CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

MARCIO HENRIQUE LEME MAIA

ESTUDO EXPERIMENTAL DA CONDENSAÇÃO DE ÁGUA NO SISTEMA DE RECIRCULAÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO (EGR) EM UM MOTOR DIESEL FRENTE AS SUAS EMISSÕES

São Bernardo do Campo

2014

MARCIO HENRIQUE LEME MAIA

ESTUDO EXPERIMENTAL DA CONDENSAÇÃO DE ÁGUA NO SISTEMA DE RECIRCULAÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO (EGR) EM UM MOTOR DIESEL FRENTE AS SUAS EMISSÕES

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury.

São Bernardo do Campo

2014

Maia, Marcio Henrique Leme
Estudo experimental da condensação de água no sistema de recirculação dos gases de exaustão (EGR) em um motor diesel frente as suas emissões / Márcio Henrique Leme Maia. São Bernardo do Campo, 2014.
59 f. : il.

Dissertação de Mestrado - Centro Universitário da FEI.
Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

1. Motor Diesel. 2. Recirculação de Gases de Escape (EGR) – Emissões. I. Fleury, Agenor de Toledo, orient. II. Título.

CDU 621.436

Centro Universitário da **FEI**

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA JULGADORA

PGM-10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Marcio Henrique Leme Maia **Matrícula:** 212101-0

Título do Trabalho: Estudo experimental da condensação de água no sistema de recirculação dos gases de exaustão (EGR) em um motor diesel frente as suas emissões.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

ORIGINAL ASSINADA

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Data da realização da defesa: 18/12/2014

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

São Bernardo do Campo, 18 de Dezembro de 2014.

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Ass.: _____

Prof. Dr. Maurício Assumpção Trielli

Ass.: _____

Prof. Dr. Antonio Luis de Campos Mariani

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Dedico este trabalho a minha mãe Cleusa e minha irmã Maysa que sempre me incentivaram, principalmente nas horas mais difíceis e à minha esposa Andressa, por estar sempre ao meu lado com muita compreensão.

AGRADECIMENTOS

Um grande agradecimento para Luiz Nocciolini, Jairo de Souza, Roberto Higa e José Carlos de Oliveira pelas orientações técnicas e compartilhamento dos conhecimentos dos motores Scania.

Ao meu orientador Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury pela oportunidade e dedicação ao trabalho.

Pela imensa ajuda do Prof. Dr. Mauricio Trielli, por toda a orientação durante o trabalho e pela paciência nas explicações.

Aos meus amigos de mestrado Renato Storti Lotto e André Tognolli, que estiveram sempre presentes me encorajando e participando do trabalho.

Agradeço aos meus amigos da equipe Fei Baja SAE, por todos esses anos de muitas discussões e aprendizado.

A todos os meus colegas da Scania, da Fei e da empresa Umicore que viabilizaram a parte experimental.

“A vida só pode ser compreendida, olhando-se para trás; mas só pode ser vivida, olhando-se para frente”

(Soren Kierkergaard)

RESUMO

As atuais exigências legais relativas à redução de emissões de poluentes geradas por motores de ciclo diesel, tais como as relacionadas no Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) no Brasil, fazem com que os fabricantes desenvolvam novas tecnologias para serem aplicadas ao motor e/ou aos dispositivos de pós-tratamento. Nas propostas das resoluções futuras, os limites de emissão de óxidos de nitrogênio (NOx) e material particulado (MP) serão ainda mais restritivos para os motores de ciclo diesel. A recirculação dos gases de escape (EGR) para o coletor de admissão é uma tecnologia muito utilizada e estudada entre as estratégias de redução de produção de NOx dentro dos cilindros. Essa é uma técnica que apresenta ainda significativos potenciais, apesar de, via de regra aumentar as emissões de MP e um potencial para formação excessiva de condensado no sistema, condensado que, pode acelerar a degradação do motor e reduzir sua vida útil. O objetivo deste estudo é controlar, de forma exclusivamente mecânica, a passagem de condensado dentro dos cilindros e investigar sua influência nas produções de NOx, MP e consumo de combustível. Como resultado, o trabalho contribui para avaliar possíveis novas estratégias de recirculação de gases de escape, buscando satisfazer as futuras exigências das legislações de emissões. Os resultados demostram que algumas condições de testes apresentam expressivas reduções de emissões sem um aumento substancial do consumo de combustível, o que permitiu conclusões de interesse para as próximas pesquisas com este sistema.

Palavras-chave: motor diesel. emissões. EGR.

ABSTRACT

Nowadays, the legal requirements for emissions pollutant reduction produced by diesel engines, such as those related in PROCONVE for Brazil, obliges manufacturer to develop new technologies to be applied at the engine and/or in its after-treatment devices. Emission limits for nitrogen oxides (NOx) and particulate matter (PM) will be even more restrictive to diesel cycle engines in the next legislation. The exhaust gas recirculation (EGR) in the intake manifold is a technology widely used and studied among reduction strategies for NOx production within the cylinders. This technique shows significant potential, despite increasing PM production and possible excessive condensate formation on the system, condensate that can accelerate the engine degradation and reduce its useful life. The aim of this study is to control, mechanically, the passage of condensate inside the cylinders and investigate their influence on NOx, PM emission and fuel consumption. As result, the work contributes to evaluate possible new strategies on exhaust gas recirculation, seeking to meet the future requirements of the emission standards. The results revel that some test conditions present expressive emission reduction without a substantial increase on fuel consumption, what promoted conclusion that interests to next research with this system.

Keywords: diesel engine. emissions. EGR.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Ilustração 1 - Evolução da legislação Euro 14

Ilustração 2 - Fases da combustão diesel 18

Ilustração 3 - Desenvolvimento da produção de emissões por tráfico rodoviário 21

Ilustração 4 - Regiões de formação de poluentes 22

Ilustração 5 - Razão combustível/ar e temperatura de formação de NO3 e fuligem 23

Ilustração 6 - Esquema simplificado do EGR 25

Ilustração 7 - Refrigeração dos gases do EGR HPL 26

Ilustração 8 - EGR de baixa pressão com injeção de agua na admissão 27

Ilustração 9 - Estratégia de EGR em função do torque e rotação do motor 29

Ilustração 10 - Sistema EGR HLP - Euro 4 30

Ilustração 11 - EGR com dois estágios de refrigeração HLP - Euro 5 31

Ilustração 12 - Teste transiente para diferentes regiões 34

Ilustração 13 - Ciclo transiente harmonizado mundialmente (WHTC) 36

Ilustração 14 - Motor com configuração original montado na bancada de testes 40

Ilustração 15 - Configuração com trocador inclinado e água externa 40

Ilustração 16 - Configuração 1 - Original vista em elevação (a) e em planta (b) 42

Ilustração 17 - Trocador de calor inclinado, válvulas, tubos, mangueiras e separador de condensado vista em elevação (a) e em planta (b) 43

Ilustração 18 - Purgador mecânico e medição de condensado 44

Ilustração 19 - Configuração 2 - Passagem pelo separador de condensado 44

Ilustração 20 - Configuração 3 - Passagem direta para admissão 45

Ilustração 21 - Esquema de arrefecimento do trocador de calor com água externa 45

Ilustração 22 - Emissões obtidas no ponto A para as diferentes configurações 48

Ilustração 23 - Emissões obtidas no ponto B para as diferentes configurações 49

Ilustração 24 - Emissões obtidas no ponto C para as diferentes configurações 49

Ilustração 25 - Emissões obtidas no ponto D para as diferentes configurações 50
Ilustração 26 - Consumo específico no ponto A para as diferentes configurações 52
Ilustração 27 - Consumo específico no ponto B para as diferentes configurações 53
Ilustração 28 - Consumo específico no ponto C para as diferentes configurações 53
Ilustração 29 - Consumo específico no ponto D para as diferentes configurações 54
Ilustração 30 - Variação entre configuração 1 e 7 nos pontos A e C 54
Ilustração 31 - Variação entre configuração 1 e 7 nos pontos B e D 55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Sistemas de controle de emissões 25
Tabela 2 – Comparativo das formas de aplicação do EGR 27
Tabela 3 - Normas de emissões europeia para ciclos estacionários 33
Tabela 4 - Normas de emissões europeia para ciclos transientes 33
Tabela 5 - Período de durabilidade para emissões 34
Tabela 6 - Ciclo estacionário harmonizado mundialmente(WHSC) 35
Tabela 7 - Normas de emissões para caminhões e ônibus abastecidos com diesel 37
Tabela 8 - Normas de emissão para motores diesel e gás pesados 37
Tabela 9 - Características do motor SCANIA utilizado nos ensaios 39
Tabela 10 - Pontos de funcionamento escolhidos para ensaio 41
Tabela 11 - Configurações de ensaio 46
Tabela 12 - Resultados de desempenho 50
Tabela 13 - Concentrações de NOx nos gases de escapamento (em ppm) 51

LISTA DE SÍMBOLOS

Simbologia latina

m_i = massa total de admissão

m_a = massa de ar

m_f = massa de combustível

m_{EGR} = massa de EGR

Simbologia grega

λ = razão ar combustível

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

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

EGR = Recirculação dos gases de exaustão, do inglês "*Exhaust Gas Recirculation*"

NOx = Óxidos de nitrogênio

MP = Material particulado

NP = Número de partículas

HPL = Recirculação de alta pressão, do inglês "*High pressure loop"*

LPL = Recirculação de baixa pressão, do inglês "*Low pressure loop"*

SCR = Redução catalítica seletiva, do inglês "*Selective catalytic reduction*"

ESC = Ciclo estacionário Europeu, do inglês *"European stationary cycle"*

ELR = Resposta de carga Europeia, do inglês *"European load response"*

ETC = Ciclo transiente Europeu, do inglês *"European transiente cycle"*

WHSC = Ciclo estacionário mundialmente harmonizado, do inglês "*World harmonized stationary cycle*"

WHTC = Ciclo transiente mundialmente harmonizado, do inglês "*World harmonized transient cycle*"

PAN = Nitrato de peroxiacetila

VOC = Compostos voláteis orgânicos

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 14
2 OBJETIVOS 16
3 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA 17
3.1 Ciclo Diesel 17
3.2 Combustão diesel 17
3.2.1 Primeira Fase 18
3.2.2 Segunda Fase 18
3.2.3 Terceira Fase 19
3.2.4 Combustão Residual 19
3.2.5 Admissão de ar 19
3.2.6 Sistema de injeção 19
3.2.7 Combustível diesel 20
3.2.8 Temperatura de Combustão 20
3.3 Emissões de gases de exaustão 20
3.3.1 Mistura na Câmara de Combustão 21
3.3.2 Fuligem e Material Particulado 22
3.3.3 Óxidos de Nitrogênio (NO_x) 23
3.3.4 Controle de Emissões 24
3.4 Sistema de Recirculação dos Gases de Escape (EGR) 25
3.4.1 Porcentagem de recirculação 28
3.5 Sistema de Refrigeração 29
3.6 Condensado 31
3.6.1 Água proveniente da combustão 31
3.6.2 Ponto de orvalho 32
3.6.3 Composição química 32
3.7 Legislação de controle de emissões 32
4 METODOLOGIA 38
4.1 Configurações utilizadas nos ensaios 41
5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO 48
6 CONCLUSÕES 56
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 57
REFERÊNCIAS 58

1 INTRODUÇÃO

Ao longo da história, o grande desafio associado ao desenvolvimento de motores de combustão interna tem sido a eficiência energética. No entanto, além desse desafio, a preocupação com o aumento da temperatura média do planeta e a qualidade do ar faz com que o controle de poluentes emitidos se mostre como um desafio tão importante quanto o anterior. Legislações de emissões, cada vez mais restritas, têm sido implementadas principalmente para veículos automotores de passeio e comerciais.

No Brasil a regulamentação de emissões para motores pesados de estrada é o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) que tem com referência as normas da Europa, o chamado Euro. A ilustração 1 mostra quão expressiva tem sido a evolução das normas de emissões nas últimas décadas.

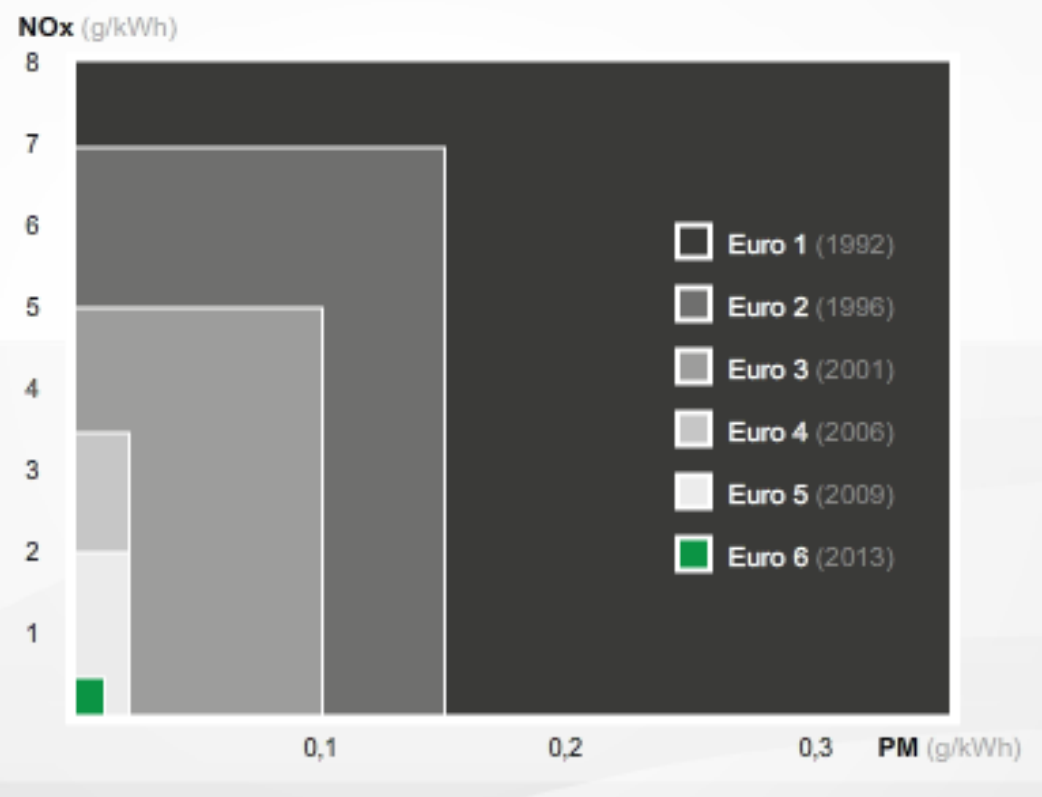

Ilustração 1 - Evolução da legislação Euro
Fonte: Autor “adaptado de” Scania.com

Em motores de ciclo diesel, em particular, as novas exigências de emissões demandam estratégias envolvendo cada vez mais complexidade no controle e gerenciamento dos sistemas do motor. A Recirculação dos gases de exaustão (EGR), do inglês “*Exhaust Gas Recirculation*” é uma das soluções que tem se mostrado eficiente quanto ao controle da formação de poluentes como os óxidos de nitrogênio (NOx) durante a combustão; em contra partida, há um aumento

da formação de material particulado (MP), sendo estes dois poluentes os principais focos de pesquisas.

A injeção de água dentro dos cilindros do motor é uma outra alternativa muito estudada, assim como o EGR que tem como objetivo reduzir a temperatura na câmara de combustão e consequentemente a produção de NOx. Uma vantagem deste recurso quando comparado ao EGR é o fato de não ter um aumento substancial do MP.

No que diz respeito à economia de recursos, quando comparado, por exemplo, à necessidade do uso de solução de ureia no sistema de Redução Catalítica Seletiva (SCR), do inglês "*Selective Catalytic Reduction*" e a injeção de água na câmara, o EGR se mostra vantajoso, principalmente no custo de aquisição por ser um sistema mais simples. Entretanto, surgem preocupações quando o EGR é utilizado: a durabilidade do motor pode ser reduzida devido ao retorno de gases com possíveis contaminantes agressivos aos componentes mecânicos.

Diversos autores têm pesquisado o efeito da condensação de vapores no sistema EGR e suas consequências na degradação do motor pois, dependendo das propriedades químicas dos combustíveis queimados, o condensado pode formar contaminantes. Porém, pouco tem se estudado sobre os efeitos positivos da presença desse condensado na câmara de combustão, que pode ter o efeito parecido com a injeção de água na formação de poluentes.

2 OBJETIVOS

Os principais objetivos deste trabalho são avaliar as consequências do aumento de volume de condensado no sistema de Recirculação dos Gases de Exaustão sobre as emissões, no consumo de combustível e definir uma forma de controlar a passagem do condensado para o coletor de admissão, uma vez que o excesso pode reduzir a vida útil do motor.

Os parâmetros necessários para esse controle podem ser definidos e quantificados a partir de ensaios do motor que incluam diferentes condições de funcionamento (torques e rotações).

3 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Os conceitos básicos para entendimento do trabalho são apresentados a seguir.

3.1 Ciclo Diesel

O motor diesel tem como característica trabalhar com uma mistura com excesso de ar que na maioria das literaturas é conhecida como “mistura pobre”. Quando se tem o contrário, o excesso de combustível é conhecido como “mistura rica”.

O excesso de oxigênio é necessário para aumentar a velocidade de reação de combustão de um combustível disponibilizado já bem próximo do ponto morto superior no tempo de compressão. Essa característica, entretanto, atribui uma natureza explosiva à combustão diesel (MOLLENHAUER; TSCHOEKE, 2010), e é possível afirmar que, em consequência da ocorrência da explosão, o excesso de oxigênio em contato com nitrogênio pode resultar em poluentes, o que será mais detalhado a seguir no item 3.3.3.

3.2 Combustão diesel

A combustão diesel pode ser dividida em quatro principais fases que são: atraso de ignição, combustão rápida, combustão por difusão com ou sem injeção final do combustível e a combustão residual. A ilustração 2 mostra a variação de pressão no cilindro em cada fase em função da posição do virabrequim. A seguir será detalhada cada uma dessas fases e ainda a combustão residual.

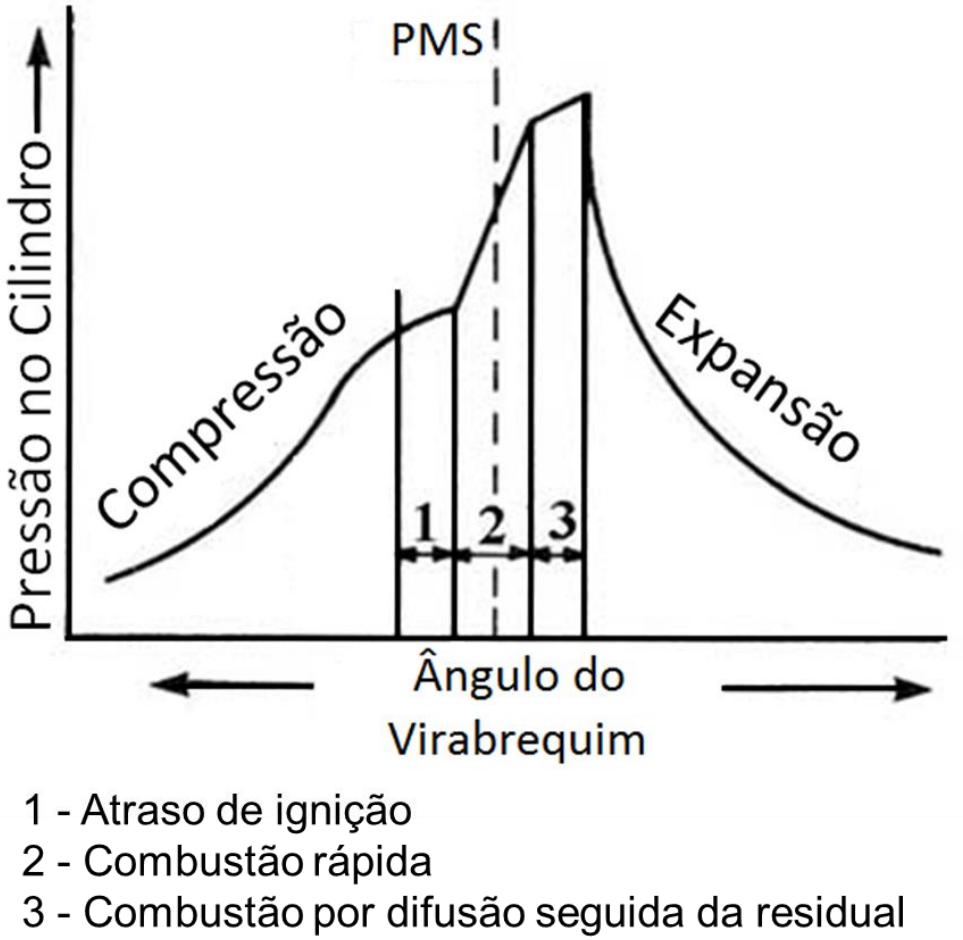

Ilustração 2 - Fases da combustão diesel
Fonte: Autor

3.2.1 Primeira Fase

A primeira fase corresponde ao período de atraso de ignição que é o intervalo de tempo entre o início da injeção e o instante de início de ignição. O combustível é injetado no cilindro em forma de pequenas gotas de combustível que serão rodeadas por ar comprimido aquecido em condições de temperatura e pressão superiores à de autoignição do combustível. As gotas absorvem o calor do ar, que faz com que as parcelas mais voláteis do combustível vaporizem. Este processo de troca de calor prepara a carga de combustível para a combustão.

3.2.2 Segunda Fase

Quando uma quantidade suficiente de combustível injetado sofre auto-ignição, a pressão sobe rapidamente, seguida por uma explosão de significativa intensidade conhecida como detonação diesel (*diesel knock*). Imediatamente após a ignição ser iniciada, ocorre a ignição da mistura combustível/ar, que preenche praticamente todo o cilindro e que se espalha com a velocidade de propagação da onda de pressão, devido à sua característica explosiva. O aumento

da pressão atinge valores próximos da máxima, observada no cilindro. A segunda fase envolve a continuidade da queima por difusão, que é a etapa onde a produção de óxidos de nitrogênio é maior devido ao excesso de ar (N_2 e O_2) e às altas temperaturas.

3.2.3 Terceira Fase

A terceira fase de combustão é controlada pela taxa de queima de combustível não queimado na segunda fase e pela eventual dosagem subsequente de combustível. O pistão começa a descida como resultado da sua cinemática. O eventual combustível adicional é injetado e nebulizado no ar quente e, então, queimado. A pressão diminui substancialmente devido ao movimento descendente do pistão.

3.2.4 Combustão Residual

Trata-se daquela que ocorre quando o pistão já se movimenta com significativa velocidade na fase inicial do tempo de expansão. É resultado da nebulização/vaporização incompleta de combustível, gradiente de pressão não uniforme no bico injetor que dificulta a entrada de combustível na câmara, qualidade de ignição do combustível, temperatura inadequada de combustível, sincronismo de injeção incorreto ou fornecimento de ar insuficiente. Qualquer combinação desses fatores pode obter-se uma pós-combustão danosa, em que pode resultar na falha do motor por causa de temperaturas anormalmente elevadas de escape. É ainda a fase onde a maior parte do MP é produzido.

3.2.5 Admissão de ar

É sabido que a potência do motor está ligada diretamente ao consumo de ar, pois quanto maior a quantidade de ar maior poderá ser a quantidade de combustível injetada. Há principalmente duas maneiras de se admitir o ar: aspiração natural ou sobrealimentação.

Nos atuais motores de ciclo diesel, normalmente é utilizado a sobrealimentação que possibilita um maior rendimento volumétrico e, assim, maior relação potência/volume.

3.2.6 Sistema de injeção

Atualmente, os sistemas de injeção possibilitam diferentes estratégias de dosagem de combustível. Fundamentalmente, os sistemas mais utilizados promovem uma pré injeção (para promover o início de combustão sem elevação significativa de pressão, mas garantindo um pré-aquecimento da câmara) seguida de uma ou múltiplas injeções secundárias que buscam controlar a pressão durante a fase de combustão por difusão. Essas injeções moduladas, em

conjunto, podem melhorar expressivamente o consumo de combustível e reduzir a produção de poluentes, principalmente NO_x e MP.

3.2.7 Combustível diesel

A grande disponibilidade e valores adequados para as propriedades de temperatura de autoignição, número de cetano, lubricidade, teor de enxofre, densidade e viscosidade são algumas das características que tornam o óleo diesel o mais utilizado no mundo para motores de ignição por compressão.

3.2.8 Temperatura de Combustão

Está diretamente relacionada à quantidade de ar e de combustível dosado de acordo com o seu poder calorifico. Existem regiões de diferentes temperaturas na câmara de combustão que se diferenciam de acordo com a razão ar/combustível, conhecida com lambda (λ). Esta variável é importante pois, em cada uma dessas diferentes regiões é que os mecanismos de produção de diferentes poluente se estabelecem. A mistura entre o combustível e o ar depende de uma série de fatores como, por exemplo, o movimento do ar dentro da câmara, a nebulização/vaporização do combustível, a geometria do cone de injeção e a geometria do topo do pistão.

3.3 Emissões de gases de exaustão

Os gases de exaustão, que são prejudiciais à saúde e parcialmente controlados nos limites de emissões, incorporam monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (HC) ou parcialmente queimados, óxidos de nitrogênio (NO_x) - óxido nítrico (NO), óxido nitroso (N_2O), dióxido de nitrogênio (NO_2), material particulado (MP), componentes de enxofre, aldeídos, cianetos, amônia, hidrocarbonetos aromáticos policíclicos como fenantreno, pireno e *fluorene* (MOLLENHAUER; TSCHOEKE, 2010).

Os veículos movidos por motores diesel são claramente os principais responsáveis pelas emissões de óxido de nitrogênio (NO_X) e de material particulado, como mostra a ilustração 3 **Erro! Fonte de referência não encontrada.**(VDA, 2006) que considera apenas o desenvolvimento da produção de poluentes por tráfico rodoviário na Europa. Portanto, as regulamentações de medições são concentradas nesse segmento e são os principais poluentes estudados neste trabalho.

A ilustração 3 ainda mostra uma projeção até 2020, em porcentagem, de quanto será a redução das emissões devido à implementação de conversores catalíticos, redução de emissões de reabastecimento, filtro de particulado, sistema de SCR e melhorias na tecnologia dos motores.

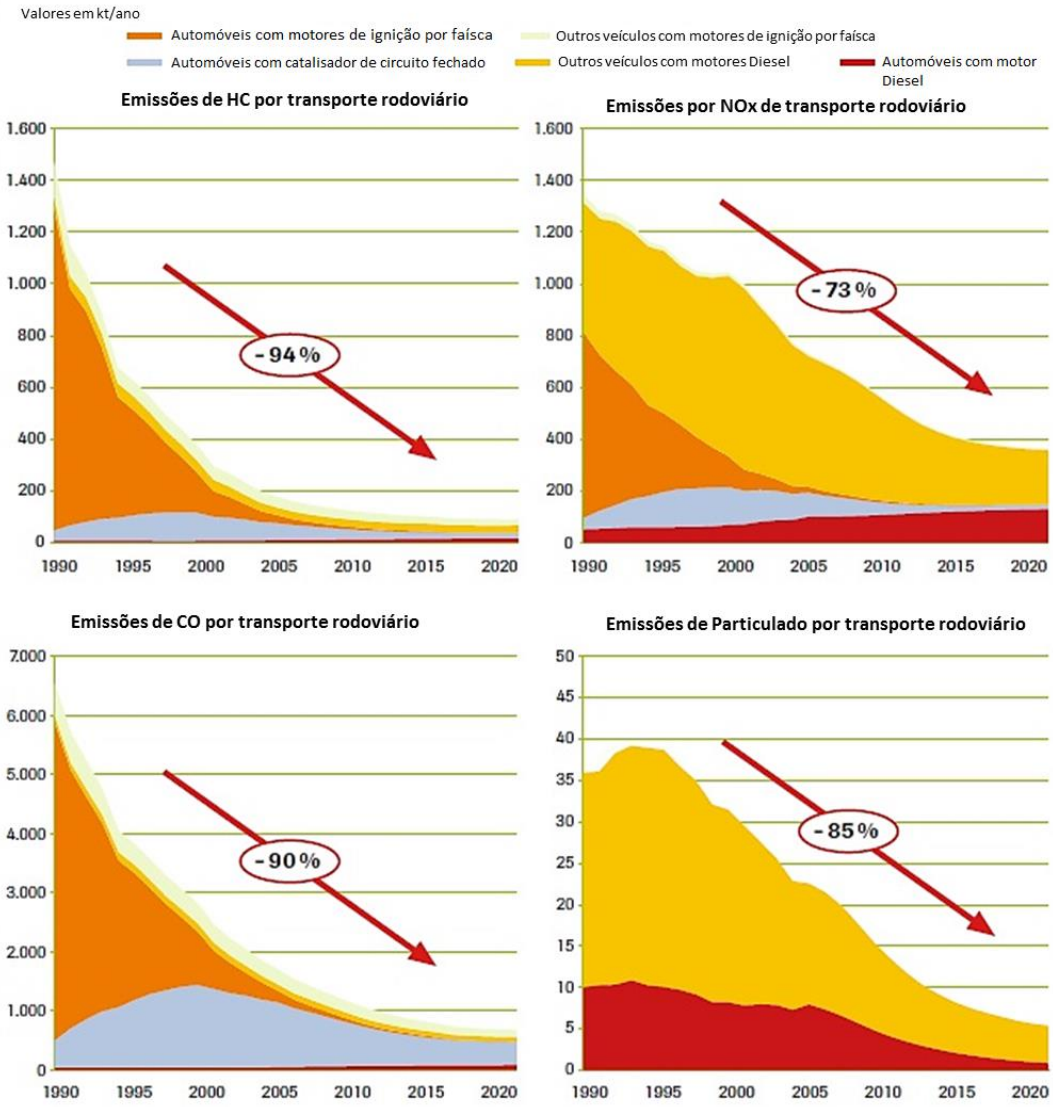

Ilustração 3 - Desenvolvimento da produção de emissões por tráfico rodoviário
Fonte: Autor "adaptado de" VDA Auto Annual Report, 2006

3.3.1 Mistura na Câmara de Combustão

São vários os fatores que influenciam na formação dos poluentes, mas a relação ar/combustível e a homogeneização dos gases na câmara de combustão são de extrema importância no processo de queima. A ilustração 4 mostra regiões mais externas da nebulização onde se concentra a formação de NO_x, devida ao excesso de ar e, consequentemente, altas temperaturas (MOLLENHAUER; TSCHOEKE, 2010). No núcleo da pulverização onde há

excesso de combustível com $\lambda \approx 0$, há formação significativa de fuligem que será melhor descrito no item 3.3.2, a seguir.

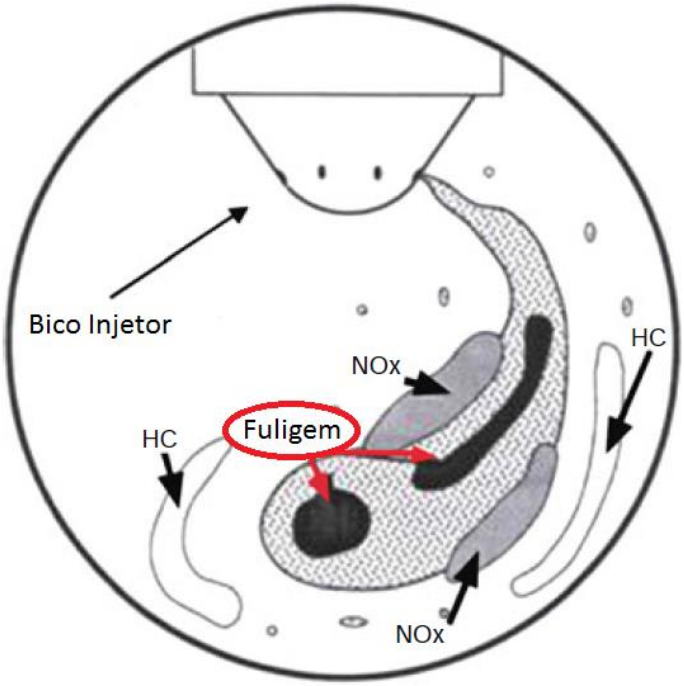

Ilustração 4 - Regiões de formação de poluentes
Fonte: Autor “adaptado de” Mollenhauer; Tschoeke, 2010, p.62

3.3.2 Fuligem e Material Particulado

Dá-se o nome de fuligem ao material no estado sólido composto por mais ou menos oito partes de carbono para uma parte de hidrogênio, formado por combustível não queimado que é nucleado a partir de um estado de vapor para sólido em regiões com excesso de combustível ($\lambda << 1$) e temperaturas suficientemente altas (DALE R.; KENTH I., 2007). A ilustração 5 mostra alguns valores de razão combustível/ar ($1/\lambda$), em função da temperatura, em que se observa a formação deste elemento.

O material particulado ou apenas “particulado”, diferentemente da fuligem e independentemente de sua composição química, corresponde a uma combinação da fuligem com outros elementos em fase liquida ou sólida que se encontram nos gases de exaustão. A fração de fuligem no particulado varia, mas, normalmente, é maior que 50% em massa nos gases de exaustão de motores diesel (DALE R.; KENTH I., 2007). Outros constituintes do particulado podem ser lubrificantes não queimado, água condensada, metal desprendidos pelo atrito, além de sulfatos derivados do combustível (ULLMAN, 1989).

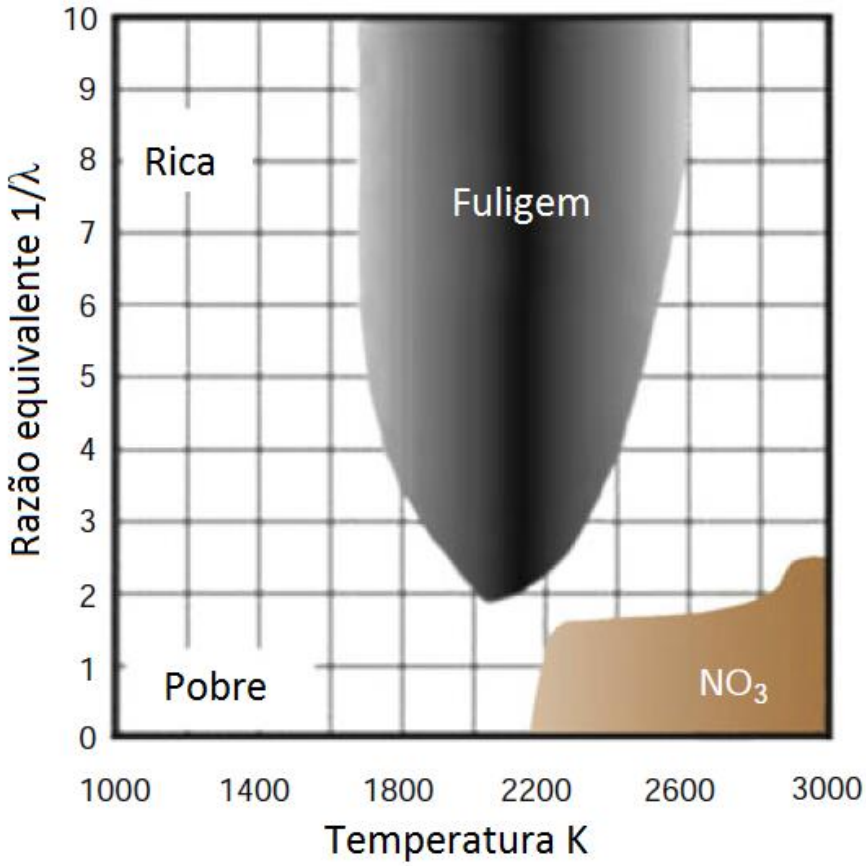

Ilustração 5 - Razão combustível/ar e temperatura de formação de NO3 e fuligem
Fonte: Autor "adaptado de" Mollenhauer; Tschoeke, 2010, p. 69

3.3.3 Óxidos de Nitrogênio (NO_x)

O processo de combustão produz principalmente NO (aproximadamente 60-90 %) que, posteriormente, em contato com o ar atmosférico, é oxidado e forma um pouco de NO_2, ainda dentro da câmara de combustão. Entre os óxidos de nitrogênio; o NO_2 é o mais relevante para a qualidade do ar quando se trata do controle de emissões. Trata-se de um gás que quando combinada com a umidade gera chuva ácida, aumenta os problemas de asma, irrita a mucosa e aumenta o estresse físico (MOLLENHAUER; TSCHOEKE, 2010).

Os NO_x são formados a partir das seguintes reações:

$$O + N_2 = NO + N$$
$$N + O_2 = NO + O$$
$$N + OH = NO + H$$

Estas reações referem-se aos mecanismos de Zeldovitch, amplamente aceitos para descrever a formação de NO_x (TAUZIA; MAIBOOM; SAMIUR, 2010). São altamente dependentes da temperatura para ocorrerem e são muito ativas acima de 2.000 ºC, como mostra

a ilustração 5. Portanto, é de interesse diminuir a temperatura e o limite de tempo da ocorrência da combustão em altas temperaturas na câmara (HEYWOOD, 1988).

Além da temperatura, deve-se considerar, também, as quantidades de oxigênio e nitrogênio disponíveis na câmara, que dependem da proporção dos reagentes: se a mistura está pobre, rica ou ainda na razão estequiométrica. Portanto, as tecnologias empregadas na redução de NO_x procuram diminuir a temperatura na câmara e controlar o fluxo de ar (BRUNETTI, 2012).

Os gases provenientes da combustão são considerados poluentes primários quando liberados no ambiente e em contato com outros compostos químicos formam os poluentes secundários como ozônio (O_3), que é um oxidante fotoquímico responsável pela formação da chamada névoa fotoquímica ou "smog fotoquímico", que possui esse nome devido à diminuição da visibilidade na atmosfera (CETESB, 1996). Os principais poluentes que compõem o *smog* são o ozônio e o nitrato de peroxiacetila (PAN) que são formados segundo as reações a seguir. Há também os compostos voláteis orgânicos (VOC) que contribuem para o *smog*, porém não são formados a partir dos óxidos de nitrogênio.

$$N_2O + O2 \rightarrow N2 + O3$$
$$CxHyO3 + NO2 \rightarrow CxHyO3NO2\ (PAN)$$

3.3.4 Controle de Emissões

No que diz respeito ao controle de emissões, duas principais linhas de estudo têm sido seguidas. Uma delas busca reduzir a produção de poluentes dentro do cilindro e a outra foca nos dispositivos de pós-tratamento. São, consequentemente, subdivididas em muitas tecnologias, como alguns exemplos mostrados na tabela 1.

Como dito no item 3.3.3, o controle da temperatura da câmara e o fluxo de ar são métodos de controle da formação de NO_x; a recirculação dos gases de escape (EGR) é uma estratégia muito empregada e estudada para esse propósito.

Tabela 1 - Sistemas de controle de emissões

Dentro do cilindro	Pós-Tratamento
Geometria da câmara de combustão	SCR (NO_x)
Estratégias de injeção	Filtro de particulado (MP)
Movimentos do ar de admissão	Catalisador de oxidação (CO e HC)
EGR	Catalisador de NO_2 (redução de NO_x em N_2)
Injeção de água	

Fonte: Autor

3.4 Sistema de Recirculação dos Gases de Escape (EGR)

O sistema EGR é um dispositivo utilizado no controle de emissões com foco na redução de NOx. A estratégia consiste em reutilizar uma parte dos gases já queimados na admissão, como mostra a simplificação na ilustração 6.

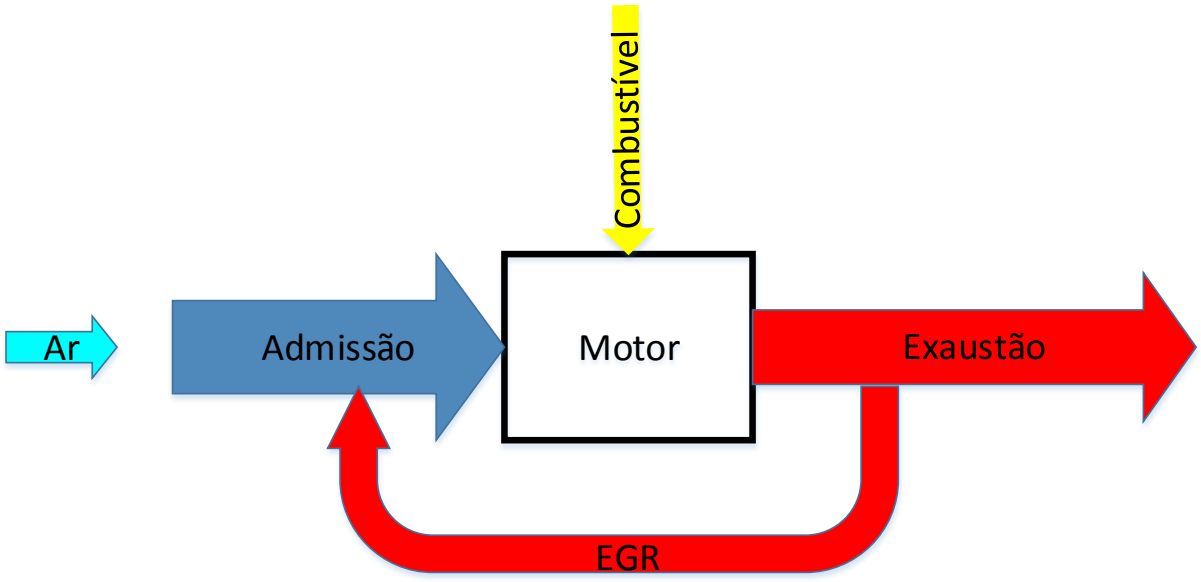

Ilustração 6 - Esquema simplificado do EGR
Fonte: Autor

Seu uso diminui a temperatura de combustão de duas maneiras: a primeira e mais importante é diminuir a quantidade de oxigênio admitido por meio da diluição do ar de combustão com o gás de escape. Quanto menor a quantidade de oxigênio disponível, menor será a taxa de queima do diesel com característica explosiva. É conveniente lembrar que essa

iniciativa aumenta o atraso na ignição, o que permite também uma queda na temperatura máxima da combustão (BERGGREN, 2008).

O segundo efeito do EGR é o fato dos gases de escape conterem CO_2 e H_2O, gases com alto calor especifico comparado ao N_2, fazendo com que esses gases troquem significativa quantidade de calor com aquele liberado durante a combustão (BERGGREN, 2008). Afim de intensificar esse segundo efeito é utilizado um trocador de calor do tipo casco e tubo com o regime de fluxo em passagem única e contracorrente, onde os gases passam pelos tubos internos e no casco passa o mesmo fluido de arrefecimento do motor (normalmente água aditivada). Este trocador está localizado logo após a válvula do EGR que então diminui a temperatura dos gases antes de chegar no coletor de admissão como representa a ilustração 7.

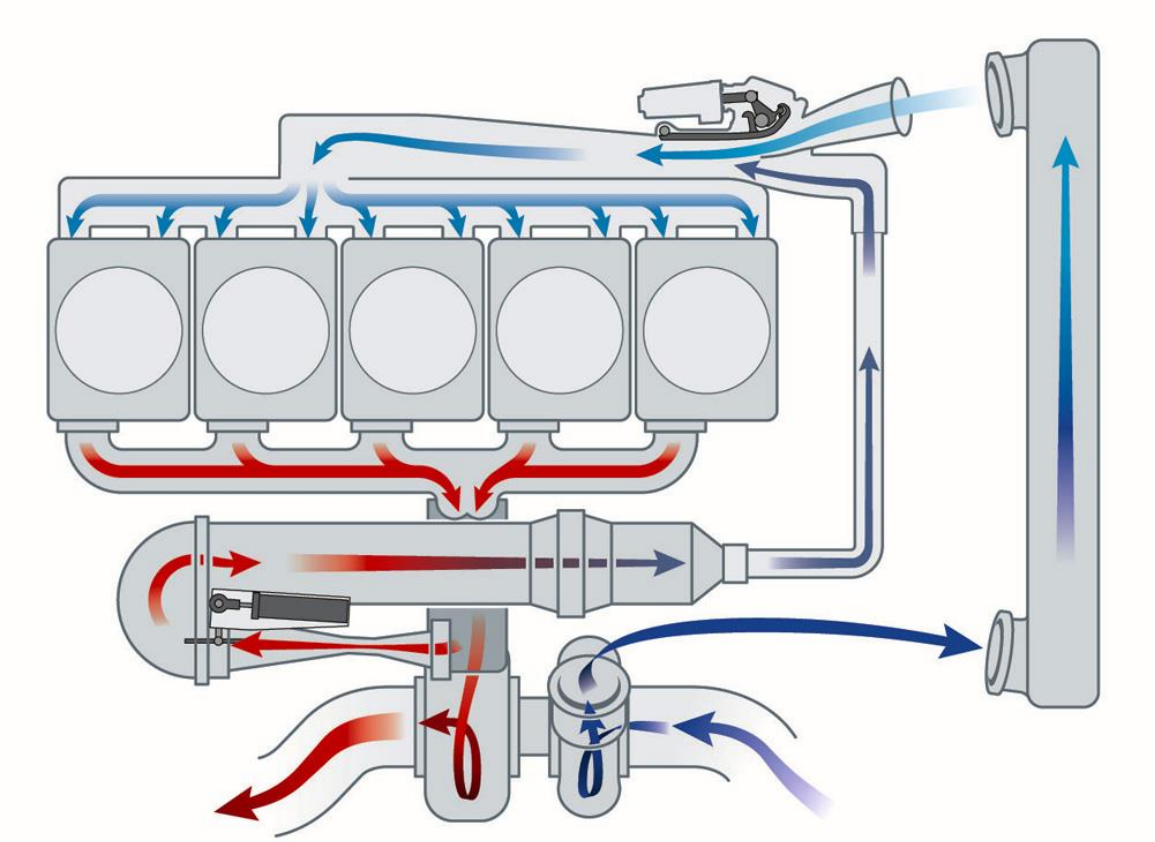

Ilustração 7 - Refrigeração dos gases do EGR HPL
Fonte: Autor “adaptado de” Technics, 2014

O sistema EGR pode ser aplicado de duas formas: EGR de alta pressão ou HPL (do inglês “*High Pressure Loop”)* que consiste na configuração em que o gás recirculado é dividido antes de passar pelo turbo compressor como mostra a ilustração 7 e EGR de baixa pressão ou LPL (do inglês “*Low Pressure Loop”),* onde o gás é coletado após passar pelo turbo onde a pressão é mais baixa que a condição anterior (PARK; LEE, 2013). A ilustração 8 mostra essa condição e conta ainda com um sistema de injeção de água na admissão que é uma outra

estratégia de controle citada na tabela 1. Cada montagem possui vantagens e desvantagens, como mostra a tabela 2.

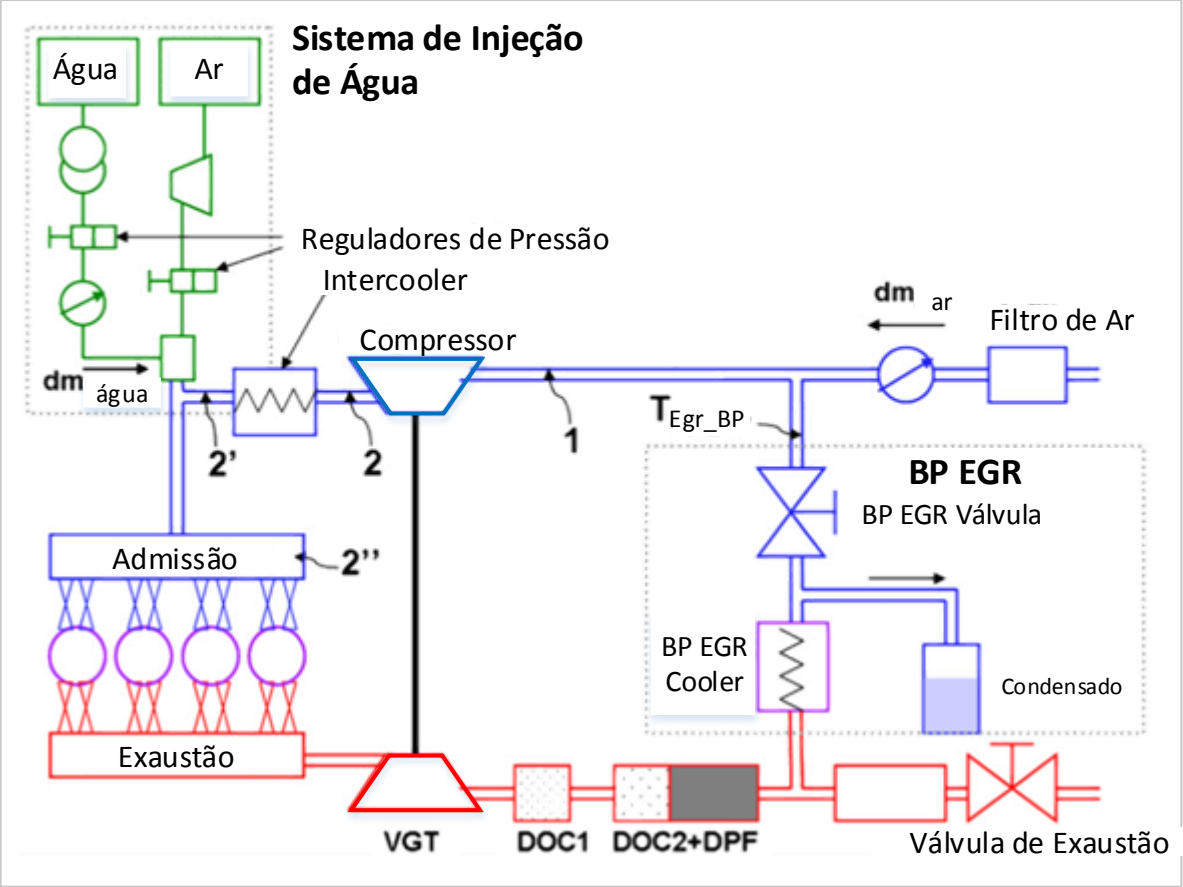

Ilustração 8 - EGR de baixa pressão com injeção de agua na admissão
Fonte: Autor "adaptado de" Tauzia, Maiboom; Samiur, 2010

Tabela 2 – Comparativo das formas de aplicação do EGR

EGR	VANTAGENS	DESVANTAGENS
HPL	• Emissões mais baixas de HC e CO	• Incrustação no trocador de calor
	• Tempo de resposta rápido	• Distribuição instável de EGR cilindro-por-cilindro
LPL	• Melhor refrigeração EGR	• Corrosão do rotor do compressor devido a água de condensação
	• EGR mais limpo (sem incrustação)	• Tempo de resposta lento
	• Distribuição estável de EGR cilindro-por-cilindro;	• Aumento HC/CO
	• Melhor taxa λ/EGR.	

Fonte: Autor "adaptado de" Park; Lee, 2013

3.4.1 Porcentagem de recirculação

O EGR possui diferentes estratégias para a massa que deve ser recirculada a fim de garantir as emissões em cada condição de trabalho. Normalmente, o valor de recirculação é expresso em uma porcentagem em relação à massa total na admissão (m_i) como mostram as equações (3.1) e (3.2), onde m_a é a massa de ar, m_f é a massa de combustível e m_{EGR} é a massa de gás de recirculação.

$$m_i = m_a + m_f + m_{EGR} \tag{3.1}$$

$$EGR(\%) = \left(\frac{m_{EGR}}{m_i}\right) * 100 \tag{3.2}$$

Onde: i: significa entrada de ar ou admissão (do inglês "*intake"),* a: significa ar (do inglês "*air") e* f: significa combustível (do inglês "*fuel").*

As tecnologias envolvidas no controle e estratégias de EGR têm evoluído cada vez mais juntamente com o aumento de sensores e os sistemas de gerenciamento eletrônico do motor. A ilustração 9 ilustra uma estratégia de controle da porcentagem de EGR em função do torque e rotação, ou seja, dependendo da rotação e carga de trabalho do motor, a válvula do EGR (ilustração 10) será aberta na proporção necessária para a recirculação dos gases. Sistemas mais atuais já atuam em função de dispositivos de medição dos óxidos de nitrogênio no escapamento e sensores de temperaturas e pressões em diversos pontos do motor como exaustão e admissão que corrigem, em tempo real, condições específicas de funcionamento, o que seria difícil ilustrar em apenas um gráfico.

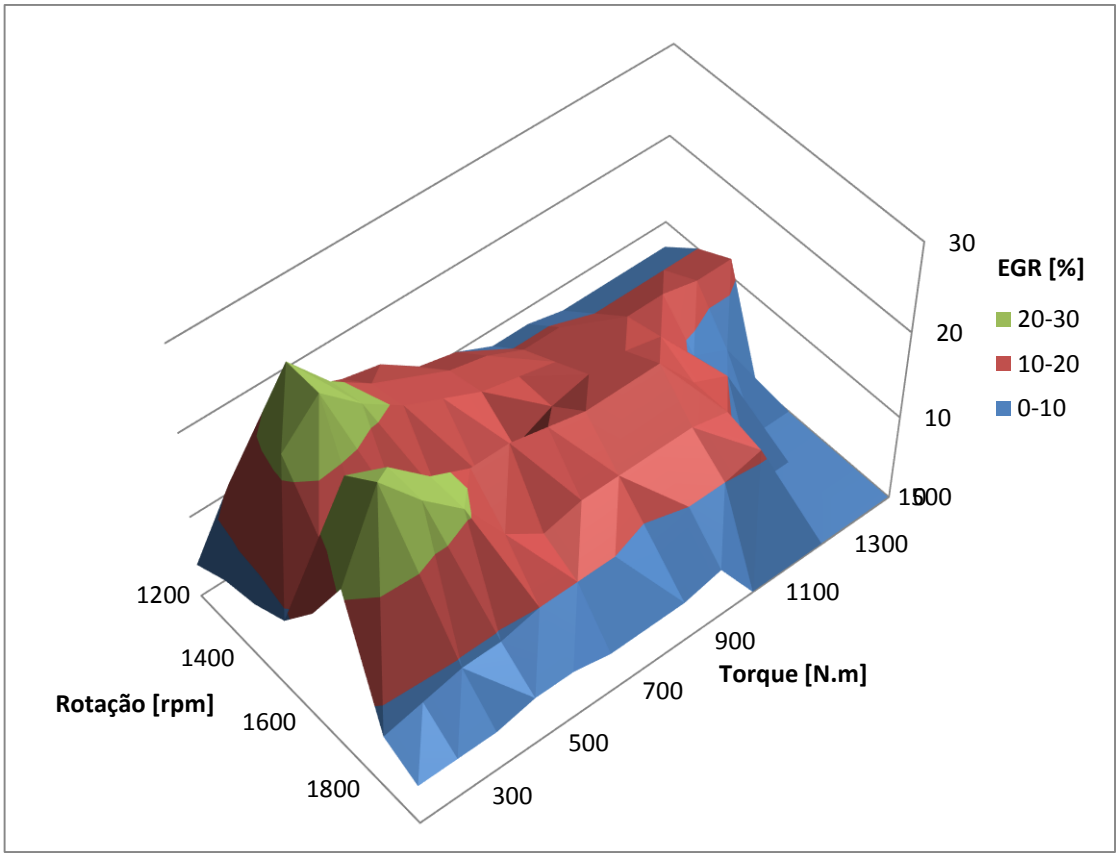

Ilustração 9 - Estratégia de EGR em função do torque e rotação do motor
Fonte: Autor

3.5 Sistema de Refrigeração

O sistema de refrigeração do motor está cada vez mais complexo devido às exigências de controle de emissões e tem sido cada vez mais desenvolvido, sendo utilizado não apenas para refrigeração dos componentes mecânicos, mas também na redução de temperatura dos gases do EGR como mostra a ilustração 10. A entrada do refrigerante do motor no trocador de calor do EGR influencia na formação do condensado no sistema.

Até a legislação Euro 4 (tabela 3 e tabela 4) na Europa, era possível se utilizar de estratégias com um único estágio de refrigeração dos gases do EGR, como mostra a ilustração 10, onde se tem apenas um trocador do tipo ar/água para refrigeração dos gases após a válvula de EGR.

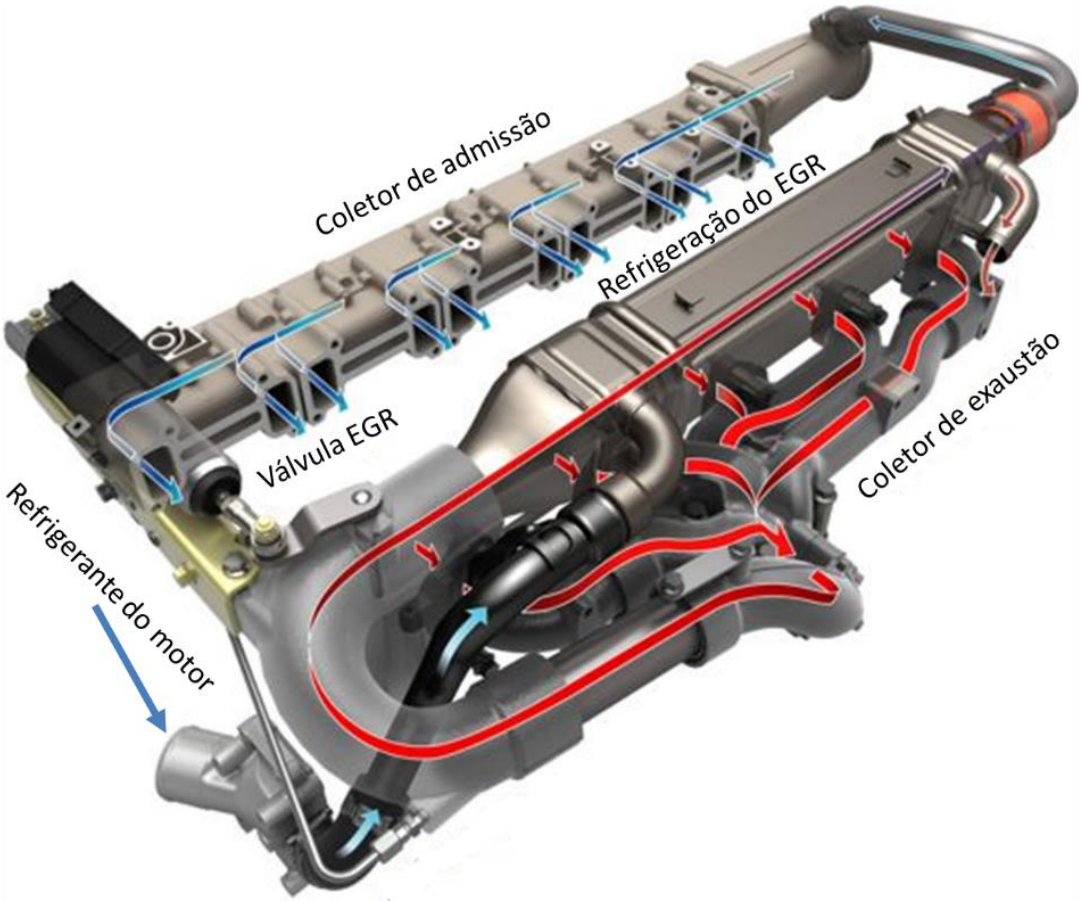

Ilustração 10 - Sistema EGR HLP - Euro 4
Fonte: Autor “adaptado de” Scania, 2014

Já para o Euro 5, foram adotadas estratégias com até dois estágios de refrigeração, devido à necessidade de uma melhor refrigeração dos gases, como pode ser visto na ilustração 11. Após o primeiro trocador, se tem uma válvula de controle de fluxo chamada de “*by pass*”, em que é possível o direcionamento dos gases para um segundo trocador do tipo ar/ar ou diretamente para o coletor de admissão, dependendo da estratégia.

O segundo estágio de refrigeração, dependendo das condições de operação, pode levar os gases a temperaturas abaixo da temperatura de condensação dos vapores contidos no sistema e então se tem a formação e acúmulo de condensado.

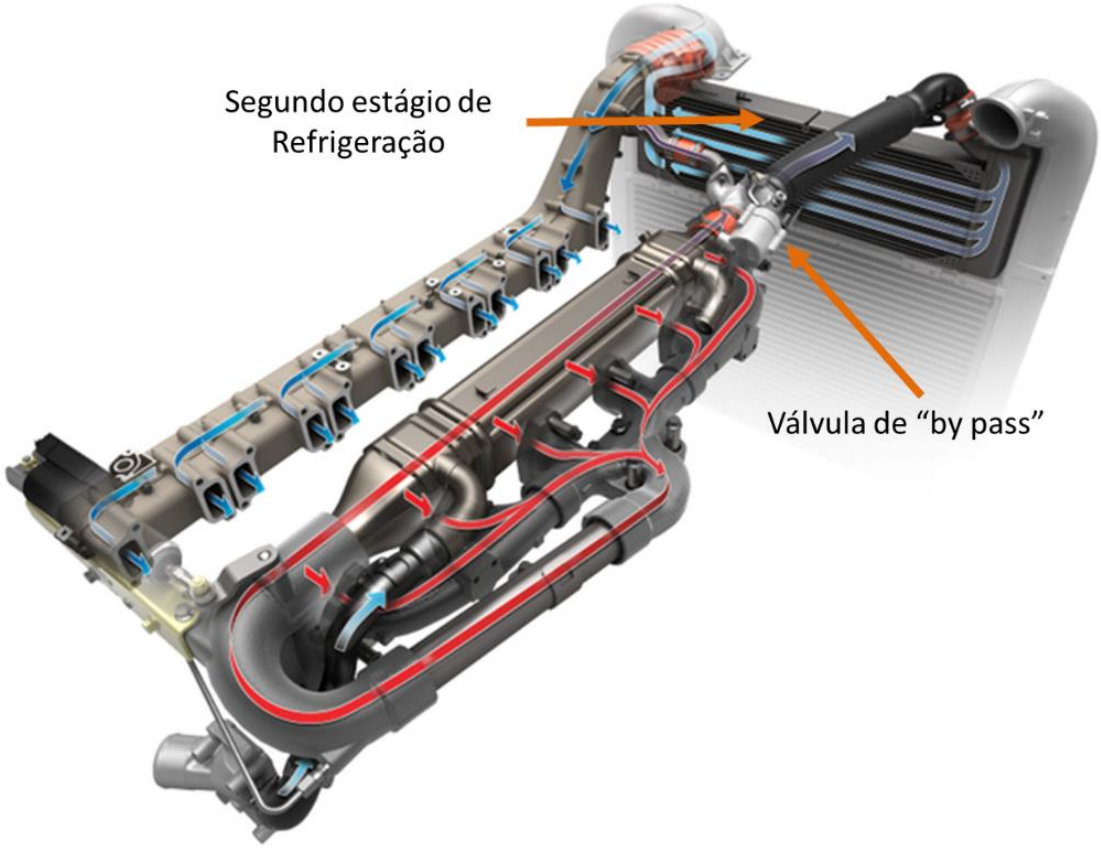

Ilustração 11 - EGR com dois estágios de refrigeração HLP - Euro 5
Fonte: Autor “adaptado de” Scania, 2014

3.6 Condensado

A formação de condensado é principalmente dependente das condições de pressão, temperatura e vazão no sistema EGR, a relação ar/combustível (lambda) e a quantidade de água presente no ar ambiente também tem relevante impacto por terem variações consideráveis (BERGGREN, 2008).

O condensado pode contribuir para uma série de efeitos no motor. O efeito de refrigeração da câmara de combustão é um fenômeno importante deste estudo, pois é um mecanismo da redução de NO_x (TAUZIA, MAIBOOM; SAMIUR, 2010).

3.6.1 Água proveniente da combustão

Para uma reação estequiométrica de combustão completa e ideal ($\lambda = 1$) do óleo diesel (composição C_xH_x) com ar, obtêm-se grandes quantidades de água, como mostrado na equação adiante (MOLLENHAUER; TSCHOEKE, 2010):

1 kg diesel + 14,5 kg ar = (3.3)

$= 1\ kg\ diesel + 3{,}3\ kg\ O_2 + 11{,}2\ kg\ N_2 \rightarrow 3{,}2\ kg\ CO_2 + 1{,}2\ kg\ H_2O + 11{,}2\ kg\ N_2$

3.6.2 Ponto de orvalho

O ponto de orvalho refere-se ao valor de temperatura em que uma parte do vapor de água presente numa mistura em certas condições passa para o estado liquido na forma de pequenas gotas por via da condensação. Essas condições são significativas para a determinação dos parâmetros de temperatura e pressão no sistema EGR, pois a formação do condensado se dá a partir desse ponto. Como visto, a água proveniente da combustão depende principalmente da quantidade de combustível. Portanto, a relação ar/combustível influencia diretamente na quantidade de condensado formado.

As condições do ar ambiente também devem ser avaliadas devido à umidade absoluta, que, por sua vez, determina a quantidade de água no ar que será admitido no motor, o que pode alterar drasticamente o ponto de orvalho.

3.6.3 Composição química

A composição do combustível utilizado implica diretamente no produto dos gases de exaustão, consequentemente nas propriedades química do condensado. A acidez do condensado pode chegar a um pH de 2,43 (muito ácido) para um diesel com 500ppm de enxofre (MUCHE, *et al.*, 2012).

3.7 Legislação de controle de emissões

As normas e regulamentação de emissões são definidas em cada país de acordo com a necessidade e evolução tecnológica disponível. A Europa utiliza como norma o chamado Euro, que é atualizado por estágios, como mostram as tabela 3 para ciclos estacionários e a tabela 4 para ciclo transiente.

Na tabela 4 em cada estágio são definidos os tipos de testes que devem ser feitos e qual deve ser o nível de emissões de cada poluente.

Tabela 3 - Normas de emissões europeia para ciclos estacionários

Estágio	Data	Ciclo	CO	HC	NOx	MP	NP	Fumaça
			g/kWh				*1/kWh*	*1/m*
Euro I	1992, ≤ 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612		
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36		
Euro II	1996.10		4.0	1.1	7.0	0.25		
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15		
Euro III	*1999.10 EEV apenas*	ESC & ELR	*1.5*	*0.25*	*2.0*	*0.02*		*0.15*
	2000.10		2.1	0.66	5.0	0.10[a]		0.8
Euro IV	2005.10		1.5	0.46	3.5	0.02		0.5
Euro V	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02		0.5
Euro VI	2013.01	WHSC	1.5	0.13	0.4	0.01	8×10^{11}	

a - PM = 0.13 g/kWh para motores < 0.75 dm^3 por cilindro e uma rotação à potência nominal > 3000 min^{-1}

Fonte: Autor "adaptado de" Dieselnet, 2012

Tabela 4 - Normas de emissões europeia para ciclos transientes

Estágio	Data	Teste	CO	NMHC	CH_4[a]	NOx	MP[b]	NP[e]
			g/kWh					*1/kWh*
Euro III	*1999.10 EEV apenas*	ETC	*3.0*	*0.40*	*0.65*	*2.0*	*0.02*	
	2000.10		5.45	0.78	1.6	5.0	0.16[c]	
Euro IV	2005.10		4.0	0.55	1.1	3.5	0.03	
Euro V	2008.10		4.0	0.55	1.1	2.0	0.03	
Euro VI	2013.01	WHTC	4.0	0.16[d]	0.5	0.46	0.01	6.0×10^{11}

a – Para motores à gás apenas (Euro III-V: NG apenas; Euro VI: NG + LPG)

b – Não aplicável para motores alimentados com gás nos estágios Euro III-IV

c - PM = 0.21 g/kWh para motores < 0.75 dm^3 por cilindro e rotação de potência nominal > 3000 min^{-1}

d - THC para motor diesel.

e – Para motores diesel; PN limite para motores com ignição positiva TBD

Fonte: Autor "adaptado de" Dieselnet, 2012

Quanto à durabilidade dos sistemas de abatimento de emissões, há uma regulamentação em que os fabricantes devem demonstrar que os veículos comercias cumprem os limites de emissões durante todo o seu período de vida útil.

Estes veículos são divididos em categorias pela União Europeia que muda de acordo com a máxima carga tecnicamente permitida. A tabela 5 mostra a divisão dessas categorias, sendo N destinado a transporte de bens e M transporte de passageiros e a numeração com as respectivas cargas.

O período é correspondente aos níveis de exigência do Euro, e então, se estipula uma quilometragem mínima ou um tempo mínimo de uso do veículo, o que ocorrer primeiro (DIESELNET, 1997).

Tabela 5 - Período de durabilidade para emissões

Categoria do veiculo	Período	
	Euro IV–V	Euro VI
N1 ≤ 3,5 tons e M2 ≤ 5 tons	100 000 km / 5 anos	160 000 km / 5 anos
3.5 tons ≤ N2 ≤12tons	200 000 km / 6 anos	300 000 km / 6 anos
N3 ≤ 16 ton.		
M3 Classe I, Classe II, Classe A, e Classe B ≤ 7.5 ton.		
N3 > 12 ton.	500 000 km / 7 anos	700 000 km / 7 anos
M3 Classe III, e Classe B > 7.5 ton.		

Fonte: Autor “adaptado de” Dieselnet, 2012

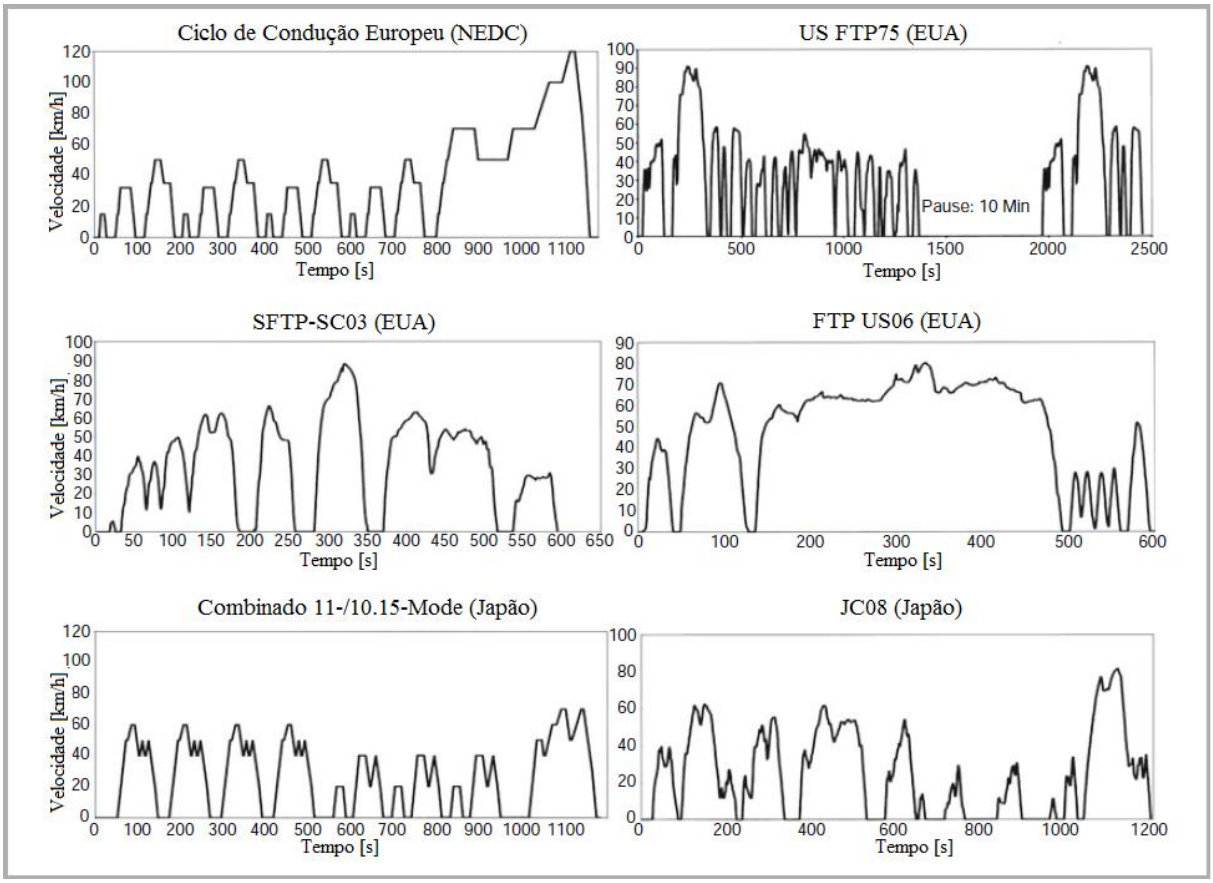

Ilustração 12 - Teste transiente para diferentes regiões
Fonte: Autor “adaptado de” Mollenhauer; Tschoeke, 2010, p. 426

Os ciclos de testes de emissões eram diferentes até recentemente para algumas partes do mundo. A ilustração 12 mostra exemplos de ciclos como eram controlados em cada uma dessas regiões. Na Europa a legislação vigente que padroniza as emissões é o chamado EURO

que a partir de 2013, com o início do estágio EURO 6, padronizou-se os testes de emissões de forma a englobar as condições de testes na União Europeia, nos EUA, no Japão e na Austrália. Esses ciclos foram chamados de ciclos harmonizados a nível mundial com as siglas WHSC (do inglês "*World Harmonized Stationary Cycle*") para testes em estado estacionário e WHTC (do inglês "*World Harmonized Transient Cycle*") para testes transientes.

Tabela 6 - Ciclo estacionário harmonizado mundialmente(WHSC)

Modo	Rotação	Carga	Fator de Peso	Duração*
-	%	%	-	s
0	Monitoramento	-	0.24	-
1	0	0	0.17/2	210
2	55	100	0.02	50
3	55	25	0.10	250
4	55	70	0.03	75
5	35	100	0.02	50
6	25	25	0.08	200
7	45	70	0.03	75
8	45	25	0.06	150
9	55	50	0.05	125
10	75	100	0.02	50
11	35	50	0.08	200
12	35	25	0.10	250
13	0	0	0.17/2	210
Total			1	1895
*Incluindo 20 s de rampa				

Fonte: Autor "adaptado de" Dieselnet, 2008

A tabela 6 mostra os pontos do ciclo WHSC em que a rotação e torque estão em porcentagem, pois são feitos em relação às máxima rotação e torque. Quando a rotação está em 0% nos modos 1 e 3 significa que o motor está em "marcha lenta", que é a rotação onde não há torque e aceleração, ou seja, o motor está ligado na rotação mínima de funcionamento. Este ciclo é feito com o motor "quente" pré-condicionado no modo 9 (ENECE, 1947).

A ilustração 13 mostra o ciclo transiente WHTC, em que é feita a variação de torque (normalizado em relação ao máximo torque do motor) e a variação da velocidade do veículo em função do tempo que tem a duração de 1800s. Este teste ainda prevê a partida do motor a quente como no ciclo estacionário e ainda um outro teste com partida a frio (ENECE, 1947).

No Brasil com a legislação de emissões PROCONVE, que a partir de janeiro de 2012 começou o novo estágio denominado P7, segue como referência às exigências e os ciclos de testes da norma europeia EURO 5.

A tabela 7 mostra os padrões para os anos de 1993 a 2005 para caminhões e ônibus abastecidos com diesel, que também eram aplicados para caminhões considerados leves, onde o ciclo de teste utilizado em dinamômetro era o ECE R-49.

A partir de 2006 as normas de emissões foram aplicadas apenas para motores considerados pesados abastecidos com diesel e gás, resumidas na tabela 8. Os motores com diesel são testados em ambos os ciclos ESC e ETC, enquanto os motores a gás apenas com o ciclo ETC.

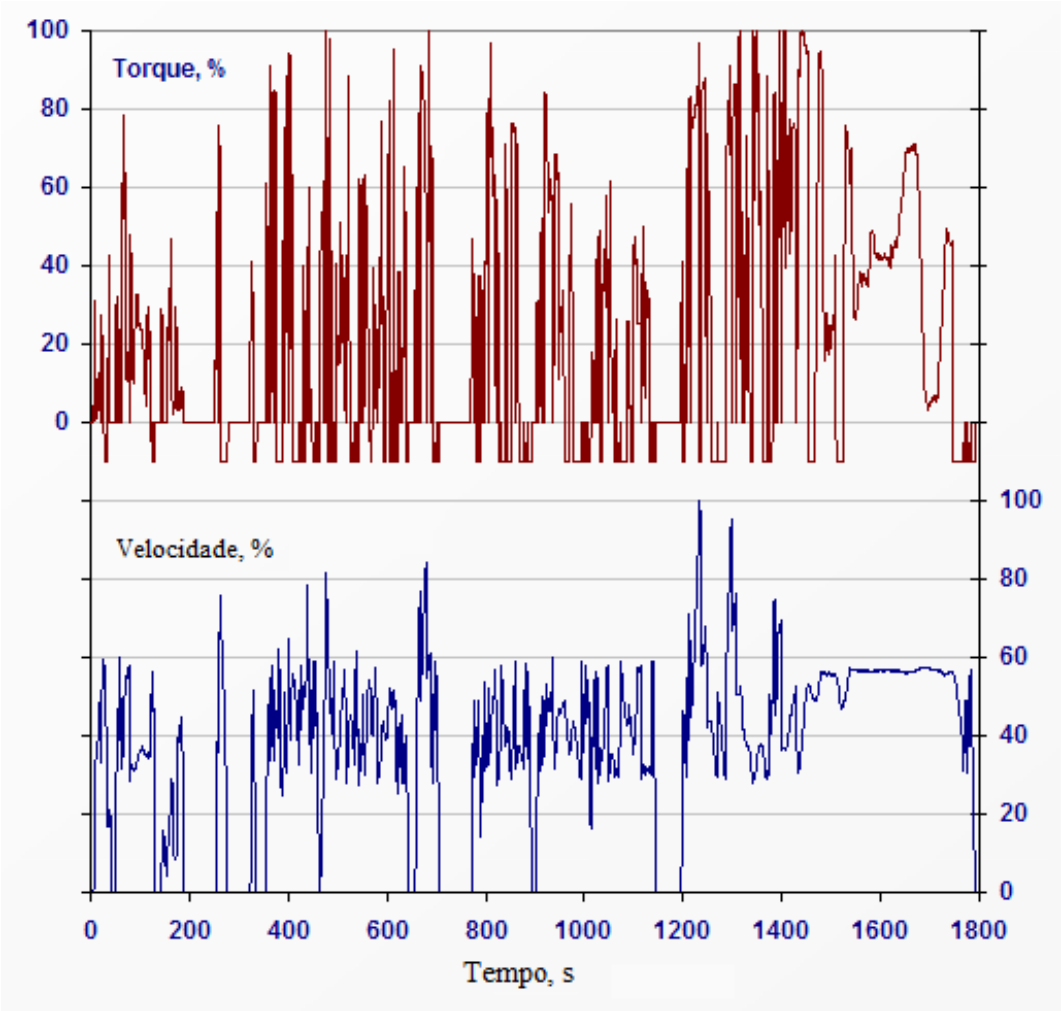

Ilustração 13 - Ciclo transiente harmonizado mundialmente (WHTC)
Fonte: Autor “adaptado de” Dieselnet, 1997

Tabela 7 - Normas de emissões para caminhões e ônibus abastecidos com diesel

Estágio	Ano		CO	HC	NOx	MP	Norma de referência
	Ônibus de cidade	Todos	*g/kWh*				
P-1	1990†		14	3.50	18.0	–	–
P-2	1993		11.2	2.45	14.4	–	Euro 0
P-3	1994	1996	4.9	1.23	9.0	0.4[a]	Euro I*
P-4	1998	2000	4.0	1.1	7.0	0.15[b]	Euro II

† – Norma voluntária

* – Limite de conformidade de produção

a – Mutiplicado pelo fator de 1,7 para motores abaixo de 85kW

b – 0.25 g/kWh para motores até 0,7 litros, rotação nominal acima de 3000 rpm

Fonte: Autor "adaptado de" Dieselnet, 2008

Tabela 8 - Normas de emissão para motores diesel e gás pesados

Estágio	Data	Teste	CO	THC	NMHC	NOx	MP†	Fumaça
			g/kWh					m^{-1}
P-5	1.1.2006[1,2,3]	ESC/ELR	2.1	0.66	–	5.0	0.10 ou 0.13[5]	0.8
		ETC4	5.45	–	0.78	5.0	0.16 ou 0.21[5]	–
P-6	1.1.2009[6]	ESC/ELR	1.5	0.46	–	3.5	0.02	0.5
		ETC	4.0	–	0.55	3.5	0.03	–
P-7	1.1.2012	ESC/ELR	1.5	0.46	–	2.0	0.02	0.5
		ETC	4.0	–	0.55	2.0	0.03	–

† Apenas para motores diesel

(1) 01/01/2004 - 60% da produção anual para ônibus urbano (100% para 01/01/2005);

(2) 01/01/2005 - para micro ônibus;

(3) 01/01/2005 - 40% da produção anual de pesados (exceto ônibus urbano e micro ônibus) por fabricante;

(4) Veículos diesel sem catalisador ou filtro de particulado podem ser testados apenas com o ciclo ESC;

(5) Motores menores de 0,75 litros por cilindro e rotação nominal maior que 3000 rpm

(6) Norma PROCONVE P-6 nunca foi forçada devido indisponibilidade de combustível com baixo teor de enxofre, a normas P-5 manteve-se em vigor até o final de 2011.

Fonte: Autor "adaptado de" Dieselnet, 2008

4 METODOLOGIA

Para atingir os objetivos propostos de avaliar a influência das trocas de calor entre os gases de combustão e o condensado na formação de NOx e de material particulado (MP), bem como na eficiência do motor, a metodologia para obtenção de dados incluiu as seguintes atividades:

a) Ensaio das diferentes configurações de montagem e regulação do sistema de arrefecimento dos gases de recirculação para obter as influências de cada componente modificado no arranjo, a saber:

   (1) Ensaio com o motor em condições originais, ou seja, com o arranjo comercial;
   (2) Ensaio com o trocador de calor inclinado com passagem dos gases pelo separador de condensado;
   (3) Ensaio com o trocador de calor inclinado sem a passagem dos gases por separador de condensado;
   (4) Ensaios com 4 valores diferentes de volume de condensado na admissão obtidos com o uso de água externa em temperaturas mais baixas, como fluido de arrefecimento do trocador de calor e vazões diferentes estabelecidas por meio de manobra de válvulas.

b) Definição da vazão e da temperatura da água de arrefecimento utilizada no trocador de calor utilizado como condensador;
c) Medição do volume do condensado gerado para diferentes condições de funcionamento do motor;
d) Medição das concentrações específicas de poluentes produzidos para as diferentes quantidades de condensado presentes no ar de admissão nas diversas condições de funcionamento do motor.

Em todos os ensaios realizados, utilizou-se um mesmo motor SCANIA da série EURO 4 cujas características constam da tabela 9. Sua instalação na bancada de testes é mostrada na ilustração 14 na configuração original e na ilustração 15 pode se ver algumas alteração no sistema, como a inclinação do trocador de calor e a instalação de água externa ao motor.

Tabela 9 - Características do motor SCANIA utilizado nos ensaios

Modelo	DC916
Número de cilindros	5
Cilindrada total	9 L
Potência máxima	169 kW @ 1.800 rpm
Torque máximo	1.050 Nm @ 1.200 rpm
Nível de emissões	Euro 4
Sistema de abatimento de NOx	EGR de um estágio de refrigeração

Fonte: Autor

A bancada de testes era constituída por um freio dinamométrico ABB, modelo FQDI31.4-4WFI Euro VI, com capacidade máxima de frenagem de 620 kW @ 4.000 rpm e para torque máximo de 3.200 Nm.

Foi utilizado um conjunto analisador de gases fabricado pela AVL, modelo AMA I 60, o qual possui uma série de analisadores dependendo do gás a ser medido como o CLD (do inglês "*Chemiluminescence Detector*") para medição dos óxidos de nitrogênio.

Para a medição de particulado foi utilizado um Smart Sampler da AVL, modelo GEM 140, que é um sistema de diluição parcial do fluxo de gases de exaustão e destinado a uma amostragem gravimétrica das partículas.

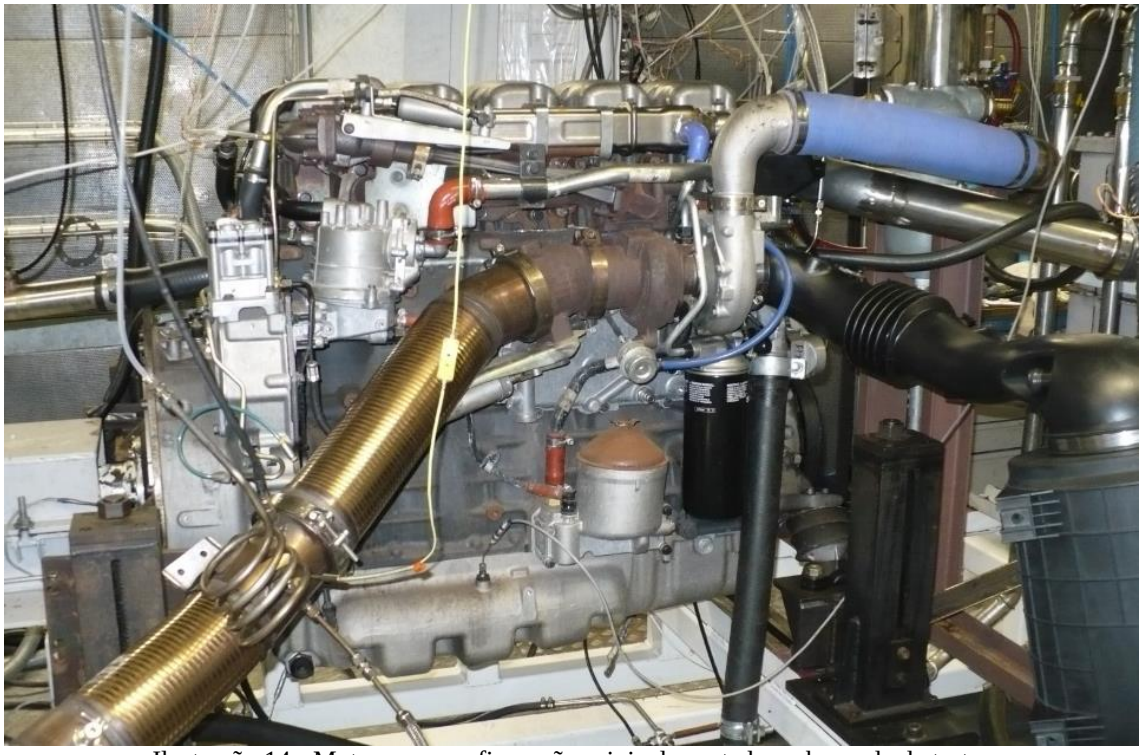

Ilustração 14 - Motor com configuração original montado na bancada de testes
Fonte: Autor

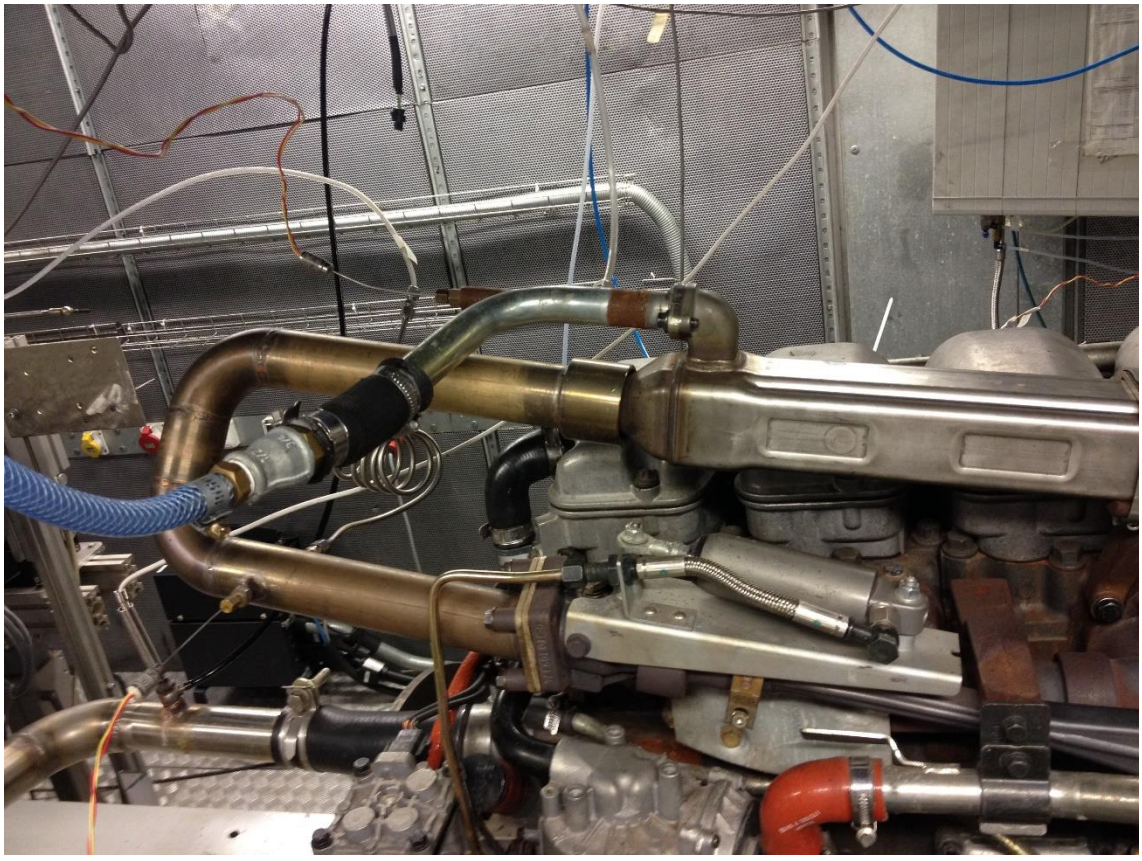

Ilustração 15 - Configuração com trocador inclinado e água externa
Fonte: Autor

O intuito deste trabalho não é comparar as diferentes composições do condensado em função do enxofre, sendo assim, apenas o combustível atualmente comercializado no Brasil (S10, 10ppm de enxofre) foi utilizado. Este combustível também é conhecido como B5 por conter óleo diesel com 5% em volume de biodiesel.

Os pontos de funcionamento do motor escolhidos (tabela 10) para a definição da vazão de água de resfriamento do condensador e para comparação entre os efeitos resultantes das regulações de fluxos de gases pelo separador foram retirados do ciclo ESC (do ingês *European Stationary Cycle*), utilizado na homologação de motores diesel no Brasil. Foram selecionados quatro pontos desse ciclo, duas diferentes rotações, onde se tem o máximo torque e potência, e então mais dois pontos de médias cargas.

Os pontos de máximo torque e de máxima potência (pontos A e C, respectivamente) foram selecionados por gerarem maiores volumes de condensado devido à maior quantidade de combustível envolvido nas combustões. Os pontos B e D foram escolhidos para auxiliar a identificar aspectos associados ao mecanismo da formação de condensado em diferentes pontos de funcionamento em cargas parciais em diferentes rotações. Nesses pontos foram levantadas as produções específicas de NOx e MP para cada quantidade de condensado disponibilizado para a admissão.

Tabela 10 - Pontos de funcionamento escolhidos para ensaio

Ponto	Rotação (rpm)	Carga (%)
A	1200	100
B	1200	50
C	1800	100
D	1800	50

Fonte: Autor

4.1 Configurações utilizadas nos ensaios

A configuração 1 utilizada nos ensaios corresponde àquela em que o motor foi mantido nas condições originais em que foi submetido à homologação. O objetivo desse ensaio foi gerar uma referência para os valores de emissão de NOx, MP e consumo de combustível. A ilustração 16 mostra essa configuração.

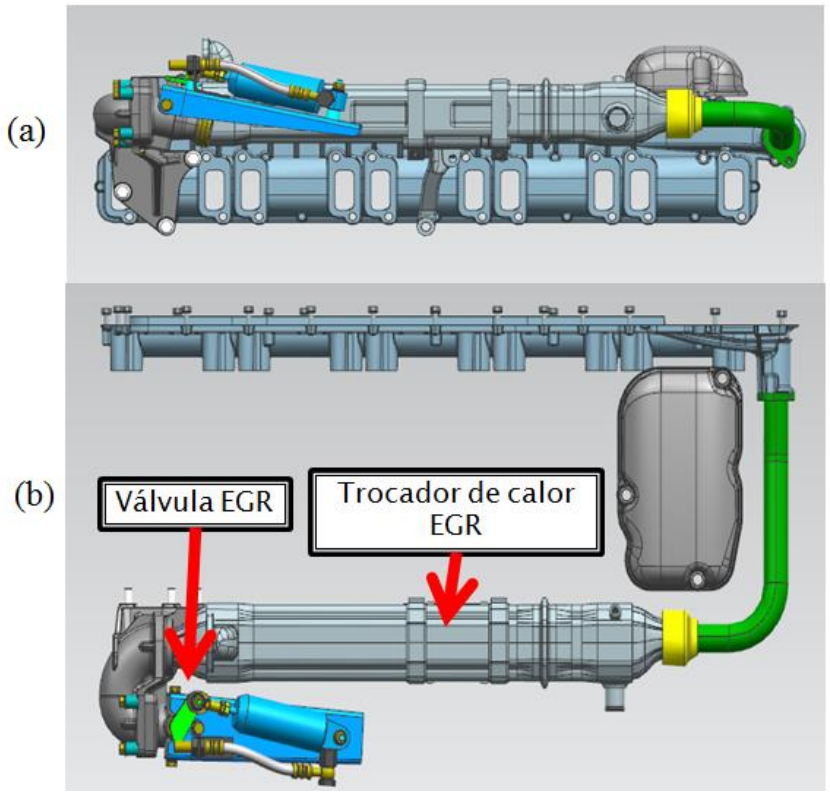

Ilustração 16 - Configuração 1 - Original vista em elevação (a) e em planta (b)
Fonte: Autor

A configuração 2 utilizada difere da primeira pela disposição inclinada do trocador de calor e pela inclusão de separador de condensado, tubos, mangueiras e válvulas no circuito do gás de recirculação, como pode ser visto na ilustração 17.

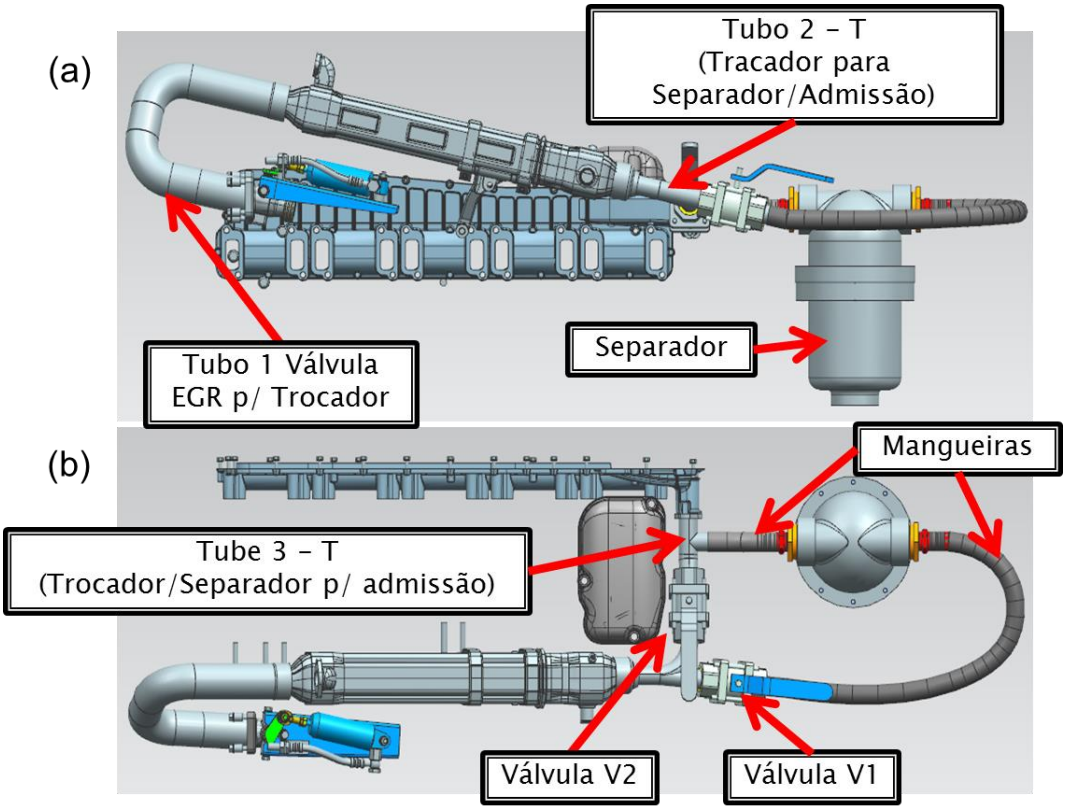

Ilustração 17 - Trocador de calor inclinado, válvulas, tubos, mangueiras e separador de condensado vista em elevação (a) e em planta (b)
Fonte: Autor

O motivo da inclinação do trocador de calor era evitar que o condensado se acumulasse na parte inferior do trocador de calor dos gases.

Buscava-se, nesse ensaio, avaliar a influência dos componentes incluídos na instalação sobre o escoamento dos gases e então nas emissões.

A instalação dos sensores de temperatura, pressão e emissões foram instalados em pontos de modo que fosse possivel controlar e garantir as condições de funcionameto do motor em todos os testes. Antes e depois da refrigeração do EGR (tubo 1 e 2 da ilustração 17), no coletor de admissão e nos gases de exaustão foram os pontos de principal monitoramento.

Válvulas de controle de fluxo (ilustração 17), foram instaladas para efetuar a distribuição dos gases recirculado de modo a passar ou não pelo separador de condensado, buscando garantir o controle do condensado drenado do sistema.

Os componentes incluídos foram dispostos de forma a facilitar as medições do volume, além de não permitir o acúmulo de condensado. Essa configuração contou ainda com a montagem de um purgador de boia na saída de dreno onde o condensado é coletado para medição do volume. A ilustração 18 mostra o sistema de purga do condensado após a saída do dreno no separador e a proveta para medição.

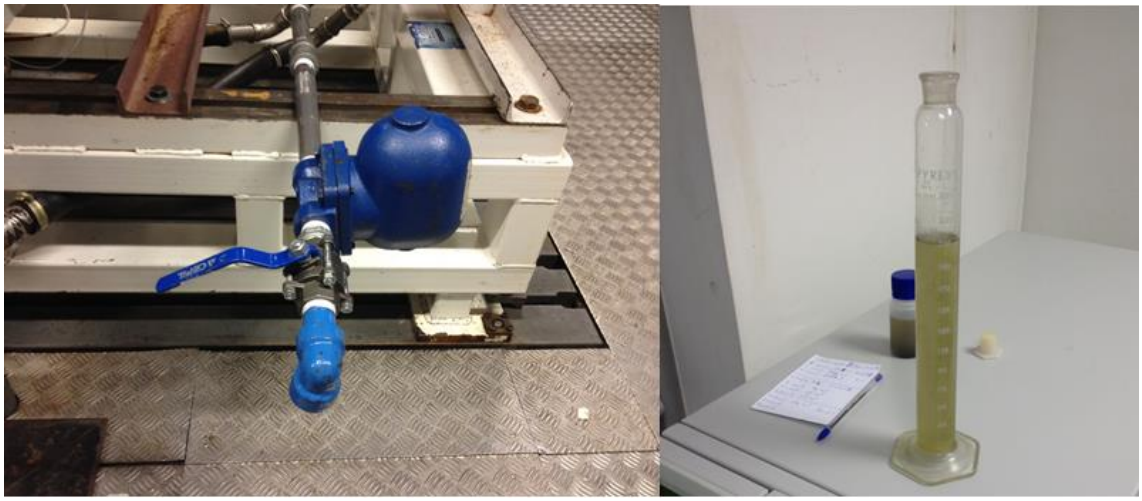

Ilustração 18 - Purgador mecânico e medição de condensado
Fonte: Autor

As válvulas foram manobradas de maneira que o fluxo dos gases proveniente do trocador de calor do EGR circulasse pelo separador gás/liquido antes de chegar ao coletor de admissão, como representado na ilustração 19.

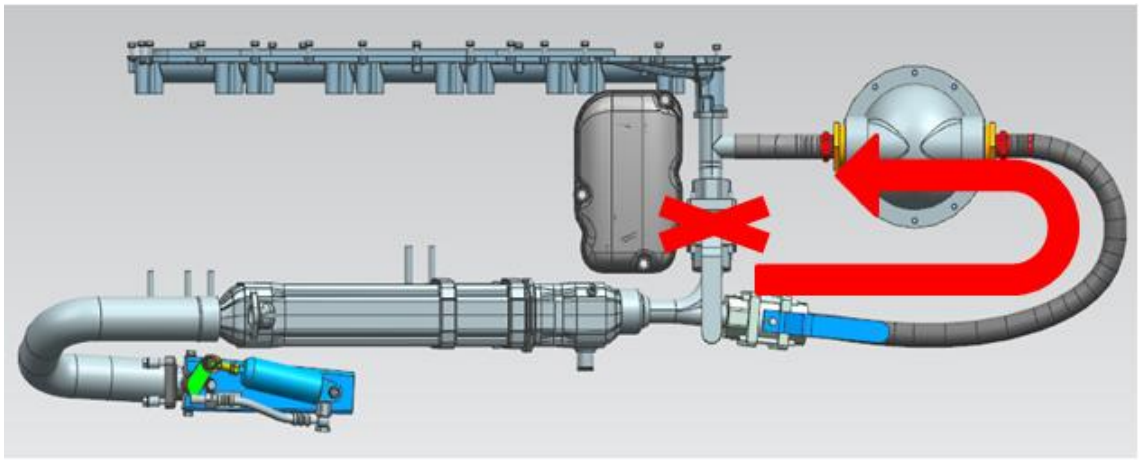

Ilustração 19 - Configuração 2 - Passagem pelo separador de condensado
Fonte: Autor

Na configuração 3 dos ensaios, o separador gás/liquido, os tubos, as mangueiras e as válvulas permaneceram instalados nas mesmas condições do arranjo anterior. Nesses ensaios, o objetivo era isolar o separador e avaliar sua influência por meio de comparações feitas com os resultados do ensaio anterior. Para tanto, a válvula de entrada do separador (válvula com manopla azul na válvula V1) foi fechada e a válvula de *by-pass* do separador de condensado foi mantida aberta (válvula com manopla cinza na válvula V2). Assim, os gases do EGR eram integralmente direcionados para o coletor de admissão, sem passar pelo separador (ilustração 20).

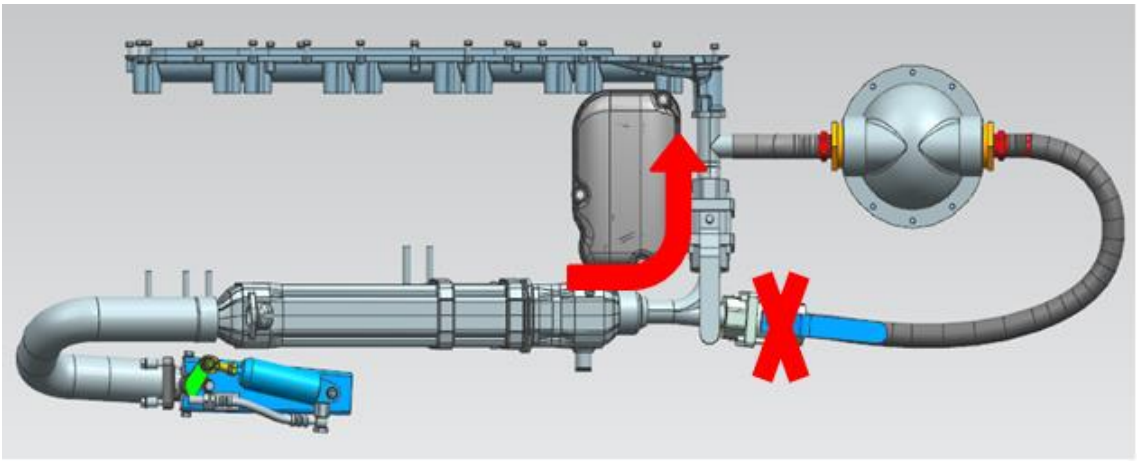

Ilustração 20 - Configuração 3 - Passagem direta para admissão
Fonte: Autor

Visando explorar os efeitos do volume de condensado na admissão, quatro ensaios adicionais foram realizados. Para estes ensaios, a montagem utilizada nos ensaios anteriores foi mantida. Entretanto, o arrefecimento do sistema EGR passou a ser realizado não mais com a água do motor e sim com água externa ao motor e à temperatura de nove graus centigrados. Desta forma, maior quantidade de condensado seria gerada e, na sequencia, poderia ser separado do fluxo dos gases em diferentes quantidades. Essa configuração pode ser visualizada na ilustração 21.

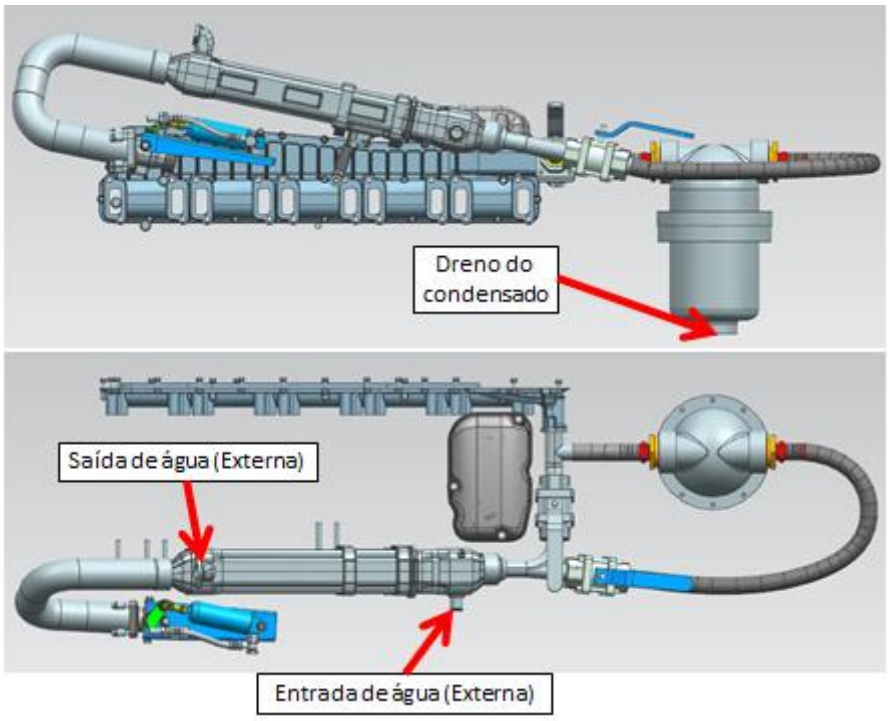

Ilustração 21 - Esquema de arrefecimento do trocador de calor com água externa
Fonte: Autor

A quantidade de condensado encaminhada para o coletor de admissão do motor foi dosada por meio da manobra das válvulas V1 e V2, como descrito a seguir:

No ensaio denominado como 4, a válvula V1 foi mantida totalmente aberta e a válvula V2 foi mantida totalmente fechada, forçando todo o gás de recirculação a passar pelo separador. O objetivo era que o separador retivesse todo o condensado gerado no trocador de calor.

No ensaio denominado como 5, a válvula V1 foi mantida totalmente aberta e a válvula V2 foi posicionada para ficar apenas aberta parcialmente (pela metade); isso possibilitava que uma parte do condensado passasse diretamente para a admissão.

No ensaio denominado como 6, ambas as válvulas foram posicionadas de forma a ficarem abertas parcialmente pela metade; isso restringia a passagem do gás pelo separador e, consequentemente, permitia que uma parcela maior de condensado fosse admitida.

Na última configuração, no ensaio denominado como 7, a válvula V1 foi totalmente fechada e a válvula V2 toda aberta; isso não permitia a passagem do gás pelo separador e todo o condensado era dirigido à admissão. A tabela 11 mostra as modificações para cada configuração.

Tabela 11 - Configurações de ensaio

Parâmetros / Configuração	Inclinação do Trocador de calor	Abertura Válvula 1	Abertura Válvula 2	Água no trocador de calor
1	Não	-	-	Motor
2	Sim	100%	0%	Motor
3	Sim	0%	100%	Motor
4	Sim	100%	0%	Externa
5	Sim	100%	50%	Externa
6	Sim	50%	50%	Externa
7	Sim	0%	100%	Externa

Fonte: Autor

As temperaturas e pressões foram registradas antes e depois do trocador de calor em todas as configurações.

Nestes quatro testes foi possível analisar e quantificar a influência da admissão de condensado no sistema frente às emissões de NOx, material particulado (PM), bem como sobre o consumo específico do motor.

As temperaturas dos gases de recirculação, após a passagem pelo trocador de calor arrefecido com água externa, reduziram-se significativamente nesses 4 últimos testes:

- no ponto A (máximo torque), a temperatura média desses gases reduziu de 79°C para 26°C;

- no ponto B (carga parcial na rotação de 1200 rpm), reduziu-se de 74°C para 22°C;

- no ponto C (máxima potência), reduziu de 104°C para 59°C, e

- no ponto D (carga parcial na rotação de 1800 rpm), reduziu de 96°C para 44°C.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

Os resultados de emissões obtidos para os pontos A, B, C e D são mostrados da ilustração 22 à ilustração 25 para as diferentes configurações em que os ensaios foram realizados. Para as configurações 4, 5, 6 e 7 foram informadas também as quantidades de condensado retirado do sistema.

O volume de condensado drenado do ponto A na configuração 7, para o qual se esperava um valor nulo devido à posição das válvulas de controle de fluxo, foi de 0,51 L/h. Isso pode ser explicado pelo fato de não ter sido prevista uma válvula que restringisse a entrada do gás pelo nó (tubo 3 na ilustração 17) que se comunica com a saída do separador.

Nos gráficos a seguir são apresentados também as barras de erro geradas a partir da aplicação da distribuição de *t-student* com nível de confiança de 95% para o cálculo realizado com dados obtidos com duas repetições para todos os pontos.

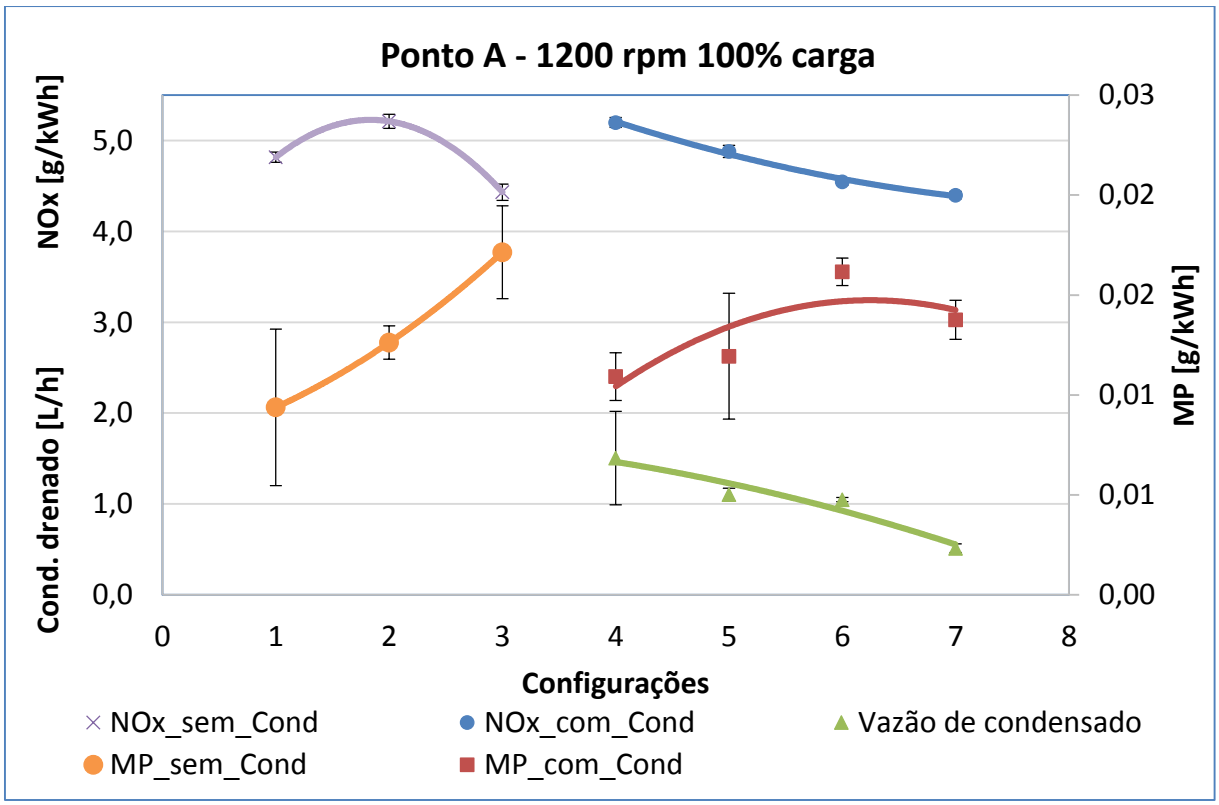

Ilustração 22 - Emissões obtidas no ponto A para as diferentes configurações
Fonte: Autor

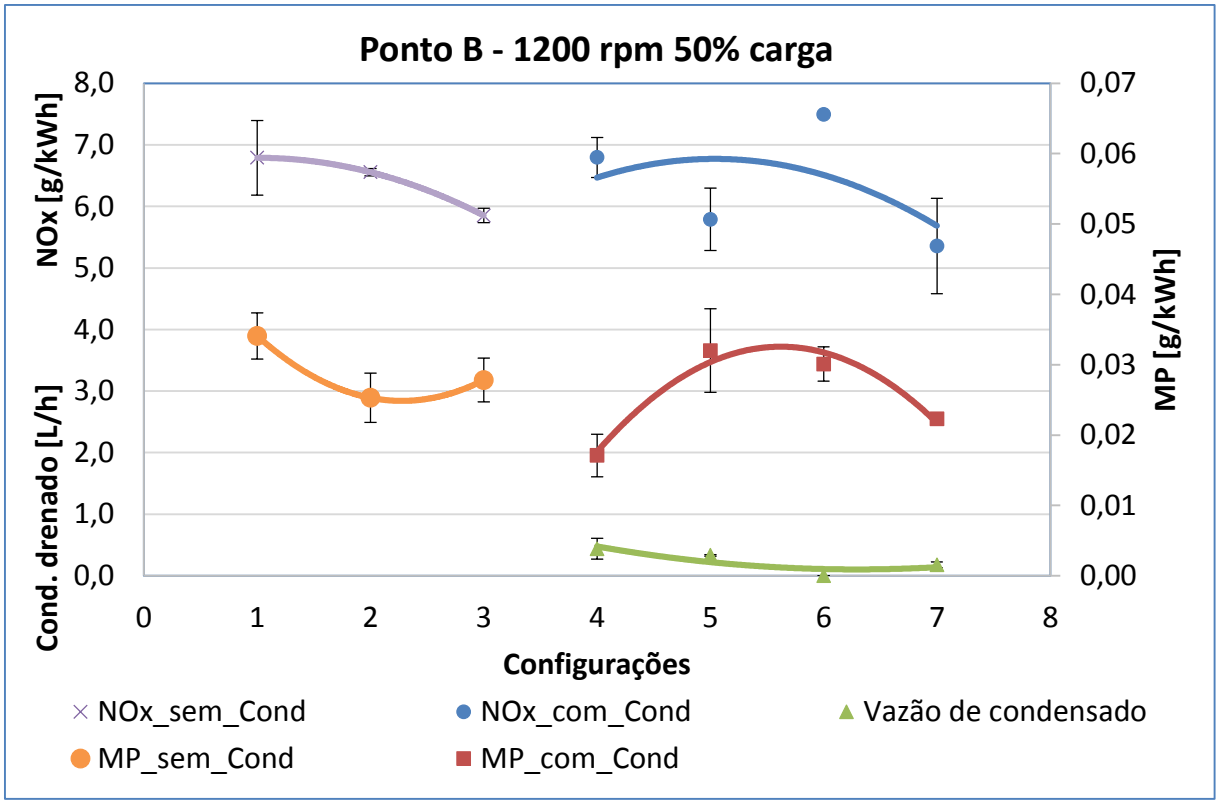

Ilustração 23 - Emissões obtidas no ponto B para as diferentes configurações
Fonte: Autor

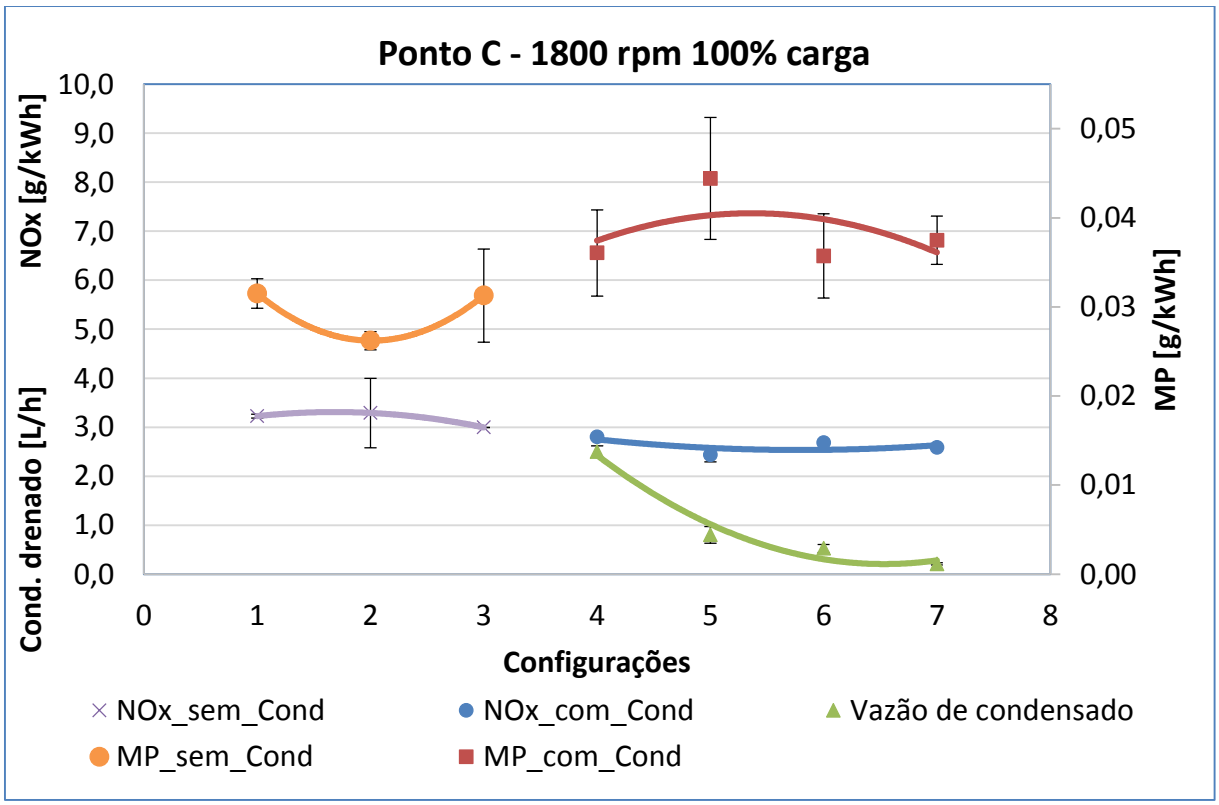

Ilustração 24 - Emissões obtidas no ponto C para as diferentes configurações
Fonte: Autor

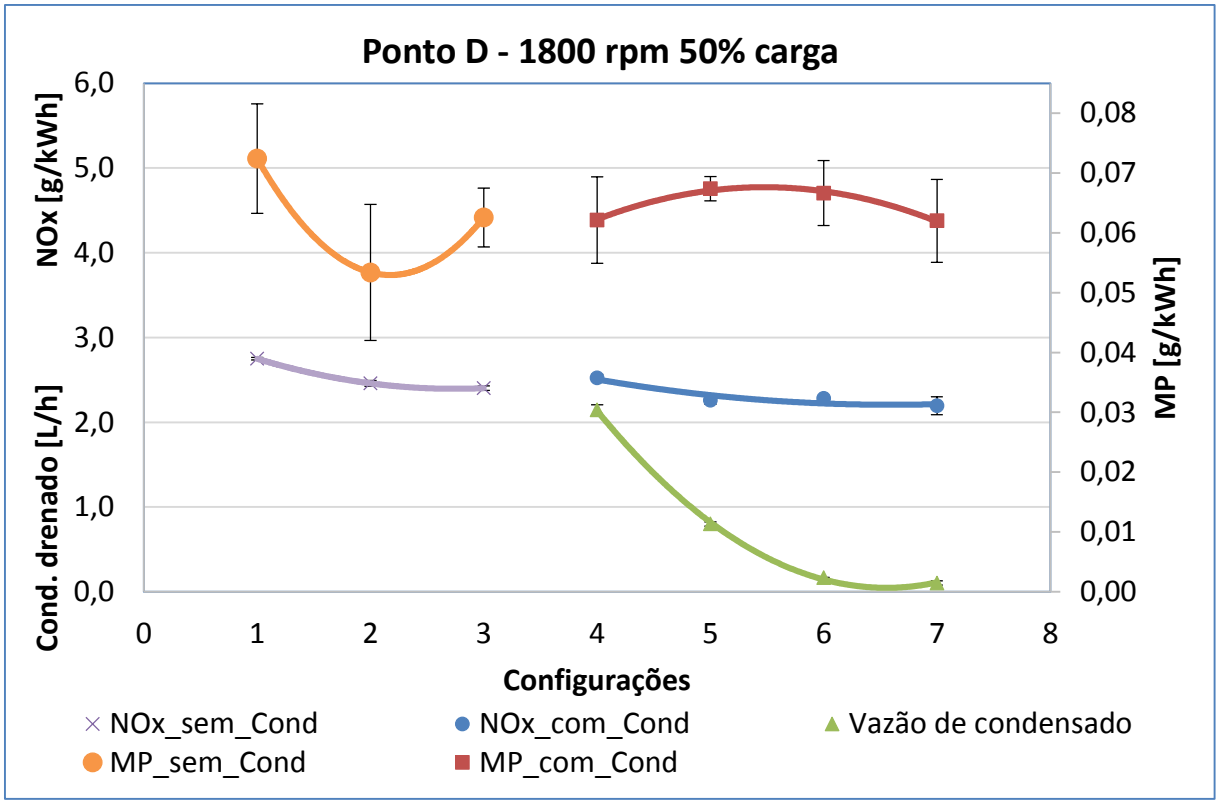

Ilustração 25 - Emissões obtidas no ponto D para as diferentes configurações
Fonte: Autor

A tabela 12 fornece os resultados de desempenho obtidos durante os ensaios realizados nos 4 pontos (A, B, C e D), incluindo as incertezas das respectivas medidas para um nível de confiança de 95% ao se utilizar a distribuição t-Student.

Tabela 12 - Resultados de desempenho

Ponto	Potência (kW)	Consumo em massa de combustível (kg/h)	Consumo específico (kg/kW.h)
A	132,1 ± 0,5	28,15 ± 0,76	0,213 ± 0, 006
B	66,2 ±0,6	14,32 ± 0,26	0,216 ± 0, 003
C	174,1 ±1,6	38,20 ± 0,42	0,219 ± 0, 001
D	87,1 ±0,8	21,6 ± 0,15	0,248 ± 0, 004

Fonte: Autor

A tabela 13 apresenta os resultados obtidos para as concentrações de NOx nos gases de escapamento em ppm, medidas para todas as configurações e pontos ensaiados. Também se utilizou a distribuição t-Student para o cálculo das incertezas relacionadas (também com 95% de nível de confiança).

Tabela 13 - Concentrações de NOx nos gases de escapamento (em ppm)

Ponto	Configuração						
	1	2	3	4	5	6	7
A	633,4±11,0	670,3±14,7	583,6±17,3	657,9±10,3	627,7±12,7	580,7±6,8	577,8±7,7
B	675,2±89,0	628,7±0,0	582,3±17,2	649,9±45,5	552,2±71,4	682,3±5,7	527,1±112,1
C	338,1±5,9	347,5±468,9	311,2±0,6	292,1±3,0	255,5±21,7	278,6±3,0	270,6±3,9
D	195,1±1,6	170,8±3,3	171,3±2,8	177,6±4,1	160,7±4,9	157,8±0,3	156,7±11,2

Fonte: Autor

Como pode ser observado na tabela 12, o sistema eletrônico de dosagem de combustível do motor forneceu sempre vazões com valores esperados e incluídos dentro das incertezas de medição para todos os pontos ensaiados, independentemente da configuração utilizada. A maior variação observada desse parâmetro ocorreu no ponto A em que a incerteza não chegou a superar 2,7% do valor médio das medidas.

Observando que as potências efetivas também forneceram valores nominais incluídos dentro da pequena incerteza calculada, pode-se verificar que a variação da quantidade de condensado contido no ar de admissão não alterou o desempenho do motor de forma significativa.

Com os dados relacionados na tabela 13, observa-se que quantidades crescentes de condensado no ar de admissão (crescente da configuração 4 para a configuração 7) estão associadas a uma tendência de redução da produção de NOx nos pontos explorados, quer de plena carga, quer de cargas parciais. A produção específica, obtida com o uso de fatores de correção que levam em conta basicamente a umidade do ar e a relação combustível-ar, não está apresentada na tabela 13, e sim nos gráficos, também corrobora essa tendência.

Cumpre notar, entretanto, que nos pontos de plena carga, verifica-se a tendência de crescimento na produção de MP. Isso pode ser explicado pela redução na taxa de conversão de energia química em energia interna na etapa rápida da combustão com a redução da temperatura máxima na câmara de combustão, aumentando a parcela de conversão nas etapas de combustão por difusão e/ou residual (HEYWOOD, 1988).

É importante observar também que a configuração 3, por introduzir maior perda de carga relativamente à configuração original, reduz mais significativamente a vazão de gases de recirculação. Mesmo assim, como regra, gerou produções de NOx menores ou iguais aquelas

observadas com o uso das configurações 1 e 2, superando o efeito do arrefecimento maior do trocador de calor nas configurações 4, 5, 6 e 7 em várias oportunidades. As produções de material particulado aumentaram de forma compatível. Isso pode ser explicado por um maior tempo de troca de calor dos gases no trocador de calor que, correspondentemente, facilita a formação de condensado.

Da ilustração 26, até a ilustração 29, são informados os consumos específicos de combustível, para os pontos de funcionamento de A à D que foram divididos em duas curvas: com e sem a drenagem de condensado. A maior variação de combustivel foi de 4% para o ponto A de máximo torque, como pode ser visto também na ilustração 30.

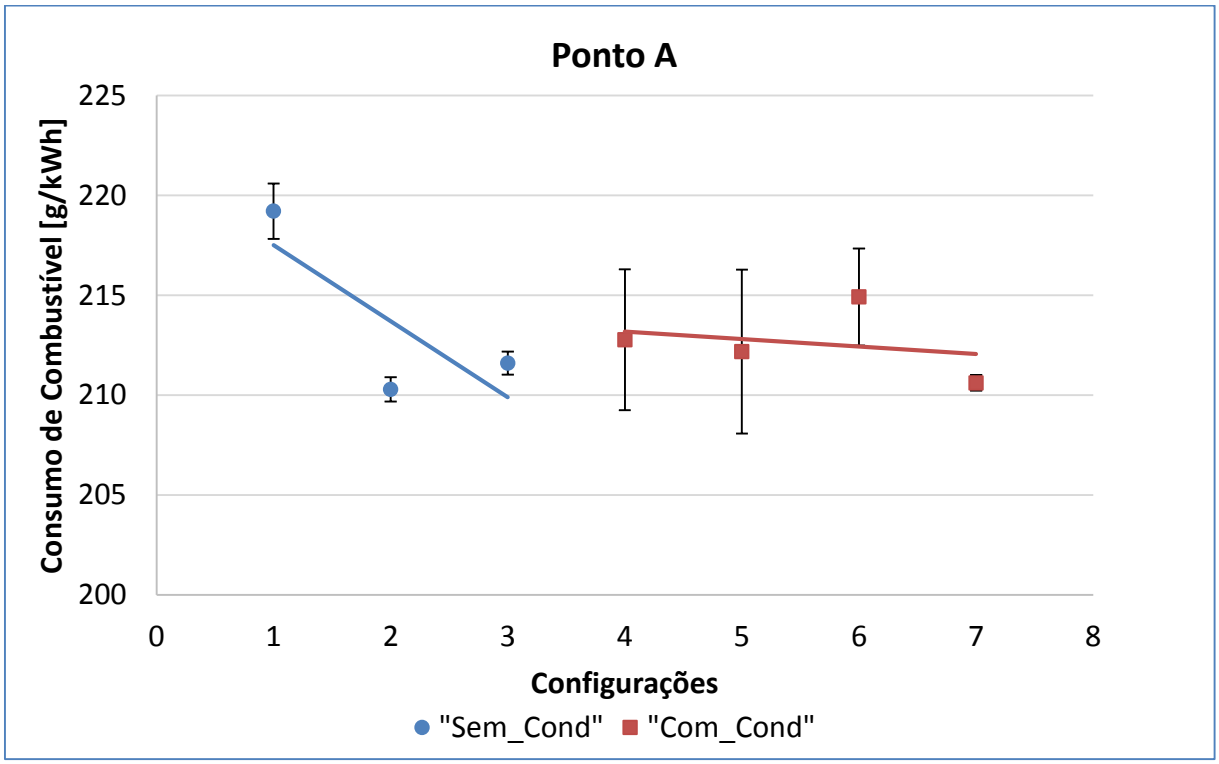

Ilustração 26 - Consumo específico no ponto A para as diferentes configurações
Fonte: Autor

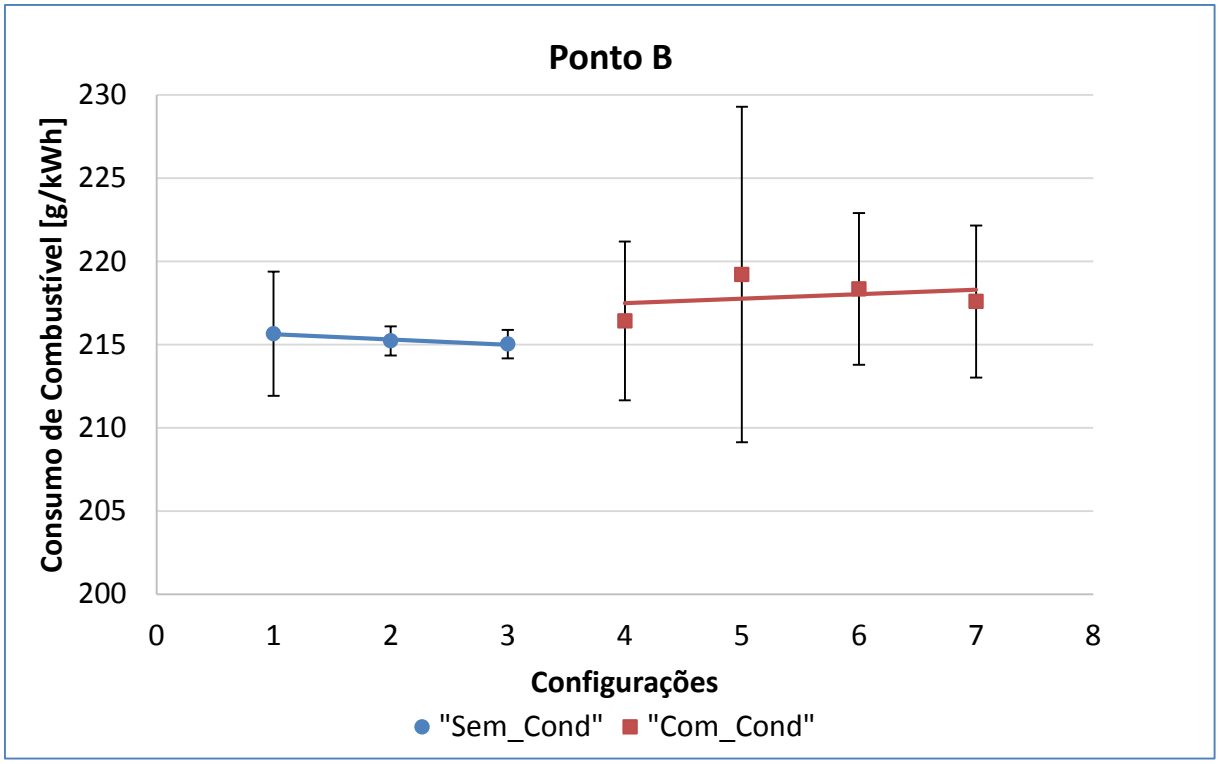

Ilustração 27 - Consumo específico no ponto B para as diferentes configurações
Fonte: Autor

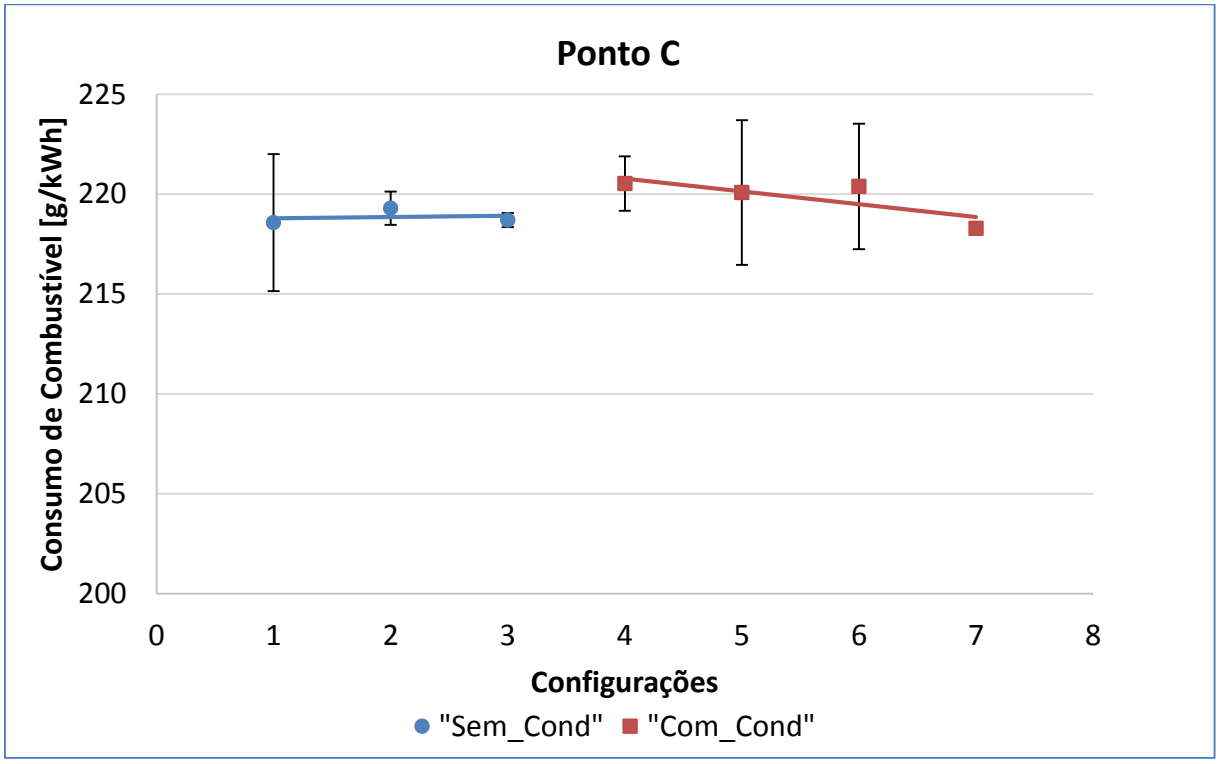

Ilustração 28 - Consumo específico no ponto C para as diferentes configurações
Fonte: Autor

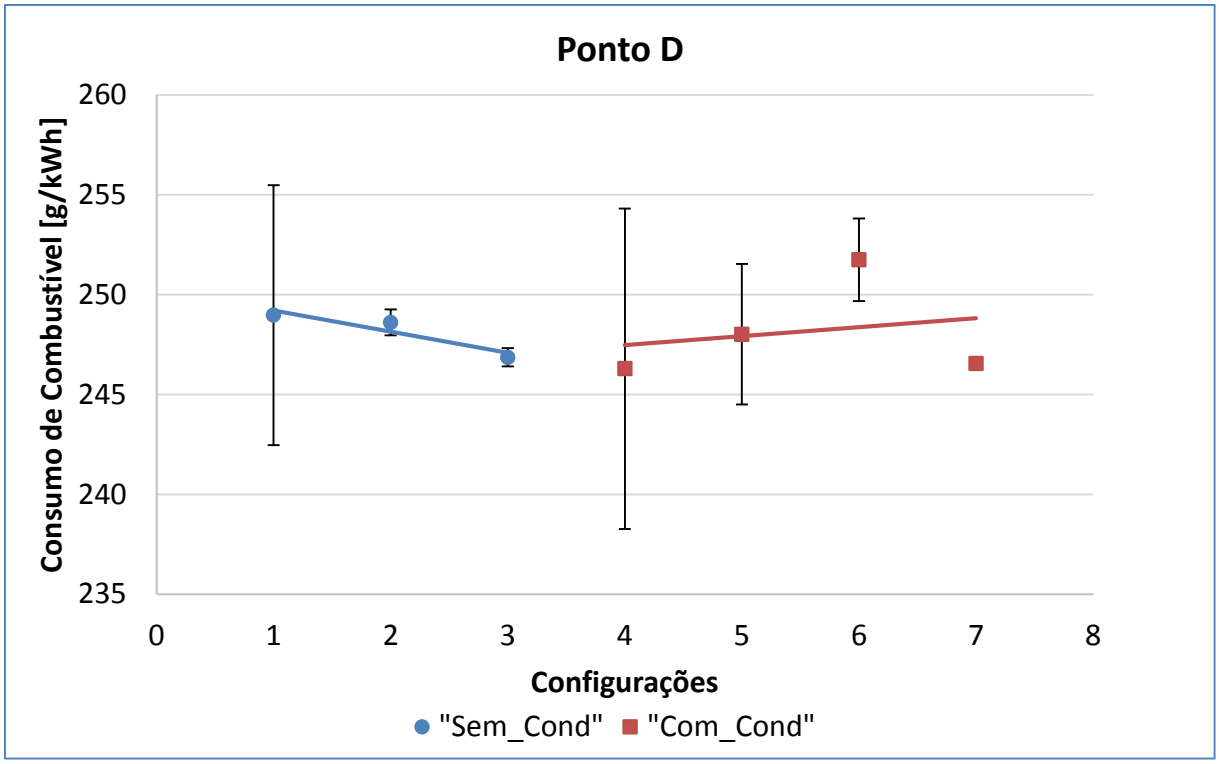

Ilustração 29 - Consumo específico no ponto D para as diferentes configurações
Fonte: Autor

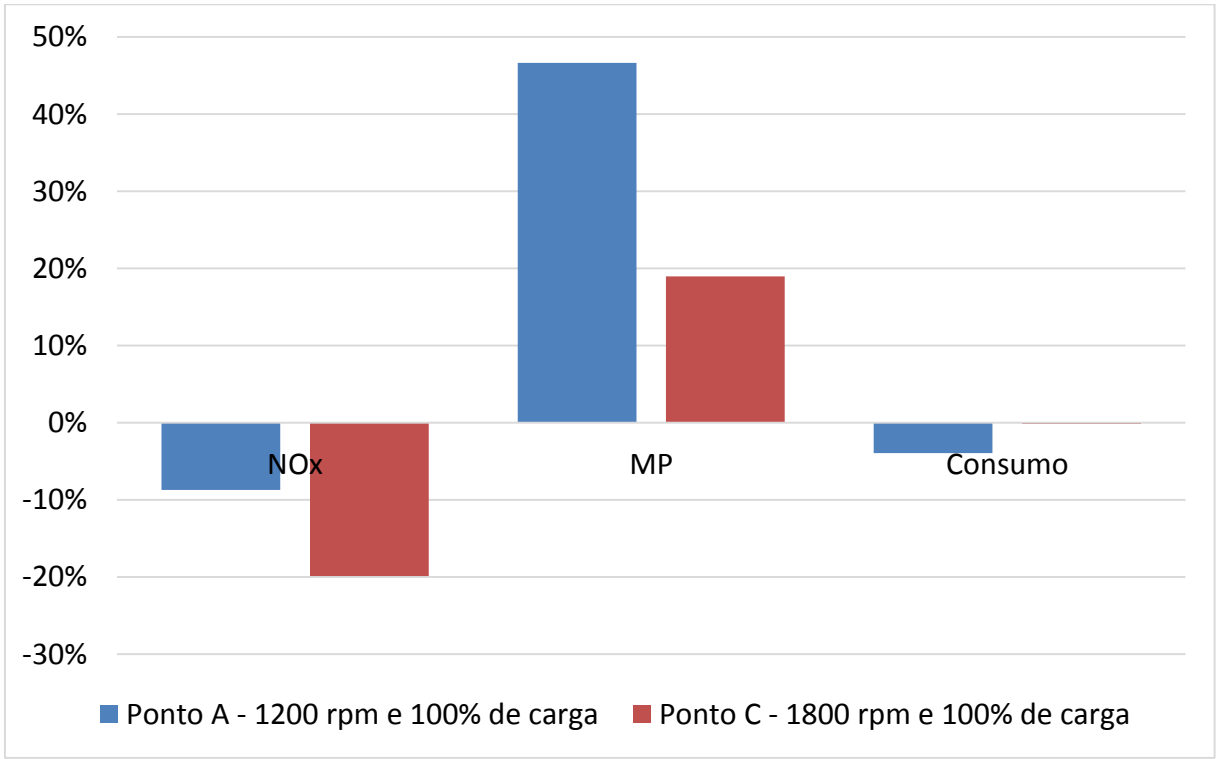

Ilustração 30 - Variação entre configuração 1 e 7 nos pontos A e C
Fonte: Autor

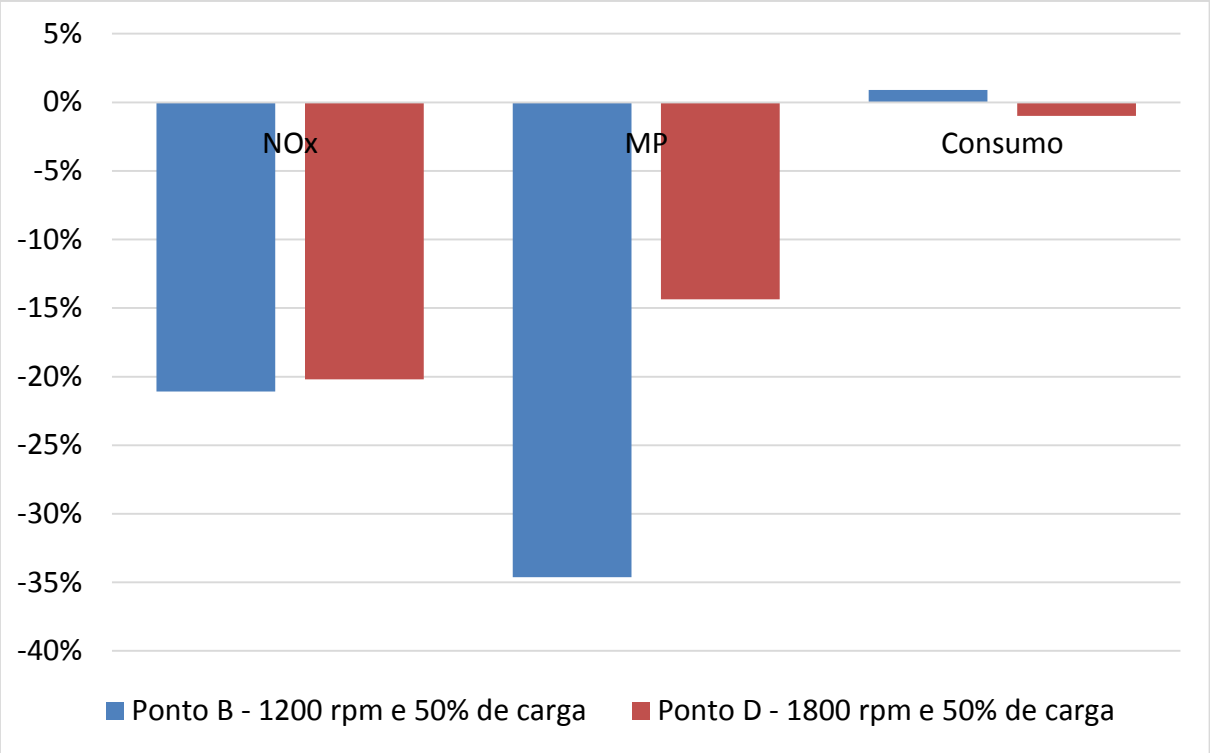

Ilustração 31 - Variação entre configuração 1 e 7 nos pontos B e D
Fonte: Autor

A ilustração 30 e a ilustração 31 mostram os valores em porcentagem para as maiores variações de emissões e consumo de combustível que ocorrem na configuração 7 com máxima admissão de condensado comparado à configuração 1. Nos pontos de cargas parciais pode-se observar variações maiores de redução de emissões comparados aos de carga total, onde obteve-se até 34% de redução de material particulado para o ponto B, por exemplo.

6 CONCLUSÕES

Os efeitos sobre os escoamentos dos gases de recirculação do motor de aplicação automotiva de médio porte ensaiado, promovidos pelas restrições incluídas nas configurações ensaiadas e pela refrigeração forçada do EGR geraram concentrações diversas de condensado na admissão, como planejado.

O aumento da quantidade de condensado nos gases de recirculação gerou uma redução nas emissões de NOx nos pontos ensaiados, sem alterações de potência e de consumo horário de combustível. Essas reduções foram maiores em valor nominal nos pontos B e D de cargas parciais onde, também, foram observadas significativas reduções nas produções de MP.

Nos pontos A e C, de plena carga, também ocorreram significativas reduções de produção nominal de NOx (valores máximos de 9% e 22%, respectivamente), porém, observou-se aumento nas emissões de MP em ambos os casos, como esperado. O uso de um filtro de particulado redimensionado poderia contornar esse problema e preservar o benefício conseguido no que tange à redução da produção de NOx. Entretanto, nessas condições de altas cargas é recomendável a retirada parcial do condensado pois, apesar de contribuir na redução das emissões, ele pode gerar degradação precoce do motor devido à acidez a ele associada e promovida pelo uso de combustíveis com altos teores de enxofre; os volumes de condensado formado são grandes na condição de máxima potência (chegando a 2,5 L/h no caso estudado).

Conclui-se, finalmente, que a utilização do condensado é interessante para médias cargas devido sua melhora não só para as emissões de NOx como também para as de MP e a viabilidade do uso do EGR resfriado fica condicionada à composição do combustível utilizado. Entretanto, o uso de combustíveis adequados pode fazer com que a técnica utilizada neste trabalho venha a gerar efeitos similares aos conseguidos, por exemplo, com injeção de água no coletor de admissão (TAUZIA, MAIBOOM; SAMIUR, 2010) ou utilizando um SCR como dispositivo de pós-tratamento.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir dos dados obtidos e das conclusões formuladas, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

a) Melhorias no sistema de separação gás/liquido para um controle mais efetivo do condensado gerado que será direcionado para o coletor de admissão.
b) Testes em diferentes pontos de cargas e com mais repetições afim de diminuir os erros de incerteza das medições.
c) Medição de volume de condensado formado para diferentes temperaturas no trocador de calor do EGR.
d) Trabalhar com diferentes estratégias de injeção afim de melhorar os valores de particulado nos pontos de alta carga.
e) Mudar a estratégia de EGR para diferentes porcentagens de recirculação quando utilizado a condensado.
f) Avaliar a degradação do motor para altos volumes de condensado admitido.

REFERÊNCIAS

BERGGREN, V. **Condensation of Exhaust Gases in an EGR-cooler**. KTH School of Industrial Engineering and Management. Stockholm. 2008.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. 3ª. ed. São Paulo: Blucher, v. II, 2012.

CETESB. **Companhia Ambiental do Estado de São Paulo**, 1996. Disponivel em: <http://www.cetesb.sp.gov.br/ar/Informa?es-B?sicas/21-Poluentes)>. Acesso em: Julho 2014.

DALE R., T.; KENTH I., S. Soot processes in compression ignition engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, Junho 2007. p. 272-309.

DIESELNET. **Emission Standards**, 1997. Disponivel em: <https://www.dieselnet.com/standards/eu/hd.php>. Acesso em: Janeiro 2014.

ENECE. **United Nations Economic Commission for Europe**, 1947. Disponivel em: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29registry/ECE-TRANS-180a4e.pdf>. Acesso em: Agosto 2014.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: McGraw-Hill Publishing, 1988.

KIERKERGAARD, S. UOL. **Pensador**, 2014. Disponivel em: <http://pensador.uol.com.br/frase/MjEy/>. Acesso em: Outubro 2014.

MOLLENHAUER, K.; TSCHOEKE, H. **Handbook of Diesel Engines**. Berlin: Springer, 2010.

MUCHE, D. N. F. et al. Avaliação da Tecnologia EGR como solução para redução de emissões em motores diesel. **XX Simpósio de Engenharia Automotiva**, São Paulo, 25 Setembro 2012.

PARK, J.; LEE, K. S. **Optimization of Diesel Engine with Dual-Loop EGR by Using DOE Method**. Intech. Seoul, p. 16. 2013.

SCANIA.COM. Scania Group. **Scania Group**, 2014. Disponivel em: <https://www.scania.com>. Acesso em: Março 2014.

TAUZIA, ; MAIBOOM, A.; SAMIUR, S. R. Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine. **Elsevier**, Nantes, v. 35, n. 9, p. 3628–3639, 9 Setembro 2010.

TECHNICS, S. Sandfirden Technics. **Sandfirden Technics**, 2014. Disponivel em: <http://www.sandfirden.nl/uk/ecast1.html>. Acesso em: Março 2014.

ULLMAN, T. L. **Investigation of the Effects of Fuel Composition on Heavy-Duty Diesel Engine Emissions**. SAE Technical Paper 892072. [S.l.]: [s.n.]. 1989.

VDA. **Verband der Automobiliindustrie**, 2006. Disponivel em: <https://www.vda.de/en/publikationen/jahresberichte/>. Acesso em: Fevereiro 2014.