, SO₂ (dióxido de enxofre), NO_x (óxidos de nitrogênio), CO (monóxido de carbono) e O₃ (ozônio).

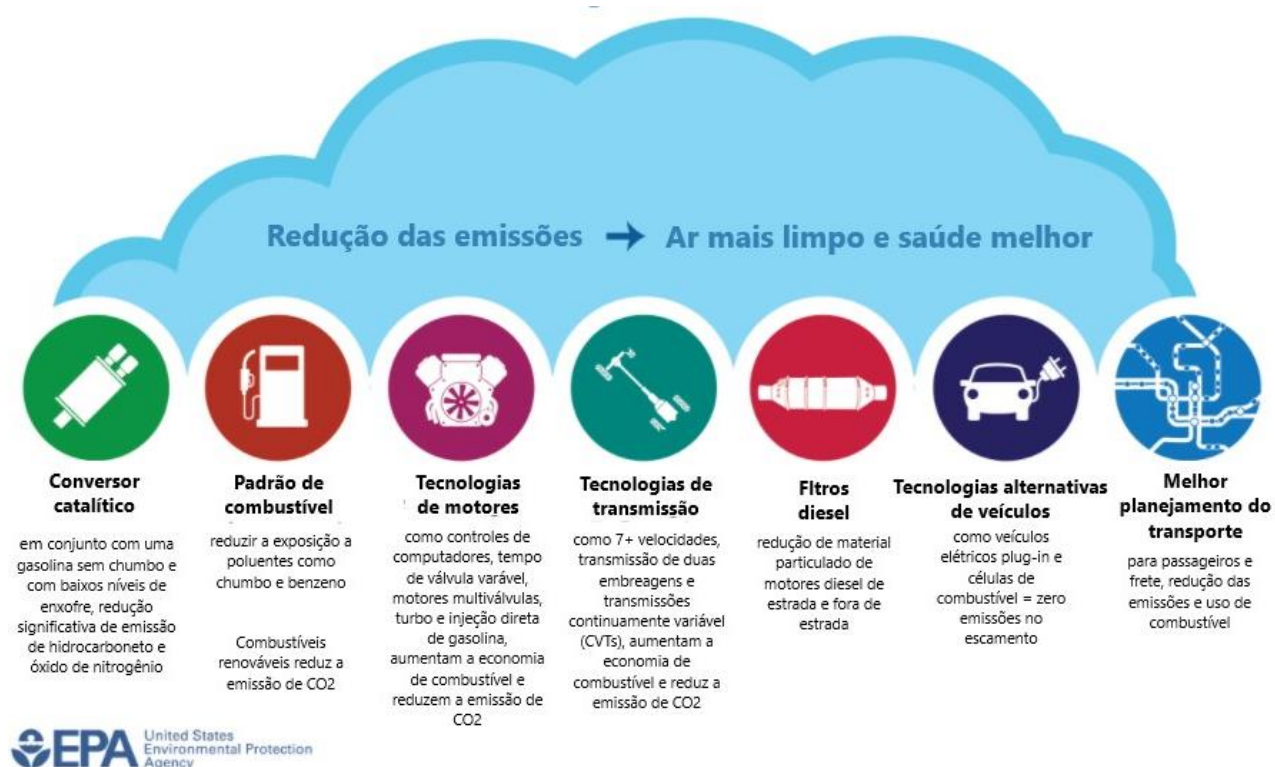
Alguns desses poluentes podem causar câncer, defeitos de nascença, problemas respiratórios ou outros efeitos graves na saúde ou efeitos ambientais e ecológicos adversos. Nas áreas urbanas, tendem a representar maior risco devido à grande concentração de pessoas e fontes de emissões. A exposição combinada de todas as fontes de poluição incluindo fábricas e meios de transporte podem aumentar o risco para a saúde pública (ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY - EPA, 2020).

A primeira vez em que os veículos foram responsabilizados pela poluição do ar foi no início dos anos 50 nos Estados Unidos. Até então não havia regulamentações e limites de emissões veiculares (ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY - EPA). Nos anos subsequentes, foram estabelecidos programas para controle de emissões de poluentes em todo o mundo. A preocupação da indústria automotiva, até aquele momento, era entregar ao cliente um veículo confortável, com boa dirigibilidade e potência. Porém, com as novas legislações

tornou-se necessário produzir veículos que poluisse cada vez menos.

Com a finalidade de atender todos esses requisitos, foram necessários investimentos e avanços em novas tecnologias. Além dos esforços dos fabricantes de veículos, foram feitas melhorias nos combustíveis e um melhor planejamento das áreas urbanas, conforme as soluções apresentadas na Figura 1.

Figura 1 - Soluções para o transporte na poluição do ar



Fonte: (ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY - EPA)

Foi observado ao longo dos anos que as tecnologias aplicadas aos motores são extremamente impactantes para se obter um veículo com baixos níveis de emissões de poluentes e, ainda assim, com alta eficiência de conversão energética e boa dirigibilidade. Adicionalmente, o uso de biocombustíveis como o etanol tem crescido em todo o mundo com o objetivo de diminuir os impactos no meio ambiente (OECD/FAO, 2020).

Uma das soluções promissoras e capaz de suprir parte das demandas mencionadas é o uso da recirculação de gases de escapamento, em inglês *Exhaust Gas Recirculation* (EGR). Quando

aplicada aos motores de ignição por faísca, essa tecnologia reduz significativamente as emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), além de diminuir o consumo de combustível e consequentemente a emissão de dióxido de carbono (CO₂) por quilômetro percorrido.

O sistema de recirculação de gases de escapamento consiste basicamente na separação de parte dos gases de escapamento e a sua inserção na admissão. A quantidade de gases é controlada por uma válvula, e pode ser resfriada ou não. O EGR resfriado é considerado uma das tecnologias mais eficazes para redução de NO_x em motores de combustão interna, tanto ignição por faísca, quanto por compressão (ABD-ALLA, 2001).

O interesse no sistema de recirculação de gases de escapamento aumentou devido, principalmente, às maiores restrições nas legislações de emissões. O desenvolvimento de válvulas EGR controladas eletronicamente melhorou a precisão no controle da fração usada e, consequentemente, o melhor uso no tráfego urbano, que implica em uso mais frequente do motor em cargas parciais (ABD-ALLA, 2001) que são as regiões do mapa de calibração de interesse neste trabalho.

A grande maioria dos trabalhos científicos disponíveis que estudam o sistema de EGR trata do uso desse sistema com motores utilizando combustíveis fósseis. Os efeitos e ganhos usando o etanol combinado com esse sistema são poucos explorados. Esse trabalho tratou da aplicação experimental de um sistema de EGR em um motor 1.2 litros, três cilindros, *flex fuel*, naturalmente aspirado, com injeção de combustível no pórstico. Os limites operacionais do sistema para o motor utilizando o etanol foram avaliados, assim como os potenciais ganhos com o aumento da temperatura do EGR no consumo específico de combustível.

1.1 OBJETIVOS

Analisar experimentalmente a influência da concentração de EGR e de sua temperatura nos parâmetros de desempenho e emissões de um motor de combustão interna multicilindros. Para que esse objetivo fosse atingido, foi necessário atender os requisitos abaixo:

- Garantir uma mistura homogênea nos três cilindros do motor com a modificação do misturador;

- Obtenção dos valores de emissões do motor, principalmente NOx, em todos os pontos estudados;
- Através dos ensaios de variação de fração de EGR observar e buscar explicação dos resultados e fenômenos envolvidos;
- Através dos ensaios de variação de CA50 com EGR, entender o impacto do EGR na queima da mistura;

Além disso, existem alguns objetivos secundários:

- Comparação entre os valores obtidos com e sem EGR;
- Discussão dos resultados obtidos;
- Comparação entre o uso do etanol e gasolina.

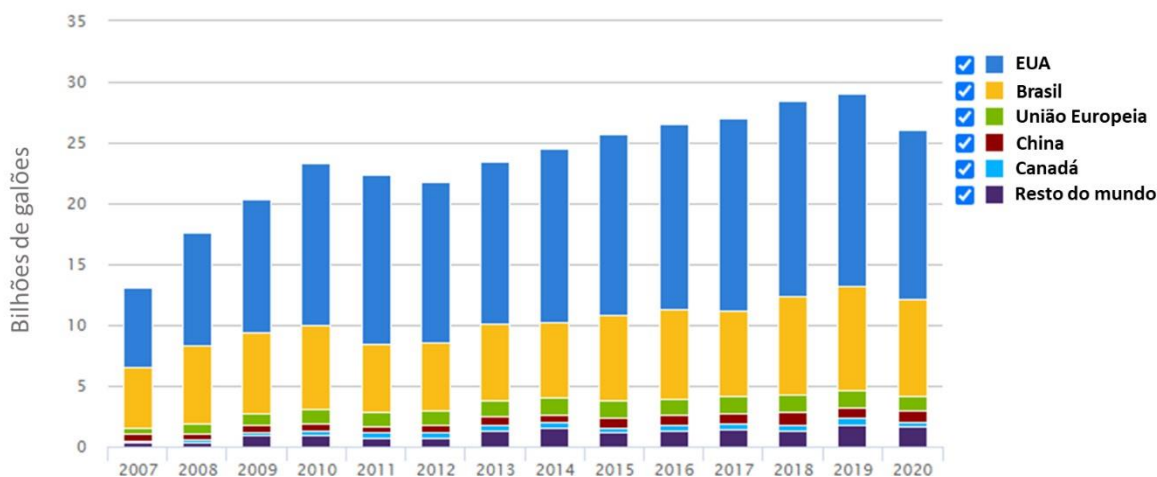
1.2 JUSTIFICATIVA

As tecnologias e políticas em relação ao transporte têm mudado rapidamente. Em 2015, na 21ª Conferência das Partes da Convenção Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança do Clima, 193 governos adotaram o Acordo de Paris sobre a Mudança Climática com objetivo central de diminuir as emissões de gases de efeito estufa e limitar o aumento da temperatura média global em 1,5° Celsius até 2100. E do outro lado, o uso de veículos automotores equipados com motores de combustão interna tem sido contínuo e crescente, sendo esses responsáveis por aproximadamente 18% da emissão de CO₂ emitidos pelo homem. Logo, a melhoria de conversão de energia atrelada à necessidade de formação mínima e restrita de poluentes se fazem necessárias, visto que não existe nenhuma previsão para que ocorra uma diminuição da locomoção nas próximas décadas (OECD/ITF, 2017).

Adicionalmente, vale ressaltar que o uso de novas tecnologias atreladas aos biocombustíveis, principalmente o etanol, pode trazer a neutralidade do carbono também contida no Acordo de Paris. Apesar da produção e queima do etanol resultar em emissões de CO₂, a sua combustão é considerada carbono neutro, pois com o crescimento da biomassa do qual o etanol é produzido acontece a absorção de CO₂, o que pode compensar o CO₂ produzido na queima (EIA, 2021).

Em consonância a essa característica do etanol, houve um aumento no uso desse biocombustível e conseqüentemente na sua produção desde 2012, conforme mostrado na Figura 2, exceto pelo ano de 2020 devido a pandemia de COVID-19. Esse aumento na demanda ao longo dos anos traz cada vez mais a necessidade de novos estudos e aprimoramentos nas tecnologias aplicadas ao uso desse combustível em motores. A indústria automobilística, principalmente a brasileira, tem grande interesse que esse biocombustível seja aplicado da melhor e mais eficiente forma possível. O presente trabalho é de interesse da academia e da indústria e está inserido em um projeto de pesquisa que é uma parceria entre a fabricante PSA (Peugeot-Citroën, hoje parte do grupo Stellantis), o Centro de Pesquisas do Instituto Mauá de Tecnologia (IMT), o Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA) e a Universidade de São Paulo (USP).

Figura 2 - Produção global de Etanol por país ou região



Fonte: (RENEWABLE FUELS ASSOCIATION, 2020)

É importante ressaltar que a Índia desenvolveu um programa de incentivo da utilização de etanol internamente (IEA/IRENA RENEWABLES POLICIES DATABASE, 2022) e buscou no Brasil parceiras (UNICA, 2022) para ampliar o uso de etanol. Essa iniciativa a torna um grande mercado potencial para veículos *flex* desenvolvidos no Brasil.

Além do crescente uso de biocombustíveis como fonte alternativa de energia para o transporte, há um grande movimento para a eletrificação. Porém, apesar deste segundo, é esperado que em 2040 entre 85-90% da energia de transporte ainda seja fornecida por

combustíveis convencionais alimentados por motores a combustão (LEACH *et al.*, 2020).

Ainda existem diversos problemas importantes a serem estudados e esclarecidos com o uso de veículos elétricos, como: os impactos da toxicidade humana associado à mineração de metais necessários para as baterias, a necessidade de grandes investimentos de infraestrutura de carregamento e geração de eletricidade, o descarte e reciclagem das baterias e, além disso, o impacto dos gases de efeito estufa desses veículos se a geração de eletricidade e a energia usada para a produção de baterias não forem suficientemente descarbonizadas. É importante enfatizar que caso o carvão continue a fazer parte da matriz energética, como na China, Índia e alguns países da Europa, os veículos elétricos a bateria serão mais poluidores, considerando toda a sua cadeia energética e ciclo de vida, do que os veículos convencionais (KALGHATGI, 2018).

Diante desses pontos parece claro que os motores de combustão interna continuarão a impulsionar o transporte, principalmente o transporte comercial, nas próximas décadas e continuarão a melhorar. Haverá também um papel para combustíveis de baixo carbono e outros combustíveis alternativos onde eles fizerem sentido, inclusive associados a eletrificação, principalmente na forma de hibridização para melhorar o desempenho de motores de combustão interna (KALGHATGI, 2018). É mandatório que o desempenho de tais motores seja melhorado em termo de eficiência e poluentes de exaustão, e ainda existe muito espaço para essas melhorias (LEACH *et al.*, 2020).

Este trabalho vem no sentido de aumentar o conhecimento e o número de trabalhos dedicados à aplicação EGR associado ao uso do etanol.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O trabalho está dividido em seis capítulos. O presente capítulo tem o objetivo de introduzir o contexto no qual o trabalho se insere, somado aos seus objetivos e à justificativa utilizada para apresentá-lo. O capítulo 2 apresenta a fundamentação teórica da formação de NO_x e as vantagens e desvantagens para uso do EGR em motores de combustão interna por faísca. Junto a uma explicação de cada efeito da inserção desse gás diluente, há também uma extensa revisão bibliográfica com diversos trabalhos e seus resultados de ensaios e/ou simulações

utilizando a recirculação de gases de escape. O capítulo 3 apresenta todo o aparato experimental utilizado nos ensaios desse trabalho, assim como as modificações realizadas no motor, os pontos de operação escolhidos e a metodologia para a realização dos diferentes tipos de testes. O capítulo 4 sumariza os resultados dos ensaios e as análises realizadas. O capítulo 5 reúne as conclusões do trabalho e a coerência obtida com a literatura. E, por fim, o capítulo 6 apresenta sugestões de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica oferecida no presente trabalho objetiva apresentar uma síntese das principais referências que abordam o uso de EGR em motores de ignição por faísca, assim como as vantagens e as desvantagens dessa tecnologia. Adicionalmente será apresentado um resumo da legislação que motiva o uso de EGR e o principal mecanismo de formação de NOx que é inibido com a recirculação de gases de escapamento.

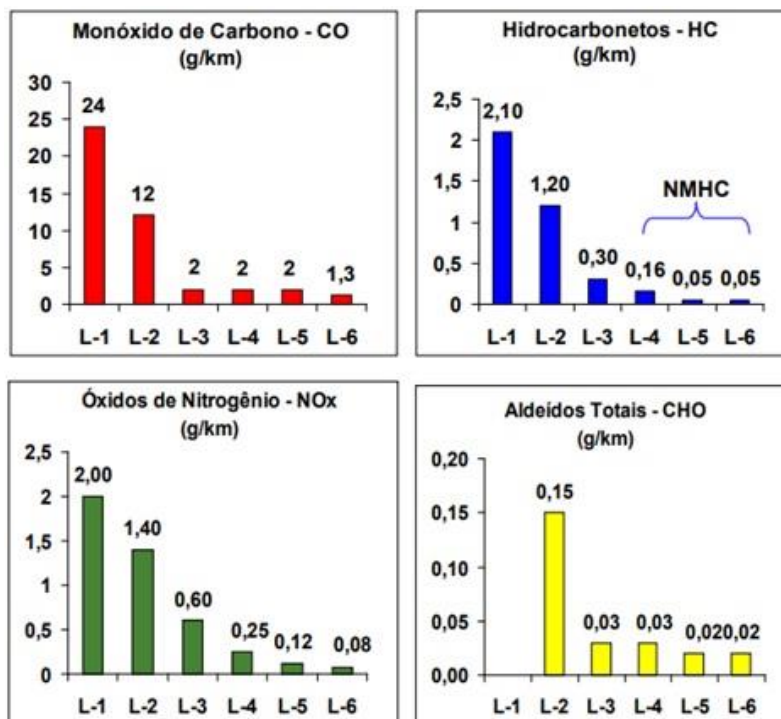
2.1 LEGISLAÇÃO DE EMISSÕES

A regulamentação das emissões é uma das maiores preocupações da indústria e uma das formas mais efetivas de estimular o desenvolvimento de novas tecnologias. No Brasil, a legislação é determinada pelo Ministério do Meio Ambiente, através do CONAMA (Conselho Nacional do Meio ambiente), e definida no programa PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores).

O PROCONVE foi estabelecido em 1986 com o objetivo de redução das emissões e, adicionalmente, a promoção do desenvolvimento tecnológico nacional, a melhoria da qualidade dos combustíveis e criação de programas de inspeção e manutenção para veículos automotores (CETESB, 2021).

Para reduzir os níveis das emissões, foram estabelecidos padrões de emissões para os diferentes tipos de veículos comercializados no mercado brasileiro. Para veículos leves, os que contém a grande maioria de motores *flex fuel*, as fases do programa evoluíram de L1 a L6, e no início de 2022 entrou em vigor a fase L7. A evolução dos limites para o monóxido de carbono, hidrocarboneto, óxidos de nitrogênio e aldeídos até a fase L6 são mostrados na Figura 3.

Figura 3 - Evolução das fases do PROCONVE para veículos leves



Fonte: (JOSEPH, 2009)

Como pode-se observar, desde a sua implantação os limites legais impostos pelo PROCONVE reduziram significativamente e, para a fase L7 (2022) e L8 (2025), serão ainda mais restritivos.

Para a fase L7 as emissões de THC e NO_x foram englobadas em um único limite que é o NMOG (*Non-Methane Organic Gas*) + NO_x. Esses dois poluentes foram adicionados devido ao potencial de formação de ozônio na atmosfera. Na Tabela 1 são apresentados alguns dos limites para essa fase.

Tabela 1 - Limites para a fase L7

Categoria	NMOG + NOx (g/km)	CO (g/km)	Aldeídos (g/km)
Leve passageiro	0,08	1,00	0,015

Fonte: (CONAMA, 2018)

Para a fase L8 os limites individuais dos veículos permanecem os mesmos que para a fase L7, porém adicionou-se um novo conceito: as emissões corporativas. A partir de 2025 o cálculo

de emissões será pelo modelo comercializado multiplicada pela emissão de cada veículo, e a frota como um todo deverá atender o limite de NMOG + NO_x de 0,050 g/km.

Em consonância com a evolução do rigor das legislações, novas tecnologias veiculares foram implementadas ao longo dos anos como: uso da injeção eletrônica combinada com a ignição eletrônica em substituição ao carburador permitindo uma melhora na eficiência, uso do catalisador para pós tratamento dos gases de escapamento, uso do turbo compressor para melhoria das eficiências volumétrica e térmica e diminuição do bombeamento em parte da faixa de operação do motor, o uso de EGR para controle da emissão de NO_x, entre outras.

2.2 FORMAÇÃO DE NO_x E EMISSÕES DE HIDROCARBONETOS

Os sistemas de EGR foram adotados primeiramente como uma forma de diminuir as emissões de NO_x em motores Diesel, e já desempenham esse papel também em motores de ignição por faísca. Portanto, antes de entender o sistema em si, é necessário entender os mecanismos de formação dos gases NO_x na câmara de combustão e como o EGR é capaz de suprimir a formação desse poluente, assim como o impacto nas emissões de hidrocarbonetos.

Apesar de serem emitidos NO e NO₂ nos motores de combustão interna de ignição por faísca, a razão de formação de NO₂/NO deve ser muito pequena conforme mostrado na Figura 4.

O NO é gerado em condições de alta temperatura e ambiente com grandes concentrações de O₂; a equação (1) (PIQUERAS *et al.*, 2020) apresenta a sensibilidade da formação desse poluente a essas duas variáveis, principalmente a temperatura.

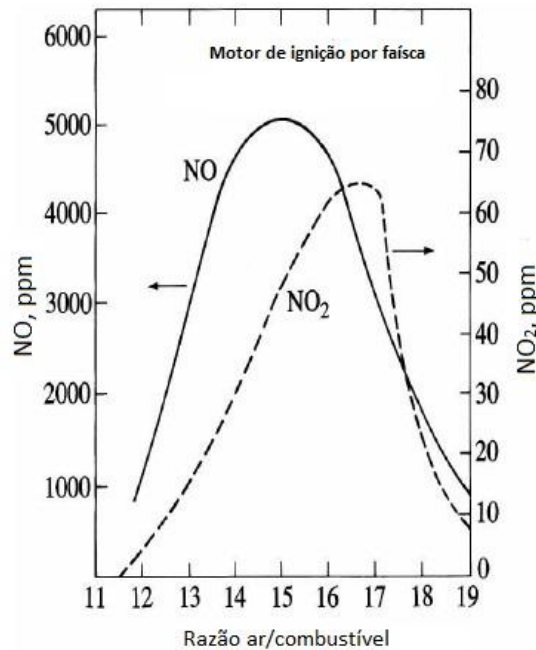
$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{T^{1/2}} \exp\left(\frac{-69.096}{T}\right) [O_2]_e^{1/2} [N_2]_e \quad \frac{mol}{cm^3} \cdot s \quad (1)$$

onde [NO] se refere a concentração molar instantânea de NO, [O₂]_e e [N₂]_e denotam a concentração de equilíbrio de oxigênio molecular e nitrogênio, respectivamente.

O mecanismo de formação do NO é diferente daquele do HC e do CO, que se dá pela combustão incompleta. O NO é formado dentro da câmara de combustão no processo de combustão pós-chama na região de alta temperatura. Sua geração relaciona-se com o desenvolvimento da combustão, o local de concentração da chama e transferência de calor,

portanto o mecanismo de reação é complexo. A taxa de formação de NO é muito baixa em temperaturas abaixo de 1800K, e extremamente alta quando a temperatura atinge 2000K (WEI *et al.*, 2012).

Figura 4 - Concentração de NO e NO₂ em um motor de ignição por centelha em função da razão ar/combustível operando em 1500 rpm e borboleta completamente aberta



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 2018)

A maior parte da formação de NO ocorre com nitrogênio e oxigênio presentes no ar atmosférico. O mecanismo térmico que domina a formação de NO na combustão de alta temperatura em uma faixa de razões de equivalência ampla é conhecido como mecanismo de Zeldovich (HEYWOOD, 2018) e é influenciado principalmente pelo pico de temperatura na combustão. Segundo o autor, a formação de NO numa combustão próxima a estequiométrica é regida pelas equações (2), (3) e (4), mostradas abaixo. A reação de formação de NO (da esquerda para a direita) é relevante em temperaturas acima de 1800K (TURNS, 2012).



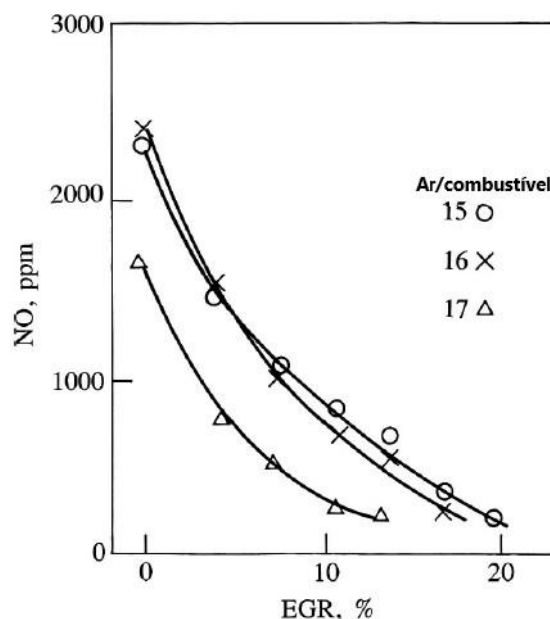
Agrawal *et al.* (AGRAWAL *et al.*, 2004) propõe três explicações para que o EGR reduza as emissões de NO_x de um motor. Uma das possibilidades indica que a utilização de EGR impede a formação dos óxidos atuando como gás diluente (composto por gases inertes e uma parcela de gases quimicamente reativos), reduzindo a pressão parcial do oxigênio e nitrogênio.

O segundo mecanismo de atenuação na formação seria a maior capacidade térmica da mistura, resultando na diminuição da temperatura de chama, diminuindo a formação de NO_x.

Finalmente, a terceira forma de redução de NO_x nos motores de combustão interna, seria uma diminuição na temperatura da combustão e conseqüentemente nas emissões, devido as moléculas de oxigênio ficarem mais dispersas. Isso reduziria a velocidade de frente de chama e a temperatura de pico da combustão (REIFARTH, 2010).

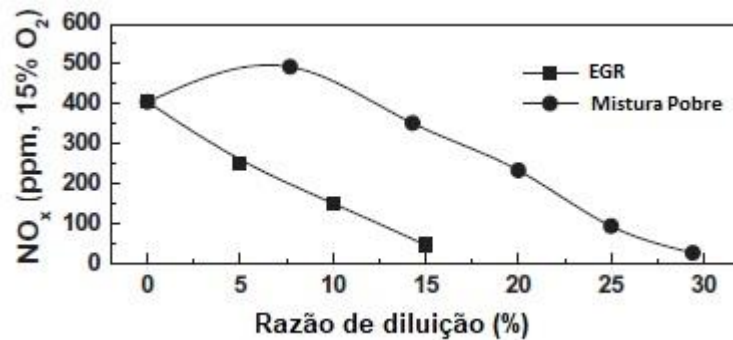
Visto as formas como podem ocorrer a formação de emissões de NO_x, a menor temperatura de pico resultante da combustão é o fenômeno atuante mais significativo devido a adição desse gás diluente na admissão. Observa-se que esse mecanismo é extremamente eficaz na inibição da formação dos óxidos de nitrogênio conforme apresentado por (HEYWOOD, 2018) e (LEE *et al.*, 2014) nas Figura 5 e Figura 6.

Figura 5 - Variação na concentração de NO em função da fração de EGR em motor de ignição por centelha operando em 1600 rpm e 50% de eficiência volumétrica



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 2018)

Figura 6 - Emissões de NO_x em função da razão de diluição em um motor de ignição por faísca, operação 1800 rpm 60kW

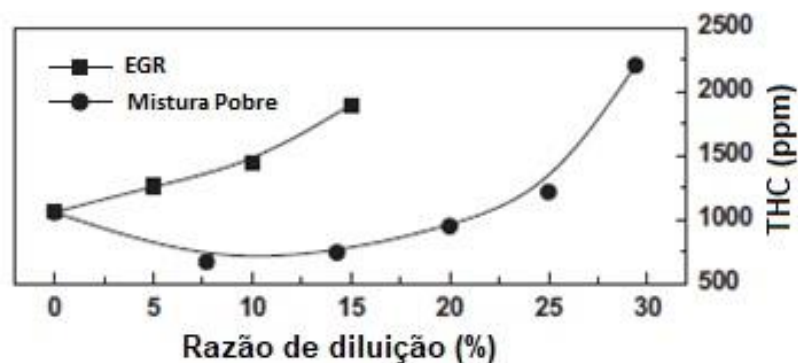


Fonte: (LEE *et al.*, 2014)

Ambas apresentam resultados experimentais que comparam a diluição da mistura com EGR e a segunda também com excesso de ar na admissão. Verifica-se que com a inserção do gás diluente (EGR) tem-se uma significativa diminuição da formação de NO_x, sendo que com a razão de diluição de 15% a 20% a concentração resultante de NO_x é desprezível.

Em contrapartida da redução das emissões de NO_x, na Figura 7 pode-se observar o aumento da concentração de combustível não queimado, que se manifesta na forma de hidrocarbonetos não queimados (ou Total Hydrocarbon - THC) com uma maior razão de diluição da mistura com EGR.

Figura 7 - Emissões de THC em função da razão de diluição em um motor de ignição por faísca, operação 1800 rpm 60kW



Fonte: (LEE *et al.*, 2014)

Isso acontece devido, principalmente, à frente de chama não se propagar tão rapidamente em função do impacto da presença do gás diluente, causando assim uma combustão mais

lenta (LEE *et al.*, 2014) e, a partir de certas porcentagens de EGR, a instabilidade dela e a queima parcial da mistura. Adicionalmente, a redução da temperatura de combustão e da concentração de O₂ impactam no aumento de THC.

A adição dos gases de escapamento na admissão deve ser usada de forma a não prejudicar significativamente as emissões de THC, que é consequência de um aumento da variabilidade¹ na combustão e pode chegar a níveis em que a operação do motor se torna instável.

2.3 VARIABILIDADE NA COMBUSTÃO

O motor de ignição por faísca quando está operando com excesso de ar ou com EGR apresenta um aumento na duração da fase de queima rápida e nas flutuações ciclo a ciclo, pois o gás de diluição deteriora a qualidade da combustão, podendo chegar ao ponto da operação do motor se tornar irregular e instável.

À medida que a fração de EGR aumenta, todas as etapas do processo de combustão se alongam, podendo chegar ao ponto de não haver tempo suficiente para que a combustão se complete dentro do cilindro ou que a chama se apague durante o ciclo ou, ainda, pode haver ciclos que há falhas de ignição e a mistura não inflama (HEYWOOD, 2018). Assim a fração de EGR adicionada deve ser limitada para que o motor opere de forma estável.

Uma medida muito utilizada para quantificar a estabilidade da combustão em um motor é o coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada – COV_{PMEI} – definido como a razão entre o desvio padrão da pressão média efetiva indicada (PMEI) e a média da PMEI, usualmente expressa em porcentagem, conforme apresentado na equação (5)

$$COV_{PMEI} = \frac{\sigma_{PMEI}}{PMEI} \times 100 \quad (5)$$

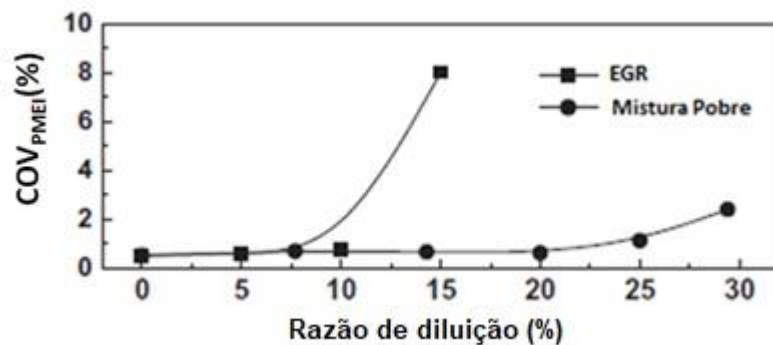
O coeficiente COV define a variabilidade cíclica no trabalho indicado, demonstrando a instabilidade e repetibilidade do ciclo frente à média de operação do motor, e é um parâmetro de grande importância no estudo de motores. Segundo (HEYWOOD, 2018) o valor de COV_{PMEI} entre 2 e 5% garante uma estabilidade na dirigibilidade do veículo, dependendo das

¹ Utiliza-se o termo variabilidade para designar a instabilidade da combustão como consequência da não homogeneidade da mistura que causa piores condições na combustão

conduções de operação do motor. Na experiência da autora, esse valor já está reduzido para cerca de 3%.

Na Figura 8 é apresentado um aumento significativo do COV_{PMEI} para uma fração volumétrica de 15% de EGR, chegando a 8%, valor acima dos padrões recomendados. Isso aponta a instabilidade na combustão.

Figura 8 - COV em função da razão de diluição em um motor de ignição por faísca, operação 1800 rpm 60kW



Fonte: (LEE *et al.*, 2014)

Vale ressaltar que, dependendo da condição operacional do motor - rotação e carga - torna-se possível adicionar mais ou menos EGR. Em pontos de funcionamento de baixa rotação e carga, a tendência é que o motor atinja COVs mais altos com razões de diluição menores quando comparados a rotações e cargas mais altas.

Além disso, observa-se que o EGR tem um aumento na instabilidade do motor em uma razão de diluição menor do que com excesso de ar - isso ocorre porque a presença de EGR causa uma redução substancial na velocidade de chama laminar e esse efeito é muito maior do que quando adicionado o excesso de ar (HEYWOOD, 2018) (KOLODZIEJ *et al.*, 2017).

Para se atingir baixos níveis de variabilidade na combustão, de emissões de NO_x e outros ganhos que serão descritos mais a frente é necessário que se entenda o funcionamento dos sistemas de recirculação.

2.4 EGR

O sistema de EGR consiste na separação de uma fração de gases de escape, e posterior

reinserção desses gases na admissão. Nos motores que possuem a tecnologia EGR aplicada é necessário que sejam adicionados novos componentes e que estes componentes sejam controlados. Os gases de escape saem do escapamento e entram no coletor de admissão, neste caminho pode haver trocadores de calor, válvulas de controles e/ou misturadores. O conhecimento do funcionamento desses componentes e da sua necessidade é essencial para obter um sistema de EGR aplicado com a maior eficiência de conversão energética do motor associada a uma redução da emissão de gases poluentes.

2.4.1 Sistema de EGR

Segundo Abd-Alla (ABD-ALLA, 2001) algumas razões podem ser atribuídas ao salto no interesse da utilização dos sistemas de EGR. A primeira, já discutida na seção 2.1, é a realidade vivida pelas fabricantes de veículos com patamares de emissões cada vez mais restrito. Adicionalmente, o cenário de mobilidade urbana tem como característica para os veículos, na maior parte do tempo, a operação em cargas parciais e reduzidas, exatamente onde o sistema de EGR opera melhor. E, junto a isso, destacam-se avanços técnicos no desenvolvimento de válvulas de EGR e refino nos sistemas de controle para melhor desempenho na resposta em operação em regime transiente.

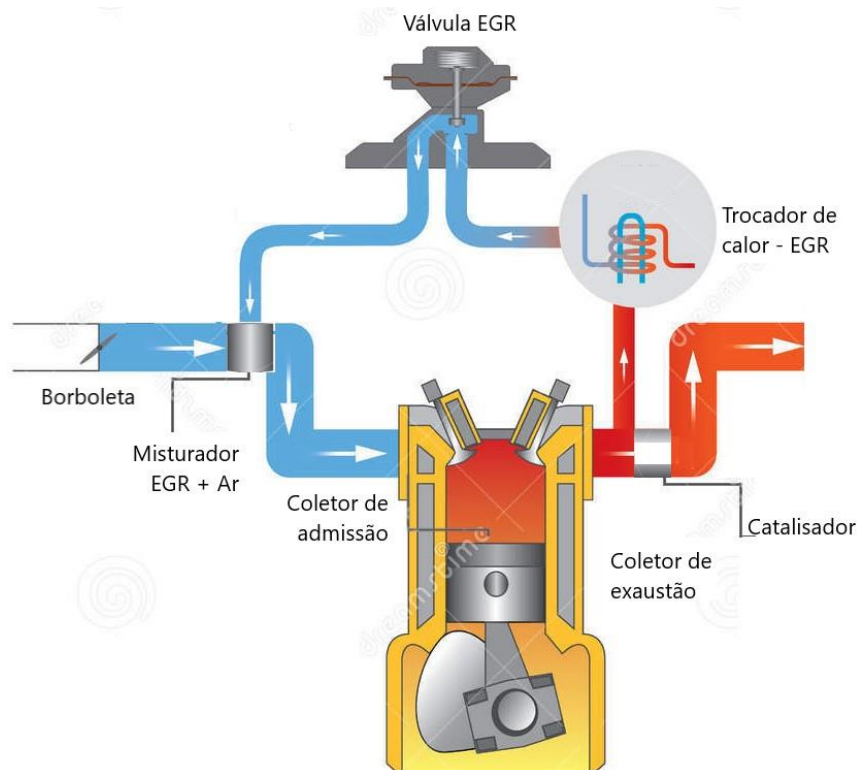
A válvula EGR é o principal item que permite que seja feito o controle da quantidade de EGR inserido no coletor de admissão, e uma boa calibração do sistema leva a uma repetibilidade na operação do motor. Além desse item, os principais componentes necessários para a concepção de um sistema de EGR são:

- Misturador EGR + Ar;
- Tubulação e peças de acoplamento;
- Trocador de calor, dispensável dependendo do sistema adotado;
- Circuito de controle da abertura da válvula;
- Termopares.

A Figura 9 é um esquema que apresenta a estrutura básica do sistema EGR com alguns desses principais componentes. Pode-se observar que parte dos gases de escape é direcionado para um trocador de calor e, após resfriada, passa pela válvula EGR que, normalmente, é controlada

eletronicamente e adicionado novamente na admissão depois da borboleta através de um misturador.

Figura 9 - Esquema genérico de um sistema de EGR



Fonte: Adaptado de (CHOMPIPAT)

O misturador EGR + Ar é um item que pode ou não ser usado, embora seu uso seja recomendado para uma melhor distribuição de EGR entre os cilindros. É essencial para o controle e bom funcionamento de um motor com EGR que a mistura entre ar e gases de recirculação seja homogênea, garantindo que todos os cilindros recebam a mesma quantidade de EGR (KERESZTY, KISZELY e NÉMETH, 2011).

Quando inserido no sistema, o misturador deve garantir a homogeneidade na mistura de gases na entrada de cada cilindro, a uniformidade da fração de EGR, não podendo introduzir uma grande perda de carga na admissão e permitindo que o motor opere também com maior eficiência volumétrica quando está trabalhando em condições de plena carga, onde não há inserção de EGR. Trabalhos como o de (KERESZTY, KISZELY e NÉMETH, 2011) estudaram diversas geometrias possíveis para um misturador EGR, buscando o projeto mais adequado.

Segundo (KERESZTY, KISZELY e NÉMETH, 2011) a quase totalidade da mistura ocorre no misturador do EGR e no cotovelo da tubulação de admissão, não havendo grandes variações na mistura durante o percurso no coletor de admissão estudado. No entanto, a geometria do coletor pode favorecer que algum dos cilindros receba maior ou menor quantidade de EGR.

Essa quantidade de EGR ou fração de EGR é um importante conceito para análise de sistemas de recirculação de gases de escape. A definição da porcentagem de EGR relaciona a quantidade de gases queimados que estão presentes na mistura ar, EGR e combustível e a os gases queimados que são expelidos para a atmosfera.

A porcentagem de EGR no motor pode ser definida de diversas maneiras, entre elas, a definição a partir das quantidades mássicas (HEYWOOD, 2018), conforme mostra a equação (6).

$$EGR (\%) = \frac{m_{EGR}}{m_{admitida \text{ por ciclo}}} \quad (6)$$

onde m_{EGR} é a massa de EGR admitida no ciclo e $m_{admitida \text{ por ciclo}}$ corresponde a massa de ar mais a massa de EGR admitida em um ciclo.

Porém, a prática demonstra que pode ser difícil realizar medições das vazões mássicas com baixa incerteza, assim devendo-se recorrer a uma definição com abordagem laboratorial, levando em conta a concentração de CO_2 no escape, na admissão e no ambiente. Liu *et al.* (LIU *et al.*, 2017) definem a razão de EGR em função das concentrações de dióxido de carbono segundo a equação (7).

$$EGR = \frac{[CO_2]_{admissão} - [CO_2]_{ambiente}}{[CO_2]_{escape} - [CO_2]_{ambiente}} \quad (7)$$

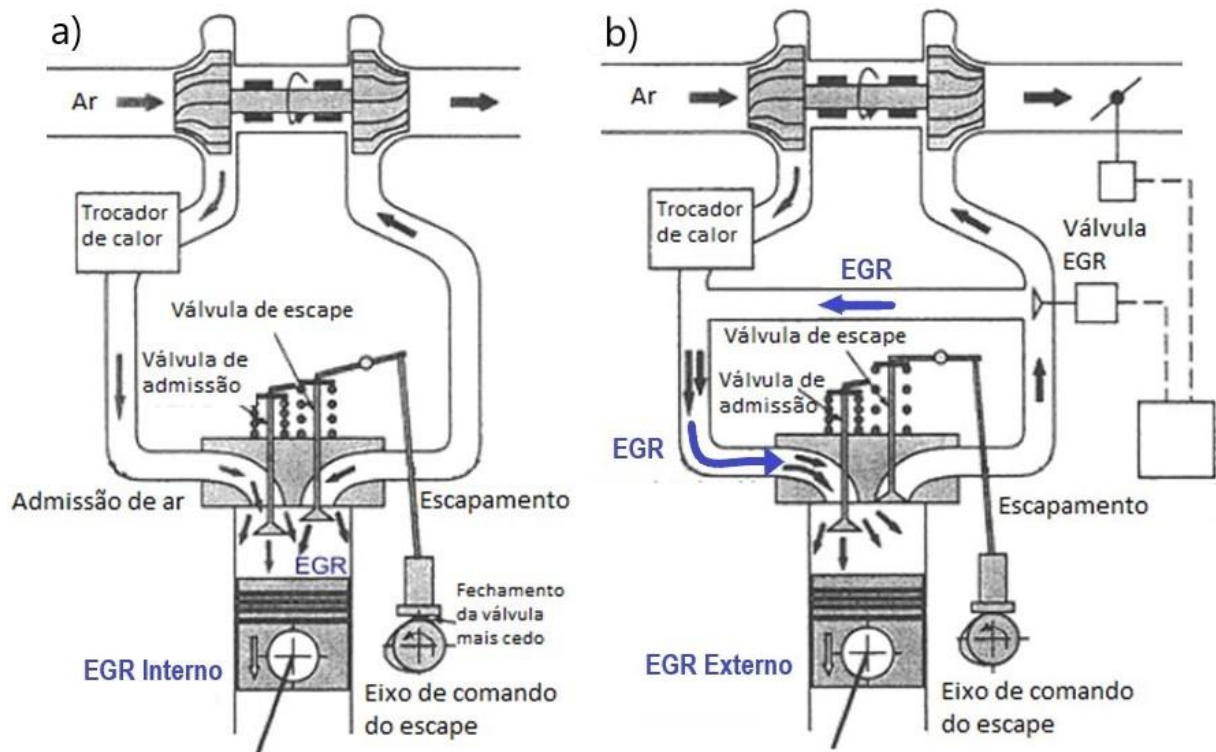
Onde $[CO_2]$ representa a fração em volume do gás no fluxo. Este foi o método de cálculo empregado nesse trabalho.

As informações apresentadas até aqui mostram algumas das preocupações e características de um sistema de recirculação de gases de escape, mas esse sistema pode ainda ser classificado por outros parâmetros.

2.4.2 Configurações usuais

Os sistemas de EGR podem ser classificados como EGR interno ou EGR externo. Os dois são apresentados em esquema na Figura 10.

Figura 10 - EGR externo e interno



Fonte: (JÄÄSKELÄINEN e KHAIR, 2016)

No sistema de EGR interno, Figura 10 (a), uma parte dos gases resultantes da queima no interior da câmara de combustão é retida no cilindro, antes de iniciar o ciclo de admissão seguinte. O termo EGR nesse caso não é tecnicamente correto, pois não há a efetiva recirculação dos gases de escape, porém é comumente utilizado. Adicionalmente, no sistema de EGR interno não é possível arrefecer os gases e eles estão em altas temperaturas, conhecido como *hot EGR*.

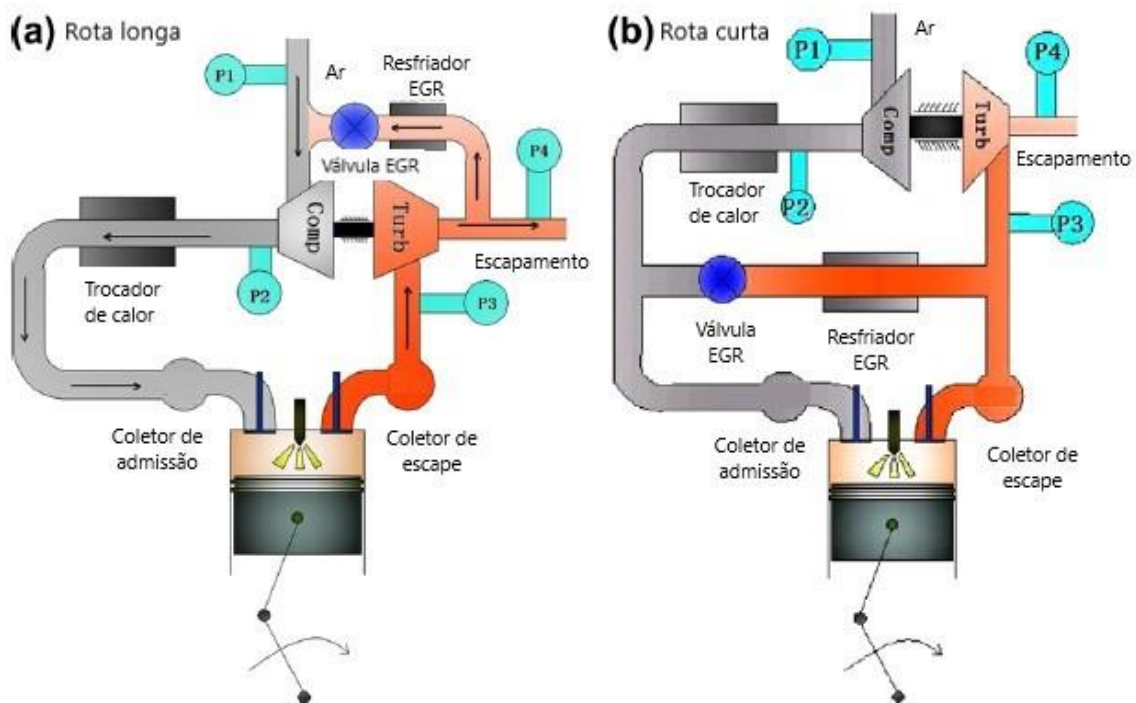
A retenção dos gases de escapamento ocorre com a abertura e conseqüente fechamento mais cedo da válvula de escape, o que impossibilita que todos os gases queimados sejam expelidos para fora do cilindro. Esse artifício requer um comando variável de válvulas aprimorado, capaz de alternar rapidamente os perfis de abertura e fechamento para atingir qualquer

sincronização das válvulas, caso contrário, é impossível controlar de forma independente e eficaz a proporção de EGR. Isso encarece e limita muito a aplicação do EGR interno (WEI *et al.*, 2012) (LIU *et al.*, 2017). Existem pesquisadores que estudaram em detalhes os efeitos da sobreposição de válvulas e fração residual de gases no cilindro (LANZANOVA *et al.*, 2019) (LANZANOVA, 2017), neste trabalho o foco é uso do EGR externo.

No sistema de EGR externo, Figura 10 (b), parte dos gases que saem do escapamento é direcionada para a válvula EGR e posteriormente para a admissão. Esses gases podem ser coletados antes ou depois do catalisador e podem ou não serem arrefecidos. Se arrefecidos são chamados de *cooled* EGR. Além disso, nesse sistema existem dois tipos possíveis de construção.

As duas configurações usualmente adotadas são: *long route*, também conhecido como sistema de baixa pressão, e o *short route* ou alta pressão, e estão representadas na Figura 11 (a) e (b), respectivamente, em um desenho esquemático.

Figura 11 - Sistemas long route e short route



Fonte: (WEI *et al.*, 2012)

O sistema *long route* está presente em motores turbo comprimidos. Nesse caso os gases de

recirculação são separados após a turbina, resfriados no *intercooler* e misturados com o ar atmosférico antes do compressor, caminho mais longo que do sistema de *short route*, levando à sua nomenclatura (WEI *et al.*, 2012).

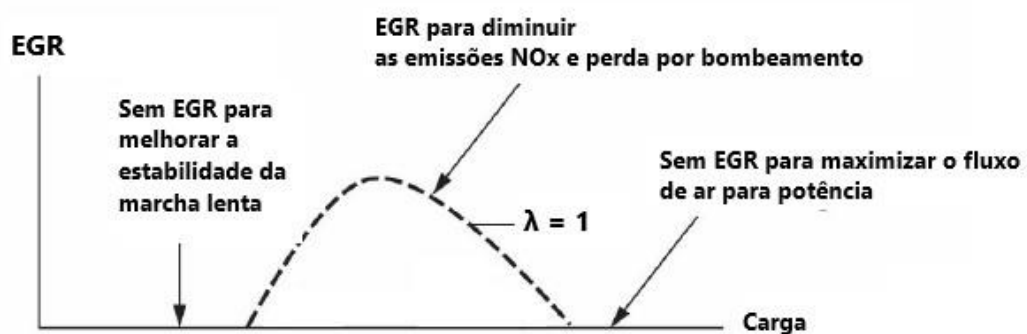
O sistema *short route* pode ser usado tanto para motores sobre alimentados quanto para motores naturalmente aspirados. Os gases queimados são coletados diretamente no escape, passam pelo trocador de calor, se houver, e são inseridos no coletor de admissão ou após o compressor, para motores turbo (WEI *et al.*, 2012).

O efeito de arrefecer ou não os gases de escapamento no sistema de EGR externo é extremamente importante e ambos possuem vantagens e desvantagens. Antes de apresentar esses pontos será explicado como o EGR impacta na eficiência de motores de combustão interna de ignição por faísca.

2.4.3 Impacto na eficiência do motor

A recirculação dos gases de escapamento em motores de combustão interna de ignição por faísca, além de diminuir as emissões de NO_x conforme discutido na seção 2.2, aumenta a eficiência e diminui o consumo de combustível. Ao se utilizar EGR, a porcentagem de gases reciclados aumenta em baixas e, no máximo, médias cargas e então diminui até chegar à condição de borboleta completamente aberta, conforme apresentado na Figura 12 (HEYWOOD, 2018). Justamente nessas regiões de baixas e médias cargas é possível obter redução no consumo específico do motor.

Figura 12 - Variação de EGR em função da carga



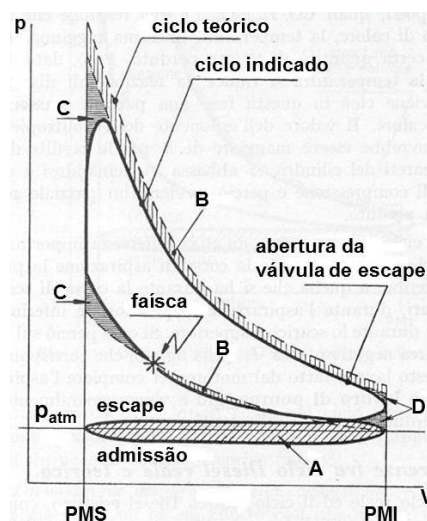
Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 2018)

O EGR pode ser usado para outras finalidades e em outros pontos de operação como mostra (WEI *et al.*, 2012) em sua revisão do uso de EGR arrefecido para supressão de *knock*. Porém, esse trabalho foca somente no seu uso para redução das emissões e melhoria na eficiência.

A diminuição no consumo específico de combustível em motores de injeção no pósito acontece devido ao menor gasto de energia gasto pelo trabalho de bombeamento pelo motor ao aspirar ar para dentro da câmara de combustão. Isso ocorre devido ao aumento da pressão total de admissão que reduz as perdas por bombeamento. Nesses motores, a duração da combustão e as flutuações pioraram após a inserção de EGR, porém a qualidade da combustão pode ser melhorada ao otimizar o tempo de ignição e aumentar a pressão de admissão (LIU *et al.*, 2017).

Ao adicionar EGR, ocorre uma diminuição do torque e da potência de saída, porém com uma maior abertura da borboleta para aumentar a densidade de ar dentro dos cilindros é possível manter o mesmo torque e potência anteriores (LIU *et al.*, 2017). Com isso, diminui-se o trabalho de bombeamento e, conseqüentemente, melhora-se a eficiência de conversão de energia do motor Otto em cargas parciais. O trabalho de bombeamento é representado graficamente pela área inferior (indicada pela seta A) em uma curva Pressão vs. Volume, Figura 13.

Figura 13 - Gráfico de pressão em função do volume da câmara de combustão

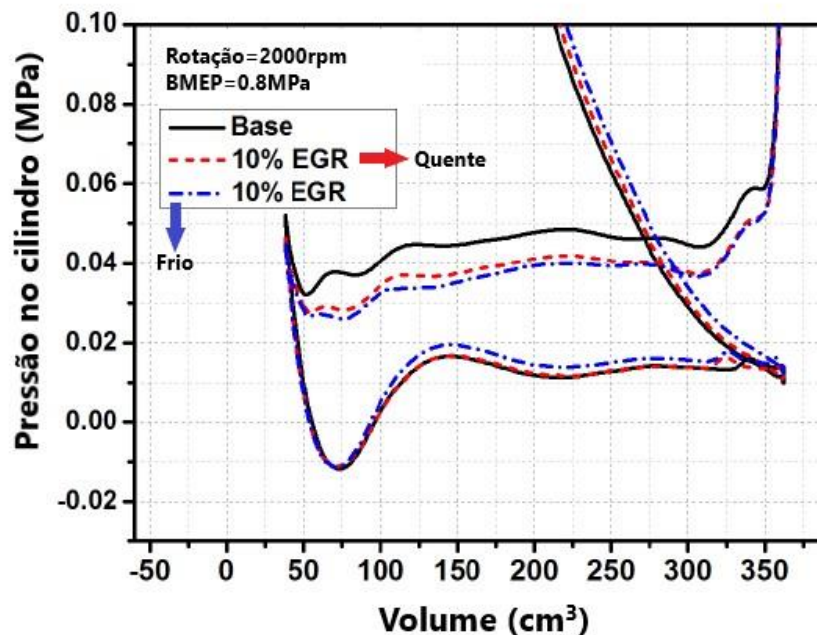


Fonte: (ZABEU, 2017)

O trabalho de bombeamento nada mais é do que as resistências no canal de admissão que o motor enfrenta ao admitir ar – borboleta, válvulas, curvas.

O trabalho de (LIU *et al.*, 2017), que estuda o efeito da temperatura do EGR em motores de injeção no pósito, mostra o efeito da maior abertura da borboleta que resultou em uma redução de aproximadamente de 25% no trabalho de bombeamento e conseqüentemente uma diminuição entre 1-2% no consumo de combustível. A Figura 14 foca somente nos tempos de admissão e exaustão do motor, que é onde pode-se observar o efeito bombeamento.

Figura 14 - Bombeamento sem diluição, com EGR quente e EGR frio em um motor de ignição por faísca operando em 2000 rpm e 0,8 MPa BMEP

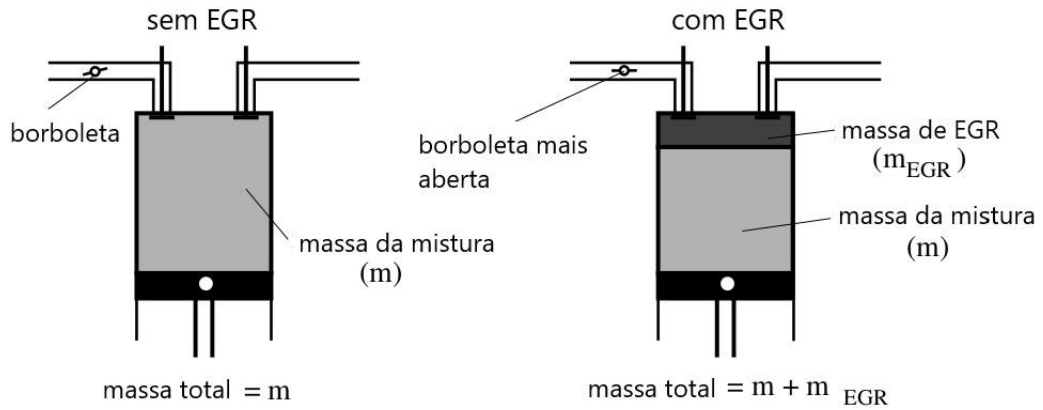


Fonte: (LIU, ZHANG, et al., 2017)

Adicionalmente, a maior abertura da borboleta ocorre pelo fato de o EGR ser um gás diluente. Uma vez que motores Otto trabalham próximos da estequiometria, e não há excesso de ar, os seus principais produtos da combustão são CO_2 e o vapor de água (H_2O) (ABD-ALLA, 2001). Portanto, em um sistema de EGR a quantidade de comburente admitido será sempre aproximadamente a mesma para uma dada condição de operação (rotação e torque). Porém, para compensar o volume ocupado pelo gás diluente abre-se mais a borboleta, conforme

apresentado na Figura 15.

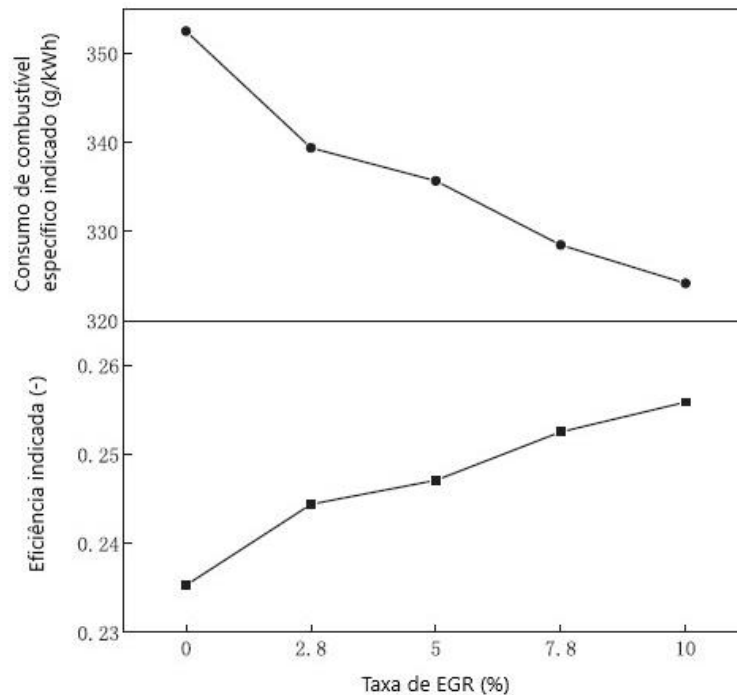
Figura 15 - Efeito representativo da adição de EGR na borboleta



Fonte – Adaptado de (ABD-ALLA, 2001)

O trabalho de Yu *et al.* (YU *et al.*, 2020) que trata sobre o efeito do EGR em um motor de ignição por faísca utilizando o querosene de aviação como combustível apresenta uma queda significativa no consumo de combustível específico indicado, em torno de 7%, assim como uma melhora na eficiência indicada do motor, como pode ser observado na Figura 16.

Figura 16 - Eficiência e consumo indicado em um motor 1,2 L de ignição por centelha utilizando querosene e operando em 4500 rpm e 0,71 MPa (0% EGR) de PMEI



Fonte: (YU *et al.*, 2020)

A melhora na eficiência e a diminuição no consumo de combustível é obtida até uma porcentagem específica de EGR, que varia dependendo do ponto de operação, do motor e do combustível utilizado. A literatura indica que este ponto esteja entre 10 e 15% de EGR (HEYWOOD, 2018) para motores de combustão por faísca utilizando gasolina – acima dessas frações a variabilidade e a instabilidade na combustão aumenta significativamente. Utilizando-se o etanol como combustível espera-se maior tolerância à diluição e o porquê disto será discutido na seção 2.6.

A melhora na eficiência só é obtida após ajustes no tempo de ignição, conforme citado, devido ao impacto que o EGR traz para a duração da combustão.

2.4.4 Impacto na duração da combustão

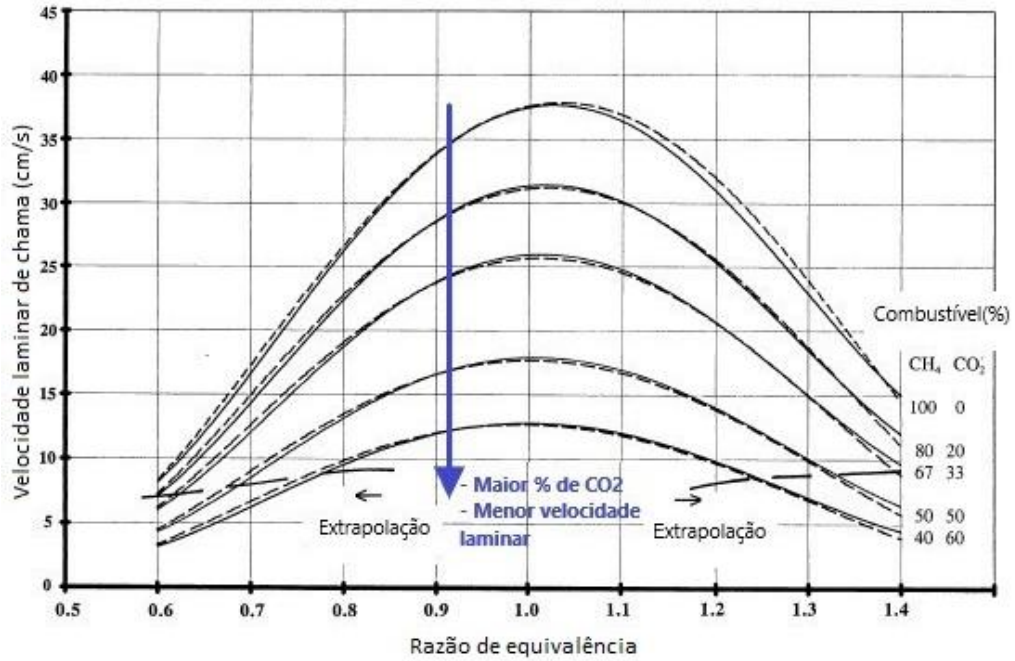
A inserção de EGR prolonga os processos de desenvolvimento e propagação de chama, e isso requer que a faísca aconteça mais cedo para manter o motor trabalhando no seu ponto ótimo para cada condição.

A diluição da mistura ar/combustível estequiométrica com EGR aumenta os componentes inertes da mistura – CO₂ e H₂O – o que diminui a capacidade da chama se propagar nas diversas direções no interior da câmara de combustão devido à menor velocidade de chama laminar.

Stone, Clark e Beckwith (STONE, CLARK e BECKWITH, 1998) fizeram um experimento em uma câmara esférica de volume constante com diferentes tipos de diluentes, inclusive com o CO₂, principal componente do gás queimado, e observaram uma queda significativa da velocidade laminar de chama conforme Figura 17. O CO₂ tem maior calor específico e menor difusividade térmica, quando comparado ao ar, o que diminui a velocidade das reações químicas na câmara de combustão tornando os processos mais lentos (ZHANG *et al.*, 2017).

A menor velocidade laminar da chama implica em uma maior duração da combustão tornando-se necessário que a ignição ocorra mais cedo quando comparado com a operação sem EGR. Essa adequação do instante de ignição objetiva que se obtenha o torque máximo de eixo (em inglês, MBT, *Maximum brake torque*) para a condição de rotação e carga estipulados.

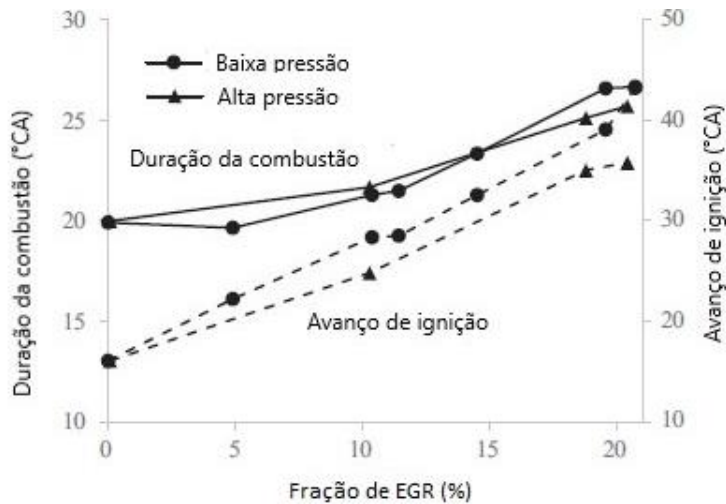
Figura 17 - Variação da velocidade laminar de chama de uma mistura metano/ar a 1 bar e 298 K diluindo com CO₂



Fonte: Adaptado de (STONE, CLARK e BECKWITH, 1998)

A Figura 18 apresenta os resultados da duração de combustão e avanço de ignição obtidos por Shen *et al.* (SHEN *et al.*, 2017) para sistemas de alta e baixa pressão. Observa-se que, para o sistema de alta pressão, devido às maiores temperaturas de EGR, obtém-se menores duração de combustão e avanço de ignição.

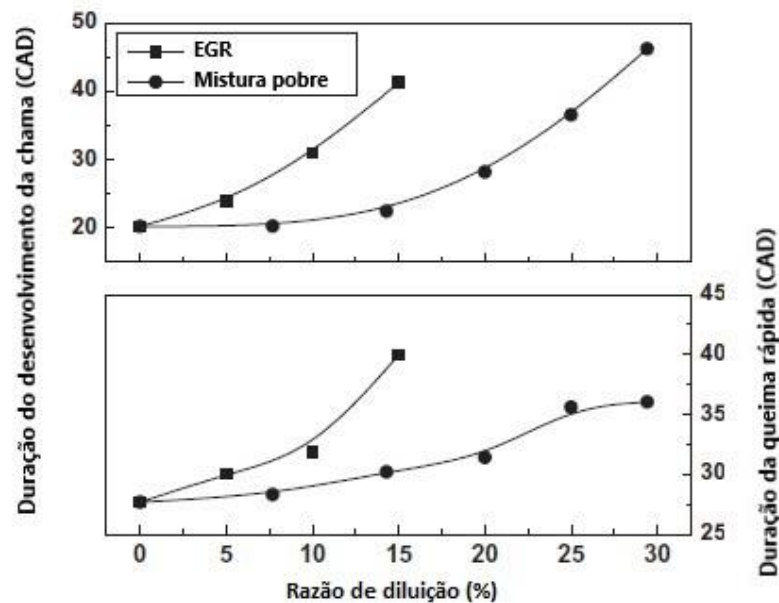
Figura 18 - Duração da combustão e avanço de ignição em diferentes frações de EGR de um motor de ignição por faísca operando em 2000 rpm e 8 bar de BMEP



Fonte: (SHEN *et al.*, 2017)

Já a Figura 19 mostra o efeito da diluição, com EGR e ar, na duração da combustão. Na parte superior, é mostrada a evolução do intervalo do ângulo de manivela entre a faísca e o momento em que 10% da massa que está no cilindro é queimada (0-10%) e, na parte inferior o intervalo do ângulo de manivela entre 10% e 90% (10-90%) da fração de massa queimada. Observa-se que ambas as fases são significativamente afetadas e, como já descrito, para uma mesma fração de EGR e ar, o EGR tem um efeito retardante na combustão.

Figura 19 - Duração da combustão em função da razão de diluição de um motor de ignição por centelha operando em 1800 rpm 60kW



Fonte: (LEE *et al.*, 2014)

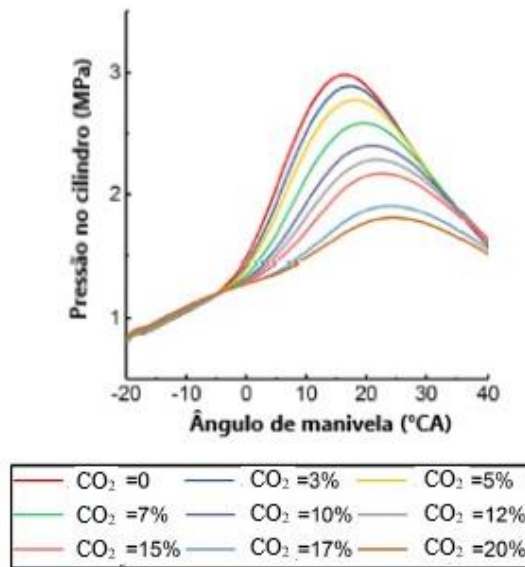
A menor velocidade no desenvolvimento da chama e a maior duração de combustão resultam em menores pressões nos cilindros e comportamentos diferentes na liberação do calor quando comparado com a operação do motor sem EGR.

2.4.5 Impacto na pressão do cilindro e na taxa de liberação de calor

O atraso e o prolongamento da combustão geram menores pressões no cilindro. E conforme pode-se observar na Figura 20, além de pico de pressões menores à medida que a razão de diluição aumenta, há também um atraso no acontecimento do pico. Zhang *et al.* (ZHANG *et al.*, 2017) estudou a adição de diferentes tipos de diluentes na admissão verificando apenas

os seus efeitos na combustão e emissões, sem ajustar o ponto de ignição para obtenção do MBT.

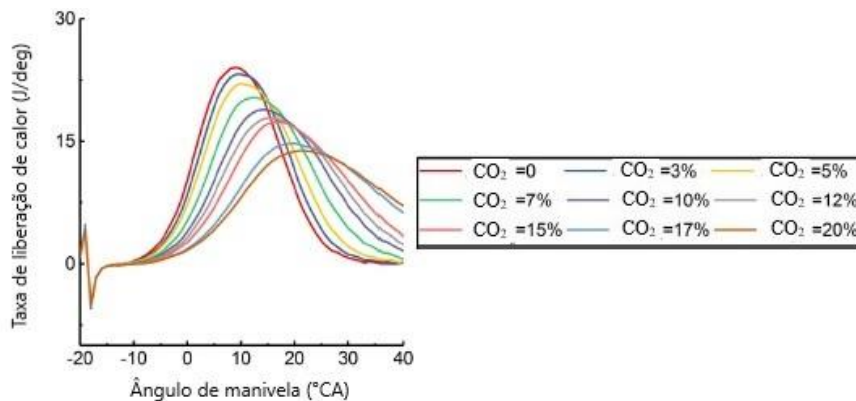
Figura 20 - Variação da pressão com o aumento de CO₂ no cilindro em um motor de ignição por faísca 1,4 L operando em 2000 rpm e quantidade fixa de combustível de 3,1 kg/h e lambda 1



Fonte: (ZHANG *et al.*, 2017)

Junto a isso tem-se um comportamento diferente na taxa de liberação de calor (em inglês, *heat release rate*). Observa-se na Figura 21 que com o aumento de CO₂ na mistura a quantidade de calor liberada por ângulo vai diminuindo devido a uma combustão cada vez mais lenta. Assim, pode-se chegar a situações, com grande quantidade de diluente, onde esse processo fica tão lento que não se observa mais a queima completa do combustível.

Figura 21 - Taxa de liberação de calor com a variação de diluente em um motor de ignição por faísca 1,4 L operando em 2000 rpm e quantidade fixa de combustível de 3,1 kg/h e lambda 1



Fonte: (ZHANG *et al.*, 2017)

A combustão começa antes do final do curso de compressão, continua até a parte inicial do curso de expansão, termina após o ponto morto inferior (PMI) do ciclo e o pico de pressão no cilindro ocorre um pouco depois do ponto morto superior (PMS). Em condições sem EGR, se o início do processo de combustão for progressivamente avançado antes do PMS, a transferência de trabalho do curso de compressão aumenta, assim como a transferência de calor para as paredes da câmara de combustão. Se o final do processo de combustão for progressivamente atrasado pelo retardo do ponto de ignição, o pico de pressão do cilindro ocorre mais tarde no curso de expansão e é reduzido em magnitude. A temporização ideal, que fornece o MBT ocorre quando as magnitudes dessas duas tendências opostas se compensam (HEYWOOD, 2018).

Segundo (HEYWOOD, 2018) o valor de ângulo no qual obtém-se o ângulo ótimo em que 50% da energia é liberada (CA50) é em torno de 8° , para condições de operação sem diluente. Porém, como explicado, quando se adiciona EGR a curva de pressão, a taxa de liberação de calor, a velocidade laminar de chama, a propagação da frente de chama e a temperatura mudam.

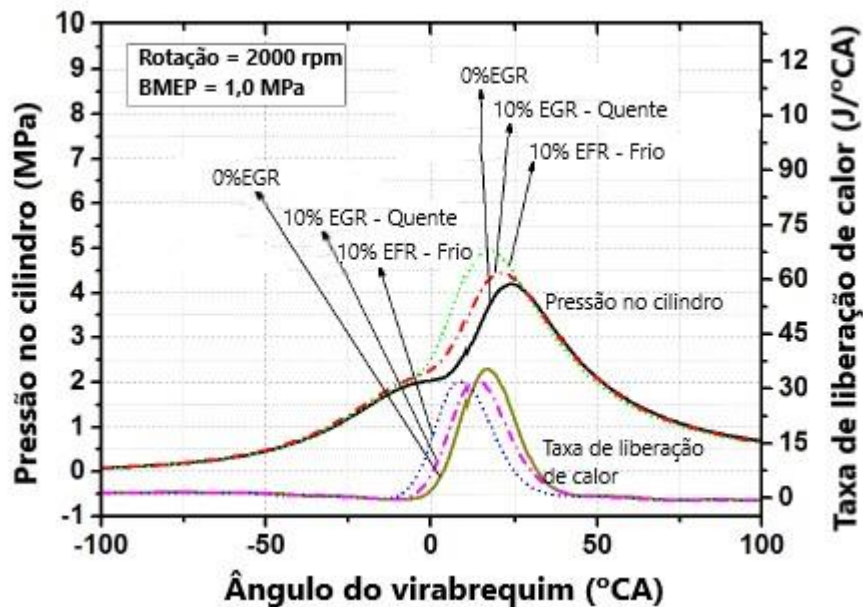
Além disso, a dispersão entre os perfis de queima (10-90% e PMEI) inicialmente simétricos aumenta de forma assimétrica com condições mais diluídas. Essa assimetria será substancialmente incrementada com a maior duração da fase inicial de 0-10%. À medida que uma mistura se torna mais diluída, ocorre uma propagação crescente na distribuição da duração da queima de 0-10%, ou seja, um aumento na dispersão de 0-10% e um prolongamento da duração da queima de 0-10% (média), o que aumenta a assimetria de combustão (AYALA e HEYWOOD, 2007).

Conseqüentemente, o CA50 deixa de ter um comportamento linear quando a variabilidade de combustão se desenvolve, particularmente em condições com diluente (AYALA e HEYWOOD, 2007), o que pode levar a um CA50 ótimo com EGR diferente de 8° .

Liu *et al.* (LIU *et al.*, 2017) estudando o efeito na combustão e nas emissões da temperatura do EGR em motores a gasolina com injeção no pórtrico (em inglês, *Port Fuel Injection – PFI*), comprovaram o que foi dito anteriormente. Nos seus experimentos foi observado que, para

diferentes condições da pressão média efetiva indicada (em inglês, *Brake mean effective pressure – BMEP*), obteve-se CA50 distintos com o objetivo de se atingir o MBT. A Figura 22 mostra o comportamento da taxa de liberação de calor após o devido ajuste no tempo de ignição. A faísca é adiantada, consequentemente a liberação de calor se inicia mais cedo e finaliza aproximadamente no mesmo ângulo que a operação sem EGR. Adicionalmente, observa-se pico ligeiramente maiores de pressão dos pontos com EGR quando comparados aos sem EGR.

Figura 22 - Comparação da pressão no cilindro e taxa de liberação de calor com e sem EGR em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm e BMEP de 1,0 MPa



Fonte: (LIU, ZHANG, et al., 2017)

Assim como diferentes valores de CA50 trazem efeitos distintos na combustão e na eficiência do motor, na próxima seção pode-se verificar que a temperatura de EGR também tem impacto nesse sentido.

2.5 EFEITO DA TEMPERATURA DO EGR

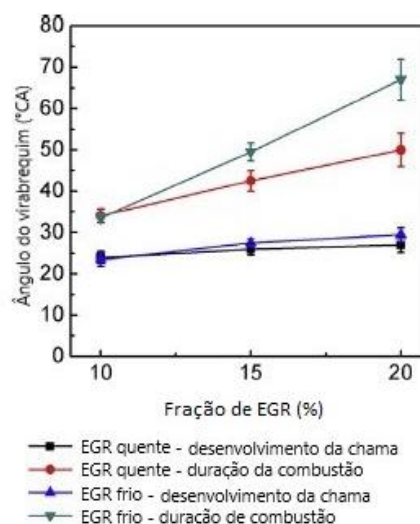
Os sistemas de EGR externo podem ou não conter um controle de temperatura, porém é mais comum que o tenham. A temperatura do EGR afeta diversos fatores, entre os quais a eficiência e as emissões de poluentes.

O EGR quando resfriado passa por um trocador de calor antes de se misturar com o ar de admissão. O seu uso, quando comparado com o EGR quente, aumenta a densidade da mistura admitida na combustão e conseqüentemente a eficiência volumétrica do motor, ao mesmo tempo que a menor temperatura reduz as emissões de NO_x e suprime os eventos de *knock* em cargas elevadas. Já o uso do EGR quente diminui a variabilidade ciclo a ciclo, diminui a duração da combustão e gera menores valores de emissão de THC (WEI *et al.*, 2012).

Xie *et al* (XIE *et al.*, 2017) apresentou em seu trabalho os efeitos do EGR quente em relação ao frio no desempenho e emissões de um motor de injeção direta. Em seus testes foram investigadas frações de EGR de 10 a 20 %. Além disso, a temperatura de entrada do método EGR quente aumentou em 6,1 °C para 45,3 °C quando comparado com o método de EGR frio.

Na Figura 23 observa-se que, apesar do desenvolvimento da chama² com EGR quente ser um pouco mais rápido, quase não há diferença quando comparado com o EGR frio. Porém a duração da combustão no ponto com 20% de EGR é quase 15°CA menor com EGR quente.

Figura 23 - Desenvolvimento da chama e duração da combustão - EGR quente e frio – em função da fração de EGR em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm, ignição fixa e injeção de combustível fixa em 3,1 kg/h

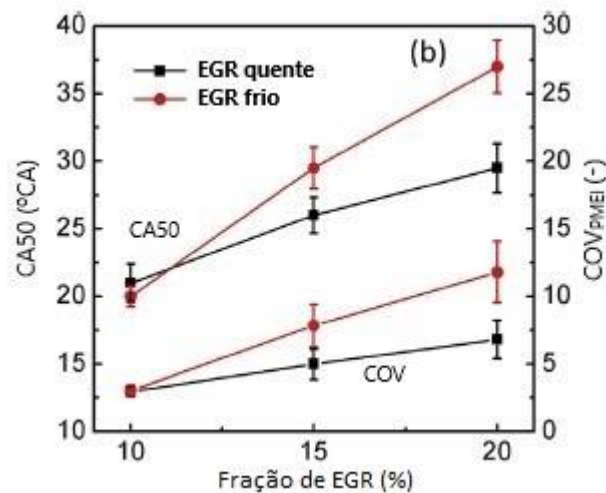


Fonte: (XIE *et al.*, 2017)

² O desenvolvimento da chama é definido pelo autor como o intervalo do ângulo da manivela entre a ignição e o início da combustão. A duração da combustão é definida como o ângulo de manivela entre o início e o fim da combustão.

Na Figura 24, ainda do mesmo trabalho, verifica-se que com o EGR quente se obteve menor atraso no CA50 e o COV_{PMEI} com 20 % de EGR é aproximadamente a metade quando comparado a mesma condição com EGR frio. É importante ressaltar que para este trabalho o ponto de ignição foi mantido constante, observando-se os resultados com a alteração da temperatura e do aumento da fração de EGR.

Figura 24 - CA50 e COV - EGR quente e frio em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm, ignição fixa e injeção de combustível fixa em 3,1 kg/h



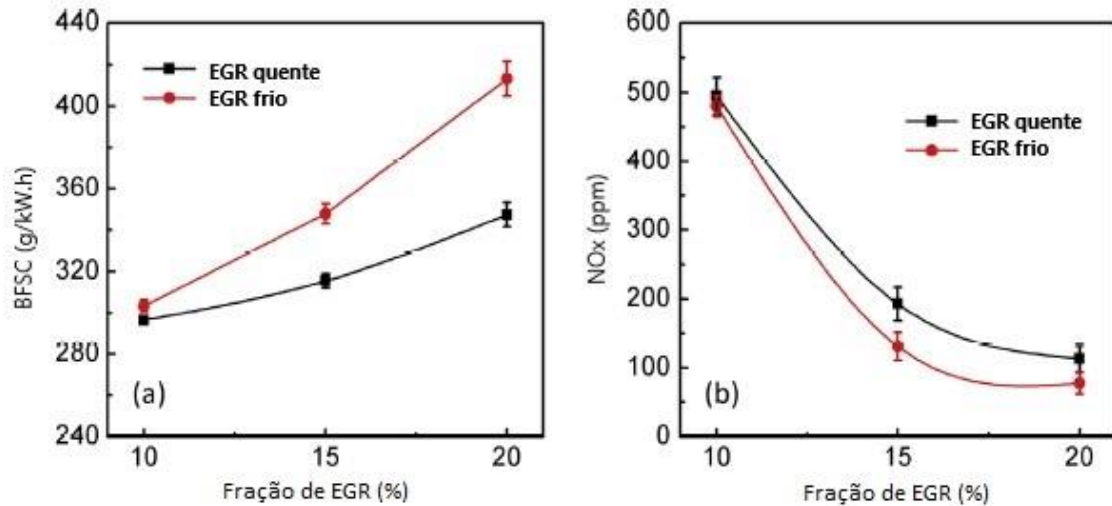
Fonte: (XIE *et al.*, 2017)

Ainda no trabalho de Xie *et al.* (XIE *et al.*, 2017) é apresentada uma diferença significativa no consumo específico de combustível devido a variação de temperatura. Na Figura 25 (a) no ponto de maior fração de EGR, observa-se um consumo específico de combustível (em inglês, *brake specific fuel consumption* – BSFC) 19% menor para o EGR quente comparado ao frio. Por outro lado, analisando a Figura 25 (b) conclui-se que com o uso do EGR frio há uma emissão um pouco menor de NO_x , que não é tão relevante em comparação com os outros ganhos descritos com o EGR a quente.

A maior temperatura de admissão do EGR quente faz com que a combustão do motor melhore. Além disso, a duração do desenvolvimento da chama do motor e a duração da combustão diminuem. Conseqüentemente o ângulo de queima de 50 % do combustível (CA50) avança e a variação de combustão ciclo a ciclo diminui. Todos esses pontos levam a crer que altas temperaturas sejam mais vantajosas para a aplicação do EGR em cargas parciais.

O trabalho de Xie, *et al.* (XIE, *et al.*, 2017) foi realizado com gasolina.

Figura 25 - BFSC (a) e NOx (b) - EGR quente e frio em um motor de ignição por centelha operando em 2000 rpm, ignição fixa e injeção de combustível fixa em 3,1 kg/h



Fonte: (XIE *et al.*, 2017)

Com o objetivo de contribuir com as investigações do uso do EGR em motores de ignição por centelha e suas consequências, este trabalho visou a utilização do etanol e suas características como biocombustível renovável alternativo proveniente da biomassa. As características desse combustível serão explicadas na próxima seção.

2.6 ETANOL

Com a crescente preocupação com as emissões de gases de efeito estufa (GHG), o uso do etanol como biocombustível renovável tem se tornado cada vez mais tema de interesse mundial de pesquisa como combustível automotivo. Além de ser um biocombustível renovável, o etanol, tem diversas características vantajosas em relação à gasolina, entre as quais podem-se citar (GINGRICH, ALGER e SULLIVAN, 2009):

- Maior calor latente de vaporização o que proporciona maior resfriamento de carga;
- Maior capacidade térmica dos produtos de combustão, proporcionando temperaturas mais baixas nos cilindros e na exaustão;
- Maior teor de oxigênio, o que diminui o potencial de subprodutos de combustão incompleta e fuligem;

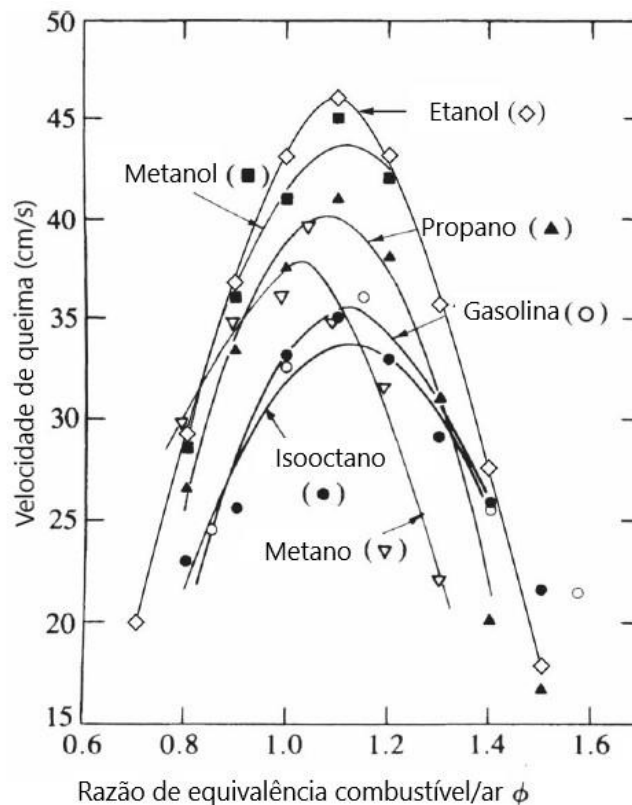
- Maior resistência à ignição espontânea, permitindo motores com maiores razões de compressão e conseqüentemente maior eficiência térmica.

Além disso, a velocidade de propagação da chama laminar do etanol é maior que a da gasolina, tornando o uso do EGR muito interessante nos motores alimentados com esse biocombustível.

O calor latente de vaporização do etanol hidratado é em torno de 0,79 MJ/kg enquanto o da gasolina é 0,36 MJ/kg, o poder calorífico do etanol é 26,0 MJ/kg e o da gasolina 42 MJ/kg e o RON do etanol 109 e da gasolina 92.

A velocidade laminar de chama da gasolina em uma condição estequiométrica (1 bar, 300K) é aproximadamente 27 cm/s, enquanto a do etanol nas mesmas condições é 42 cm/s (GINGRICH, ALGER e SULLIVAN, 2009), 55% maior do que da gasolina. Na Figura 26 pode-se observar esse fato para todas as razões combustível/ar.

Figura 26 - Velocidade laminar de chama de diferentes combustíveis



Fonte: (HEYWOOD, 2018)

A literatura indica que a maior velocidade laminar de chama do etanol implica em uma maior

tolerância à diluição com gases diluentes como o EGR (HEYWOOD, 2018), possibilitando, assim, chegar a maiores frações de EGR sem perder a estabilidade da combustão e sem elevar significativamente as emissões de THC.

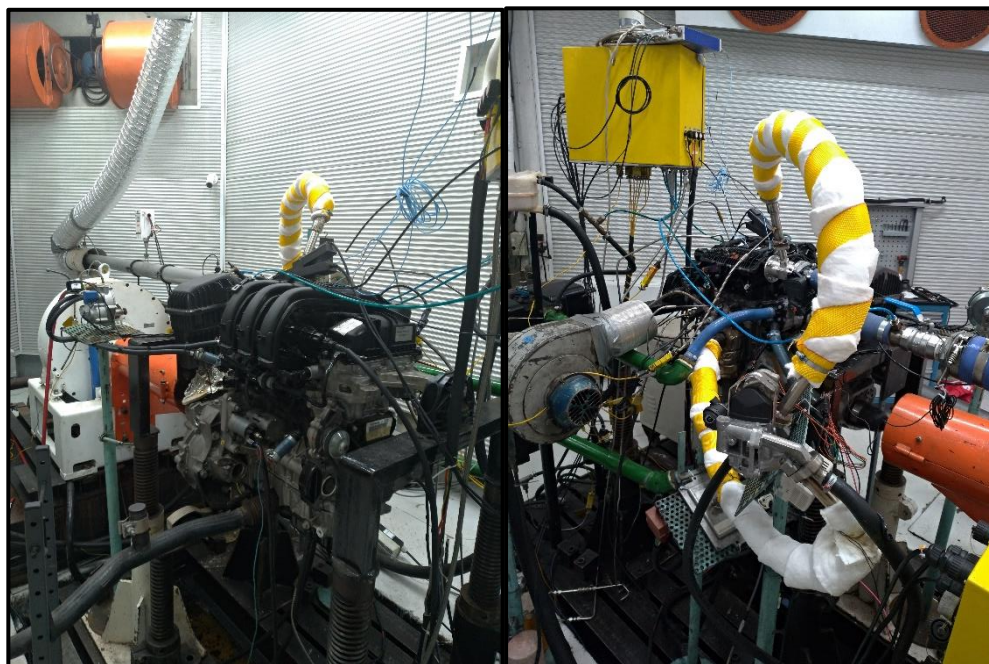
2.7 CONCLUSÕES DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Há uma extensa revisão sobre os efeitos do uso de EGR em motores de ignição por faísca, porém os estudos da influência da temperatura desse gás diluente na combustão e nas emissões associados ao etanol têm sido pouco abordados, mormente quando se utiliza etanol hidratado como combustível.

3 METODOLOGIA

O trabalho foi realizado em um motor originalmente sem a tecnologia de recirculação de gases de escape, sendo necessárias algumas adaptações para inserir o sistema de EGR (Figura 27). O motor possui três cilindros, é naturalmente aspirado, a injeção de combustível é no pórtico, possui quatro válvulas por cilindro e comando de válvulas variável, para escape e admissão. As características básicas do motor são apresentadas na Tabela 2.

Figura 27 - Motor com EGR utilizado para o trabalho



Fonte: Autora

Tabela 2 - Características básicas do motor

Volume deslocado [cm³]	1199
Diâmetro [mm]	75
Curso [mm]	90,5
Razão de compressão geométrica	12,5:1
Número de válvulas por cilindro	4
Potência (E95h) [kW]	66,2 @5750 rpm
Torque (E95h) [N.m]	127,5 @2750 rpm

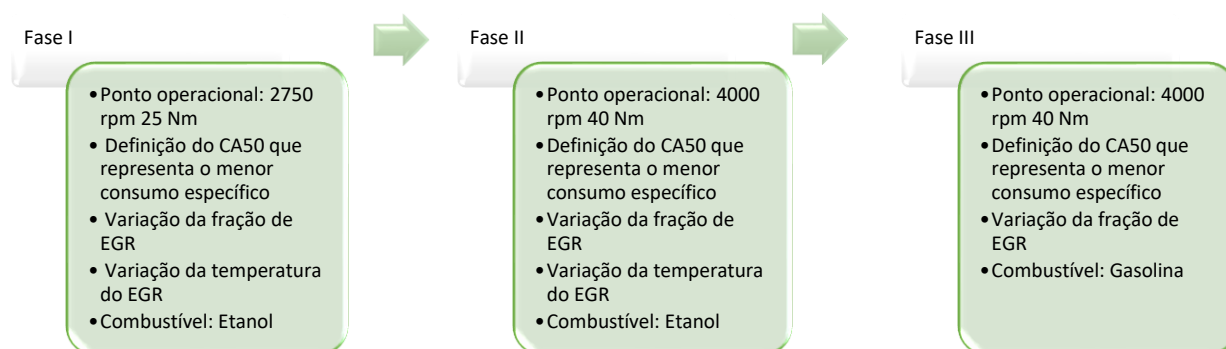
Fonte: Autora

Os dados foram coletados em um dos dinamômetros disponíveis na Divisão de Motores e

Veículos do IMT, no laboratório de pesquisa, onde o motor foi montado e instrumentado.

Os ensaios experimentais foram divididos em três fases, conforme mostrado na Figura 28: nas duas primeiras foram realizados os ensaios de variação de CA50, variação da fração de EGR e a variação da temperatura de EGR com etanol e na terceira ensaios com gasolina objetivando comparar o comportamento desse combustível em relação ao etanol. Na primeira fase foram encontradas algumas limitações nos ensaios, o que levou à necessidade de uma segunda fase, que será explicada a seguir.

Figura 28 - Esquemas das fases dos ensaios



Fonte: Autora

Os dois pontos utilizados foram selecionados de formas distintas conforme será mostrado na próxima seção.

3.1 DEFINIÇÃO DOS PONTOS DE OPERAÇÃO

Os pontos inicialmente definidos para os testes foram baseados no Teste Brasileiro de Emissões e Eficiência (NBR 6601:2012) que emprega o Procedimento Federal Americano de Testes FTP 75 em um ciclo de condução realizado para avaliação das emissões e consumo de combustível. A partir do mapa resultante desse teste, foram definidos os cinco pontos de torque e rotação médios mais representativos no consumo específico de combustível (ZABEU *et al.*, 2017), são eles:

- 1750 rpm / 15N.m (1,6 bar PME de eixo)
- 2750 rpm / 65N.m (6,8 bar PME de eixo)
- 1750 rpm / 25N.m (2,6 bar PME de eixo)

- 1750 rpm / 5N.m (0,5 bar PME de eixo)
- 2750 rpm / 25N.m (2,6 bar PME de eixo)

Inicialmente foi escolhido o ponto de 2750 rpm e 25 Nm, por se tratar de uma rotação mais alta e uma carga média permitindo mais estabilidade e maiores ganhos no trabalho de bombeamento. Esse ponto seria o único a ser testado, porém foram observadas duas situações: a calibração original do motor é feita para que ele opere no ciclo Miller³ e, além disso, nessas condições de rotação e carga as temperaturas obtidas do EGR eram baixas.

O motor operar em ciclo Miller significa que ele já reduz o trabalho de compressão em relação ao de expansão o que diminui o trabalho de bombeamento, além disso o motor em questão já utiliza EGR interno para obter ganhos em NO_x, a adição de mais EGR nessa situação deteriora a combustão significativamente, não sendo possível obter ganhos na eficiência do motor. Portanto, foi feita uma modificação na posição do VVT (*Variable Valve Timing*) via *software* para que o motor operasse no ciclo Otto com o objetivo de verificar os ganhos potenciais do motor nesse ciclo. Apesar deste motor estar em um ciclo mais otimizado em baixas rotações e baixas cargas, muitos dos veículos ainda trabalham no ciclo Otto.

É importante ressaltar que se entende por ciclo Otto uma condição em que as válvulas de admissão e escapamento se abrem e se fecham mais próximo dos pontos mortos. Conforme relatado, a condição operacional original do motor em 2750 rpm é no ciclo Miller e a condição modificada opera em um Miller menos agressivo do que a condição original, mais próxima do ciclo Otto, essa será chamada simplesmente de Otto com o objetivo de simplificação.

Em relação aos níveis de temperatura de EGR, devido à condição de torque e carga, não foi possível que se atingissem valores suficientemente elevados para que se observassem possíveis ganhos na eficiência.

Em consequência dessa situação decidiu-se adicionar um ponto a mais que representasse o motor originalmente no ciclo Otto. O ponto adicionado foi o de 4000 rpm com 40 Nm (4,2 bar

³ Nesse trabalho o ciclo Miller refere-se ao atraso no tempo de abertura e fechamento de válvulas, mas o motor não está sobrealimentado.

PME).

Vale ressaltar que os pontos estudados se referem a cargas parciais, regiões onde o efeito do EGR sobre o consumo específico do motor é efetivo, para fins de redução de trabalho de bombeamento, em situações as quais a borboleta do acelerador ainda não está completamente aberta.

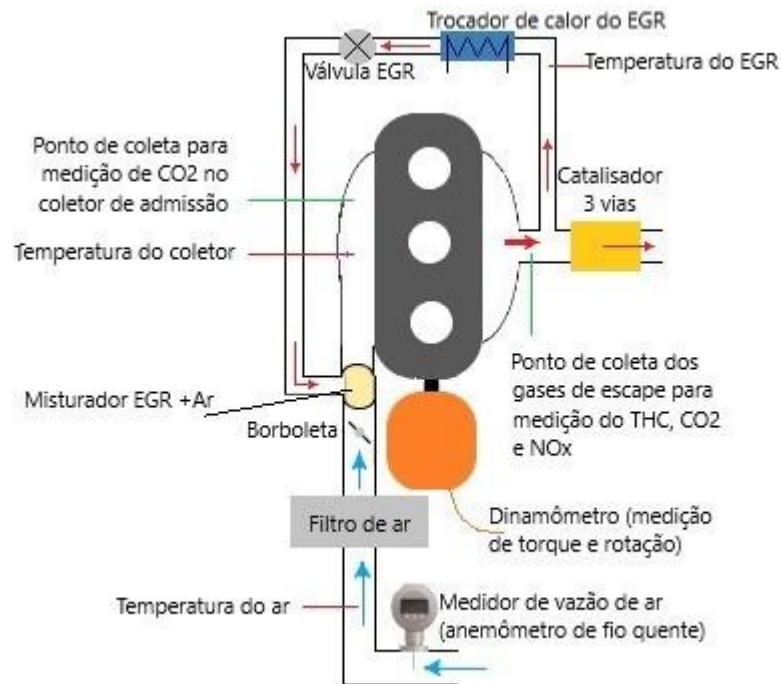
3.2 MONTAGEM E TESTES

A montagem e os testes foram liderados por um técnico responsável pela área e realizados em um banco de teste dinamométrico do Instituto Mauá de Tecnologia. O motor para teste, a caixa de engrenagens, o sistema de exaustão, a válvula EGR e acessórios foram fornecidos pela PSA – Peugeot Citroën. Os sistemas de instrumentação, sistemas auxiliares para arrefecimento do motor, equipamentos para medições e sistemas para monitoramento do banco foram fornecidos pela Divisão de Motores e Veículos do IMT.

Os gases de escape inseridos na admissão foram retirados antes do catalisador e passados por um por um trocador de calor. A vazão de EGR foi controlada com o uso da válvula de EGR e os gases coletados posteriormente inseridos no coletor de admissão através do misturador, onde se misturam com o ar de admissão.

A amostra do gás de escapamento e do coletor de admissão são direcionados para a bancada Horiba através de mangueiras aquecidas, mantendo-se a temperatura alta para que não ocorra condensação de água e de frações pesadas de gases na linha. Esse *setup* é apresentado na Figura 29.

Figura 29 - Esquema de montagem e principais instrumentações



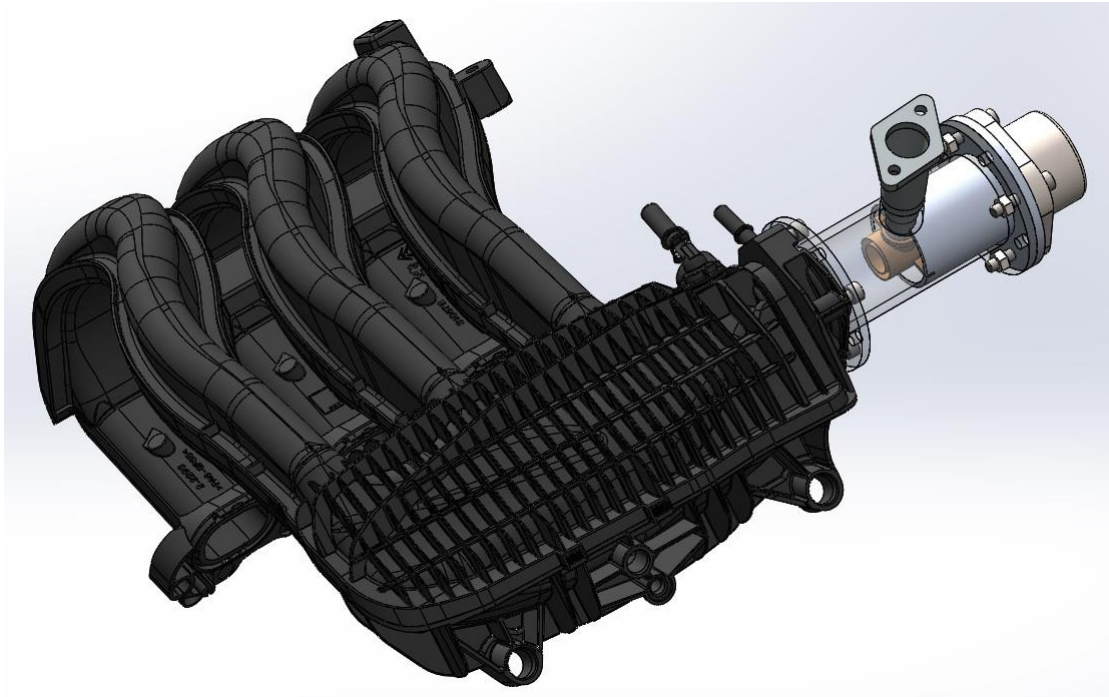
Fonte - Autora

As descrições de todas as adaptações e os equipamentos são apresentadas nas próximas seções.

3.2.1 Adaptações no motor

O motor precisou ser adaptado para que fosse possível implementar o sistema de EGR. Para tanto foi adicionado um misturador que já havia sido projetado para esse motor em um trabalho anterior que teve a participação da autora (CAMARGOS, AVEDISSIAN e DOS SANTOS, 2017) conforme montagem da Figura 30.

Figura 30 - Misturador montado no coletor

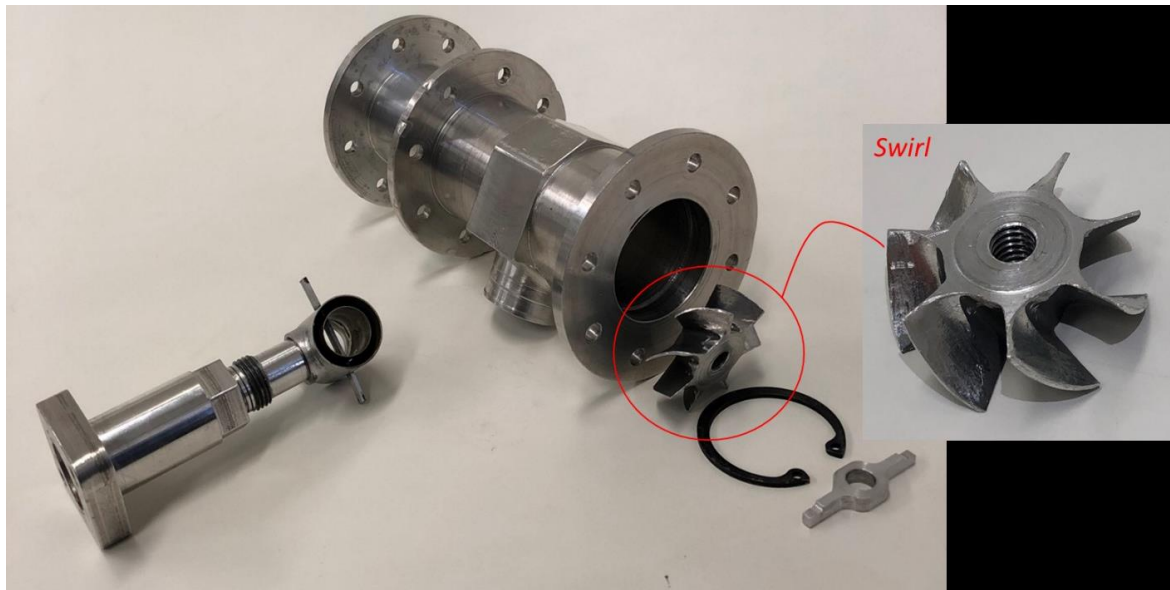


Fonte: (CAMARGOS, AVEDISSIAN e DOS SANTOS, 2017)

Adicionalmente ao misturador já utilizado no trabalho citado, usou-se também um *swirler* com o objetivo de melhorar a homogeneidade da mistura nos três cilindros, conforme representado na Figura 31. No trabalho de (CAMARGOS, AVEDISSIAN e DOS SANTOS, 2017) foi observado que o misturador projetado favoreceu a entrada de mais EGR no terceiro cilindro, o mais à esquerda da Figura 30, em relação ao 1 e ao 2. Isso foi observado através de um COV do cilindro 3 extremamente alto, em uma fração de 16% de EGR enquanto o cilindro 1 e 2 apresentaram COV de aproximadamente 5% o 3 apresentou 22%. Mais detalhes dos problemas observados no trabalho são apresentados no APÊNDICE A – Desenvolvimento do sistema de recirculação dos gases de escapamento.

O uso do *swirler* melhorou significativamente a homogeneidade da mistura nos três cilindros e evidências disso serão apresentadas nos resultados.

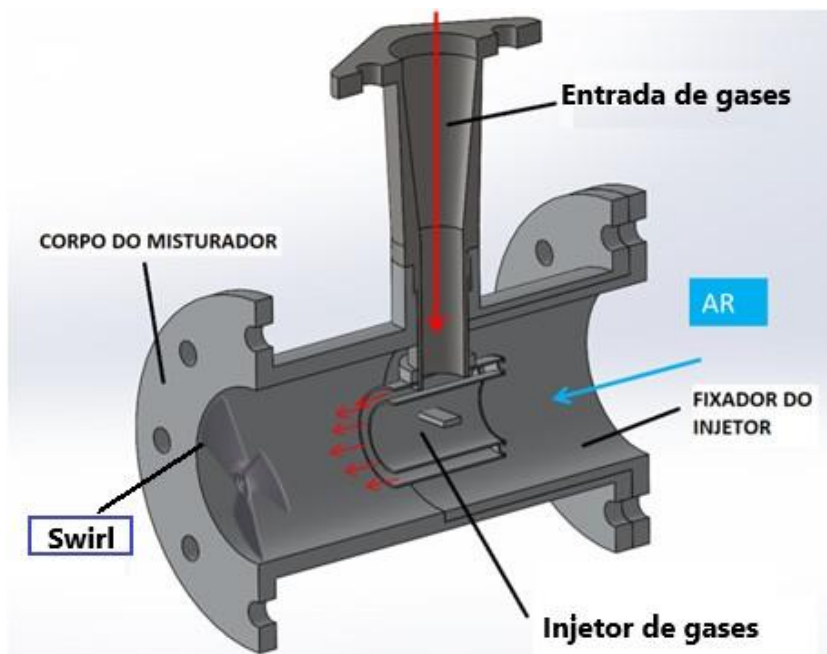
Figura 31 - Montagem do misturador + *swirler*



Fonte: Autora

A montagem final do misturador com o *swirler* ficou conforme o desenho representativo da Figura 32.

Figura 32 - Montagem representativa do misturador com *swirler*



Fonte: Autora

Além da adição do misturador foram inseridas tubulações para retirada do gás de escape junto

a uma válvula EGR acoplada ao trocador de calor, Figura 33.

A válvula de controle de vazão de EGR consiste em uma válvula acoplada a um trocador de calor de fluxo cruzado. Esta válvula é um item de produção comercial e é atualmente aplicada em um motor Diesel de série (PSA - DV6). A válvula permite a modulação da quantidade de EGR que será adicionada, além de possibilitar que seja controlada a quantidade de gases que irá passar pelo trocador de calor através de um direcionador de escoamento.

Figura 33 - Válvula EGR



Fonte: Autora

As adaptações citadas foram as duas principais mudanças para inserção do sistema de EGR. Outras pequenas modificações foram realizadas para medições de temperatura e retirada de amostra do gás de escapamento e de admissão, as quais serão detalhas na seção 3.2.3.1.

3.2.2 Equipamentos utilizados

Durante os ensaios o motor foi monitorado e controlado para obter-se sucesso e confiabilidade nos testes e conseqüentemente nas análises de resultados. Para tanto foram utilizados vários equipamentos. Os principais e as suas respectivas funções são descritas a seguir:

- **Sistema de medição e monitoramento do banco**

Todo o sistema que integra a medição e monitoramento do banco com controle visual, é realizado através de um aparelho de TV conectado a câmeras instaladas no banco de testes, conforme mostrado na Figura 34.

Figura 34 - Sistema de controle do banco



Fonte: Autora

O *software* iTest® da A&D Technology juntamente com o hardware de automação Bechhoff® integram o sistema de medição e controle do banco e do motor. Através do iTest® é possível realizar acionamentos e verificar valores de grandezas como temperatura, torque, pressão, entre outros.

A aquisição dos dados indicados e os cálculos relacionados com os mesmos são feitos através do software de análise de combustão Indicom® AVL. Esse sistema está conectado a um módulo de aquisição – Indimodul – capaz de gravar dados com resolução de 0,1° de ângulo de

virabrequim. Para avaliar a posição angular do virabrequim, foi instalado um *encoder* óptico AVL 365C na extremidade livre do eixo (lado da polia).

Além do controle do banco, também foi realizado o controle da calibração do motor, da ECU (*Engine Control Unit*), através do software INCA[®] em conjunto com a unidade de controle do motor totalmente aberta, podendo assim serem alterados diferentes parâmetros da calibração.

O *software* INCA[®] é integrado ao iTest[®], permitindo que todos os dados do banco e motor estejam sincronizados em um único arquivo, e os dados indicados são gravados separadamente.

- **Dinamômetro**

O dinamômetro usado para os testes é da marca *Schenck* W150 passivo de corrente parasita com potência máxima de frenagem de 150 kW e torque máximo 250Nm.

O dinamômetro está instrumentado com um flange de torque que é capaz de medir um torque máximo de 250Nm com a resolução de 0,1 Nm, e um *encoder* da marca Soliton de resolução de 1024 pulsos, para medição da rotação.

- **Instrumentação do motor**

No motor, foram instalados vários pontos de instrumentação de temperatura, com termopares tipo K e de pressão, com transdutores de faixas distintas. Adicionalmente foi usado um medidor de temperatura e umidade do ar antes da admissão do motor da marca Vaisala HTM100. Adicionou-se uma sonda lambda instalada no escapamento para medir a quantidade de oxigênio presente nos gases eliminados pelo motor e avaliar a riqueza da mistura e um medidor de consumo de combustível da marca *Micro Motion* tipo *Coriolis*. E, finalmente, um ponto de captura dos gases de exaustão para medir a concentração de emissões e um ponto de captura de amostra no coletor de admissão para realizar os cálculos da porcentagem de EGR conforme equação (7).

- **Bancada de emissões – Horiba**

A amostra dos gases no escape foi retirada no motor antes do catalisador e as emissões brutas chegaram até a bancada de emissões através de uma linha aquecida para manter as características da amostra. A bancada utilizada para determinação da concentração desses gases foi a Horiba Mexa 200. Além disso, foi utilizada também para a medição do CO₂ na admissão.

A bancada é capaz de medir as concentrações de NO_x por quimiluminescência e THC por ionização de chama e CO e CO₂ através da absorção de radiação infravermelha.

- **Velas de ignição instrumentadas**

Foram utilizadas velas de ignição instrumentadas com sensores piezoelétricos, Figura 35, da marca AVL modelo Z131_Y5S. Essas possuem transdutores de pressão piezoelétricos com sensibilidades variando entre 11-12pC/bar e são usadas para medição de pressão nos cilindros. Os dados são utilizados e processados no software Indicom[®]. Os três cilindros foram instrumentados com essa vela.

Figura 35 - Vela de ignição instrumentada



Fonte – Autora

O método de referenciamento da pressão do cilindro foi feito usando o princípio termodinâmico onde se manteve a relação PV^k constante com valor de $k=1,33$.

Todos esses equipamentos são de extrema importância para a obtenção de resultados concretos que levem a conclusões plausíveis de serem discutidas.

Na próxima seção será discutido como esses equipamentos são usados nos testes.

3.2.3 Metodologia do teste

Todos os testes foram realizados em uma sequência para que pudessem ser repetidos, se necessário, e de uma forma que facilitassem a lógica experimental. Para que seja possível compreender os resultados obtidos, serão apresentados também os detalhes do setup utilizado.

3.2.3.1 Descrição do setup

O motor foi instalado com os coxins originais em dois suportes de aço rígido, especialmente fabricados para tal função. Ele foi acoplado ao dinamômetro através de um eixo cardan, com a função de transmitir rotação e torque. As boas práticas de instalação de motores no banco dinamométrico da Divisão de Motores e Veículos, requerem que o eixo virabrequim do motor deva ter alinhamento radial e axial ao dinamômetro.

Após a instalação do motor, foram adicionados os equipamentos de instrumentação no motor. As principais medições que foram realizadas são:

- Temperatura de admissão do ar;
- Temperatura de entrada e saída do líquido de arrefecimento do motor;
- Temperatura do gás de escape;
- Temperatura do óleo do motor;
- Temperatura do combustível;
- Temperatura de entrada do EGR na admissão;
- Temperatura no coletor;
- Pressão do líquido de arrefecimento;
- Pressão de óleo do motor;
- Pressão de combustível;
- Pressão atmosférica;
- Umidade relativa do ar de admissão;
- Sensor de oxigênio no gás de escape, componente do motor;

- Vazão de combustível;
- Emissões (amostra coletada no escape antes do catalisador);
- Ponto de captura no coletor de admissão do ar + EGR;
- Pressão nos cilindros (vela instrumentada);
- Medição de vazão de ar.

Todas as leituras desses sensores foram realizadas no software iTest[®] e registradas em computador a uma taxa de aquisição de 5 Hz e os valores médios também são armazenados.

Adicionalmente aos sensores instalados no motor, foram utilizados alguns equipamentos no banco para controlar alguns parâmetros do motor, são eles:

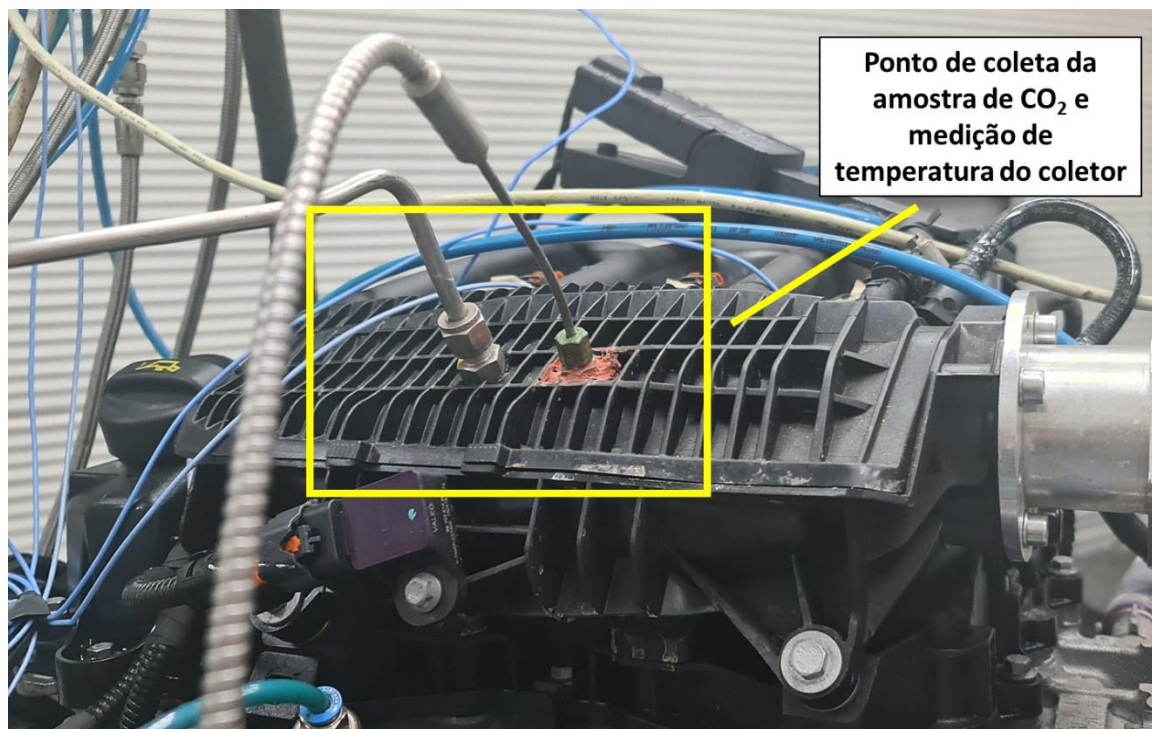
- Ventiladores e exaustores para resfriar a sala;
- *Chiller e fancoil* para controle da temperatura e da umidade do ar admitido pelo motor;
- Trocador de calor para arrefecimento da água do motor (substituindo o radiador do veículo);
- Trocador de calor para arrefecer o combustível;
- Bomba elétrica de combustível.

Os controles de temperatura foram feitos através de lógica por um controlador PID (proporcional integral e derivativo), sendo sempre monitorados pela automação.

3.2.3.1 Método de medição de EGR

A fração de EGR é calculada pela da equação (7) já apresentada. Para obter a concentração de CO₂ na admissão foi instrumentado um ponto de amostragem no coletor de admissão (Figura 36) que é lido pela bancada Horiba, onde ar + EGR estejam totalmente misturados. Este ponto foi definido utilizando como base a simulação CFD no trabalho de (CAMARGOS, AVEDISSIAN e DOS SANTOS, 2017). A concentração de CO₂ no escape foi medida na bancada Horiba, sendo o ponto de amostragem dos gases de exaustão localizado antes do catalisador, ou seja, gases brutos, conforme apresentado na seção anterior. A partir desses dois dados obteve-se a porcentagem de EGR em cada ponto.

Figura 36 - Coleta do CO₂ na admissão e temperatura



Fonte - Autora

3.2.3.2 Avaliação da incerteza e emissões específicas

A incerteza avaliada nesse trabalho foi a do consumo específico de combustível que é a mais impactante no resultado.

A incerteza combinada foi calculada conforme o (ISO GUM , 2008) considerando um nível de confiança de 95%, com coeficiente de confiança de 1,96. Para tanto foi calculada a média e o desvio padrão das amostras e a partir do cálculo do consumo específico, conforme equação (8):

$$C_e = \frac{\dot{m}}{T \times n} \quad (8)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica de combustível, T é o torque e n é a rotação do motor. Aplicou-se o conceito da incerteza padrão combinada.

A incerteza padrão combinada $u_c(y)$ é a raiz quadrada positiva da variância combinada $u_c^2(y)$, que é dada pela equação (9):

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (9)$$

Onde f é a função que descreve a relação entre a saída y e as entradas x_i . As derivadas parciais são chamadas coeficientes de sensibilidade. A equação requer independência entre as diferentes entradas, e é o que acontece com as variáveis deste trabalho.

As derivadas parciais para cada variável do consumo específico são calculadas conforme as equações (10), (11) e (12):

$$\frac{\partial C_e}{\partial \dot{m}} = \frac{1}{T \times n} \quad (10)$$

$$\frac{\partial C_e}{\partial T} = - \frac{\dot{m}}{T^2 \times n} \quad (11)$$

$$\frac{\partial C_e}{\partial n} = - \frac{\dot{m}}{T \times n^2} \quad (12)$$

Logo obtém-se a equação (13) da incerteza padrão:

$$u_{C_e}^2 = \left(\frac{1}{T \times n} \right)^2 u_{\dot{m}}^2 + \left(- \frac{\dot{m}}{T^2 \times n} \right)^2 u_T^2 + \left(- \frac{\dot{m}}{T \times n^2} \right)^2 u_n^2 \quad (13)$$

e é possível realizar o cálculo a incerteza.

O cálculo das emissões específicas foi realizado de acordo com norma europeia R49/06 (UNECE, 2017).

3.2.3.3 Metodologia de cálculo da taxa de liberação de calor

O cálculo de energia liberada foi realizado através do software do Indicom®, que calcula de acordo com a energia aparente liberada. A energia aparente liberada é a parcela de energia do combustível que efetivamente contribui para gerar o trabalho indicado. As equações 14 e 15 apresentam, respectivamente, as relações para os cálculos da taxa de liberação de calor aparente e do calor aparente liberado em um cilindro por ciclo:

$$\frac{\delta Q_a}{d\theta} = \frac{1}{(\gamma-1)} \left(V \frac{dP}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} \right) + \frac{dV}{d\theta} \quad (14)$$

$$Q_a = \int_{\theta=\theta_{ig}}^{\theta_{fq}} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta \quad (15)$$

onde o γ encontrado foi 1,33 e o ângulo utilizado para o ponto morto superior como referência foi 256,9°.

3.2.3.4 Metodologia do teste

O primeiro teste realizado foi o de plena carga com o sistema de EGR montado, porém sem a inserção de EGR na admissão. O objetivo desse ensaio era verificar a perda de carga que a adição do *swirler* causou no sistema. Nesse ensaio o motor foi rodado com a borboleta 100% aberta em diversas rotações.

Finalizada essa verificação entrou-se nas fases descritas anteriormente, executou-se o ensaio para obtenção do CA50 que resultou no maior torque, o de variação da fração de EGR e o de variação de temperatura. Antes de qualquer um dos ensaios iniciar, o motor foi aquecido até atingir a temperatura de líquido de arrefecimento de 90 °C.

Nos três diferentes testes, no ponto de 2750 rpm e 25 Nm, foi necessária a modificação da posição original do VVT de Miller para Otto. O que significa que o comando da admissão foi modificado de 31°CA para 0°CA no ângulo de abertura e o comando de escape de 40° CA para 13° CA no ângulo de fechamento. Já no ponto de operação de 4000 rpm e 40 Nm, como o motor já opera no ciclo Otto, os ângulos de abertura e de fechamento foram mantidos nos valores originais de calibração.

- Variação do CA50

O ensaio de variação de CA50 foi realizado com e sem EGR para comparação, em ambos se seguiu o mesmo procedimento. O VVT foi travado através do INCA® sempre em uma posição para que o motor operasse no ciclo Otto. A borboleta foi posicionada para que se obtivesse o torque requerido em cada ponto com o CA50 de 8°, assim com a variação do CA50 e a borboleta fixa, o torque variou conforme houvesse melhora ou piora na combustão. A automação possui dois modos de controle da carga, podendo manter o torque constante ou a borboleta fixa. Nesse caso manteve-se a borboleta fixa.

Com o objetivo de eliminar a maior quantidade de variáveis possíveis, foi desativada a correção do lambda *feedback* e a quantidade de combustível injetada foi mantida fixa. Assim, o lambda foi mantido igual a 1,0 considerando uma variação máxima de 1%.

O controle automático do avanço de ignição foi desativado para que fosse possível controlar o valor de CA50 desejado. Fez-se a varredura do avanço para obtenção de CA50 entre 3 e 10°. Com os resultados de torque e consumo específico foi possível concluir qual o CA50 que entregaria a maior eficiência na combustão.

Para esse ensaio, no ponto de 2750 rpm 25 Nm a fração do EGR foi mantida fixa em 16%, e no ponto de 4000 rpm e 40 Nm, o EGR foi mantido fixo em 25%. Ambos ficaram com o COV_{PMEI} abaixo de 3%.

É importante ressaltar que os ensaios adiante foram realizados em um valor único de CA50, pois o objetivo do trabalho é entender o efeito da variação do EGR e a sua temperatura e não o valor de CA50 em cada porcentagem de EGR.

- Variação da fração de EGR

O teste de variação da fração de EGR foi executado de duas formas. A primeira foi variando-se a fração de EGR sem preocupação com a consequente variação de temperatura com o aumento da razão do EGR, e a segunda foi variando-se a fração e mantendo a temperatura o mais constante possível. No primeiro ensaio foi utilizado um trocador de calor que não estava acoplado a válvula EGR e permitiu a obtenção de temperaturas mais altas, porém com essa configuração impossibilitou o controle da temperatura, portanto esse ensaio foi o único realizado com essa configuração.

Em ambos os ensaios o VVT foi travado através do INCA® sempre em uma posição para que o motor operasse no ciclo Otto. A automação A&D® foi configurada para manter o torque constante, assim com o aumento da fração de EGR a borboleta abria cada vez mais para mantê-lo. A correção de lambda e avanço de ignição automático foram novamente desativados.

O critério para não adicionar mais EGR foi a estabilidade do motor ($COV > 3\%$) ou a impossibilidade de adicionar mais gás de escape na admissão devido a equidade nas pressões de escape e admissão, o que ocorresse primeiro.

- Variação da temperatura do EGR

Para o teste de variação de temperatura foi escolhido uma razão de EGR com o valor do consumo específico mais baixo ou próximo disso, de acordo com o ensaio anterior. Estabilizou-se o motor nessa condição e a partir disso variou-se a temperatura o máximo possível com as instalações utilizadas.

O VVT foi novamente mantido fixo na posição Otto, e as correções de lambda e avanço de ignição foram desativadas.

O objetivo do ensaio era realizar a variação da temperatura de 30 a 90°C com incremento de 10 em 10°C, porém conforme será possível verificar nos resultados não foi possível atingir o limite superior nesse teste.

Para os três tipos de ensaios, em todos os pontos, os dados de baixa frequência foram gravados por 5 minutos em uma frequência de 5Hz. E para os dados indicados foram gravados 300 ciclos. As principais grandezas analisadas foram:

- Consumo específico de combustível;
- Torque;
- COV_{PMEI} ;
- Ângulo do virabrequim correspondente a queima de 50% de combustível (CA50);
- Emissão de NOx;
- Emissões de THC;
- Avanço de ignição;
- Temperatura do coletor.

Além disso, todas as vezes que os ensaios foram realizados foi gravado um ponto de referência – mesmo torque e rotação – para garantir a integridade do motor e a repetibilidade nos

ensaios.

As avaliações de incertezas foram feitas de acordo com o Guia para a expressão de incerteza de medição (ISO GUM , 2008).

Ao longo da execução dos ensaios foram verificados alguns erros na metodologia e na escolha dos pontos iniciais, porém esses foram ajustados e os ensaios repetidos obtendo-se resultados satisfatórios e coerentes com a revisão bibliográfica, que serão apresentados na próxima seção.

4 RESULTADOS

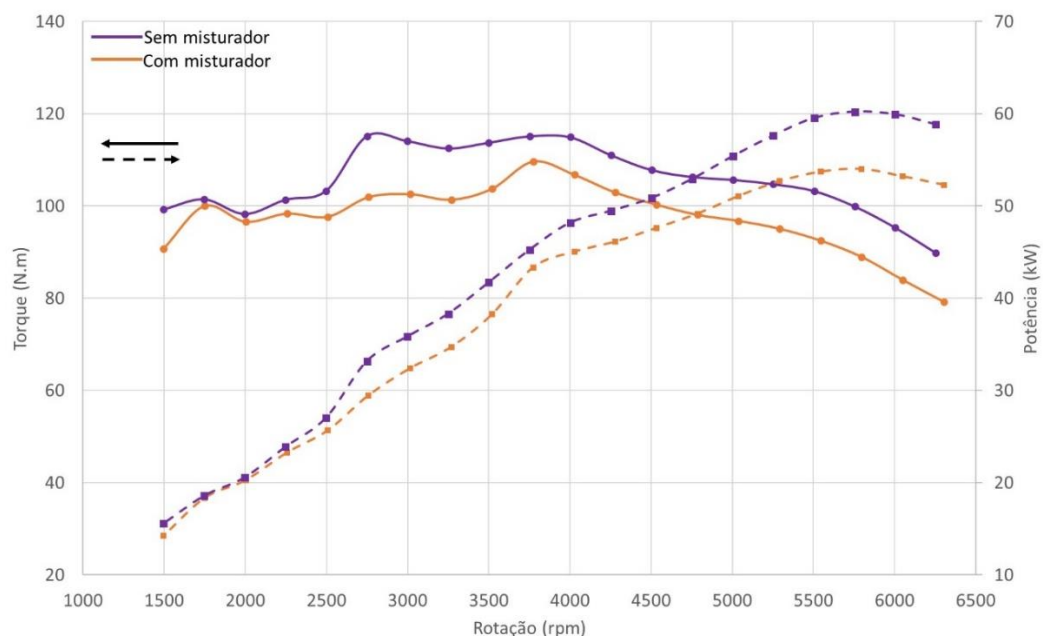
Os ajustes na definição da metodologia foram cruciais para alcançar resultados satisfatórios para o trabalho. Vale ressaltar que a preparação do banco de teste, da instrumentação, das bancadas de emissões, e de todos os equipamentos periféricos foram complexas e representam grande parte do trabalho assim como análise completa dos resultados para o motor com EGR.

4.1 AVALIAÇÃO DA PERDA DE CARGA DO SISTEMA

Os motores do ciclo Otto trabalham idealmente próximos à razão estequiométrica da mistura ar-combustível. Assim, há um impacto negativo em torque e potência máxima quando em plena carga aumenta-se a perda de carga no sistema de admissão.

A adição do misturador junto ao *swirler* causaram uma restrição indesejável na entrada de ar do motor para operações em plena carga. Apesar do trabalho não ter foco nessas condições considerou-se importante apresentar o impacto causado devido as alterações realizadas. A Figura 37 apresenta as curvas de potência e torque versus rotação somente com o misturador instalado no motor sem nenhuma adição de EGR.

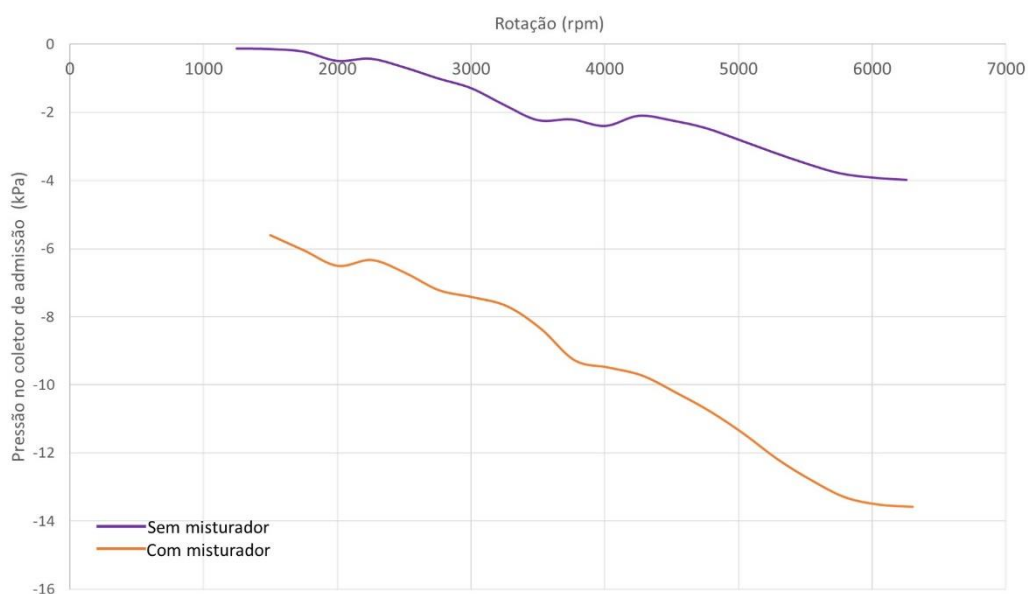
Figura 37 - Comparação das curvas de torque e potência em plena carga com e sem misturador



Fonte – Autora

A Figura 38 apresenta a comparação entre a pressão no coletor de admissão com e sem misturador. Nela pode-se ver a menor pressão obtida no coletor devido ao aumento significativo da restrição causada pelo misturador e consequente aumento do trabalho de bombeamento.

Figura 38 - Comparação da pressão no coletor de admissão em plena carga com e sem misturador



Fonte – Autora

Observa-se um impacto expressivo no desempenho do motor nessas situações devido as restrições adicionadas, porém como o objetivo do trabalho é a averiguação do impacto do EGR e sua temperatura em condições de carga parciais, essa situação não trará prejuízos aos estudos e resultados. Caso se pretendesse que o motor não tivesse redução significativa de sua potência e torque máximos, essas perdas adicionais de carga causadas pelo misturador deveriam ser mais bem estudadas e reduzidas.

4.2 AVALIAÇÃO DOS PONTOS OPERACIONAIS DEFINIDOS

No ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm, conforme dito anteriormente, o motor trabalha no modo Miller.

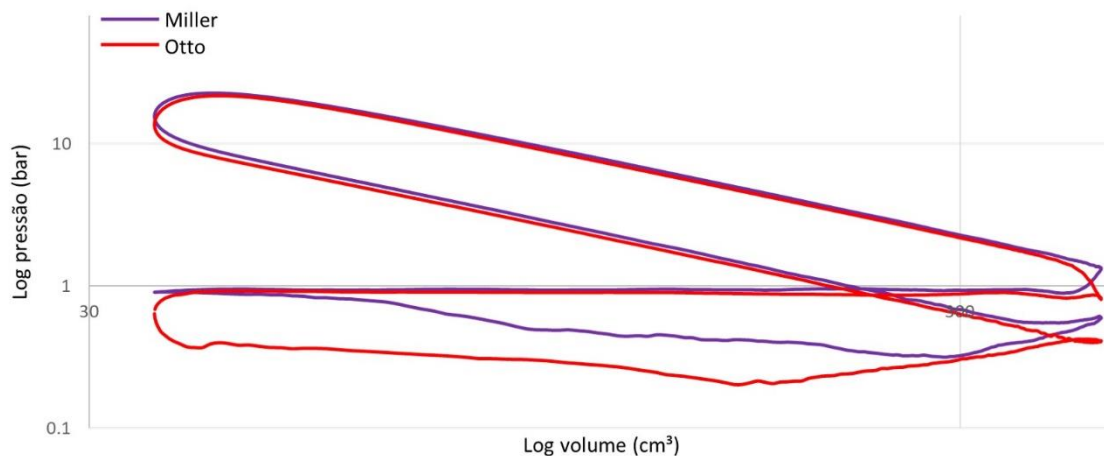
O ciclo Miller opera com uma razão de compressão efetiva menor que a razão de expansão efetiva e para obter-se esse efeito realiza-se um fechamento adiantado ou tardio da válvula

de admissão em relação ao ponto motor. Como resultado tem-se uma temperatura mais baixa no final do curso de compressão, permitindo um aumento da razão de compressão geométrica tendo como consequência uma razão de expansão maior que resulta na melhoria da eficiência térmica do motor.

O motor utilizado no trabalho opera com a abertura da válvula de admissão tardia em cargas parciais juntamente com um fechamento atrasado da válvula de escapamento. Essas duas situações combinadas geram um grande ganho na eficiência, principalmente devido a maior razão de expansão efetiva.

A Figura 39 mostra graficamente a diferença do motor operando em Otto e Miller, ambos sem EGR externo, na condição-alvo de teste. Observa-se uma grande diferença no trabalho de bombeamento entre as duas condições.

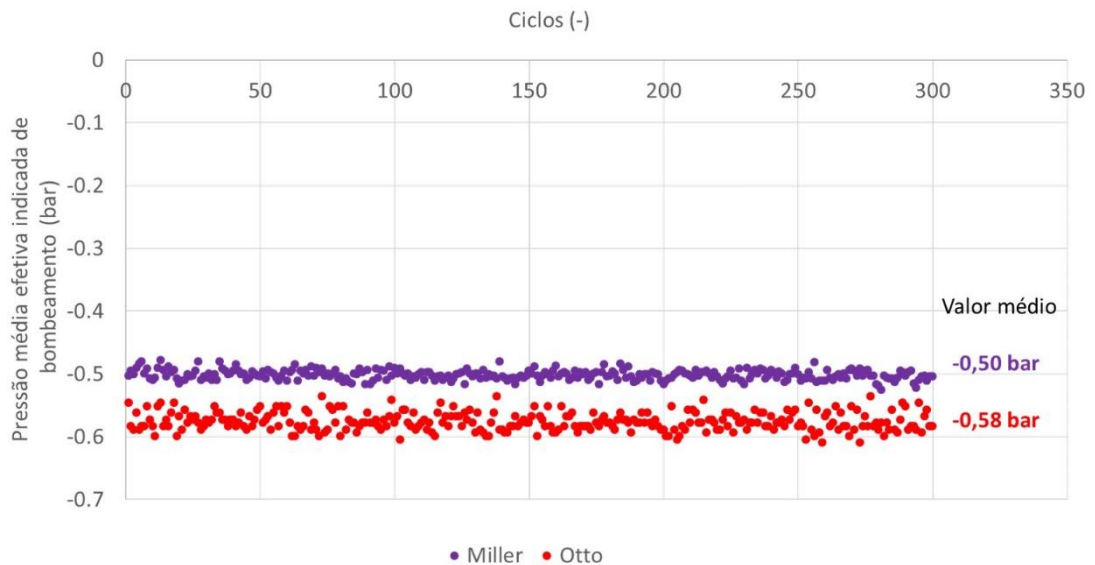
Figura 39 – Comparação da variação da pressão no cilindro em função do volume com o motor operando em ciclo Miller e Otto no ponto de 2750 rpm e 25 Nm



Fonte – Autora

Na Figura 40 observou-se a diferença entre a pressão média efetiva indicada de bombeamento do ciclo Miller e do ciclo Otto. O bombeamento no ciclo Otto é em torno de 16% maior em relação ao resultante no ciclo Miller.

Figura 40 - Comparação da pressão média efetiva indicada de bombeamento do motor operando em ciclo Miller e Otto no ponto de 2750 rpm 25 Nm



Fonte – Autora

O consumo específico médio de combustível obtido nesses ensaios no caso do Miller foi aproximadamente 5% menor do que para a mesma condição do motor operando em Otto.

Com adição de EGR externo a eficiência do motor atinge níveis similares aos obtidos no ciclo Miller, o que será apresentado nas próximas seções.

4.3 RESULTADOS NOS PONTOS DEFINIDOS COM ETANOL

A incerteza do consumo específico obtida para o ponto de 2750 rpm e 25 Nm foi de 1,44% e para o ponto de 4000 rpm e 40 Nm 0,84%.

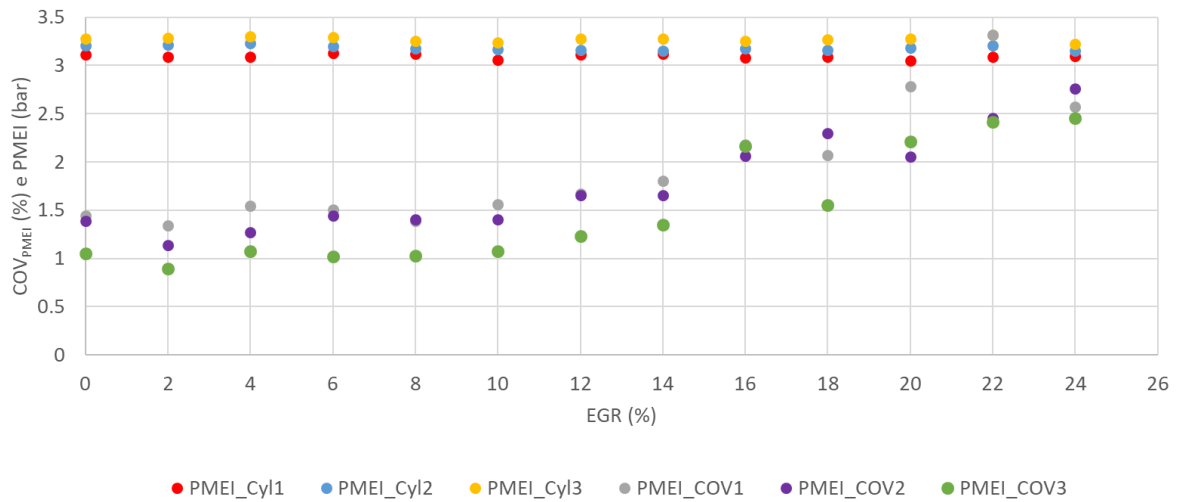
4.3.1 2750 rpm e 25Nm

4.3.1.1 Verificação da homogeneidade nos cilindros

O objetivo do uso do *swirler* era fazer com que as misturas ar+combustível+EGR admitidas nos três cilindros estivessem o mais homogêneas possível para que não fossem observados os efeitos descritos no APÊNDICE A. A análise do PMEI e do COV_{PMEI} permitiu que fosse verificado se o movimento rotacional induzido no escoamento provocado pelo dispositivo atendeu o propósito. Nas Figura 41 e Figura 42 são apresentados esses dados para o ponto de operação

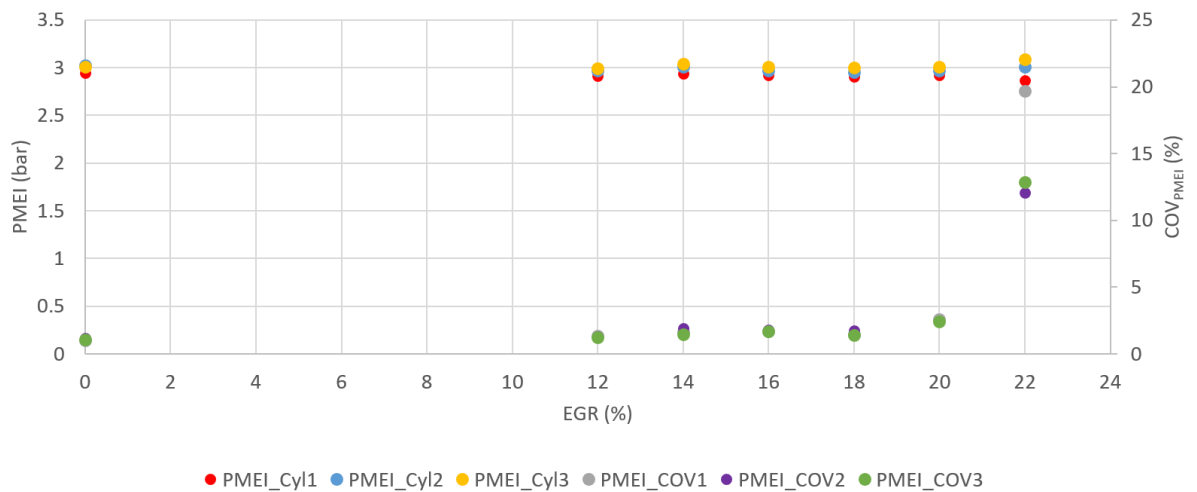
de 2750 rpm e 25 Nm nos ensaios sem e com controle de temperatura, respectivamente. Observa-se que a variação de ambas as variáveis para os três cilindros é pequena.

Figura 41 - Comparação da pressão média efetiva indicada e do COV_{PMEI} de cada cilindro do motor, ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm sem controle de temperatura



Fonte – Autora

Figura 42 - Comparação da pressão média efetiva indicada e do COV_{PMEI} de cada cilindro do motor, ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm com controle de temperatura



Fonte – Autora

No caso do COV_{PMEI} tem-se uma diferença máxima de 0,50 pontos percentuais, exceto no ponto de 22% EGR da Figura 42, o qual o motor já está operando de forma instável. E na PMEI

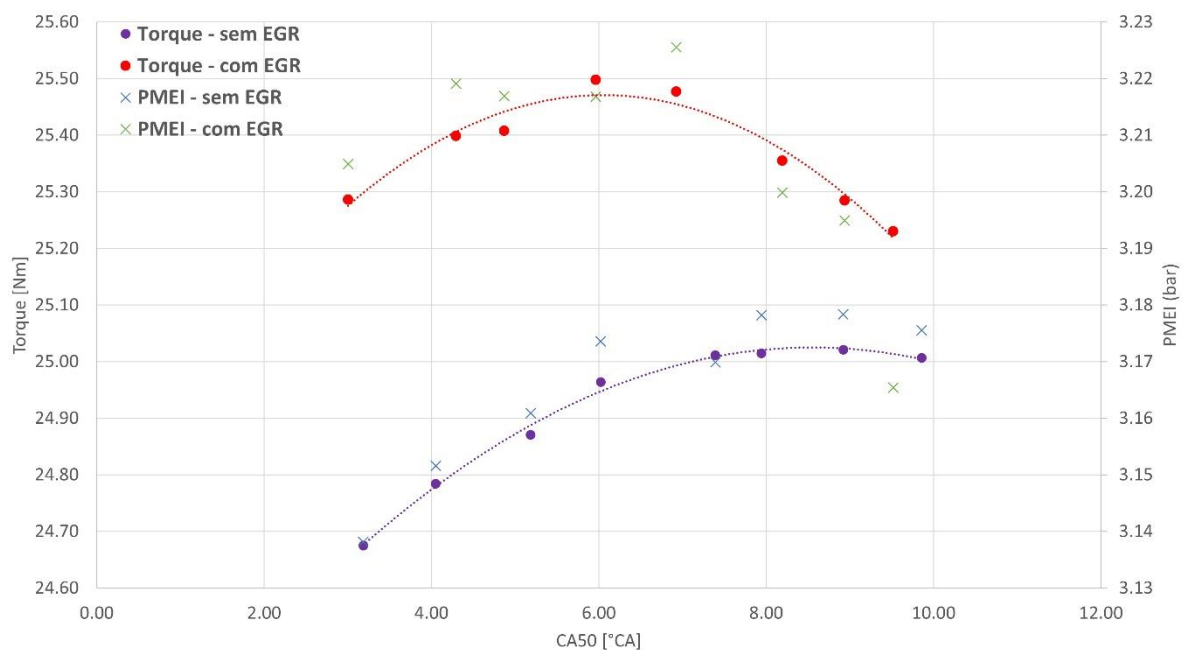
uma diferença de até 0,2 bar entre cilindros.

As diferenças observadas são aceitáveis em um motor de combustão interna multicilindros e foram bem menores do que as observadas no trabalho anterior, o que indica que o dispositivo adotado - o *swirler* – foi eficaz em homogeneizar a mistura nos três cilindros.

4.3.1.2 Variação de CA50

O resultado obtido para o ensaio de variação de CA50 é apresentado no gráfico da Figura 43. O gráfico apresenta a variação do torque à medida que ocorre a variação do CA50 sem EGR e com 16% de EGR.

Figura 43 - Torque em função da variação do CA50, sem e com 16% de EGR, ponto de operação 2750 rpm 25 Nm



Fonte - Autora

Apesar da variação de torque ser em torno de 1%, observa-se uma tendência nas duas situações e um comportamento diferente da variação do torque do motor sem e com EGR, conforme descrito na literatura.

O ponto de maior torque obtido com EGR foi de CA 50 igual a 6°, o que é diferente dos 8° comumente adotado nos motores de combustão interna por centelha. Porém, já para a

condição sem EGR observa-se uma região de platô entre 7 e 10° de CA50.

Observa-se também pela Tabela 3 uma maior variação no COV_{PMEI} médio com a variação de CA50 na condição com EGR.

Tabela 3 - COV_{PMEI} médio com a variação do CA50, com e sem EGR

Sem EGR		Com EGR	
CA50	COV_{PMEI}	CA50	COV_{PMEI}
° CA	%	° CA	%
3.18	1.34	3.00	1.23
4.05	1.23	4.29	1.23
5.18	1.18	4.87	1.31
6.02	1.15	5.96	1.28
7.39	1.18	6.92	1.54
7.94	1.38	8.19	1.88
8.92	1.45	8.94	2.07
9.86	1.72	9.51	2.23

Fonte - Autora

Obtidos esses resultados adotou-se o valor de 6° de CA50 como ponto ótimo com EGR para os próximos dois ensaios que serão apresentados.

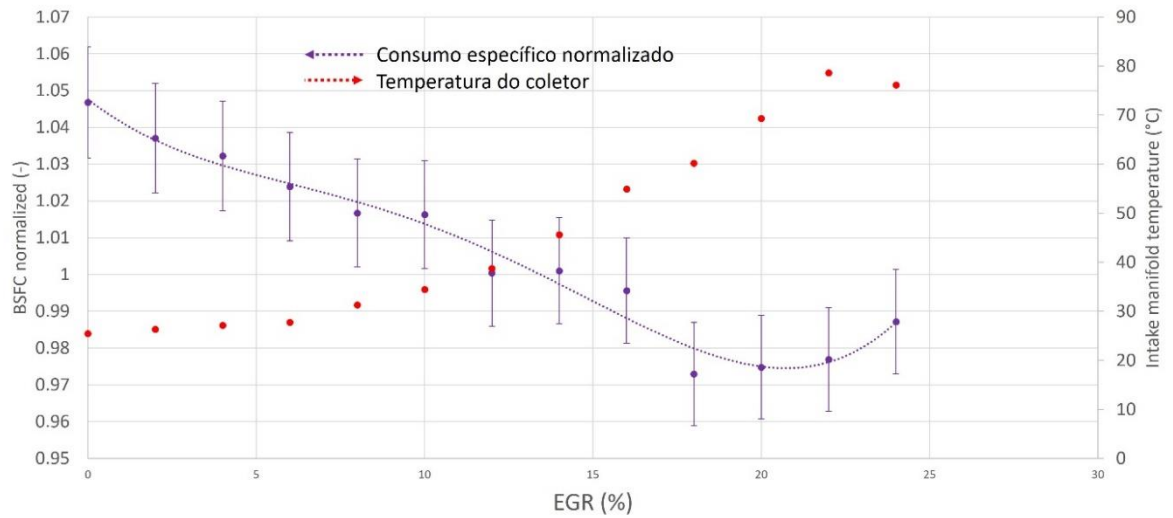
4.3.1.3 Efeito da variação da fração de EGR sem controle de temperatura

O primeiro ensaio a ser apresentado para a variação de EGR é aquele em que não foi feito o controle para manter a temperatura do coletor constante. Os dados de consumo foram normalizados pelo consumo específico original do motor no mesmo ponto de operação.

Os resultados apresentados no gráfico da Figura 44 demonstram uma diminuição de aproximadamente 7% no consumo específico entre 18 e 20 % de EGR. Os pontos representam os dados ensaiados e gravados, a linha pontilhada se refere a linha de tendência para representar o comportamento do consumo com o aumento da fração de EGR.

No mesmo gráfico também é apresentado o consumo específico obtido com a calibração original do motor. Nesse ponto observa-se que, apesar de ciclo Miller se mostrar eficiente, o motor rodando em ciclo Otto com a adição de EGR em alguns pontos apresenta menor consumo específico.

Figura 44 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR sem o controle de temperatura do coletor – ponto de operação 2750 rpm 25Nm

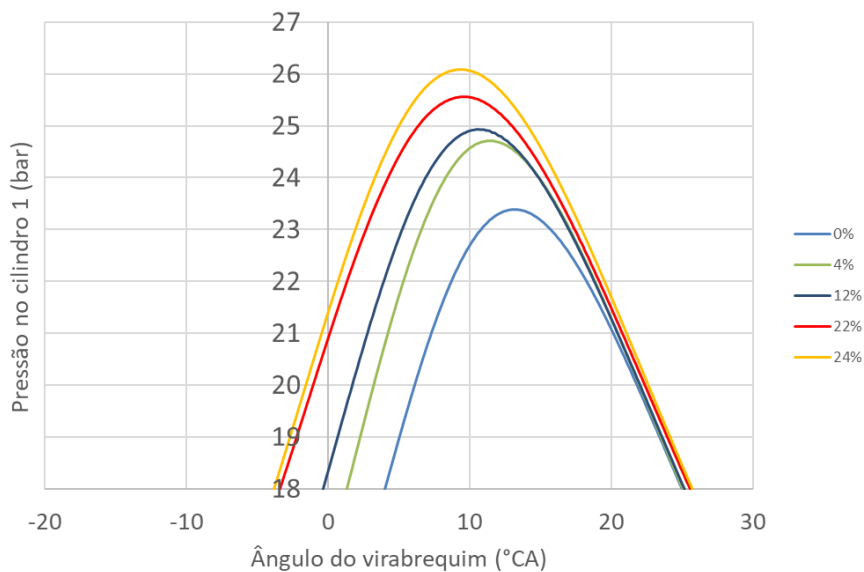


Fonte - Autor

A temperatura do coletor nesse caso atingiu quase 80°C em uma fração de EGR igual a 22%, no ponto de 24% a temperatura obtida foi um pouco mais baixa, porém nessa situação o motor já estava instável.

A pressão dentro do cilindro aumentou conforme foi adicionada uma maior fração de EGR, como pode ser observado na Figura 45.

Figura 45 - Variação na pressão do cilindro devido a adição de uma maior fração de EGR no ponto de 2750 rpm e 25 Nm



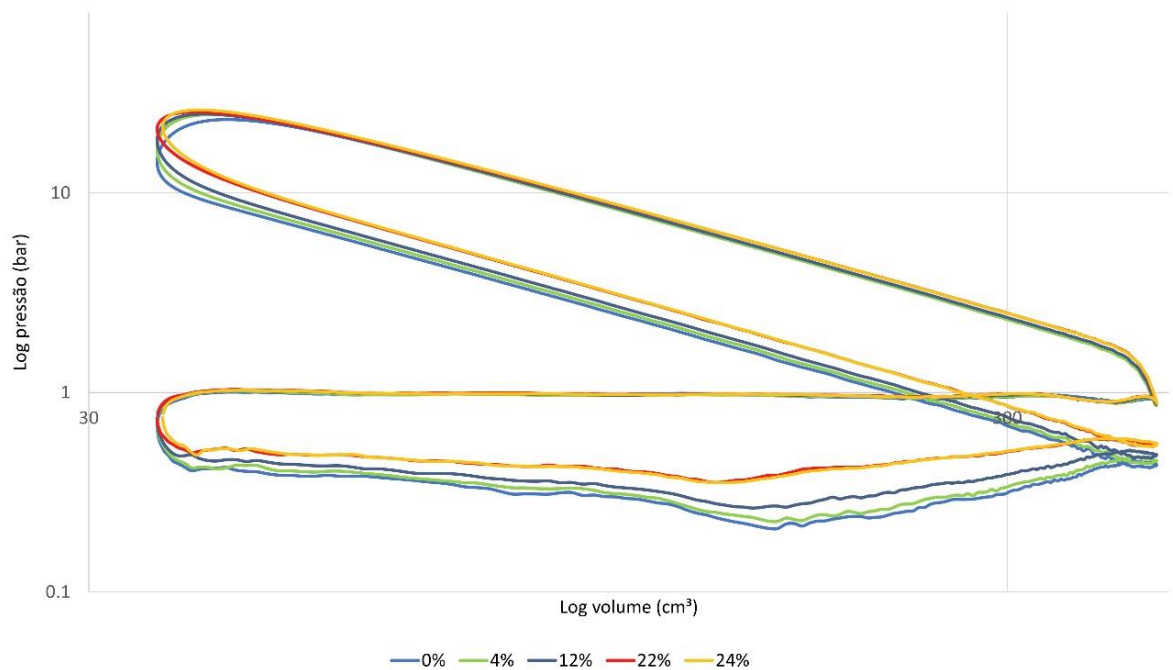
Fonte – Autora

Esse comportamento já era esperado, pois há uma pressão maior no coletor, o que implica em uma maior pressão inicial na etapa de compressão, conseqüentemente gerando uma maior pressão no ciclo inteiro.

É sabido que a pressão de pico altera o atrito do motor, então é de se esperar que com uma maior fração de EGR o atrito aumente, mas nesse trabalho não foi levantada a curva de atrito em função da pressão de pico, já se buscou entender o resultado que é o consumo específico de eixo.

A Figura 46 apresenta a variação da pressão em função do volume para diferentes frações de EGR, e mostra uma diminuição significativa do bombeamento em função da adição de EGR.

Figura 46 - Variação da pressão do cilindro 1 em função do volume, devido a adição de uma maior fração de EGR no ponto de 2750 rpm e 25 Nm



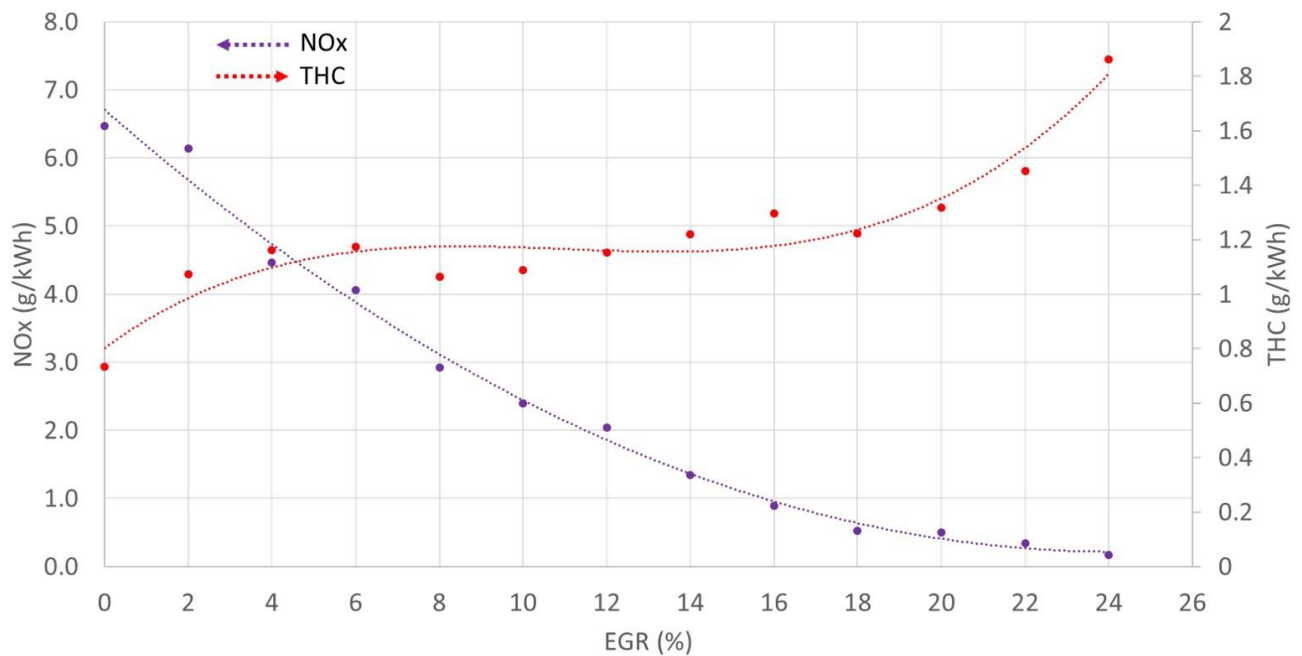
Fonte – Autora

O gráfico da Figura 47 apresenta a influência do EGR nas emissões de poluentes. Os óxidos de nitrogênio diminuíram significativamente, até 97,5% no ponto de máximo EGR, confirmando que a recirculação de gases de escape é uma das formas mais eficientes de reduzir as emissões de NO_x, conforme reportado na literatura.

Ainda no mesmo gráfico, pode-se observar que o THC teve um aumento de até 60% quando

comparamos o ponto de 0% com 24% de EGR, onde o motor já apresentava instabilidade. Na faixa do primeiro ponto com EGR até uma fração de 20%, a variação de THC não se mostra significativa, entretanto no ponto de 22 e 24% de EGR há um aumento expressivo, assim como quando se compara o ponto sem EGR e com uma fração de 2%. Pode levantar-se como uma possível hipótese a não oxidação total do etanol nesses pontos de maior fração de EGR, devido à baixa temperatura na câmara de combustão e a redução da concentração de O₂ devido a diluição.

Figura 47 - Aumento da concentração de THC e diminuição de NOx com o aumento da porcentagem de EGR, no ensaio sem controle da temperatura do coletor de admissão – ponto de operação 2750 rpm 25Nm



Fonte - Autora

A Tabela 4 indica os valores de COV_{PMEI} médio, $PMEP$ (*Pumping mean effective pressure*) a duração da parte rápida da combustão (CA10-CA90). O COV_{PMEI} médio aumentou com a adição de EGR, chegando até 2,59%. A adição de EGR foi possível somente até 24% devido a equalização da pressão de escape com a admissão, apesar de com essa fração já ter sido observado que o funcionamento do motor já estava instável.

A pressão média efetiva de bombeamento, que indica o trabalho de bombeamento realizado pelo motor, foi de -0,639 bar para -0,492 bar indicando uma diminuição no trabalho de

bombeamento, justificando o ganho no consumo específico obtido. Os pontos com fração de EGR de 22% e 24%, apesar de possuírem uma PMEP menor quando comparado ao ponto de 20%, obteve-se piora no consumo específico, pois esse ganho já estava sendo compensado de forma negativa pela deterioração na combustão.

A duração da fase de queima rápida é prolongada conforme aumenta-se a fração de EGR, mostrando a consequência da presença de um gás diluente na velocidade laminar da chama, tornando-a mais lenta.

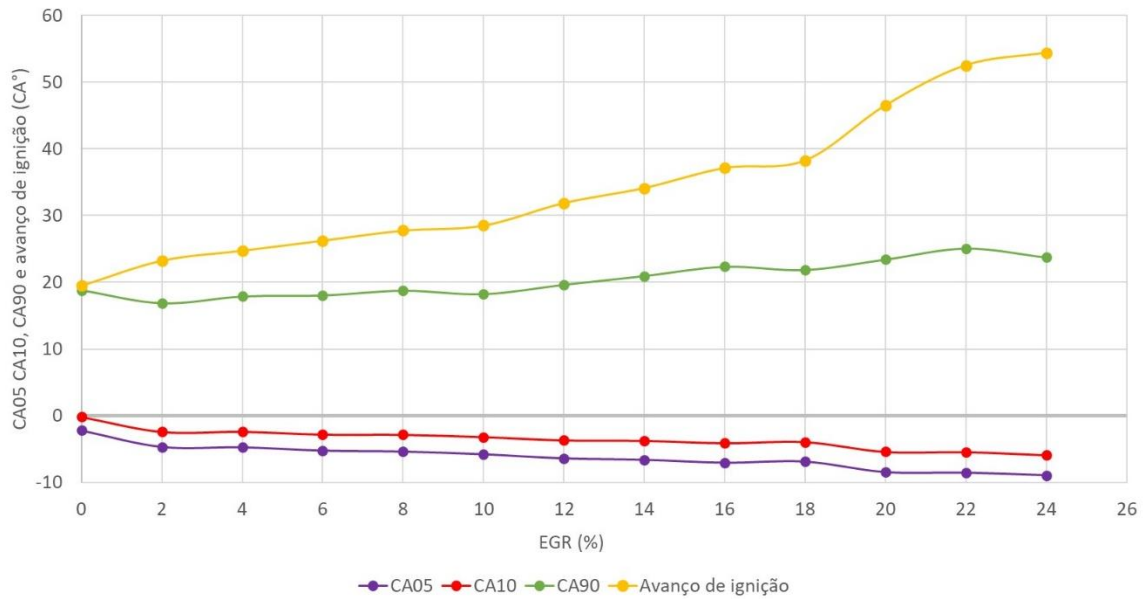
Tabela 4 - Comportamento do COV_{PMEI} , PMEP, e CA10-CA90 com variação do EGR sem o controle de temperatura do coletor, ponto de operação 2750 rpm 25 Nm

Fração de EGR	COV_{PMEI} médio	PMEP - bombeamento	CA10-CA90
%	%	bar	°CA
0	1.29%	-0.639	19.01
2	1.13%	-0.627	19.3
4	1.29%	-0.619	20.28
6	1.32%	-0.615	20.85
8	1.27%	-0.605	21.61
10	1.35%	-0.594	21.42
12	1.52%	-0.586	23.32
14	1.60%	-0.569	24.7
16	2.14%	-0.543	26.44
18	1.97%	-0.549	25.79
20	2.35%	-0.514	28.82
22	2.73%	-0.491	30.5
24	2.59%	-0.492	29.63

Fonte – Autora

O início da combustão, CA05 e CA10, acontece mais cedo a cada acréscimo de EGR feito devido o avanço na ignição e o final, CA90, cada vez mais tarde devido a lentidão causada pela adição do gás diluente. A Figura 48 mostra o comportamento do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 conforme a fração de EGR aumenta.

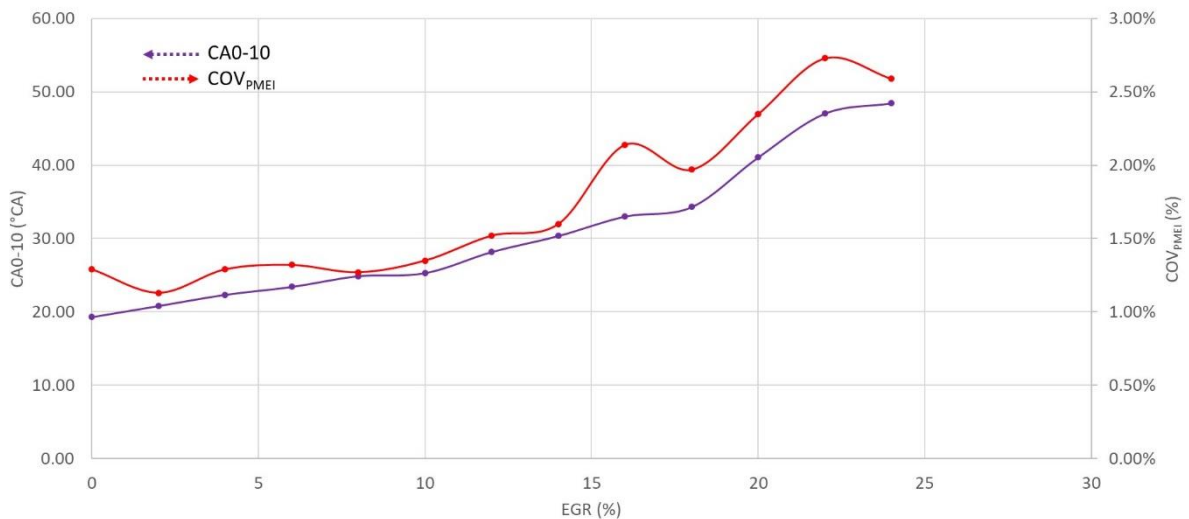
Figura 48 - Resultado do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 devido a adição de EGR - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm, sem controle de temperatura do coletor



Fonte – Autora

A Figura 49 mostra a variação do CA0-10, início do desenvolvimento da combustão, e do COV_{PMEI} conforme há o aumento da fração de EGR. Pode-se observar que a adição de EGR afeta significativamente o desenvolvimento inicial da combustão, mais do que afeta CA10-90.

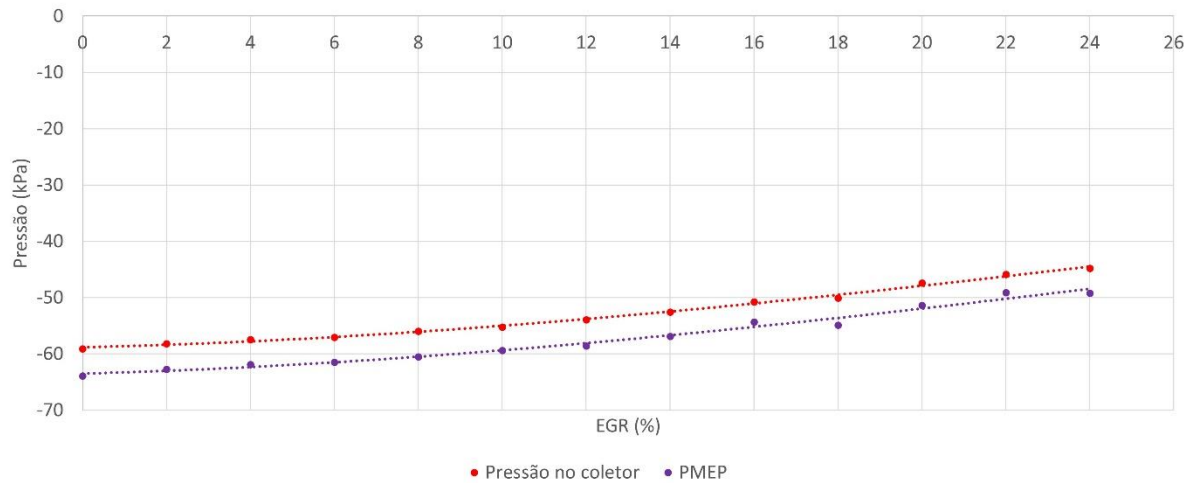
Figura 49 - Variação do CA0-10 e do COV_{PMEI} com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm



Fonte – Autora

A pressão medida diretamente no coletor de admissão em acordo com o PMEP apresentado na tabela anterior, indicou a diminuição do trabalho de bombeamento, conforme pode ser observado na Figura 50.

Figura 50 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura – ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm



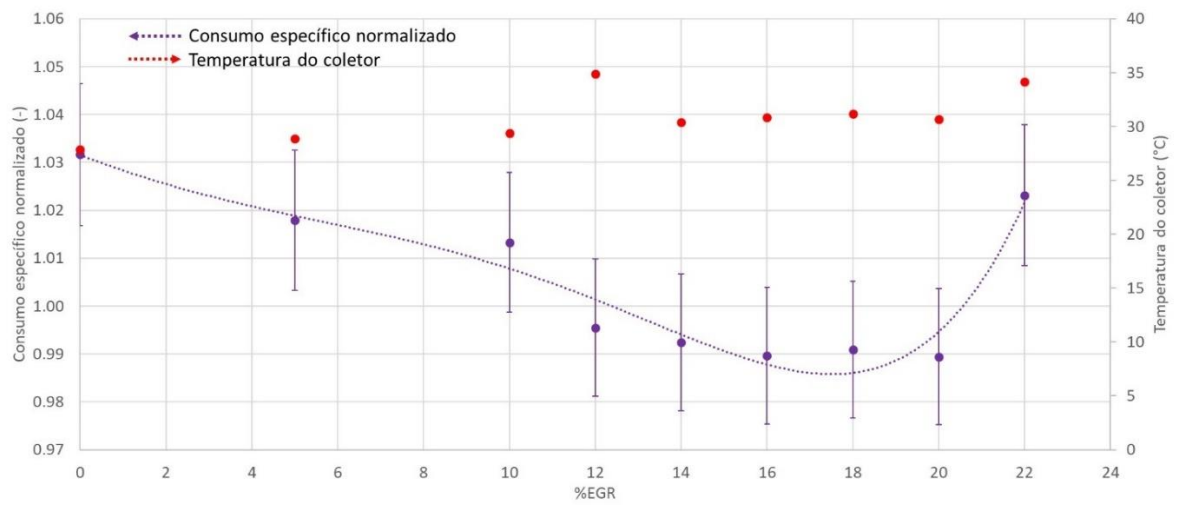
Fonte – Autora

4.3.1.1 Efeito da variação da fração de EGR com controle de temperatura

O outro ensaio realizado para a variação de EGR foi aquele onde a temperatura do coletor foi controlada com o uso da válvula EGR acoplada ao trocador de calor. Neste ensaio obteve-se uma fração de EGR máxima de 22% já com grande instabilidade no motor. Na Figura 51 pode-se observar que o menor consumo específico obtido foi entre 16 e 18% de EGR, apresentando uma melhora em torno de 4% em relação a condição sem EGR. A temperatura do coletor foi mantida entre 27 e 34°C em todos os pontos.

Observa-se que nesse caso, em relação ao ciclo Miller, não foram obtidos ganhos significativos no consumo específico do motor, o que mostra que as altas temperaturas no coletor de admissão associadas ao uso de EGR tem um efeito importante para ganhos de eficiência.

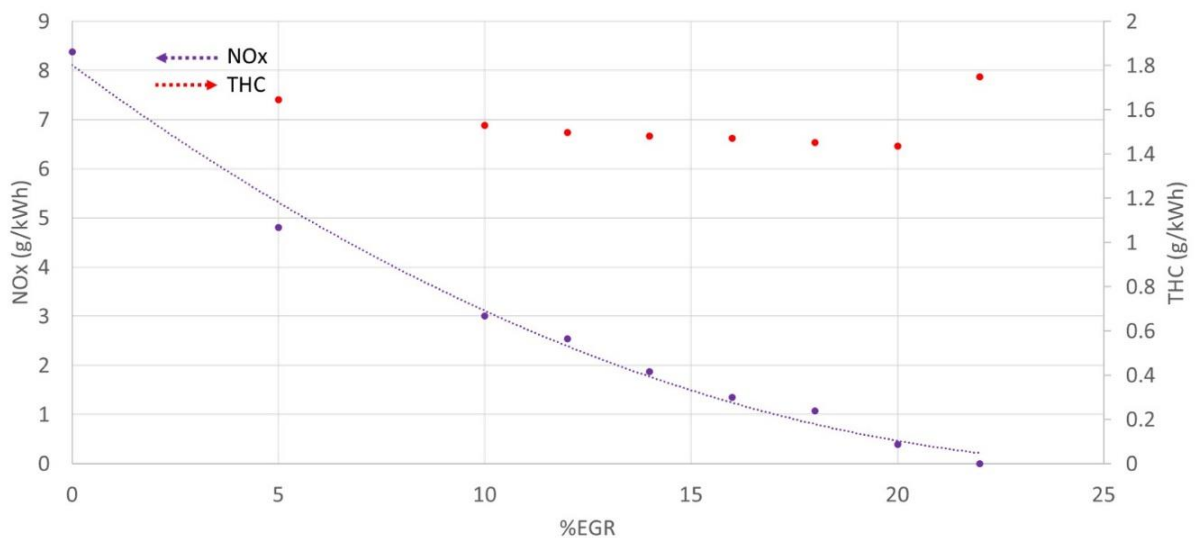
Figura 51 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR com o controle de temperatura do coletor (30°C) – ponto de operação 2750 rpm 25Nm



Fonte - Autora

Na Figura 52 observa-se uma constância nas emissões de THC entre 5 e 22 % de EGR, as pequenas variações podem estar dentro da incerteza de medição das emissões que não foi avaliada nesse trabalho. No ponto sem EGR houve um problema na transmissão do sinal da bancada desse poluente para a automação e não foi gravado, fato que foi observado posteriormente a finalização do ensaio. As emissões de NO_x diminuíram aproximadamente 95%, mantendo a coerência com o esperado.

Figura 52 - Concentração de THC e diminuição de NO_x com o aumento da porcentagem de EGR, no ensaio com controle da temperatura do coletor de admissão (30°C) – ponto de operação 2750 rpm 25Nm



Fonte – Autora

Os dados indicados apresentados na Tabela 5 mostram o quanto o COV_{PMEI} no ponto de 22% aumentou, apresentado uma combustão instável. A pressão de bombeamento diminuiu à medida que houve o aumento na fração de EGR, e isso não necessariamente resultou em uma diminuição do consumo específico, caso do ponto de 22% de EGR. Os dados indicados dos pontos 5 e 10% não foram gravados, o que foi averiguado somente depois do encerramento dos testes.

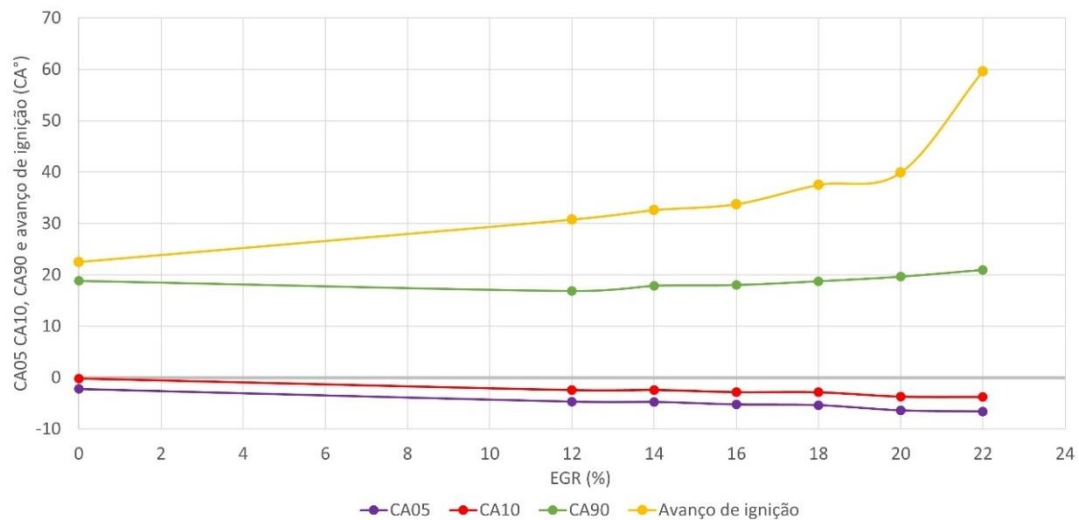
Tabela 5 - Comportamento do COV_{PMEI} , $PMEP$, e $CA_{10}-CA_{90}$ com variação do EGR com o controle de temperatura do coletor, ponto de operação 2750 rpm 25 Nm

Fração de EGR	COV_{PMEI} médio	$PMEP$ - bombeamento	$CA_{10}-CA_{90}$
%	%	bar	°CA
0	1.11%	-0.639	19.01
12	1.30%	-0.627	19.3
14	1.68%	-0.619	20.28
16	1.75%	-0.615	20.85
18	1.55%	-0.605	21.61
20	2.48%	-0.586	23.32
22	14.86%	-0.569	24.7

Fonte – Autora

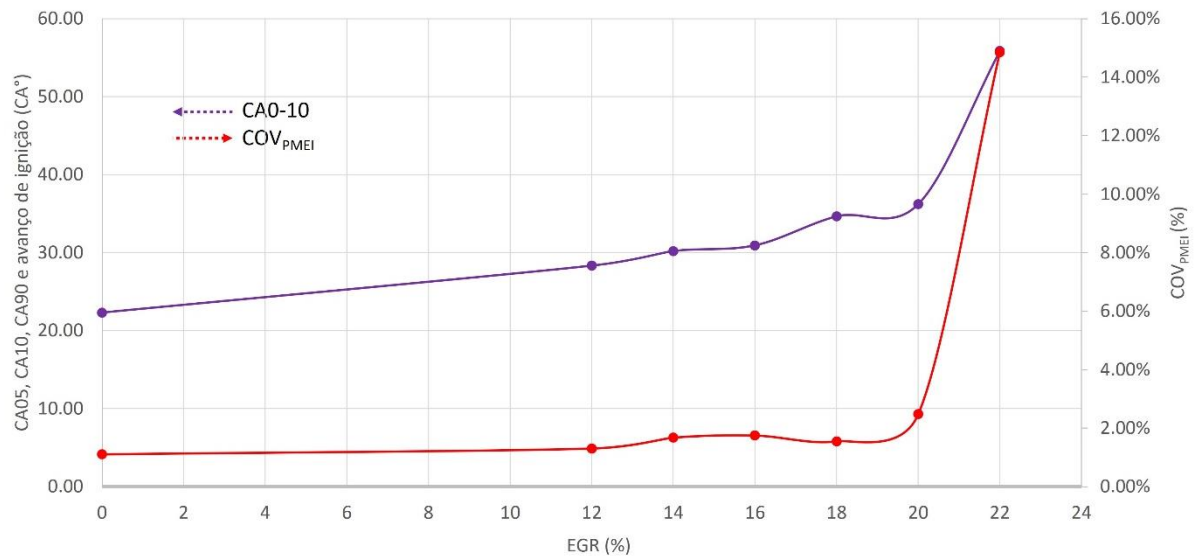
A Figura 53 mostra o comportamento do avanço de ignição, CA_{05} , CA_{10} e CA_{90} conforme a fração de EGR aumenta. Já a Figura 54 apresenta a variação do CA_{0-10} e do COV_{PMEI} com o aumento da fração de EGR.

Figura 53 - Resultado do avanço de ignição, CA_{05} , CA_{10} e CA_{90} devido a adição de EGR - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm com controle de temperatura do coletor



Fonte – Autora

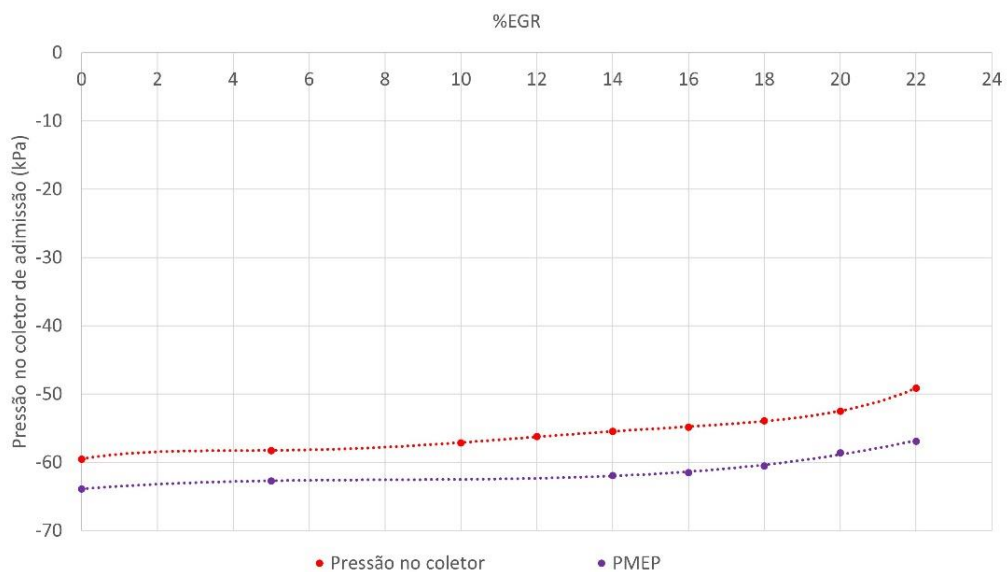
Figura 54 - Variação do CA0-10 e do COV_{PMEI} com o aumento da fração de EGR, com o controle de temperatura - ponto de operação 2750 rpm e 25 Nm



Fonte – Autora

Conforme pode ser observado na Figura 55 a pressão medida no coletor de admissão e a pressão média efetiva indicada de bombeamento também aumentaram, ratificando a diminuição no trabalho de bombeamento. Entretanto a diminuição foi menor quando comparado ao teste anterior devido a temperatura mais baixa e consequentemente o menor volume ocupado pelo gás diluente na câmara de combustão.

Figura 55 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, com o controle de temperatura, ponto de operação 2750rpm e 25 Nm



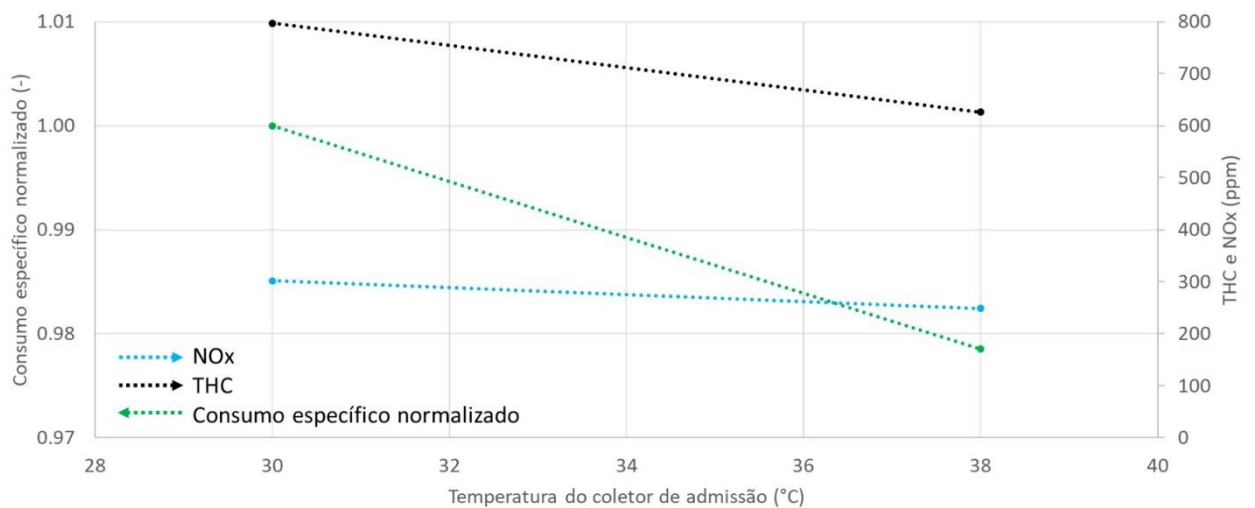
Fonte - Autora

4.3.1.2 Variação da temperatura do EGR

Os testes de variação para o ponto de 2750 rpm e 25 Nm se mostraram limitados com a configuração montada, apesar disso os resultados obtidos ainda seguiram a coerência com o relatado na literatura.

A temperatura máxima obtida nessa condição, com o uso da válvula EGR acoplada ao trocador de calor, foi de 38 °C. Conforme pode-se verificar na Figura 56 houve uma redução de 2% no consumo específico com o aumento da temperatura no coletor.

Figura 56 - Consumo específico normalizado, THC e NOx com a variação da temperatura do coletor de admissão, ponto de operação 2750rpm e 25 Nm



Fonte – Autora

Apesar disso, conforme pode ser observado na Tabela 6, não houve uma diminuição na duração da combustão ou nos outros parâmetros indicados.

Tabela 6 - Dados indicados da combustão - 2750 rpm e 25 Nm

	CA05	CA10	CA90	CA10-90
	°CA	°CA	°CA	°CA
30	-6.69	-4.06	19.52	23.58
38	-8.78	-5.73	22.30	28.03

Fonte – Autora

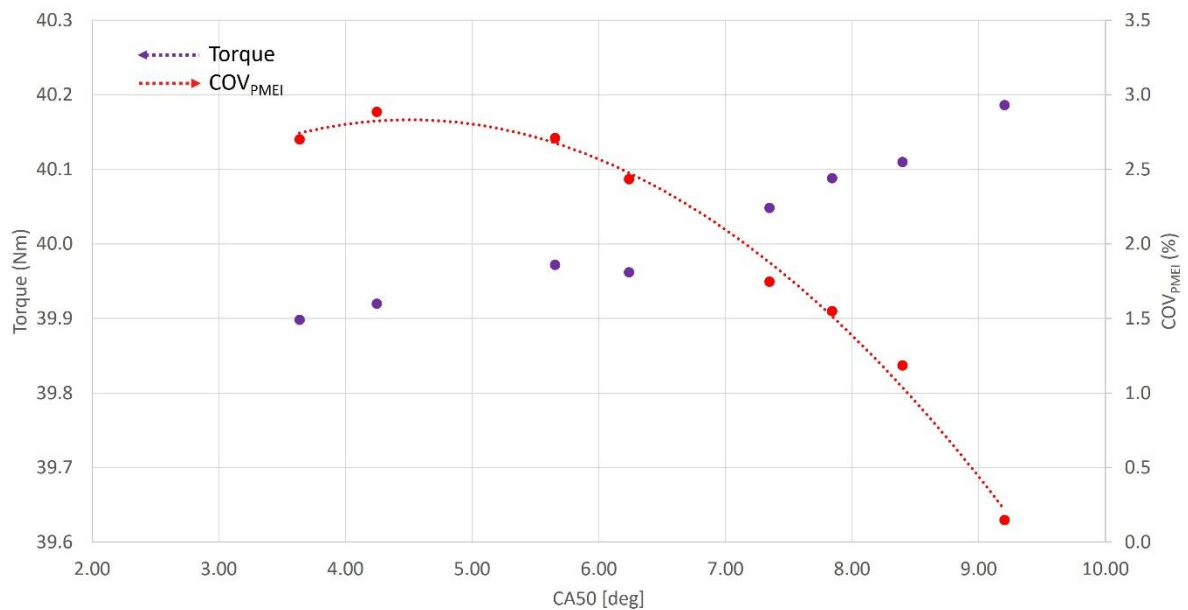
Esse ensaio poderá ser mais bem avaliado no outro ponto de operação de 4000 rpm e 40 Nm, no qual foi possível atingir maiores temperaturas de coletor.

4.3.2 4000 rpm e 40Nm

4.3.2.1 Variação do CA50

O resultado obtido para o ensaio de variação de CA50 é apresentado no gráfico da Figura 57, onde observa-se a variação do torque e do COV_{PMEI} à medida que ocorre a variação do CA50 com 25% de EGR.

Figura 57 - Torque e COV_{PMEI} em função da variação do CA50, com 25% de EGR, ponto de operação 4000 rpm 40 Nm



Fonte - Autora

O ponto de maior torque obtido com EGR foi de CA 50 entre 4 e 6°CA, o que é diferente dos 8° comumente adotados nos motores de combustão interna por centelha. Para os próximos ensaios foi mantido o valor de CA50 fixo em 5°CA.

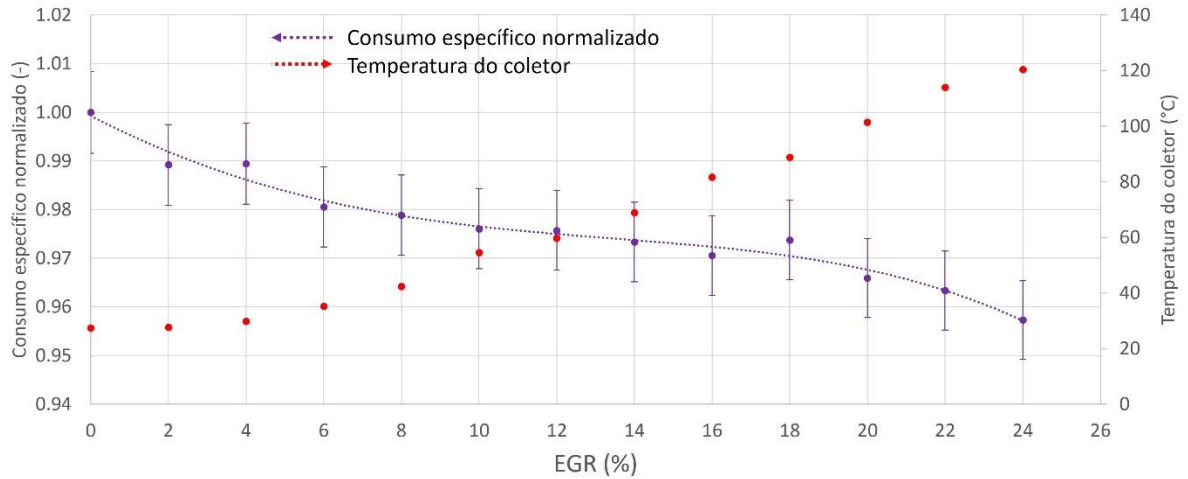
4.3.2.2 Variação da fração de EGR

O ensaio a seguir se refere a variação da fração de EGR sem o controle da sua temperatura.

O gráfico da Figura 58 apresenta uma diminuição de aproximadamente 4,5% no consumo específico no ponto de 24 % de EGR. No mesmo gráfico também é apresentada a temperatura obtida no coletor de admissão, que nesse ensaio atingiu máxima de 120°C. Esse fato impediu que fosse adicionado mais EGR devido a proteção dos componentes plásticos presentes na

admissão do motor.

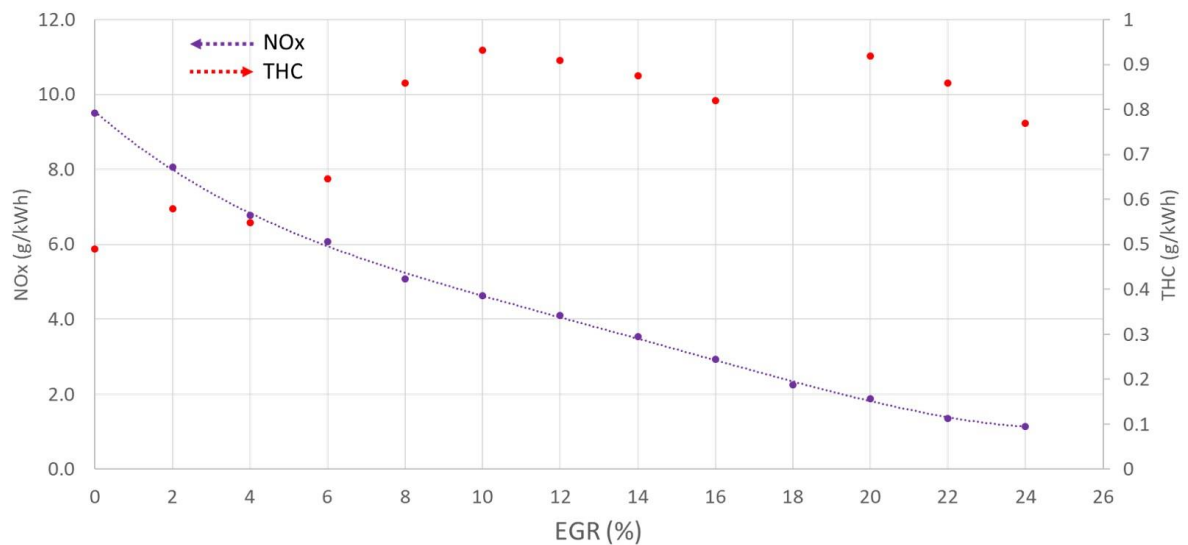
Figura 58 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR sem o controle de temperatura do coletor – ponto de operação 4000 rpm 40Nm



Fonte - Autora

Na Figura 59 observa-se uma redução de aproximadamente 90 % nas emissões de NO_x com a adição de EGR. Já para o THC observou-se um aumento de mais de 70% das emissões e até um comportamento menos estável, mais significativo do que foi para o ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm. O ponto de 18% de EGR não apresenta dados de THC devido problema na comunicação do analisador com a automação que só foi verificada posteriormente.

Figura 59 - Aumento da concentração de THC e diminuição de NO_x com o aumento da porcentagem de EGR, no ensaio sem controle da temperatura do coletor de admissão – ponto de operação 4000 rpm 40Nm



Fonte – Autora

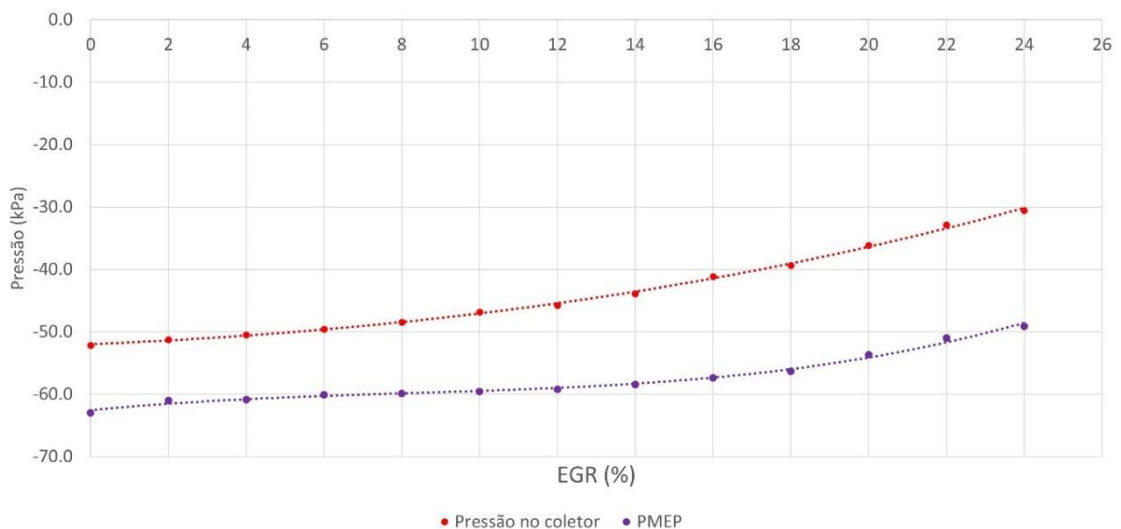
Os parâmetros relativos à combustão são apresentados na Tabela 7, na qual se observa que apesar de um aumento no COV_{PMEI} o valor máximo de 1,48% ainda se mostra aceitável dentro do que é relatado na literatura. O bombeamento tem uma redução significativa de aproximadamente 21%, o que é confirmado pela pressão medida no coletor apresentada na Figura 60. Já a duração da combustão tem um prolongamento de até 7° em relação ao ponto sem EGR.

Tabela 7 - Comportamento do COV_{PMEI} , PMEP, e CA10-CA90 com variação do EGR sem o controle de temperatura no coletor, ponto de operação 4000 rpm 40 Nm

Fração de EGR	COV_{PMEI} médio	PMEP - bombeamento	CA10-CA90
%	%	bar	°CA
0	0.73%	-0.63	21.69
2	0.83%	-0.61	22.42
4	0.77%	-0.61	22.64
6	0.84%	-0.60	23.48
8	0.87%	-0.60	24.09
10	0.90%	-0.60	24.98
12	0.97%	-0.59	25.13
14	0.98%	-0.58	25.64
16	1.06%	-0.57	25.74
18	1.10%	-0.56	26.08
20	1.30%	-0.53	26.65
22	1.25%	-0.51	27.11
24	1.48%	-0.49	28.05

Fonte – Autora

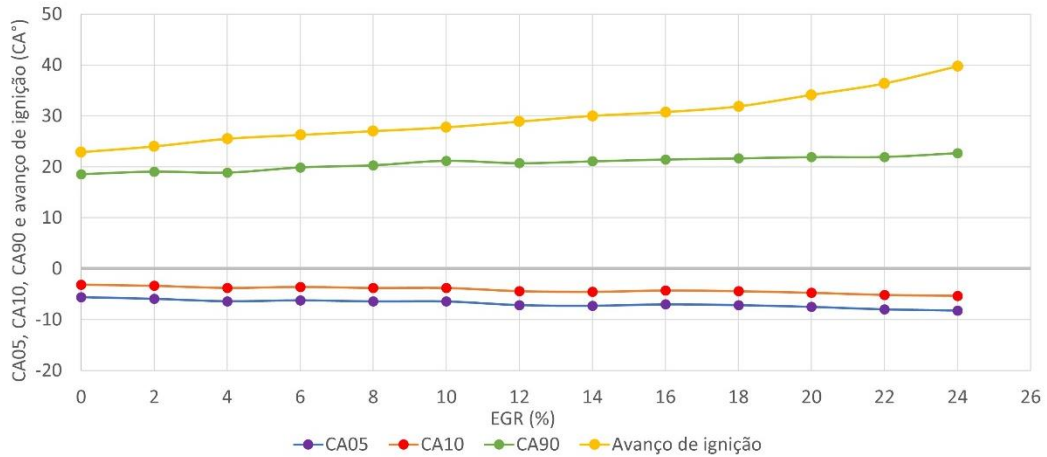
Figura 60 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

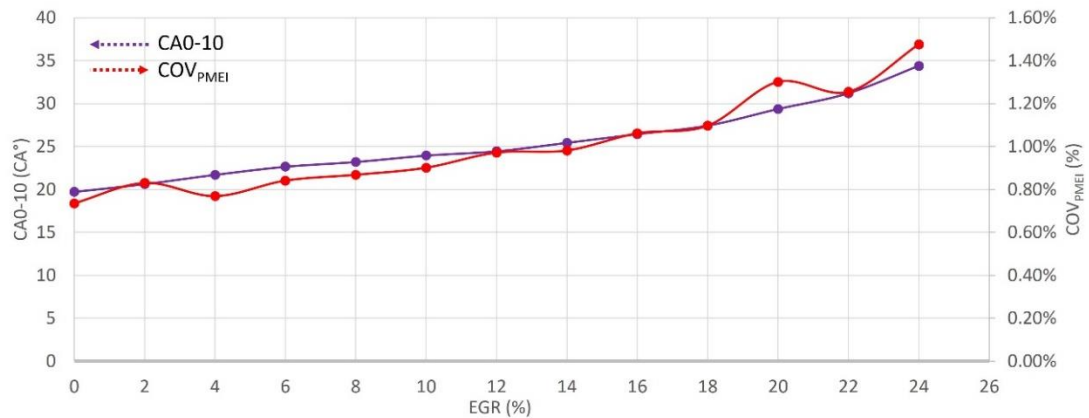
A Figura 61/Figura 53 mostra o comportamento do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 conforme a fração de EGR aumenta. Já a Figura 62 apresenta a variação do CA0-10 e do COV_{PMEI} com o aumento da fração de EGR.

Figura 61 - Resultado do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 devido a adição de EGR - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm sem controle de temperatura do coletor



Fonte – Autora

Figura 62 - Variação do CA0-10 e do COV_{PMEI} com o aumento da fração de EGR, sem o controle de temperatura - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm



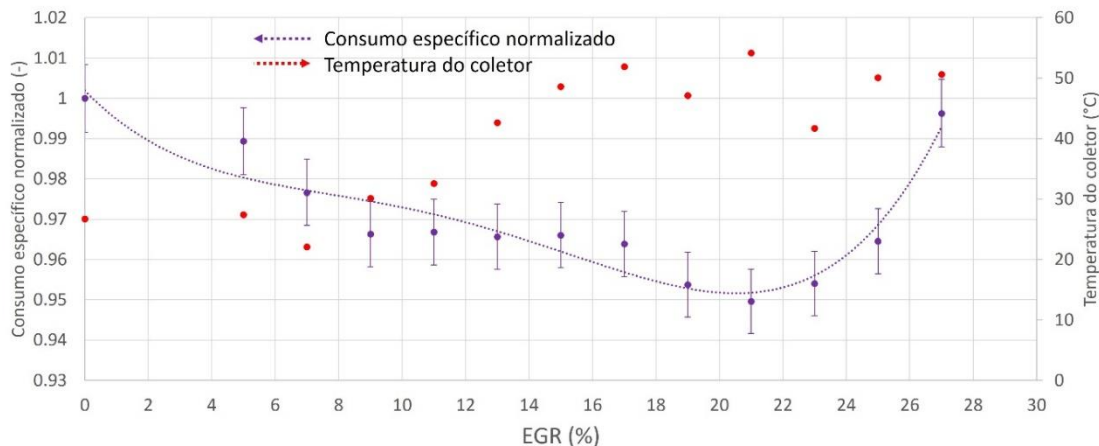
Fonte – Autora

O resultado do consumo específico no ensaio o qual a temperatura no coletor foi controlada é apresentado no gráfico da Figura 63. Observou-se uma redução no consumo semelhante ao do ensaio anterior apesar da diferença de temperatura entre eles. Esse comportamento foi distinto do que se observou no ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm.

No mesmo gráfico é apresentada a temperatura do coletor: o objetivo foi mantê-la em 50 ± 5 o que só foi possível a partir do ponto de 15% de EGR devido a menor vazão dos gases quentes

em frações mais baixas. No ponto de 23% de EGR houve uma variação um pouco maior, porém não houve prejuízo em decorrência disso.

Figura 63 - Consumo específico normalizado e temperatura do coletor de admissão em função da variação da fração de EGR com o controle de temperatura do coletor (50°C) – ponto de operação 4000 rpm 40Nm



Fonte – Autora

Apesar de não serem observados ganhos expressivos em pontos percentuais no consumo específico, decorrentes de uma maior temperatura no ensaio de variação da fração de EGR nesse ponto de operação, quando se comparam os dados da Tabela 7 e Tabela 8 pode se inferir que em maiores temperaturas a combustão se comporta de forma mais estável, provavelmente devido à uma melhor propagação da frente de chama. Com a temperatura no coletor em torno de 50°C observa-se um COV_{PMEI} maior em altas taxas de EGR e uma combustão mais prolongada, conforme Tabela 8.

Tabela 8 - Comportamento do COV_{PMEI} , PMP, e CA10-CA90 com variação do EGR com o controle de temperatura no coletor, ponto de operação 4000 rpm 40 Nm

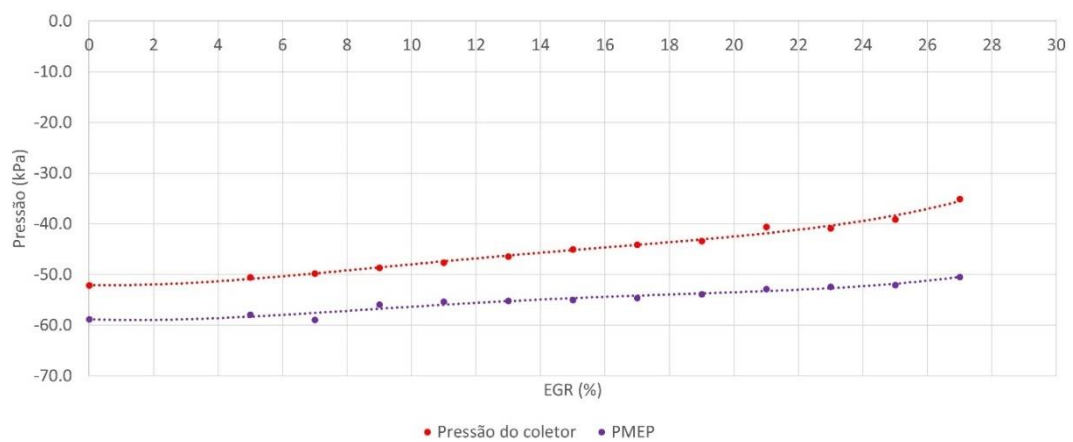
Fração de EGR	COV médio	PMP - bombeamento	CA10-CA90
%	%	bar	°CA
0	0.43%	-0.59	22.24
5	0.44%	-0.58	23.05
7	0.55%	-0.58	25.21
9	0.62%	-0.56	25.85
11	0.58%	-0.55	26.66
13	0.59%	-0.55	27.09
15	0.67%	-0.55	27.70
17	0.72%	-0.55	28.13

19	0.76%	-0.54	29.54
21	0.80%	-0.53	31.20
23	1.07%	-0.52	32.50
25	1.57%	-0.52	33.20
27	6.68%	-0.50	37.29

Fonte – Autora

Observa-se na Figura 64 que a pressão no coletor aumenta, porém menos do que é observado no ensaio anterior apresentado na Figura 60.

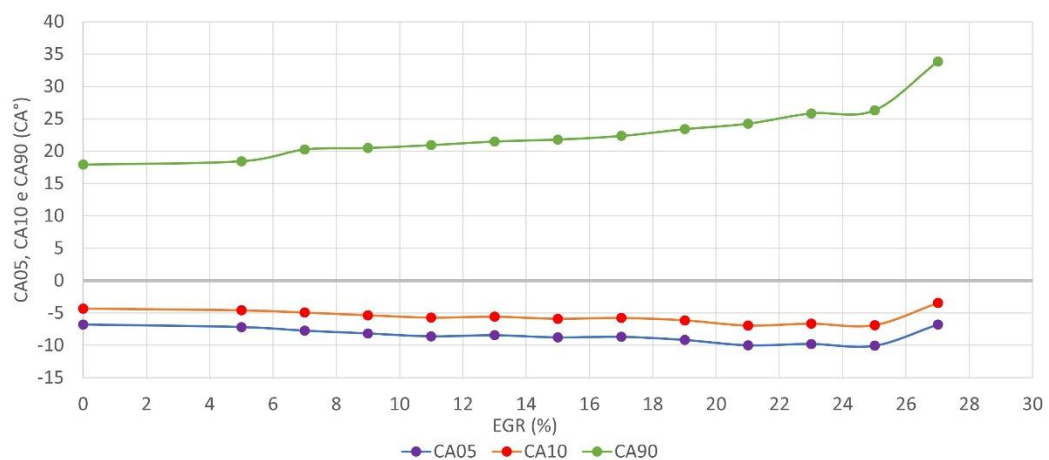
Figura 64 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da fração de EGR, com o controle de temperatura, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

A Figura 65 mostra o comportamento do avanço de ignição, CA05, CA10 e CA90 conforme a fração de EGR aumenta. O avanço de ignição não foi gravado nesse ponto.

Figura 65- Resultado CA05, CA10 e CA90 devido a adição de EGR - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm com controle de temperatura do coletor



Fonte – Autora

A partir desses ensaios pode ser observado que a temperatura do EGR tem um efeito importante no comportamento da combustão, porém com o objetivo de deixar isso mais claro na próxima seção vamos isolar somente essa variável para análise.

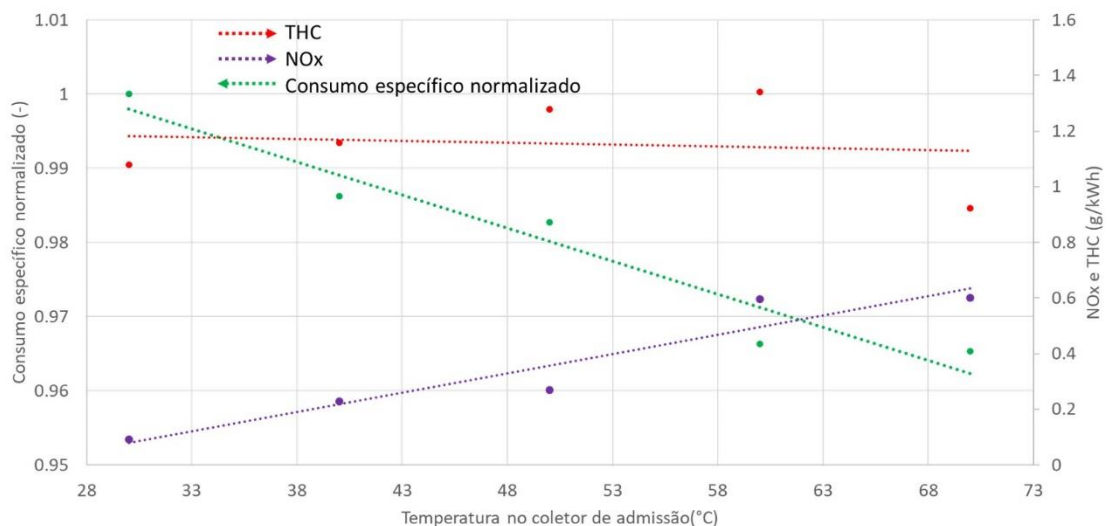
4.3.2.3 Variação da temperatura do EGR

Nos testes de variação de temperatura de EGR para o ponto de 4000 rpm 40 Nm foram obtidos resultados satisfatórios e condizentes com a literatura.

A fração de EGR permaneceu fixa em 25% nos 5 pontos – 30, 40, 50, 60 e 70°C. Se fez necessário ter uma fração mais alta com o aparato disponível para possibilitar temperaturas mais altas possíveis, obtendo assim uma maior faixa representativa para análise.

O gráfico da Figura 66 mostra a redução no consumo específico a partir do aumento da temperatura do EGR. Houve uma diminuição de aproximadamente 4% no consumo, um aumento nas emissões de NO_x já esperado devido ao aumento de temperatura e o THC não sofreu grandes alterações com exceção do último ponto.

Figura 66 - Consumo específico normalizado, THC e NO_x com a variação da temperatura do coletor de admissão, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm

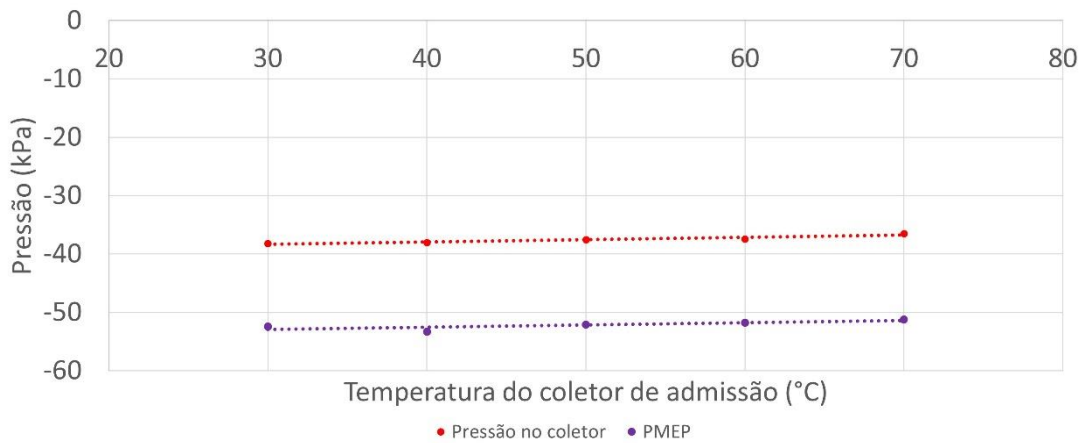


Fonte – Autora

A pressão no coletor de admissão aumentou com a elevação da temperatura, conforme Figura

67, o que está de acordo com o esperado visto que há mais volume ocupado no cilindro pelo gás diluente mais quente, que ocasiona uma maior abertura na borboleta e consequentemente um menor trabalho de bombeamento.

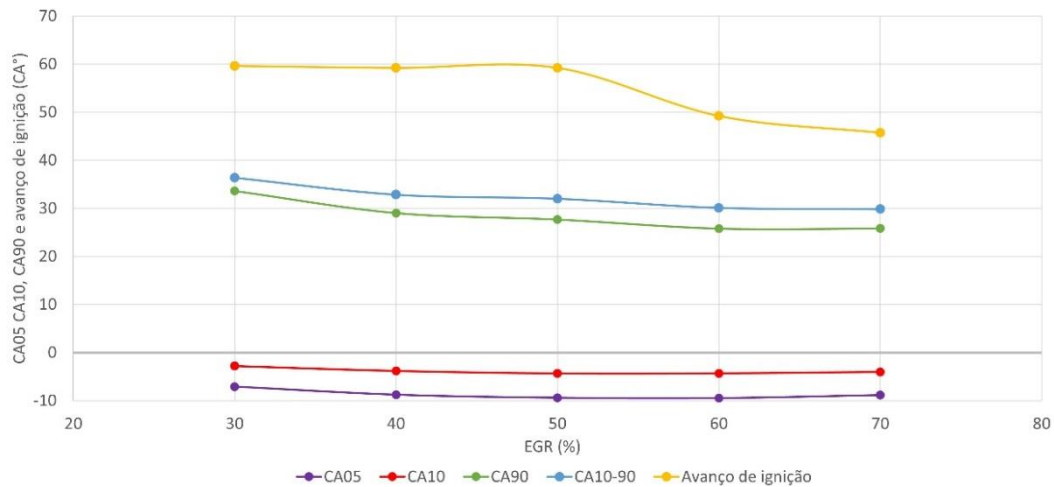
Figura 67 - Variação na pressão do coletor de admissão com o aumento da temperatura no coletor de admissão, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

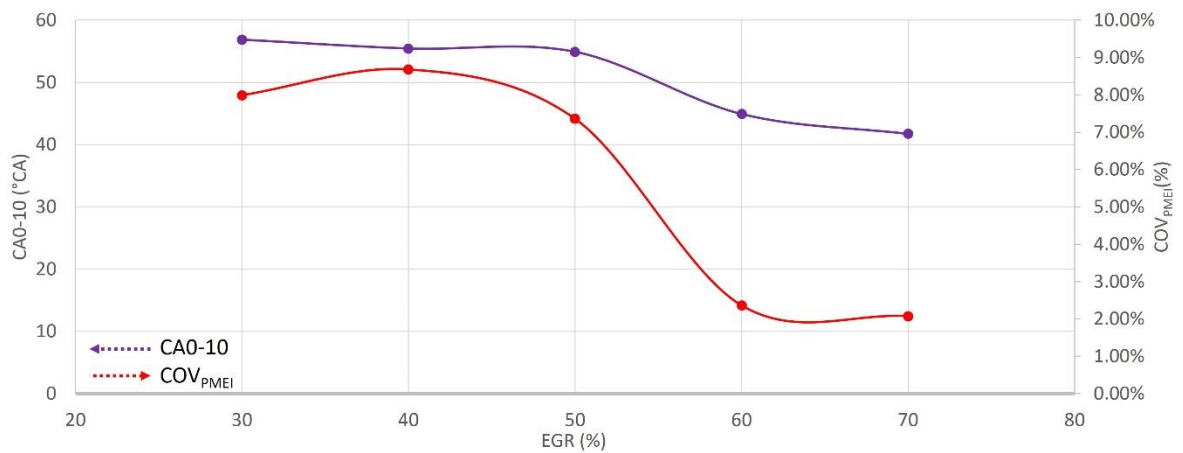
As Figura 68 e Figura 69 apresenta o comportamento dos parâmetros de combustão com o aumento da temperatura. Pode ser observado que com a elevação da temperatura a duração da combustão diminui assim como o COV_{PMEI} , em acordo do que é relatado na literatura, indicando que há uma combustão mais estável nas temperaturas mais altas.

Figura 68 - Resultado avanço de ignição, CA05, CA10, CA90 e CA10-90 devido a adição de EGR - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm com variação da temperatura do coletor



Fonte – Autora

Figura 69 - Variação do CA0-10 e do COV_{PMEI} com o aumento da fração de EGR com a variação da temperatura do coletor - ponto de operação 4000 rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

O ensaio com EGR em temperaturas mais altas mostra que há uma grande importância em se considerar isso em um sistema de EGR, mais ainda quando estamos falando do uso de etanol que não tem problemas com *knock*, por exemplo.

Na próxima seção será feito um pequeno comparativo entre etanol e gasolina com o uso de EGR.

4.3.3 Comparativo gasolina e etanol

O etanol possui características específicas como mostrado na literatura que pode favorecer a adição de gases diluentes afetando menos a combustão do que comparado a gasolina.

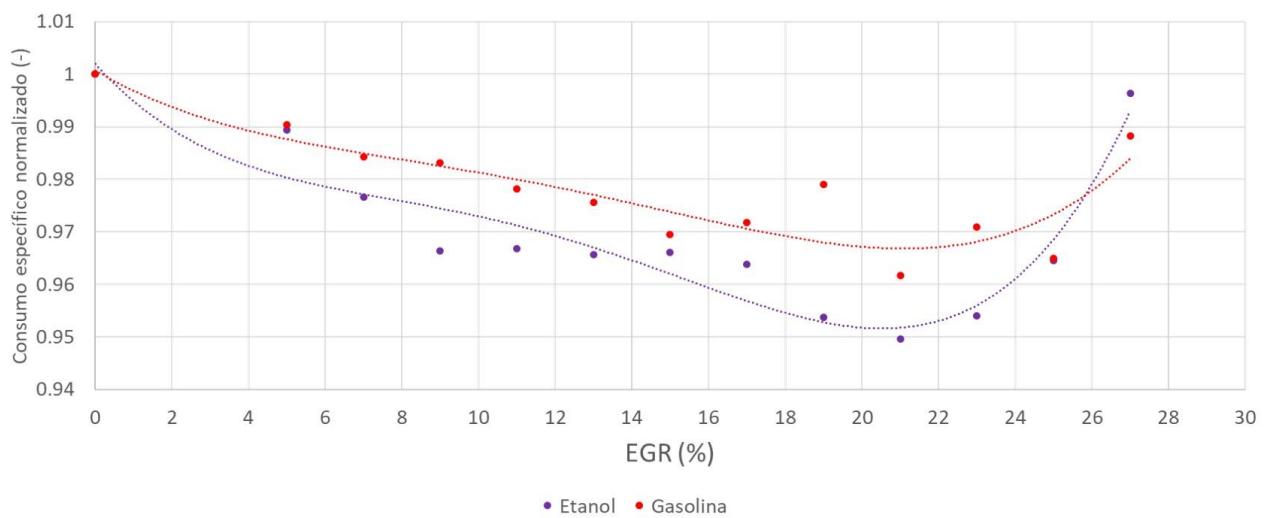
Na Figura 70 é apresentado o gráfico do consumo específico normalizado do motor em função da variação da quantidade de EGR tanto com gasolina como etanol. Os resultados obtidos para etanol foram normalizados com o ponto de 0% de EGR do mesmo combustível e os resultados da gasolina normalizados a partir dos dados obtidos do ponto de 0% de EGR da gasolina.

Observa-se na Figura 71 que a adição de EGR em ambos os combustíveis resultou, aproximadamente, no mesmo aumento na pressão do coletor, ou seja, na mesma redução no trabalho de bombeamento. Porém isso não refletiu na mesma redução do consumo específico

de combustível, na Figura 70 em cada fração de EGR obtém-se maior redução no consumo para o etanol do que para gasolina, exceto o último ponto o qual o motor já apresenta instabilidade na operação.

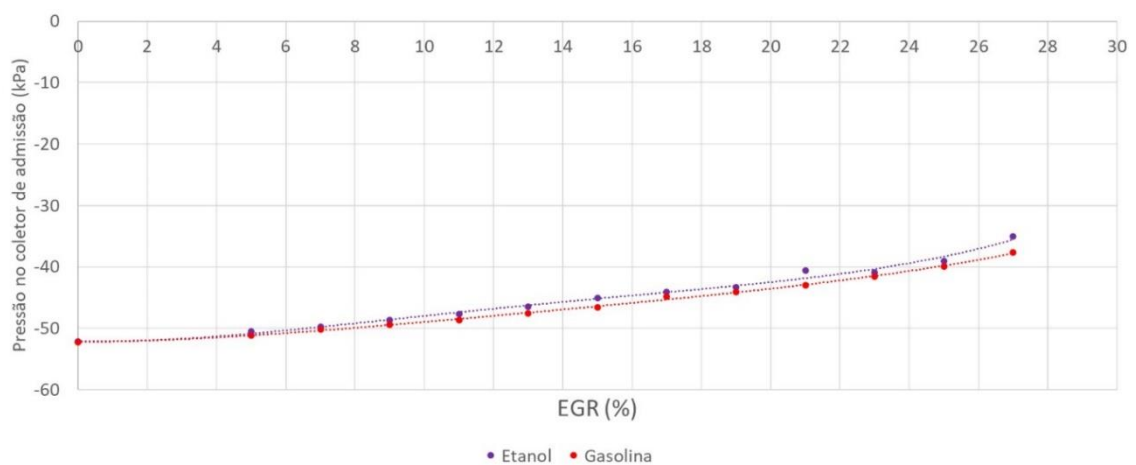
Essa situação pode ser explicada pelo fato de o etanol ser mais tolerante a diluição do que a gasolina, ou seja, quando há adição do gás diluente não há deterioração da combustão tão grande no etanol quanto na gasolina.

Figura 70 – Consumo específico normalizado do etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

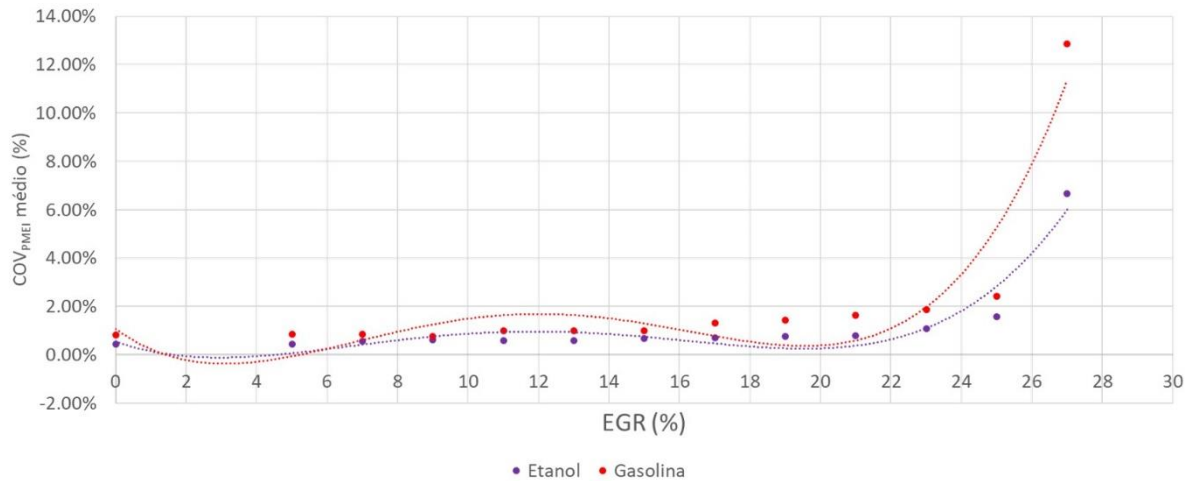
Figura 71 – Pressão no coletor de admissão com o motor operando com etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

Na Figura 72 observa-se uma tendência de o COV_{PMEI} da gasolina ter um valor mais elevado do que o do etanol em praticamente todos os pontos. E no último ponto, 27% de EGR, no qual em ambos os combustíveis o motor já apresenta uma instabilidade na operação, observa-se que o COV_{PMEI} da gasolina é o dobro do etanol.

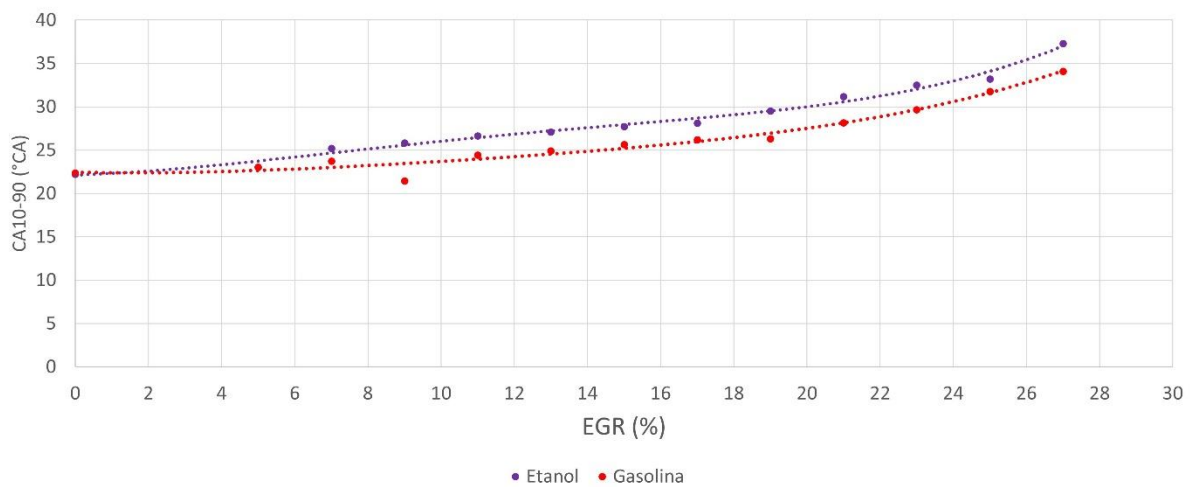
Figura 72 – COV_{PMEI} médio com o motor operando com etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

A Figura 73 apresenta os valores obtidos para CA10-90 para etanol e gasolina, observa-se que a queima da gasolina é um pouco mais rápida que a do etanol.

Figura 73 – CA10-90 médio com o motor operando com etanol e da gasolina em função da variação da fração de EGR, ponto de operação 4000rpm e 40 Nm



Fonte – Autora

Os dados de emissão de poluentes nesse comparativo ajudariam a ver o comportamento do THC dos dois combustíveis, confirmando uma possível maior fragilidade da gasolina associada ao uso de gás diluente.

Os resultados obtidos nesse ensaio mostram uma tendência de o etanol ter maior tolerância ao uso de EGR sem uma deterioração da combustão, porém não são conclusivos para afirmar isso.

5 CONCLUSÕES

Os resultados dos testes demonstraram que, para o motor de combustão interna de ignição por centelha operando em ciclo Otto testado, a utilização de um sistema de EGR diminuiu significativamente as emissões de NO_x , reduz o consumo específico de combustível e alterou a combustão e a liberação de calor de forma que o CA50 para se obter o MBT se torna diferente de 8 °CA. Além disso, o uso do *swirler* afetou positivamente o funcionamento do motor na homogeneização do EGR com a mistura ar combustível, mas diminuiu torque e potência máximos.

Analisando a mistura em cada um dos três cilindros no ponto de operação de 2750 rpm e 25Nm, observa-se uma homogeneidade por meio do COV_{PMEI} e a PMEI . Em condições de operação estabilizadas observou-se no COV_{PMEI} uma diferença máxima de 0,50 pontos percentuais e na PMEI uma diferença de até 0,2 bar entre cilindros.

No ponto de 2750 rpm 25 Nm, no teste de variação da fração de EGR, observou-se uma redução das emissões de NO_x em torno de 95%, em contrapartida houve um aumento das emissões de THC, principalmente na fração de EGR de 24%. Em relação ao consumo específico obteve-se uma redução de até 7%. A redução no consumo de combustível foi consequência da redução no trabalho de bombeamento devido a maior abertura da borboleta. Observou-se também que a combustão ficou mais lenta com a adição de EGR, consequente da diminuição da velocidade laminar da chama.

Ainda nesse mesmo ponto de operação observou-se um impacto positivo das temperaturas mais altas de EGR (80°C) em relação ao ensaio de temperatura constante (30°C). Porém, não foi possível extrair grandes conclusões com o ensaio de variação da temperatura do EGR, o qual só houve variação de 8°C na temperatura do coletor, devido a limitação do aparato disponível.

No ponto de 4000 rpm 40 Nm, não foram observadas grandes diferenças no ganho percentual do consumo específico de combustível no ensaio de variação de EGR com temperaturas mais altas e temperatura constante em 50 °C. Em contrapartida, ao se isolar a variável temperatura mantendo a fração de EGR constante foi possível observar um consumo específico 4% menor

e um COV_{PMEI} menor com uma temperatura mais alta, em 30 °C aproximadamente 8% e 70 °C 2%. Além disso, a temperatura mais alta associada ao etanol não apresenta risco de *knock*. Em contrapartida, houve um aumento em torno de 33% de emissões de NO_x com o aumento da temperatura de 30 para 70°C.

No ensaio comparativo entre gasolina e etanol houve uma tendência de o etanol ser mais vantajoso associado ao uso de diluente do que a gasolina. Porém, o único ensaio feito e o ganho de consumo específico de combustível com etanol em pontos percentuais não foi suficiente para demonstrar que a maior velocidade laminar do etanol permite uma maior diluição com EGR.

Mesmo não tendo informações dos custos de cada tecnologia em função do mercado e volume de vendas, pode-se observar que o uso de EGR externo nas condições apresentadas traz benefícios, em alguns casos maiores que o uso do VVT. A decisão de uso possivelmente será o custo de aplicação de cada uma das tecnologias.

A principal contribuição da pesquisa foi melhor entender os efeitos de uma tecnologia ainda pouco estudada em motores *flex* utilizando o etanol, assim como o impacto de temperaturas mais altas do EGR.

6 TRABALHOS FUTUROS

Os trabalhos futuros podem estudar maneiras de viabilizar um misturador que não cause grande perda de carga no motor, não trazendo prejuízo para a operação do motor em plena carga.

Outro ponto que foi inicialmente explorado nesse trabalho, porém é de suma importância e deve ser estudado, é a influência do EGR no CA50 em diferentes frações de EGR. Possibilitando dar continuidade sobre o entendimento do efeito desse gás diluente no desenvolvimento da combustão.

Um trabalho que poderia ser realizado é entender a influência do aumento da pressão no cilindro no atrito do motor, isolando essa variável para avaliar o quanto se tem de perda.

Ainda é possível fazer uma avaliação mais detalhada do EGR com o uso de etanol comparado com a gasolina, observando se é possível ter maiores ganhos no uso desse biocombustível.

E finalmente, aplicar o projeto do misturador para um motor com deslocamento volumétrico maior e com quantidade de cilindro diferentes e avaliar se o observado no presente trabalho se repete para outras configurações.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABD-ALLA, G. H. Using exhaust gas recirculation in internal combustion. **Energy Conversion & Management**, 2001.

AGRAWAL, A. K.; SINGH, S. K.; SINHA, S.; SHUKLA, M. K. Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines. **Sadhana**, Kanpur, v. 29, p. 275-284, Junho 2004. ISSN <https://doi.org/10.1007/BF02703777>.

AYALA, F. A.; HEYWOOD, J. B. Lean SI Engines: the Role of Combustion Variability in Defining Lean Limits. **SAE International**, Naples, Setembro 2007.

CAMARGOS, L. C. X.; AVEDISSIAN, N. Q.; DOS SANTOS, A. H. **Concepção de um sistema de recirculação de gases de escape para aumento de eficiência de motores ciclo Otto**. São Caetano do Sul. 2017.

CARROS NA WEB. Ficha Técnica Peugeot 208 Active 1.2. **Carros na Web**, 2018. Disponível em: <https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=9003>. Acesso em: 25 Novembro 2018.

CETESB. Emissão veicular. **Companhia Ambiental do Estado de São Paulo**, 2021. Disponível em: <https://cetesb.sp.gov.br/veicular/proconve/>. Acesso em: 19 dez. 2021.

CHOMPIPAT, P. Exhaust Gas Recirculation Valve. **Dreamstime**. Disponível em: <https://www.dreamstime.com/stock-illustration-exhaust-gas-recirculation-valve-attempt-to-reduce-diesel-pollutants-concept-system-image84245285>. Acesso em: 06 jan. 2022.

CONAMA, C. N. D. M. A. **RESOLUÇÃO Nº 492 - PROCONVE L7 e L8**. Ministério do Meio Ambiente. Brasília. 2018.

EIA. Biofuel Explained - Ethanol and the environment. **US Energy Information**, 2021. Disponível em: <https://www.eia.gov/energyexplained/biofuels/ethanol-and-the-environment.php>. Acesso em: 08 jan. 2022.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY - EPA. Learn about air pollution transportation. **United States Environmental Protection Agency**. Disponível em: <https://www.epa.gov/transportation-air-pollution-and-climate-change/learn-about-air-pollution-transportation>. Acesso em: 15 jan. 2023.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY - EPA. About Urban Air Toxics. **United States Environmental Protection Agency**, 12 out. 2020. Disponível em: <https://www.epa.gov/urban-air-toxics/about-urban-air-toxics>. Acesso em: 30 jan. 2022.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY - EPA. Timeline major accomplishments transportation air. **United States Environmental Protection Agency**. Disponível em:

<https://www.epa.gov/transportation-air-pollution-and-climate-change/timeline-major-accomplishments-transportation-air>. Acesso em: 13 dez. 2022.

GINGRICH, J.; ALGER, T.; SULLIVAN, B. Ethanol Flex-fuel Engine Improvements with Exhaust Gas Recirculation and Hydrogen Enrichment. **SAE International**, San Antonio, v. 2, 2009.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Segunda edição. ed. New York: Mc-Graw Hill, 2018.

IEA/IRENA RENEWABLES POLICIES DATABASE. Roadmap for Ethanol Blending in India 2020-25. **IEA**, 2022. Disponível em: <https://www.iea.org/policies/17007-roadmap-for-ethanol-blending-in-india-2020-25>. Acesso em: 21 Abril 2023.

ISO GUM. **Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement**. [S.l.]. 2008.

JÄÄSKELÄINEN, H. Miller Cycle Engines. **Diesel Net**, 2019. Disponível em: https://dieselnet.com/tech/engine_miller-cycle.php. Acesso em: 04 mar. 2022.

JÄÄSKELÄINEN, H.; KHAIR, M. K. Exhaust Gas Recirculation. **DieselNet**, 2016. Disponível em: https://www.dieselnet.com/tech/engine_egr.php. Acesso em: 06 jan. 2022.

JOSEPH, H. PROCONVE. **ANFAVEA – Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores**, 2009. Disponível em: <http://www.anfavea.com.br/documentos/SeminarioItem1.pdf>. Acesso em: 19 dez. 2021.

KALGHATGI, G. Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport? **Applied Energy**, Dhahran, p. 965-974, Maio 2018.

KERESZTY, B.; KISZELY, M.; NÉMETH, H. CFD Analysis of EGR Mixers. **A jövő járműve**, Budapeste, p. 6, 2011.

KOŁODZIEJ, C. P.; PAMMINGER, M.; SEVIK, J.; WALLNER, T.; W. WAGNON, S.; J. PITZ, W. Effects of Fuel Laminar Flame Speed Compared to Engine Tumble Ratio, Ignition Energy, and Injection Strategy on Lean and EGR Dilute Spark Ignition Combustion. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, v. 10, p. 82-94, 2017. ISSN <https://doi.org/10.4271/2017-01-0671>.

LANZANOVA, T. D. M. **EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF ANHYDROUS AND WET ETHANOL COMBUSTION IN A SPARK IGNITION ENGINE**. Brunel University London. Londres, p. 261. 2017.

LANZANOVA, T. D. M.; NORA, M. D.; MARTINS; SANTOS, M. E.; MACHADO, P. R. M.; PEDROZO, V. B.; ZHAO, H. The effects of residual gas trapping on part load performance and emissions of a spark ignition direct injection engine fuelled with wet

ethanol. **Applied Energy**, v. 253, Julho 2019. ISSN
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113508>.

LEACH, F.; KALGHATGI, G.; STONE, R.; MILES, P. The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines. **Transportation Engineering**, Maio 2020.

LEE, S.; PARK, S.; KIM, C.; KIM, Y.-M.; KIM, Y.; PARK, C. Comparative study on EGR and lean burn strategies employed in an SI. **Applied Energy**, 2014.

LIU, T.; ZHANG, F.; CHAO, Y.; HU, Z.; LI, L. Effect of EGR Temperature on PFI Gasoline Engine Combustion and Emissions. **SAE Technical Paper**, 10 ago. 2017.

OECD/FAO. OECD-FAO Agricultural Outlook 2020-2029. **OECD-ilibrary**, 2020.
Disponível em: <https://www.oecd-ilibrary.org/sites/3aeb7be3-en/index.html?itemId=/content/component/3aeb7be3-en>. Acesso em: 19 dez. 2022.

OECD/ITF. **ITF Transport Outlook 2017**. OECD Publishing. Paris, p. 224. 2017.

PIQUERAS, P.; MORENA, J. D. L.; SANCHIS, E. J.; PITARCH, R. Impact of Exhaust Gas Recirculation on Gaseous Emissions of Turbocharged Spark-Ignition Engines. **Applied Sciences**, Valência, Outubro 2020.

REIFARTH, S. **EGR-Systems for Diesel Engines**. Royal Institute of Technology. Stockholm, p. 49. 2010. (1400-1179).

RENEWABLE FUELS ASSOCIATION. Maps and Data - Global Ethanol Production by Country or Region. **U.S. Department of Energy**, Junho 2020. Disponível em: <https://afdc.energy.gov/data/10331>.

SHEN, K.; LI, F.; ZHANG, Z.; SUN, Y.; YIN, C. **Effects of LP and HP cooled EGR on performance and emissions in turbocharged GDI engine**. University of Shanghai for Science and Technology. Shanghai. 2017.

STATISTA. Number of cars sold worldwide from 2010 to 2022, with a 2023 forecast. **Statista**, 10 Setembro 2023. Disponível em: <https://www.statista.com/statistics/200002/international-car-sales-since-1990/>. Acesso em: 21 Abril 2023.

STONE, R.; CLARK, A.; BECKWITH, P. Correlations for the Laminar-Burning Velocity of Methane/Diluent/Air Mixtures Obtained in Free-Fall Experiments. **Combustion And Flame**, Inglaterra, p. 546–555, 1998.

URNS, S. R. **AN INTRODUCTION TO COMBUSTION**. Terceira edição. ed. Nova York: McGraw-Hill, 2012.

UNECE. **UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE MEASURES TO BE TAKEN AGAINST THE EMISSION OF GASEOUS AND PARTICULATE POLLUTANTS FROM COMPRESSION-IGNITION ENGINES AND POSITIVE-IGNITION ENGINES FOR USE IN VEHICLES.** [S.l.], p. 480. 2017. (R49/06 Suppl.4).

UNICA. UNICA firma parceria para ampliar o uso de etanol na Índia. UNICA, 2022. Disponível em: <https://unica.com.br/noticias/unica-firma-parceria-para-ampliar-o-uso-de-etanol-na-india/>. Acesso em: 21 Abril 2023.

WEI, H.; ZHU, T.; SHU, G.; TAN, L.; WANG, Y. Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review. **Applied Energy**, Tianjin, p. 534-544, Junho 2012.

XIE, F.; HONG, W.; SU, Y.; ZHANG, M.; JIANG, B. Effect of external hot EGR dilution on combustion, performance and particulate emissions of a GDI engine. **Energy Conversion and Management**, 2017.

XIE, F.; LI, X.; SU, Y.; HONG, W.; JIANG, B.; HAN, L. Influence of air and EGR dilutions on improving performance of a high compression ratio spark-ignition engine fueled with methanol at light load. **Applied Thermal Engineering**, 2015.

YU, C.; ZHAO, Z.; WANG, L.; CUI, H.; ZHANG, F. The effect of cooled EGR on combustion and load extension in a kerosene spark-ignition engine. **Fuel**, Beijing, jul. 2020.

ZABEU, C. B. **Notas de Aula EMC608 - Ciclos MCI.** São Caetano do Sul. 2017.

ZABEU, C. B.; CAMARGOS, L. C. X.; MARINSEK, L. R.; BERTI, R. C. R.; NICOLA, R. L. Influence of injection timing on the engine efficiency and emissions in a SI PFI engine using ethanol-gasoline blends with several water content levels. **SAE International**, 2017. 15.

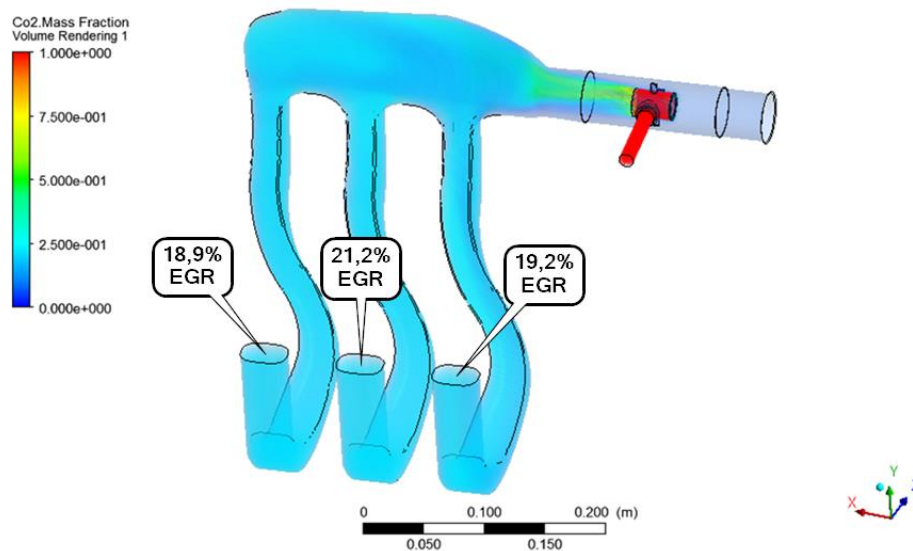
ZHANG, M.; HONG, W.; XIE, F.; SU, Y.; HAN, L.; WUC, B. Influence of diluents on combustion and emission characteristics of a GDI engine. **Applied Thermal Engineering**, Changchun, v. 124, p. 746–755, Junho 2017.

APÊNDICE A – Desenvolvimento do sistema de recirculação dos gases de escapamento

No trabalho anterior (CAMARGOS, AVEDISSIAN e DOS SANTOS, 2017) foram feitas algumas simulações com diferentes tipos de misturadores. O misturador escolhido apresentou os melhores resultados nas simulações em regime permanente, ou seja, a maior homogeneidade da mistura nos três cilindros.

O resultado da simulação em regime permanente mostrou uma pequena diferença de concentração de CO₂ entre os cilindros. O primeiro cilindro apresentou 19,2%, o segundo cilindro apresentou 21,2% e finalmente o terceiro cilindro apresentou 18,9%.

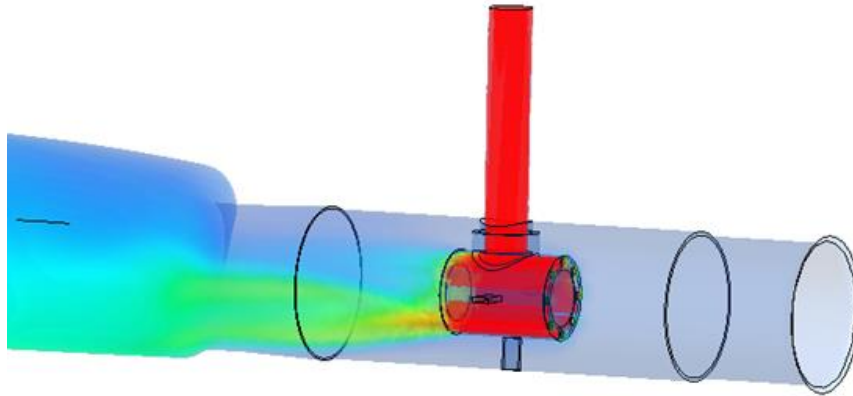
Figura 74 - Resultados de concentração de CO₂ no regime permanente



Fonte - Autora

Foi possível observar que a uniformidade da inserção de EGR não é perfeita na saída do injetor (Figura 75), porém a geometria favorável utilizada ainda permitiu que os resultados fossem aceitáveis. A não uniformidade na inserção é decorrente da vazão de EGR. Para vazões mais baixas, a vazão é predominantemente na parte superior, enquanto para vazões maiores o fluxo é maior na parte inferior do injetor.

Figura 75 - Detalhe da inserção de EGR



Fonte - Autora

Apesar dos resultados satisfatórios obtidos na simulação, ao fazer os ensaios experimentais foi observado que a diferença entre cilindros relativos aos parâmetros de combustão era significativa.

Na Tabela 9 são apresentados os resultados da pressão média efetiva (IMEP), coeficiente de variação da pressão média efetiva em cada cilindro (COV), e o ângulo de queima de 50% do combustível (CA50), que são indicadores da qualidade e da estabilidade da queima de combustível, do ponto de operação 1750 rpm 25 Nm, tanto em Miller quanto Otto.

Tabela 9 - Índices de queima para o ponto de operação de 1750 rpm e 25 Nm

1750 rpm 25Nm	Miller	IMEP			COV			CA50		
Cilindro		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Taxa de EGR	0,0%	3,04	3,12	3,21	1,74	1,99	2,42	4,939	5,753	7,277
	4,8%	3,04	3,09	3,18	2,02	3,5	3,76	5,31	7,689	9,679
	7,7%	3,07	3,07	3,17	2,52	4,47	4,78	5,643	9,055	10,47
	10,5%	3,07	3,11	3,17	2,49	4,52	5,18	5,909	8,653	10,34
	16,7%	3,55	3,56	2,33	8,35	9,44	69,39	9,398	11,39	12,74
1750 rpm 25Nm	Otto	IMEP			COV			CA50		
Cilindro		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Taxa de EGR	0,0%	2,98	3,07	3,11	2,96	3,2	3,11	2,958	3,865	4,2
	4,8%	3,03	3,11	3,22	1,86	2,18	2,83	7,09	9,638	7,846
	7,7%	3,03	3,12	3,21	2,15	2,43	2,89	6,859	9,122	7,651
	10,5%	3,06	3,18	3,1	3,28	3,19	7,68	7,418	13,52	9,56
	16,7%	3,21	3,3	2,85	4,8	5,94	22,37	11	21	14

Fonte - Autora

Como a queima torna-se mais lenta devido aos gases de recirculação, avançou-se o ponto de ignição buscando que o índice CA50 (*Crank Angle 50*) ficasse próximo do valor ótimo de 8 graus depois do ponto morto superior. Observa-se na Tabela 9, através do CA50, na condição Miller com taxa de EGR de 10,5% por exemplo, que o cilindro 1 está com a queima adiantada

CA50 = 5,91°, o cilindro 2 está próximo do valor ideal CA50 = 8,65° e o cilindro 3 está atrasado, CA50 = 10,34°.

Pode ser observado que inicialmente o terceiro cilindro tem os piores índices, fato que é agravado quando a quantidade de EGR aumenta. O comportamento pode ser visualizado através da escala de cores utilizada. É possível observar que o motor possui uma diferença intrínseca entre os cilindros, sendo que o cilindro 3 têm os piores índices para a maior parte das condições.

Na Tabela 10 são apresentados os resultados de IMEP, COV, e CA50 para o ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm, observa-se que as mesmas tendências do ponto anterior também estão presentes para o motor com uma condição de carga maior.

Tabela 10 - Índices de queima para o ponto de operação de 2750 rpm e 25 Nm

2750 rpm 25Nm		IMEP			COV			CA50		
Miller		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Cilindro		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Taxa de EGR	0,0%	3,21	3,24	3,31	1,65	1,75	1,68	7,847	8	8,093
	5,7%	3,21	3,23	3,32	1,72	1,98	2,16	7,877	8,863	9,167
	8,0%	3,22	3,23	3,32	2,2	2,3	2,8	7,615	8,529	10,04
	10,1%	3,24	3,24	3,55	2,07	2,93	3,55	6,745	8,233	10,36
	14,6%	3,33	3,28	3,16	3,38	4,74	8,7	7,481	9,676	13,3
2750 rpm 25Nm		IMEP			COV			CA50		
Otto		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Cilindro		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Taxa de EGR	0,0%	3,21	3,24	3,3	1,26	1,45	1,3	3,814	5,196	5,292
	5,7%	3,22	3,24	3,32	1,67	2,09	1,82	8,188	9,242	9,607
	8,0%	3,22	3,23	3,31	1,97	2,88	2,75	9,755	11,22	11,54
	10,1%	3,23	3,24	3,3	2,41	3,19	3,76	9,354	9,993	11,8
	14,6%	3,27	3,27	3,2	2,14	3,26	6,24	6,805	8,874	13,77

Fonte - Autora

Utilizando ferramentas de simulação foi possível analisar o desempenho do sistema antes de construí-lo de maneira que, na medida do possível, a geometria fosse otimizada para atender os requisitos colocados. Ao realizar os ensaios foi verificado que as diferenças entre os cilindros foram significativas e trouxeram um impacto na operação do motor, visto que os três cilindros obtiveram resultados dos parâmetros de combustão muito distintos. Esse ponto prejudicou nos ganhos de poderiam ser obtidos na eficiência do motor.

Assim sendo, era necessário que para os trabalhos futuros obtivesse uma mistura homogênea nos três cilindros com o intuito de se obter um ganho real consumo específico do motor, o que foi feito no atual trabalho com a adição do *swirler*.