

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR *LUCAS LÁZARO FERREIRA*
SQUAIELLA E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM *07 / 05 / 2010*

Cris Martins
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Lucas Lázaro Ferreira Squaiella

**Efeitos do Sistema de Recirculação dos Gases
de Escape no Controle de Emissões de NOx em
Motores a Diesel**

Campinas, 2010.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Efeitos do Sistema de Recirculação dos Gases
de Escape no Controle de Emissões de NO_x em
Motores a Diesel**

Autor: Lucas Lázaro Ferreira Squaiella

Orientador: Cristiane Aparecida Martins

Co-orientador: Pedro Teixeira Lacava

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Sq14e Squaiella, Lucas Lázaro Ferreira
Efeitos do sistema de recirculação dos gases de escape no controle de emissões de NOx em motores a diesel / Lucas Lázaro Ferreira Squaiella. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientadores: Cristiane Aparecida Martins, Pedro Teixeira Lacava.

Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motor diesel - Gás de exaustão. 2. Motor diesel. 3. Automóveis - Motor diesel - Gás de escapamento. I. Martins, Cristiane Aparecida. II. Lacava, Pedro Teixeira. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Título em Inglês: Effects of exhaust gas recirculation to control NOx emissions in Diesel engines

Palavras-chave em Inglês: Diesel - Gas exhaust, Diesel engine, Cars - Diesel engine - Exhaust gas

Área de concentração: Motores

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Francisco José de Souza, Marcelo Moreira Ganzarolli

Data da defesa: 07/05/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

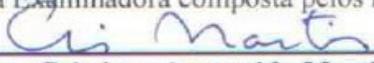
Efeitos do Sistema de Recirculação dos Gases de Escape no Controle de Emissões de NOx em Motores a Diesel

Autor: Lucas Lázaro Ferreira Squaiella

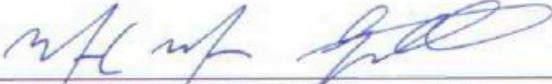
Orientador: Cristiane Aparecida Martins

Co-orientador: Pedro Teixeira Lacava

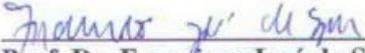
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dra. Cristiane Aparecida Martins, Presidente
ITA / IEA / São José dos Campos



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
DE / FEM / UNICAMP



Prof. Dr. Francisco José de Souza
Universidade Federal de Uberlândia / MG

Campinas, 07 de maio de 2010

DEDICATÓRIA

Em reconhecimento à seus esforços na formação da minha vida acadêmica e profissional, dedico este trabalho a meus pais, alicerces, que sempre estiveram ao meu lado me apoiando em todos os momentos.

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros votos de agradecimentos vão para aqueles que de forma direta ou não me ajudaram muito na realização deste trabalho. Agradeço a:

A minha esposa, que compartilhou todas as dificuldades de realização deste trabalho nos nossos momentos de lazer.

A MWM International Motores Diesel Ltda, que me abriu as portas para essa oportunidade.

Meu gerente, Domingos Carapinha e meu supervisor, Flávio Augusto Levoto Cintra, que me incentivaram para dar início ao curso e sempre foram compreensivos nos momentos em que me afastei da empresa para o cumprimento dos estudos.

A minha Orientadora Cristiane Martins, que se tornou essencial para elaboração deste trabalho fazendo com que complexidade deste conteúdo se tornasse mais compreensível dispondo muita dedicação e atenção em todos os momentos.

RESUMO

Squaiella, Lucas L. F., *Efeitos do sistema de recirculação dos gases de escape no controle de emissões de NO_x em motores a Diesel*; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas; 2010. 159p. Dissertação de Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística.

Veículos automotores são responsáveis pela maior parte da locomoção no mundo moderno. A principal forma de energia propulsora utilizada baseia-se na queima de combustíveis fósseis. Em sistemas reais de combustão o processo químico envolvido apresenta alto grau de complexidade que se traduz, na emissão de cinco principais espécies de poluentes atmosféricos, a saber, monóxido de carbono, compostos orgânicos (hidrocarbonetos não queimados ou apenas parcialmente queimados), particulados, óxidos sulfurosos e óxidos nitrogenados. Graças a crescente e necessária preocupação ambiental as normas relativas a emissões têm sido periodicamente revistas, sendo uma das principais o Padrão Europeu definido como Euro que disciplina veículos que circulam na Europa e demais países que como o Brasil que a adotam como modelo. Motores a diesel têm como emissão crítica os óxidos nitrogenados, NO_x (NO + NO₂) e as emissões de material particulado. As diferentes técnicas utilizadas para reduzir a formação destes poluentes podem ser divididas entre aquelas aplicadas durante o processo de combustão e as outras aplicadas somente após a combustão, ou seja, nos gases de exaustão. O presente trabalho utilizou-se de uma técnica que atua no processo de combustão conhecida como EGR, Recirculação Parcial dos Gases de Exaustão. O objeto de estudo é um motor diesel de quatro cilindros em linha, equipado com EGR que atende a Euro III, com limite de NO_x igual a 5,0 g/kWh. A premissa do trabalho é a avaliação do potencial deste motor em atingir os níveis de emissões da norma Euro VI, com limite de NO_x igual a 0,4 g/kWh. Para tal, serão mantidas as configurações originais do motor, alterando-se somente os componentes que fazem parte do sistema de EGR. O estudo foi realizado em diferentes etapas, I, II e III, durante as quais foram identificados os componentes de EGR que mais influenciam para a redução do NO_x. Os resultados obtidos são satisfatórios, alcançando valores próximos ao objetivo, mostrando desta forma que o estudo é de grande aplicabilidade para os motores atuais e futuros.

Palavras chaves: Redução de emissões de NO_x em motores Diesel, EGR.

ABSTRACT

Squaiella, Lucas L.F., Effects of exhaust gas recirculation to control NO_x emissions in diesel engines, Faculty of Mechanical Engineering, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 159p. Dissertation of Professional Automotive Engineering.

Automotive vehicles are responsible for the most of locomotion in the modern world. The mainly propulsive energy used is based on burning of fossil fuels. In real combustion systems the chemical process involved a high complexity which results mainly in five types of air pollutants, that are, carbon monoxide, organic compounds as hydrocarbons unburned or partially burned, ashes, oxides sulfur and nitrogen oxides. Due to growing of necessity to care the environment concern, emissions standards have been reviewed periodically and one of the main is European Standard defined as Euro that discipline European vehicles and other countries like Brazil that concern it as a model. The most critical diesel engine emission are nitrogen oxides, NO_x (NO + NO₂) and particulate matter. The different techniques used to reduce the formation of these pollutants can be divided into those applied during the combustion process and other applied only after combustion, in the exhaust gases. This study used a technique that operates in the combustion process known as EGR, Exhaust Gas Recirculation. The object of study is a four-cylinder diesel engine, in line, equipped with EGR that meets the Euro III emission standards with NO_x limit as 5,0 g / kWh. The premise work was evaluated the potential of this engine to achieve the Euro VI emission levels, with NO_x limit as 0,4 g / kWh. To do this the original basic engine parts will be kept, to changing only the components that are part of the EGR system. The study was conducted at different stages I, II and III, to identify which EGR components have more influence to reduce NO_x. The results are consider satisfactory, reaching values close to the goal, thus demonstrating that the study is of great applicability to current and future engines.

Keywords: Reduction of NO_x emissions in Diesel engines.

Índice

Dedicatória.....	iv
Agradecimentos	v
Resumo	vi
ABSTRACT	vii
Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xv
Nomenclaturas	xvii
Símbolos e variáveis.....	xvii
Abreviações	xix
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação.....	2
1.2 Objetivo	2
1.3 Visão global do trabalho.....	2
CAPITULO 2	4
EMISSÕES NO CICLO DIESEL	4
2.1 Introdução.....	4
2.2 Combustão em motores Diesel.....	5
2.3 Produtos da combustão em motores Diesel.....	8
2.4 Formação do monóxido de carbono - CO	10
2.5 Formação de hidrocarbonetos não queimados – UHC.....	11
2.6 Formação do material particulado – PM	14
2.7 Formação de óxidos nitrogenados - "NO _x ".....	17
2.7.1 Formação do NO _x térmico.....	20
2.7.2 Formação do NO _x "prompt "	21

2.7.3 Formação do NO _x via combustível.....	22
2.7.3 NO via N ₂ O	23
2.7.4 Formação do NO ₂	25
CAPITULO 3	27
TÉCNICAS PARA A REDUÇÃO DAS EMISSÕES DE POLUENTES EM MOTORES DIESEL	27
3.1 Controle das emissões utilizando técnicas de pós-tratamento da combustão.....	27
3.1.1 Selective Catalyst Reduction - SCR.....	28
3.1.2 DeNO _x – Redutor de NO _x	30
3.1.3 Diesel Oxidation Catalyst – DOC	31
3.1.4 Filtro de material particulado	32
3.2 Controle das emissões utilizando técnicas de modificação da combustão.....	34
3.2.1 Princípio de funcionamento do sistema EGR.....	34
3.2.2 Outros efeitos do EGR sobre a combustão.....	49
3.2.3 Componentes do sistema de EGR	55
3.3 Norma para controle das emissões	59
3.3.1 Ensaios para controle das emissões.....	62
CAPÍTULO 4	67
MÉTODOS EXPERIMENTAIS	67
4.1 Introdução.....	67
4.2 Infra-estrutura	67
4.2.1 Motor	67
4.2.2 Dinamômetro	71
4.2.3 Combustível.....	71
4.2.4 Medição do material particulado	71
4.2.5 Medição da fumaça.....	71
4.2.6 Bancada para medição de emissões gasosas.....	72
4.3 Metodologia.....	74
4.3.1. DoE- <i>Design of Experiment</i> (Planejamento de Experimentos)	75
4.3.2 Realização do ensaio	77
CAPITULO 5	78

RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	78
5.1 Motor - Configuração básica	78
5.2 Parâmetros avaliados	79
5.3 Realização dos ensaios	83
5.3.1 Procedimento para Preparação do Motor	84
5.3.2 Configuração I / proposta 1	85
5.3.3 Configuração II / proposta 2.....	91
5.3.4 Configuração III / proposta 3.....	99
5.3.4.1 Utilização das Tecnologias de multiplas injeções de combustível.....	100
5.3.4.2 Configuração III / proposta 3 - Ensaio.....	103
5.4 Configurações I, II e III – Considerações.....	106
5.4.1 Condições de contorno da Injeção Principal	107
5.4.2 Taxas de EGR.....	110
5.4.3 Consumo Específico de Combustível.....	114
5.4.4 Lambda	116
5.4.5 Monóxido de Carbono, CO	119
5.4.6 MAF (Mass flow Meter)	123
5.4.7 Pressão de combustão.....	126
5.5 Resultado global de emissões	130
CAPITULO 6	132
CONCLUSÕES.....	132
Bibliografia.....	134
Anexos	138

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Sistema de injeção Common Rail	6
Figura 2.2 Influência do formato de câmara sobre as emissões de poluentes e consumo específico de combustível (Adaptado de Genzale et al, 2007).....	7
Figura 2.3 Influência do swirl sobre o perfil do jato (Adaptada de Auriemma et al, 2007).....	8
Figura 2.4 Região de formação dos principais gases poluentes na combustão dos motores Diesel	10
Figura 2.5 Diferenças na formação do CO em função da relação ar/combustível – A/F.....	11
Figura 2.6 Vista das ranhuras provocadas pelo processo de brunimento da camisa do pistão com o objetivo de garantir uma espessura mínima do óleo lubrificante catálogo Mahle	13
Figura 2.7 Diferenças entre os injetores	14
Figura 2.8 Estrutura do material particulado	15
Figura 2.9 Composição principal do material particulado	16
Figura 2.10 Composição global do material particulado.....	16
Figura 2.11 Composição percentual do material particulado.....	17
Figura 2.12 Ciclo Europeu ECE + EUDC certificação de veículos leves na Europa	17
Figura 2.13 Comparativo de emissões entre motores do ciclo Otto e Diesel (Bosch ,1994)	18
Figura 2.14 Estudo do perfil da taxa de liberação de calor em câmara de combustão, Kitamura(2005)	19
Figura 2.15 Taxa de formação de NO _x em função da temperatura de combustão	21
Figura 2.16 Modelo das duas regiões de chama (Mellor, 1998)	24
Figura 3.1 Processo de Catálise.....	28
Figura 3.2 Conversão e desperdício de amônia para diferentes razões estequiométricas, (adaptada de Heck, 1995).....	29
Figura 3.3 Principais componentes do sistema de SCR	30

Figura 3.4 Filtro de material particulado.....	33
Figura 3.5 Básico de funcionamento do circuito de EGR.....	35
Figura 3.6 Diferenças das emissões de NO _x como atraso da ignição e a utilização da tecnologia de EGR.....	36
Figura 3.7 Efeitos da diluição dos gases da admissão com os gases da combustão (adaptada de Fukuda et al, 1998).....	38
Figura 3.8 Difusividade da chama com e sem EGR.....	38
Figura 3.9 Efeitos do EGR na redução da formação de NO _x com a diluição de CO ₂ puro.....	40
Figura 3.10 Efeitos do EGR na redução da formação de NO _x com a diluição de H ₂ O puro.....	41
Figura 3.11 Efeitos da reposição mássica de ar de admissão por CO ₂ e H ₂ O.....	42
Figura 3.12 Efeitos do aumento da massa de gases admissão com adição do CO ₂ , Ladommatos (1997a).....	43
Figura 3.13 Correlação entre a formação do NO _x e o pico de temperatura de chama.....	43
Figura 3.14 Taxa de formação do NO _x com concentração de O ₂ constante = 23,3 % variando temperatura de combustão.....	44
Figura 3.15 Taxa de formação do NO _x variando a temperatura de combustão e a concentração de oxigênio.....	45
Figura 3.16 Taxa de formação do NO _x com temperatura de combustão constante = 2280 K variando a concentração de O ₂	46
Figura 3.17 Imagem da combustão do motor Detroit Diesel a 1200 rpm com 30 % da carga.....	47
Figura 3.18 Análise da temperatura de combustão pelo método de comparação da intensidade da radiação emitida pela chama.....	48
Figura 3.19 Temperatura de chama variando ponto de injeção e taxa de EGR – Motor Detroit Diesel a 1200 rpm, 50% carga.....	49
Figura 3.20 Efeitos da taxa de EGR sobre a formação de O ₂ e CO ₂	50
Figura 3.21 Efeitos da taxa de EGR sobre a temperatura dos gases de admissão.....	50
Figura 3.22 Efeitos do resfriador de EGR sobre a temperatura dos gases no coletor de admissão.....	51
Figura 3.23 Efeitos do resfriador de EGR Sobre a formação do NO _x	51
Figura 3.24 Efeitos do resfriador de EGR sobre a formação do material particulado.....	52
Figura 3.25 Efeitos da EGR sobre as emissões de material particulado.....	52
Figura 3.26 Emissões de HC em função da taxa de EGR.....	53

Figura 3.27 Processo de formação do material particulado a partir do incremento do HC.....	54
Figura 3.28 Distribuição do tamanho e número de partículas em função da taxa de EGR.....	54
Figura 3.29 Esquema de um resfriador de EGR contra-fluxo	57
Figura 3.30 Tendência de emissões - norma europeia.....	62
Figura 3.31 Definição das rotações A, B e C segundo a norma Euro.....	64
Figura 3.32 Ciclo transiente ETC.....	65
Figura 3.33 Ensaio de emissões ELR para medição do grau de enegrecimento da fumaça durante a fase de aceleração do motor com carga	66
Figura 4.1 Instalação do motor.....	68
Figura 4.2 Curva de desempenho do motor.....	70
Figura 4.3 Estrutura do DoE.....	77
Figura 5.1 Mecanismo de funcionamento do turbo VNT.....	85
Figura 5.2 Diagrama de ligação da água no resfriador de EGR.....	86
Figura 5.3 Curvas de tendência para a variação da válvula de EGR e posição dos Vanes do turbo	91
Figura 5.4 Resfriador de EGR com água externa a 35°C.....	92
Figura 5.5 Princípio de funcionamento do turbo de dois estágios.....	93
Figura 5.6 Curvas de tendência para a variação da válvula de EGR e posição da válvula de restrição	98
Figura 5.7 Resultados da avaliação da pós-injeção	102
Figura 5.8 Avaliação das variações de ponto, pressão de injeção e posição da válvula de EGR	106
Figura 5.9 Variação do Ponto de Injeção Principal, proposta 3	108
Figura 5.10 Variação da pressão de injeção de combustível, proposta 3	109
Figura 5.11 Proposta 1 - Taxa de EGR.....	111
Figura 5.12 Proposta 2 - Taxa de EGR.....	112
Figura 5.13 Proposta 3 - Taxa de EGR.....	113
Figura 5.14 Proposta 1 - Consumo específico de combustível.....	114
Figura 5.15 Proposta 2 - Consumo específico de combustível.....	115
Figura 5.16 Proposta 3 - Consumo específico de combustível.....	116
Figura 5.17 Resultados de Lambda Proposta 1	117
Figura 5.18 Resultados de Lambda Proposta 2	118

Figura 5.19 Resultados de Lambda Proposta 3	119
Figura 5.20 Resultados de Monóxido de Carbono, proposta 1	120
Figura 5.21 Resultados de Monóxido de Carbono, proposta 2	121
Figura 5.22 Resultados de Monóxido de Carbono, proposta 3	123
Figura 5.23 Resultados de vazão de ar, proposta 1	124
Figura 5.24 Resultados de vazão de ar, proposta 2	125
Figura 5.25 Resultados de vazão de ar, proposta 3	126
Figura 5.26 Resultados da pressão de combustão, proposta 1.....	127
Figura 5.27 Resultados da pressão de combustão, proposta 2.....	128
Figura 5.28 Resultados da pressão de combustão, proposta 3.....	129
Figura 5.29 Sistema de pós-tratamento	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Temperaturas de regeneração do filtro de material particulado	34
Tabela 3.2	Limites de emissões para aplicações de motores Diesel no mercado brasileiro.....	61
Tabela 3.3	Ciclo ESC de emissões.....	63
Tabela 4.1	Descrição do motor.....	69
Tabela 4.2	Características dos analisadores de CO (AIA-721) e O ₂ (MPA 720).....	73
Tabela 4.3	Características dos analisadores de NO/NO _x (CLA-720A) e HC(FIA 720)	74
Tabela 5.1	Canais de aquisição de carga e rotação.....	79
Tabela 5.2	Canais de aquisição das pressões.....	80
Tabela 5.3	Canais de aquisição das temperaturas	81
Tabela 5.4	Canais de aquisição do sistema de injeção	82
Tabela 5.5	Canais de emissões	82
Tabela 5.4	Condições de estabilização do motor para início dos ensaios	84
Tabela 5.5	Definição dos objetivos para o ensaio com a proposta 1	86
Tabela 5.6	Definição das variáveis de resposta para o ensaio com a proposta 1	87
Tabela 5.7	Definição dos fatores para a proposta 1.....	88
Tabela 5.8	Parâmetros de estabilização para a aquisição dos resultados de emissões, Ponto 2 do ESC, proposta 1	88
Tabela 5.9	Resultados de pressões e temperaturas da proposta 1	89
Tabela 5.10	Resultados de consumo de combustível e emissões de poluentes da proposta 1	90
Tabela 5.11	Definição dos objetivos para o ensaio com proposta 2.....	93
Tabela 5.12	Definição dos fatores para proposta 2	94
Tabela 5.13	Parâmetros de estabilização para a aquisição dos resultados de emissões, Ponto 2 do ESC, proposta 2	95
Tabela 5.14	Resultados de pressões e temperaturas da proposta 2	96
Tabela 5.15	Resultado de Consumo e Emissões para a proposta 2.....	97

Tabela 5.16 Definição dos fatores para a avaliação da influência da pós-injeção	100
Tabela 5.17 Definição dos fatores para a terceira configuração do motor	103
Tabela 5.18 Parâmetros de estabilização para a aquisição dos resultados de emissões, Ponto 2 do ESC, proposta 3	104
Tabela 5.19 Resultados de pressões e temperaturas da proposta 3	104
Tabela 5.20 Resultados de consumo de combustível e emissões de poluentes da proposta 3	105
Tabela 5.21 Resultados do ensaio ESC – 13 Pontos	131

NOMENCLATURAS

Símbolos e variáveis

CO	Monóxido de Carbono
CO(NH ₂) ₂	Uréia
CO ₂	Dióxido de Carbono
H	Hidrogênio
H ₂ O	Água
H ₂ SO ₄	Ácido sulfúrico
HC	Hidrocarbonetos
HCN	Cianeto de Hidrogênio
N	Nitrogênio
N ₂	Nitrogênio gasoso
N ₂ O	Óxido nitroso
NH ₃	Amônia
(NH ₄) ₂ SO ₄	Sulfato de Amônio
NMHC	Non Methane HydroCarbon - Hidrocarbonetos não Metanos
NO	Óxido nítrico
NO ₂	Dióxido de Nitrogênio
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
O	Oxigênio
O ₂	Oxigênio gasoso
RH	Radicais de Hidrogênio.
S	Enxofre
SO ₂	Dióxido de enxofre

SO₃

Trióxido de enxofre

SO_x

Partículas de sulfatos

Abreviações

ΔQ	Calor absorvido
Δm_0	Variação da massa
C_p	Calor específico dos gases a pressão constante
$T_{combustão}$	Temperatura de combustão
T_{EGR}	Temperatura dos gases não reagentes.
\mathcal{E}	Eficiência
ΔH	Entalpia
“M”	Terceiro corpo da reação
A/F	Air/Fuel - Ar/combustível
AIA	Analizador de infravermelho não dispersivo
Bhp	Broke horse power
BW	Borg Warner
C.E.C.	Consumo específico de combustível
CE	Comunidade Européia
CLA	Analizador com foto-diodo
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
Corr.	Corrigido
Cpart	Concentração de partículas
DeNOx	Redutor seletivo de NOx
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DoE	Design of Experiments ou Projeto de Experimentos
ECE	Urban Driving Cycles
ECU	Electronic Unit Control
EE	Emissões específicas
EGR	Exhaust Gas Recirculation
ELR	European Load Response
ESC	European Stationary Cycle
ETC	European Transient Cycle
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FIA	Chama de ionização

FSI	Fração sólida inorgânica
FSO ou SOF	Fração solúvel orgânica
ft	Foot
Hp	Horse power – cavalo potência
Hz	Hertz
IBAMA	Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Renováveis
Inj	Injeção
K	Kelvin
Kgf	Quilogramas força
kW	Kilowatts
Lbf	Libras
M	Metros
Máx	Máximo
Mg	Miligrama
Min	Minuto
Mín	mínimo
MIRA	Motor Industry Research Association
MPA	Analisador magneto-pneumático
MPT	Material particulado total
N	Newton
NBR	Norma Brasileira equivalente
n_{hi}	rotação máxima
n_{lo}	rotação mínima
°C	Grau Celsius
°Dpms	Grau depois do ponto morto superior
°Apms	Grau antes do ponto morto superior
Obs	Observado
P1	Restrição de admissão
P-1	Proconve1
P-2	Proconve 2
P21	Pressão do ar de admissão após o compressor/antes do resfriador
P22	Pressão de saída do ar no segundo estágio do compressor / após o resfriador
P3	Pressão dos gases de escape no coletor antes da turbina
P-3	Proconve 3
P4	Pressão dos gases de escape no coletor após a turbina
P-4	Proconve 4
P-5	Proconve 5

PC	Personal computer – computador pessoal
PLU	Medidor de vazão de ar
PIV	Particle Image Velocimetry
PM	Material particulado
Ppm	Partes por milhão
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
Q	Quantidade de Calor
Qmax	Máxima Quantidade de Calor Trocado Real
R	Rresistência do fouling
Rate	Taxa
Rpm	Rotações por minuto
Sac	saco - reservatório formado no processo de construção do injetor que acumula uma pequena quantidade de combustível
SCR	Selective Catalytic Reduction
T	Temperatura
TBS	Temperatura do "Bulbo" seco
TBU	Temperatura do "Bulbo" úmido
TC.IN	Temperatura de Entrada da Água do Motor
TC.OUT	Temperatura de Saída da Água do Motor
Tg	Temperatura do gás
TG.IN	Temperatura de Entrada dos Gases de EGR
TG.OUT	Temperatura de Saída dos Gases de EGR do Resfriador
Ts	Temperatura da superfície
V	Velocidade do gás
VCO	Valve Covered Orifice - Orifício Fechado pela Válvula Agulha
VNT	Variable Nozzle Turbocharger
ΔT	Variação de temperatura.
Λ	Relação ar/combustível

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Motores Diesel têm a reputação de serem econômicos, fortes e robustos se comparados com os demais motores à combustão interna. Esses motivos fizeram deles a principal opção utilizada em veículos automotores destinados ao transporte de carga, gerando assim a necessidade de controles cada vez mais rígidos sobre as emissões de poluentes emitidos. Com objetivo de atender as legislações que controlam as emissões de poluentes assim como a satisfação dos clientes no que se refere principalmente ao rendimento do motor, com baixo consumo de combustível, as indústrias do setor de produção de motores Diesel investiram e continuam investindo pesadamente nos últimos anos no desenvolvimento de novas tecnologias para se manter competitivas no mercado.

A proposta do presente trabalho está fundamentada no estudo da combustão do motor Diesel, com o objetivo principal de atender aos níveis de emissões da norma EURO VI prevista para entrar em vigor na comunidade europeia apenas em 2014, com níveis de emissões específicas de Óxidos de Nitrogênio (NO e NO₂) - NO_x abaixo de 0,4 g/kW.h. Para tal, serão realizados ensaios que permitirão avaliar o comportamento da combustão do óleo Diesel em um ambiente a alta pressão com injeção de combustível até 2000 bar, utilizando a tecnologia de recirculação parcial dos gases de escape, conhecida como EGR (Exhaust Gas Recirculation).

Os ensaios foram realizados em uma bancada equipada com o motor ACTEON 4 cilindros da MWM INTERNATIONAL Motores, de baixa rotação com potência específica de 32 kW/l que atualmente atende a norma de emissões EURO III vigente no Brasil desde 2004, sendo as emissões específicas de NO_x igual a 5,0 g/kW.h.

A idéia principal é avaliar em ensaios com dinamômetro as influências do sistema de EGR no motor ACTEON através das medições de desempenho e emissões gasosas de poluentes. Para isso serão obtidas as concentrações dos gases NO_x, CO, CO₂ e HC contidos no fluxo de escape

do motor medidos em diferentes condições de diluição do ar de admissão, variando-se as posições de válvula de EGR e a geometria da turbina, mantendo-se a potência de saída do motor constante através da variação do consumo mássico de combustível.

1.1 Motivação

O mundo moderno necessita de locomoção e a principal forma de energia propulsora atualmente utilizada são os veículos automotores que se baseiam na queima de combustíveis fósseis. A má notícia, já exaustivamente alardeada, é que os gases produzidos no processo de combustão destes combustíveis são em sua maioria prejudiciais ao meio ambiente. Isto exige um controle cada vez mais rígido com relação a tais emissões.

A partir deste contexto o presente trabalho tem foco no controle da combustão com o desafio de reduzir as emissões de poluentes a níveis previstos apenas para 2014 na comunidade europeia. O sucesso será alcançado com o desenvolvimento da metodologia e procedimentos necessários para tal. As ferramentas utilizadas serão o uso planejamento de experimentos e ensaios de bancada que incluem medidas de desempenho e emissões tendo em vista a obtenção dos resultados desejados.

1.2 Objetivo

Neste trabalho será realizado um estudo sobre a combustão do motor Diesel com recirculação parcial dos gases de escape, EGR, em um ambiente a alta pressão, 170 bar e injeção de combustível até 2000 bar com o objetivo de reduzir as emissões gasosas de NO_x para níveis menores que 0.5 g/kW.h, mantendo o consumo específico de combustível abaixo de 210 g/kW.h .

1.3 Visão global do trabalho

Considerando o estudo proposto, no próximo capítulo estão descritos os princípios básicos de funcionamento do motor Diesel, apresentados quais são os produtos da combustão e os processos de formação dos principais gases poluentes controlados pelos órgãos governamentais como os Óxidos de Nitrogênio (NO_x), Monóxido de Carbono (CO), Dióxido de Carbono (CO_2) e

os Hidrocarbonetos (HC). Serão apresentadas, no Capítulo 3, as diferentes técnicas para a redução das emissões de poluentes, distintas para cada um destes gases. Será demonstrado que a principal diferença entre elas está na forma de atuação. Uma delas atua nos produtos da pós combustão e a outra, escolhida para a realização deste projeto, na combustão propriamente dita. Apresentar-se-á que a viabilidade desta proposta só será possível com a aplicação da tecnologia de EGR, detalhando nos capítulos seguintes seus principais componentes e forma de atuação. Em seguida, no Capítulo 4, será realizada a descrição detalhada do motor, dos equipamentos de medição e dos processos utilizados para a realização dos ensaios.

Na continuidade do trabalho, no Capítulo 5, estão os valores obtidos nos ensaios realizados em bancada, apresentando por ultimo a análise dos resultados baseando-se nas teorias apresentadas no decorrer deste projeto.

Finalmente no Capítulo 6 estão as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

CAPITULO 2

EMISSÕES NO CICLO DIESEL

2.1 Introdução

O motor do ciclo Diesel foi desenvolvido pelo engenheiro alemão Rudolf Christian Karl Diesel (1858-1913), conhecido por ser o primeiro inventor a ter utilizado os princípios da termodinâmica antes da realização dos trabalhos experimentais para obter um novo conceito de motor. Sua patente foi obtida em 1892 com o objetivo de criar um motor que fosse mais eficiente que os demais motores da época, que utilizava uma menor quantidade de combustível para gerar o mesmo trabalho que os outros.

Seu primeiro protótipo rodou por aproximadamente 1 minuto a 88 rpm produzindo 13,2 hp, foi fabricado em fevereiro de 1894 em Ausburg na Alemanha, mas foi em 1895 que ele produziu seu primeiro motor operacional que gerava 20 hp a 165 rpm. A produção comercial dos motores Diesel só é iniciada em 1898 para a geração de energia em aplicações industriais. Já a primeira aplicação veicular em 1929 nos USA, feita por Clessie Cummins seguido da Mercedes-Benz, sete anos mais tarde na Europa.

O processo de revisão bibliográfica desenvolvida ao longo de todo o trabalho de pesquisa apresenta em sua maioria os últimos estudos realizados pelos laboratórios e indústrias do segmento automotivo que trabalham arduamente para o desenvolvimento de tecnologias que possibilitem atender aos limites de emissões de poluentes sem que haja o deterioramento do rendimento térmico do motor.

A seguir serão apresentados alguns tópicos de importância para o entendimento do projeto que utilizará como principal recurso de redução das emissões de NO_x a tecnologia de EGR.

2.2 Combustão em motores Diesel

Nos motores Diesel a injeção de combustível normalmente é feita diretamente dentro do cilindro próximo da fase final de compressão. Durante esta fase ocorre um pequeno atraso de ignição gasto na formação das pequenas partículas e do vapor de combustível que se misturará com o ar. Tudo isso ocorre em fração de segundos em que o pistão continua seu movimento de compressão causando assim uma grande agitação das moléculas de ar e combustível, aumentando a temperatura da câmara, criando assim uma condição favorável para auto-ignição do Diesel.

Para que a queima aconteça nos motores à combustão é necessário que a oxidação do combustível aconteça da forma mais rápida possível. A forma como isso acontece influencia diretamente na velocidade e temperatura da chama da combustão. O controle sobre esses dois fatores é fundamental uma vez que estão diretamente relacionadas à formação dos poluentes emitidos pelos motores. No projeto dos motores Diesel os três principais fatores que influenciam neste processo são: sistema de injeção, câmara de combustão e cabeçotes, explicados abaixo.

1. Sistema de injeção:

A grande influência do sistema de injeção, neste caso eletrônico, está na capacidade de atomização do combustível na condição desejada. O motor do trabalho atual utiliza o sistema de injeção Bosch Common Rail 3.0 que permite múltiplas injeções de combustível com quantidades precisas até 2000 bar. Essa grande pressão, associada ao projeto do injetor permite que o combustível tenha grande penetração na câmara de combustão proporcionando assim uma boa mistura entre o ar / combustível. Na Figura 2.1 é apresentado um esquema do sistema de injeção Common Rail aplicado ao motor.

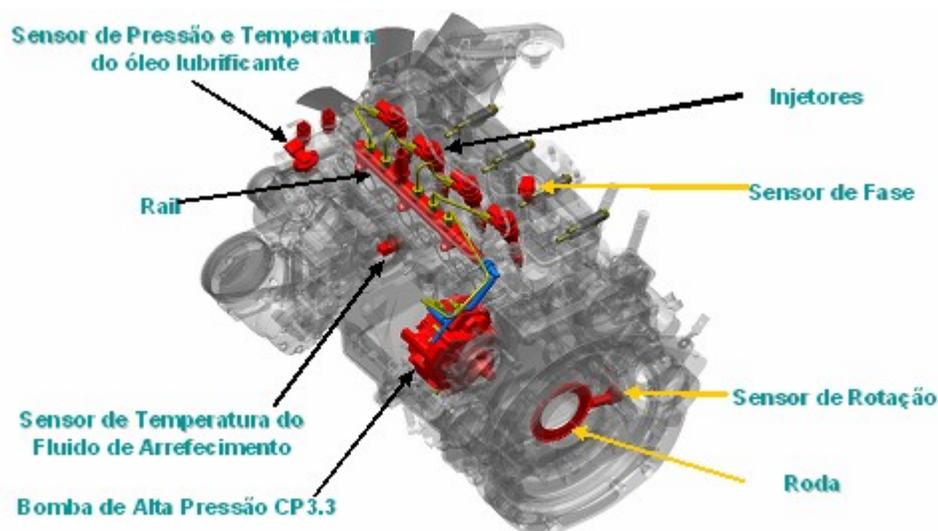


Figura 2.1 Sistema de injeção Common Rail

2. Câmara de combustão:

O projeto da câmara de combustão está associado à taxa de compressão e a proposta de aplicação do motor. Motores de alta rotação têm, proporcionalmente ao diâmetro do pistão, câmaras mais fechadas e profundas do que os de baixa. A Figura 2.2 (Genzale et al, 2007) mostra o resultado de uma simulação computacional utilizando o método de Pareto para gerar uma superfície com mais de 800 combinações entre o ângulo do jato, formato da câmara e do turbilhonamento do ar de admissão conhecido como swirl. Pode se notar na proposta 1 que ângulo de injeção mais fechado cria grandes regiões de impacto dos jatos sobre o pistão o que prejudica a combustão aumentando a formação do material particulado e o consumo específico de combustível (C.E.C.). Na proposta 2 a abertura do ângulo de injeção com uma câmara mais fechada que a proposta 1 não apresentou um resultado satisfatório devido ao baixo valor de swirl adotado, insuficiente para proporcionar uma boa mistura do ar/combustível. As propostas 3 e 4 foram as que apresentaram melhores resultados, favorecidas pelo incremento do swirl. Pode ser analisado que o formato de câmara 4 com um ressalto no centro do pistão provoca um deslocamento maior de ar na direção do jato favorecendo a oxidação do combustível melhorando o rendimento do motor reduzindo o consumo de combustível e material particulado. O ponto desfavorável desta opção é que as temperaturas de combustão são maiores do que as obtidas na opção 3 aumentando assim a produção do NO_x .

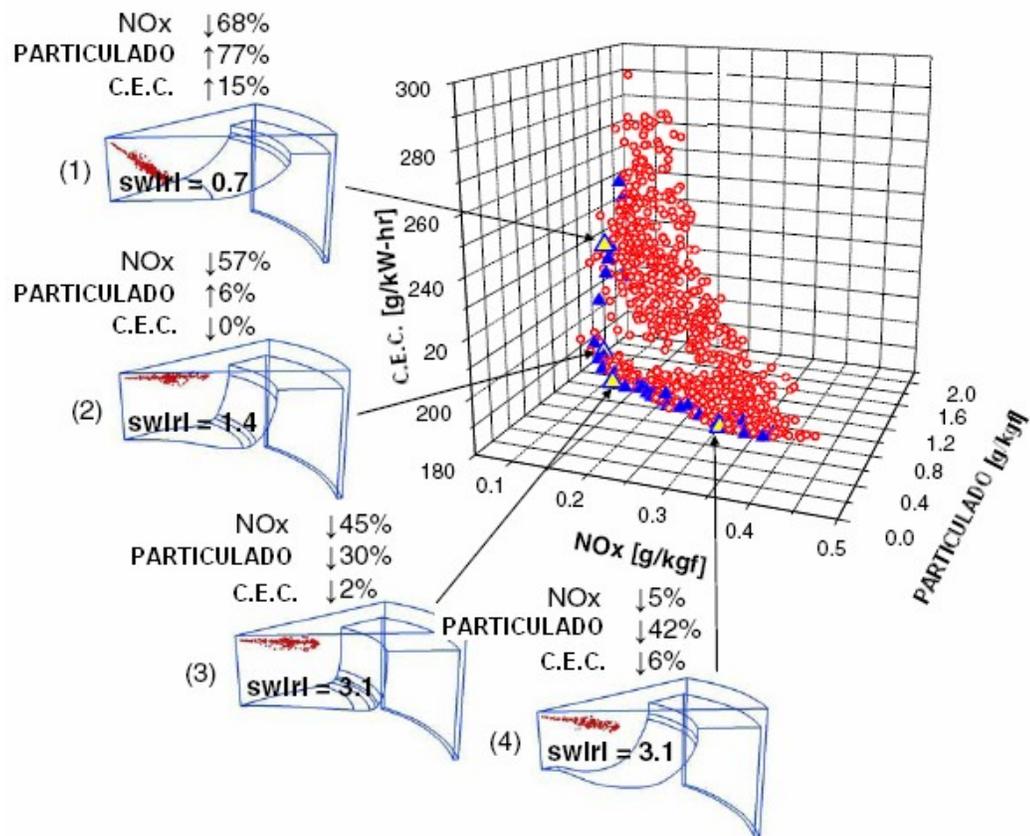


Figura 2.2 Influência do formato de câmara sobre as emissões de poluentes e consumo específico de combustível (Adaptado de Genzale et al, 2007)

3. Cabeçotes:

Uma característica fundamental do projeto do cabeçote envolve a função dos dutos de admissão que devem direcionar o ar causando uma turbulência controlada para proporcionar uma melhor mistura entre o ar e o combustível. Os desenhos dos dutos funcionam em conjunto com os jatos do combustível e da câmara de combustão. Para cabeçotes com alta turbulência, usa-se um menor número de jatos para que seja evitada a colisão entre eles já que o ar de admissão entra sobre a forma de espiral tangenciando as paredes dos cilindros do motor. Esta explicação fica mais fácil de entender observando a Figura 2.3. Pode-se observar que o swirl deforma o perfil do jato.

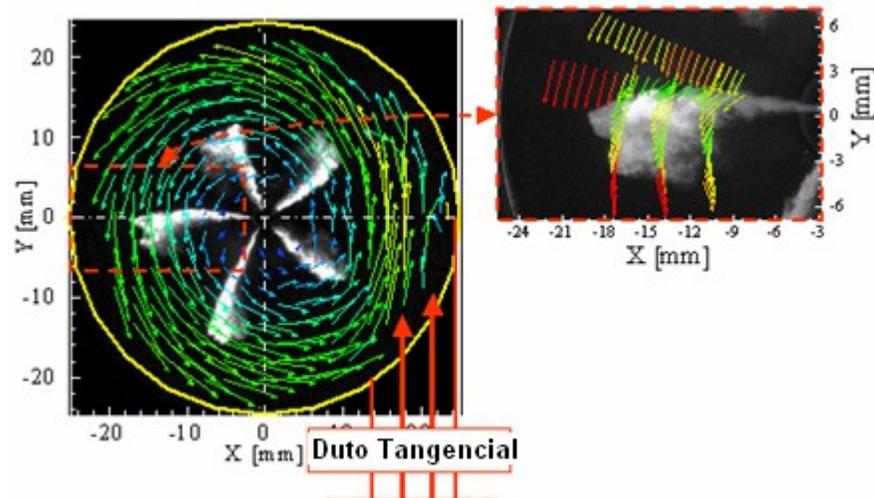


Figura 2.3 Influência do swirl sobre o perfil do jato (Adaptada de Auriemma et al, 2007)

2.3 Produtos da combustão em motores Diesel

Assim como nos demais motores a combustão interna o princípio do funcionamento dos motores Diesel se baseia em converter a energia química do combustível em energia mecânica. Em sistemas reais de combustão o processo químico envolvido apresenta um grau de complexidade muito superior ao de uma única reação irreversível. Mesmo em chamas de hidrogênio, o sistema de reações envolve uma série de etapas paralelas e intermediárias.

A combustão de hidrocarbonetos consiste primeiramente da fragmentação seqüencial da molécula de combustível principal em espécies intermediárias menores as quais são finalmente convertidas em um produto final usualmente dominado por H_2O e CO_2 . Mesmo para o metano, o hidrocarboneto mais simples, o mecanismo reacional envolve dezenas de espécies, o que resulta na interação de centenas de reações. Para o metano diferentes mecanismos têm sido utilizados e referenciados na literatura tendo complexidade tão grande quanto é a do mecanismo de Konnov com 1207 reações e 126 espécies (Konnov, 2000). Pode-se imaginar quão grande a quantidade de espécies e reações envolvidas em um mecanismo do Diesel, composto por uma cadeia de hidrocarbonetos alifáticos contendo de 9 a 28 átomos de carbono na sua estrutura. Entre estas espécies estão algumas mais e outras menos poluidoras.

Alguns gases resultantes da combustão são desconsiderados durante o processo de certificação de motores a óleo diesel devido às baixas concentrações encontradas nos fluxos de escape, sendo assim considerados de baixo risco ao meio ambiente. Entre estes gases estão o dióxido de enxofre, o óxido nitroso e o hidrogênio. Para o dióxido de enxofre, o controle é feito sobre o limite do teor de enxofre contido no combustível e no óleo lubrificante. Para a regulamentação dos novos motores Diesel o combustível exigido deve ter abaixo de 50 ppm de concentração de enxofre. Seu principal dano está na oxidação do SO_2 , formando o SO_3 que reage com a água resultante da combustão formando o ácido sulfúrico H_2SO_4 . Já o óxido nitroso conhecido como o gás do riso, é incolor e apresenta um odor adocicado tendo uma atividade entorpecente em humanos. Seu prejuízo ao meio ambiente está bastante relacionado ao aumento do efeito estufa e aos danos da camada de ozônio. A concentração encontrada nas emissões dos motores é de aproximadamente 3 ppm (Havenith, 1997). O hidrogênio é um gás incolor que não oferece impacto direto sobre o meio ambiente e a saúde humana, mas que participa de várias reações catalíticas pós combustão. Nas condições ambiente o hidrogênio apresenta uma baixa atividade reativa, mas em altas temperaturas ou na presença de algum catalisador é altamente reativo.

De fato, a poluição produzida pelos motores, caldeiras e demais sistemas que utilizam a combustão para seu funcionamento são resultados da incapacidade de acontecer um rearranjo completo das moléculas de combustível formando produtos estáveis em um curto período de tempo, além de existirem ainda reações adicionais que acontecem sob alta temperatura e pressão com os outros componentes presentes no óleo lubrificante e no combustível como, os aditivos, o enxofre e os demais componentes não compostos por hidrocarbonetos (Sawyer e Johnson, 1995).

Independentemente do hidrocarboneto envolvido, as cinco principais espécies de poluentes atmosféricos emitidos por fontes de combustão são monóxido de carbono, compostos orgânicos (hidrocarbonetos não queimados ou apenas parcialmente queimados), particulados, óxidos sulfurosos e óxidos nitrogenados. Os estágios de formação dos quatro principais poluentes durante o processo de combustão dos motores Diesel podem ser observados na Figura 2.4. São eles: Monóxido de Carbono, Hidrocarbonetos não queimados, Material Particulado/Fuligem e os Óxidos de Nitrogênio. Por sua vez são eles são controlados pelos órgãos governamentais devido aos danos que elas trazem ao meio ambiente e à saúde e estão mais bem detalhados nas próximas seções.

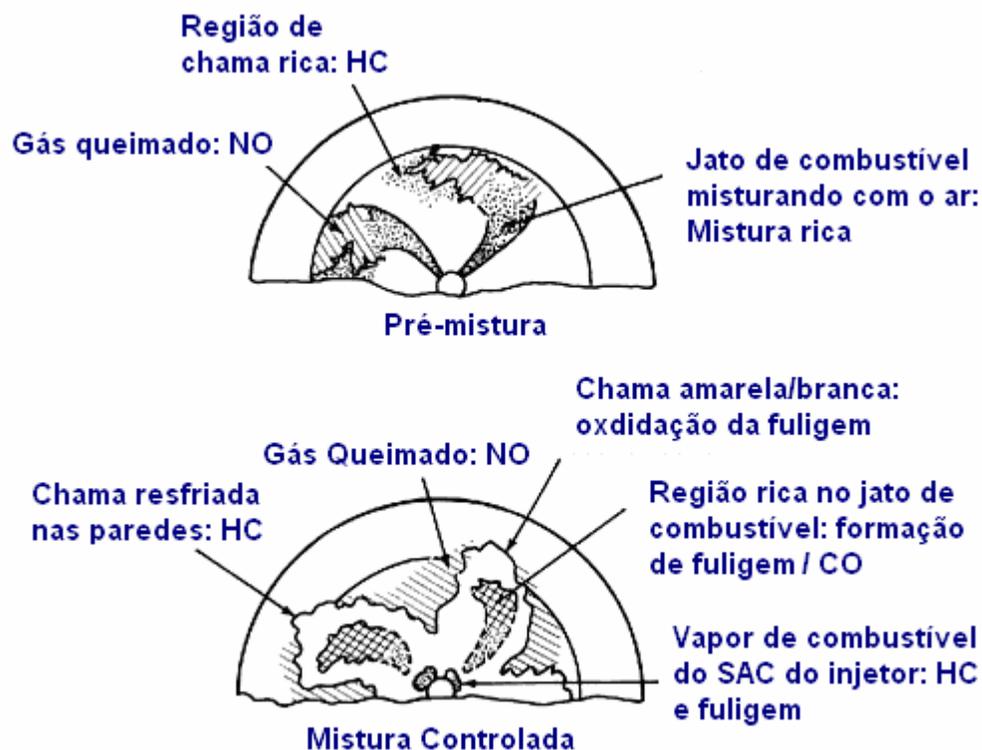


Figura 2.4 Região de formação dos principais gases poluentes na combustão dos motores Diesel

2.4 Formação do monóxido de carbono - CO

O monóxido de carbono é um gás incolor e inodoro, muito tóxico e tem a mesma densidade do ar. Sua formação se dá principalmente pela combustão incompleta dos hidrocarbonetos na fase intermediária, causada pela falta de oxidantes e baixas temperaturas. Normalmente os valores de emissões de CO são baixos nos motores Diesel, pois sua combustão se baseia numa relação de ar/combustível sempre maior que um, com excesso de ar, como pode ser visualizado na Figura 2.5.

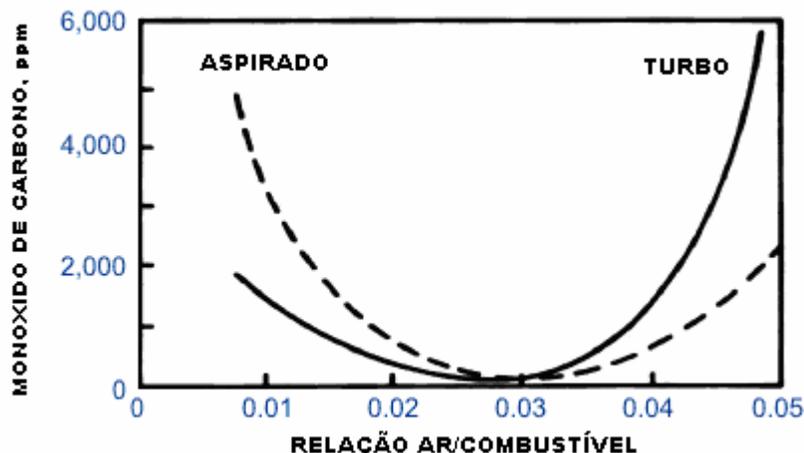


Figura 2.5 Diferenças na formação do CO em função da relação ar/combustível – A/F

Em temperaturas elevadas ou em condições onde se aplicam sistemas catalíticos para a oxidação do CO a reação de redução pode ser expressa da seguinte forma:



Observe-se que esta é uma reação exotérmica que produz uma grande quantidade de calor. Isto exige um bom estudo de aplicação dos conversores já que o aumento de 1 % da concentração de CO presente nos gases de escape pode elevar a temperatura do gás em aproximadamente 100°C, acréscimo suficiente para danificar os catalisadores. As concentrações de CO normalmente encontradas no fluxo de escape dos motores Diesel variam de 10 a 2000 ppm.

2.5 Formação de hidrocarbonetos não queimados – UHC

Os hidrocarbonetos encontrados nas emissões dos motores Diesel são resultados principalmente da mistura entre o combustível não queimado e o óleo lubrificante. Têm como característica um odor forte e desagradável e em alguns casos como o benzeno, são tóxicos e cancerígenos.

As emissões dos hidrocarbonetos podem ser avaliadas em duas fases. A primeira é a fase sólida, controlada pela medição do material particulado em que se torna possível detectar a presença do óleo lubrificante, de partículas metálicas e do combustível não queimado. A segunda

é a fase gasosa que é controlada a partir da análise dos gases do fluxo de escape do motor. Na fase gasosa o resultado total de todos os hidrocarbonetos encontrados no fluxo dos gases de escape é expresso por THC (g/kW.h). Existe uma pequena parcela de emissões composta por metano (CH_4) que é considerada menos tóxica que os demais gases compostos por hidrocarbonetos com grandes cadeias de carbono, sendo desconsiderada no processo de certificação de alguns países. Até o momento não há um processo de medição para o metano encontrado nas emissões dos motores Diesel, mas em alguns países como o EUA os valores de HC devem ser expresso em NMHC (*Non Methane HydroCarbon*) – Hidrocarbonetos não Metanos que segundo determinação do EPA (*Envioramental Protection Ambient*) recomenda ser desconsiderado 2% das emissões do THC, pois essa é quantidade de metano normalmente encontrada no fluxo de escape dos motores Diesel. No processo de auto-ignição do Diesel a mistura que tem maior probabilidade de acontecer, dando início ao processo de combustão é a que está próxima da razão estequiométrica, a saber, ar / combustível igual a 1. Após o início da queima do combustível, o processo pode ser interrompido quando rapidamente a mistura se torna pobre, com excesso de ar alcançando a camada de limite térmico (Heywood, 1988). Do contrario, com grandes massas de combustível injetado, se não houver uma quantidade ar suficiente para participar do processo de evaporação e oxidação do combustível de uma forma rápida, antes de dar início ao processo de expansão e resfriamento da temperatura da câmara de combustão, certamente uma grande concentração de hidrocarbonetos não queimados será encontrada nos gases de escape.

Considerando o desenvolvimento de um motor básico, naturalmente aspirado, a mudança do trabalho gerado é realizada basicamente pela variação da quantidade de combustível injetada já que a massa de ar de admissão é praticamente constante por ciclo, mantida estável a velocidade do motor. Diante desta condição, é necessário o refino de muitas variáveis que interferem na forma como essa relação de ar/combustível irá interagir. As variáveis que mais influenciam nesta relação em um motor Diesel são o swirl do cabeçote, a geometria dos jatos de combustível, a geometria da câmara de combustão, a pressão e o ponto de injeção.

Conforme mencionado, fora o processo de combustão ainda existe as emissões de HC causadas pelo processo de evaporação do óleo lubrificante não queimado. Isto porque a maioria dos componentes mecânicos móveis deve ser, de alguma forma, lubrificados com o objetivo de que pouco ou nenhum desgaste ocorra durante seu funcionamento, para isso deve-se ter uma

espessura de filme lubrificante grande o bastante para separar completamente as duas superfícies em movimento. Nos motores a combustão interna o atrito é o maior responsável pelas perdas de rendimento, em torno de 40% são originadas apenas pelo contato entre os anéis e o cilindro. Segundo Pawel Pawlus (1997), o processo de brunimento, ilustrado na Figura 2.6, é o fator mais importante que afeta no atrito, desgaste e lubrificação das superfícies deslizantes contidas no cilindro. O processo de brunimento é responsável por criar pequenas nervuras e bolsas nas superfícies do cilindro com a propriedade de garantir a formação do filme lubrificante que reduza o atrito. Assim a quantidade de óleo lubrificante utilizado neste processo deve ser a menor possível, pois parte dele será queimada ou evaporada durante o processo de combustão interferindo diretamente nas emissões de HC.

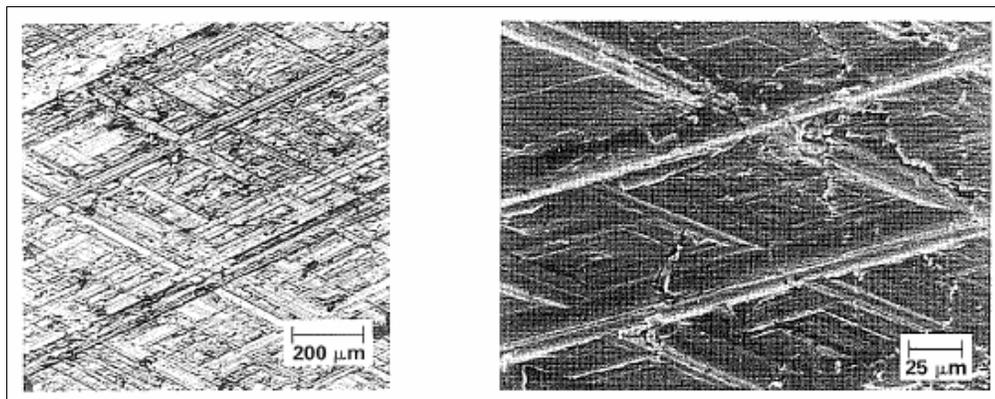


Figura 2.6 Vista das ranhuras provocadas pelo processo de brunimento da camisa do pistão com o objetivo de garantir uma espessura mínima do óleo lubrificante catálogo Mahle

A tecnologia utilizada na confecção dos injetores, também influencia na formação de HC. Na Figura 2.7 (A, B e C) estão 3 projetos de injetores.

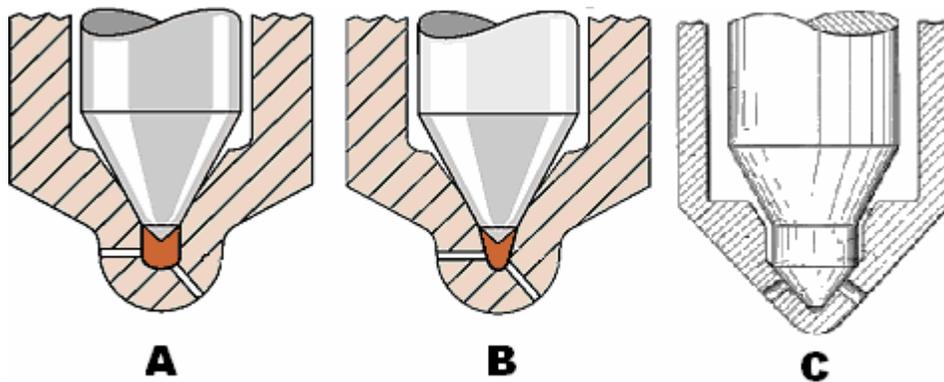


Figura 2.7 Diferenças entre os injetores

Os injetores A e B utilizam uma tecnologia mais antiga conhecida como “sac” que pode ser traduzida como “saco” que é um reservatório formado no processo de construção do injetor que acumula uma pequena quantidade de combustível que acaba sendo eliminado durante a fase de exaustão sem ser queimado, aumentando assim os valores de emissões de HC. O injetor C tem o conceito VCO (*Valve Covered Orifice / Orifício Fechado pela Válvula Agulha*) mais moderno e mais caro, porém mais utilizado hoje para atender as exigências de emissões já que não há presença do reservatório que acumula o combustível. Sua única desvantagem é a pressão assimétrica nos orifícios do injetor com pequenas aberturas da agulha.

2.6 Formação do material particulado – PM

O material particulado é o poluente que mais caracteriza o motor Diesel, responsável pela tradicional emissão da fumaça preta muito prejudicial ao organismo humano. O início de sua formação acontece durante o processo de combustão ainda dentro dos cilindros do motor principalmente devido à utilização de combustíveis com elevada massa molar, sob altas temperaturas em regiões da câmara de combustão ricas em combustível. O sistema de escape do motor também exerce grande influência sobre a formação do material particulado principalmente porque se acredita que o núcleo volátil é formado por hidrocarbonetos e ácido sulfúrico condensado durante o resfriamento dos gases na fase de exaustão.

Sua composição complexa não permite avaliação através de análises químicas durante o processo de certificação como os demais poluentes. Seu controle é feito por amostragem, onde partes dos gases de escape são diluídas com o ar ambiente e passam por um processo de filtragem em que as partículas sólidas são impregnadas num filtro posteriormente pesado. O núcleo do material particulado basicamente é um composto sólido formado de carbono e partículas metálicas aglomeradas vindas do sistema de lubrificação (Tobias, 2001) o qual constituem aproximadamente 90% do seu volume, mas que representam muito pouco da massa final pesada após a realização dos ensaios. Suas dimensões são extremamente pequenas variando de 0,003 a 0,03 μm (Kittelson, 2002). Possuem um arranjo hexagonal dos átomos que formam plaquetas cristalinas dispostas em camadas de 2 a 5 níveis que se aglomeram formando estruturas próprias. A Figura 2.8 ilustra a estrutura do material particulado.

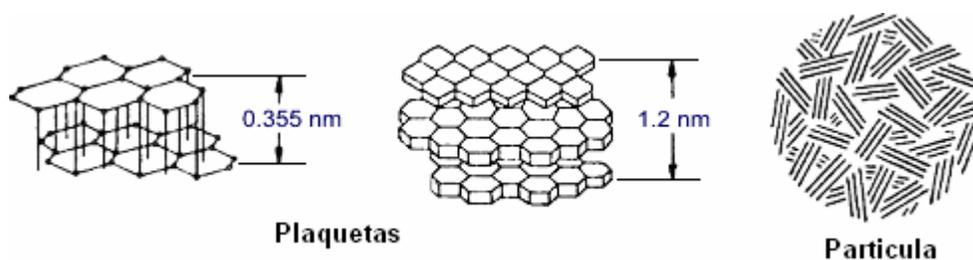
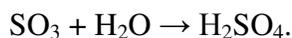


Figura 2.8 Estrutura do material particulado

Basicamente o material particulado se divide em três componentes:

- Fração Sólida Inorgânica (FSI) : é a parte “seca” insolúvel do material particulado. Composta de carbonos elementares e cinzas metálicas vindas dos lubrificantes e do atrito das partes metálicas.
- Fração Solúvel Orgânica (FSO ou SOF): compõe a parte úmida do material particulado. Composta de hidrocarbonetos derivados do combustível e do óleo lubrificante.
- Partículas de Sulfatos (SO_x): são derivados do enxofre contidos no combustível. Mais de 95 % do enxofre forma o SO_2 , uma pequena parte em torno de 2% a 5% formam o SO_3 , que na presença da água reage formando o ácido sulfúrico.



R 2.2.

A Figura 2.9 mostra os três componentes, FSI (Partícula de carbono primário), FOS (ou SOF) e as partículas de sulfato (SO_x).

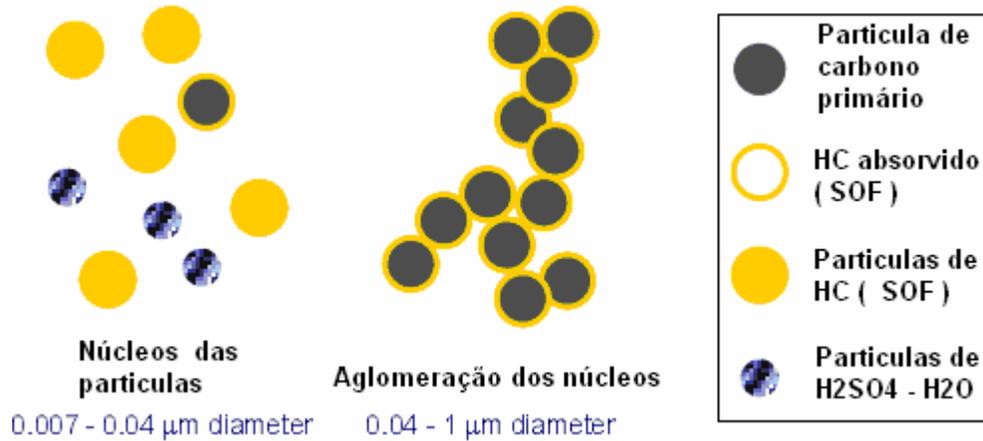


Figura 2.9 Composição principal do material particulado

Os valores limites para as emissões consideram a soma do particulado total, sendo:

$$\text{MPT} = \text{FSI} + \text{FSO} + \text{SO}_x \quad \text{Eq. 2.1}$$

Na Figura 2.10 a composição global do material particulado.

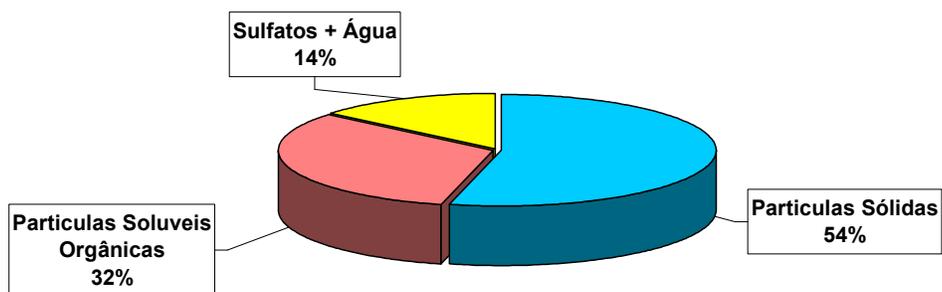


Figura 2.10 Composição global do material particulado

A composição do material particulado total se divide conforme Figura 2.11.

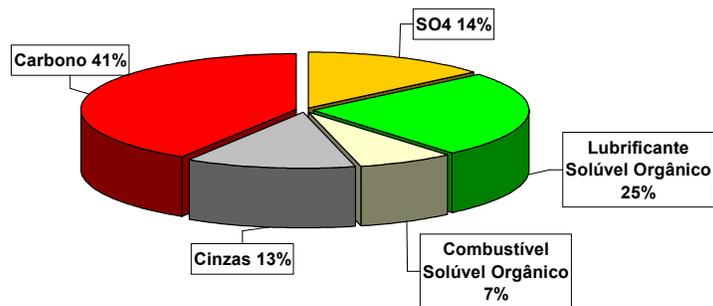


Figura 2.11 Composição percentual do material particulado

2.7 Formação de óxidos nitrogenados - "NO_x"

Considere dois motores, um com ciclo OTTO e outro ciclo Diesel, ambos com 1.7 litros de cilindrada. Ambos foram ensaiados conforme o ciclo Europeu ECE + EUDC (ECE – representa *Urban Driving Cycles* e EUDC *Extra Urban Driving Cycle*), realizados em dinamômetro de chassis para a certificação de veículos leves na Europa. Basicamente o ciclo ECE se resume a um ensaio em que o veículo deve rodar em velocidades pré-determinadas conforme Figura 2.12a, simulando uma situação de dirigibilidade urbana. Esse ciclo durante o processo de certificação deve ser repetido quatro vezes acrescidas de um ciclo EUDC, considerado mais agressivo, que pode chegar a uma velocidade máxima de 90 a 120 km/h conforme a potência do motor. Ver Figura 2.12b.

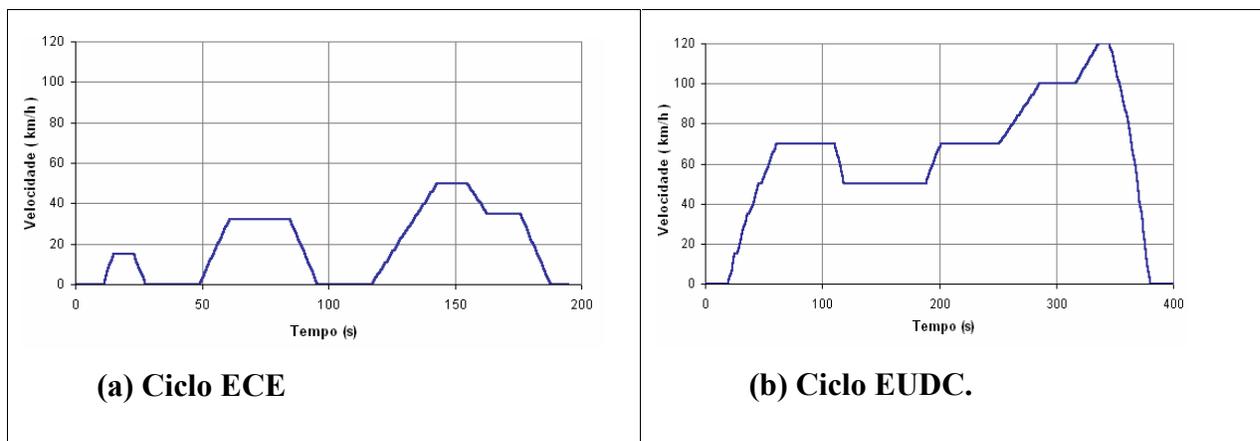


Figura 2.12 Ciclo Europeu ECE + EUDC certificação de veículos leves na Europa

Quando comparados com os motores do ciclo Otto, mais popularmente utilizados na grande frota de veículos automotores para transporte de passageiros, os motores Diesel são caracterizados pelo baixo consumo de combustível e pela baixas emissões de CO e HC, no entanto, as emissões de NO_x e de Material Particulado são bem mais altas, conforme mostra o estudo realizado pela empresa fabricante de sistema de injeção Robert Bosch, ver figura 2.13.

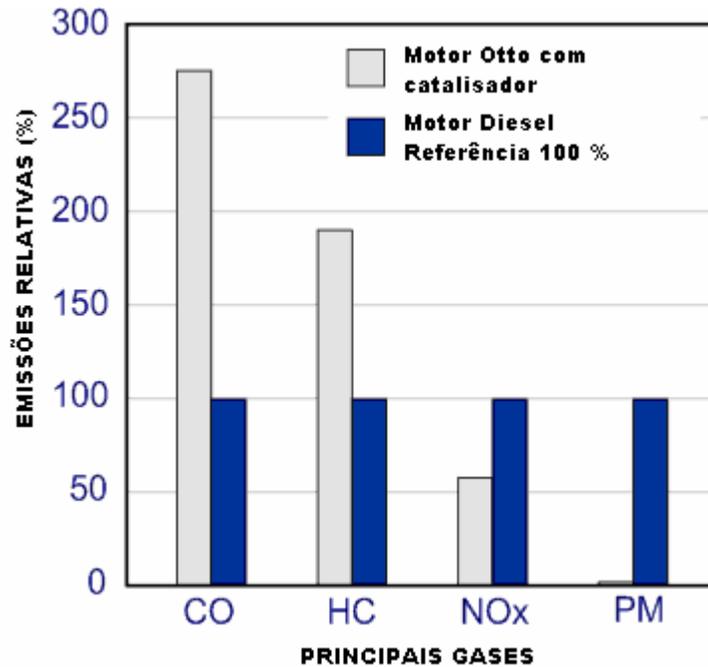


Figura 2.13 Comparativo de emissões entre motores do ciclo Otto e Diesel (Bosch ,1994)

A denominação NO_x refere-se a (NO_x = NO + NO₂), Óxido Nítrico, NO, e o Dióxido de Nitrogênio, NO₂. Seu monitoramento ocorre pelo processo de medição dos gases de escape. O mecanismo de formação destes gases pode ser muito modificado conforme as condições de temperatura, pressão, formação de chama e a concentração dos reagentes (Khair e Jääskeläinen, 2008).

A taxa de formação do NO_x pode ser descrita como (Heywood,1988):

$$\frac{d[NO]}{dt} = [6.10^{16} / T^{0.5}] \times \exp(-69090/T) \times [O_2]^{0.5} \times [N_2] \quad \text{Eq. 2.2}$$

Onde:

T = temperatura K;

NO = concentração de NO;

O_2 = concentração de O_2 ;

N_2 = concentração de N_2 .

A razão entre a formação de NO_2/NO em motores Diesel aspirados é de 5%/95% mudando em motores turbo-alimentados para 15%/85%. A formação do NO_x acontece principalmente em regimes de misturas pobres, onde a relação ar/combustível $\lambda > 1$ (excesso de ar), sendo favorecida com alta pressão e altas temperaturas de combustão.

A Figura 2.14, demonstra um perfil típico de formação do NO_x que acontece em muitas condições de operação do motor Diesel. Observa-se que a formação de NO_x sofre muita influência da taxa de liberação de calor durante o ciclo de combustão. Pode-se notar que o NO_x começa a se formar bem depois do início da liberação de calor. A redução da formação de NO_x acontece com a queda da liberação de calor causada pela rápida diminuição da temperatura, consequência do processo de expansão volumétrica do pistão e da mistura dos gases da combustão com os outros gases mais frios.

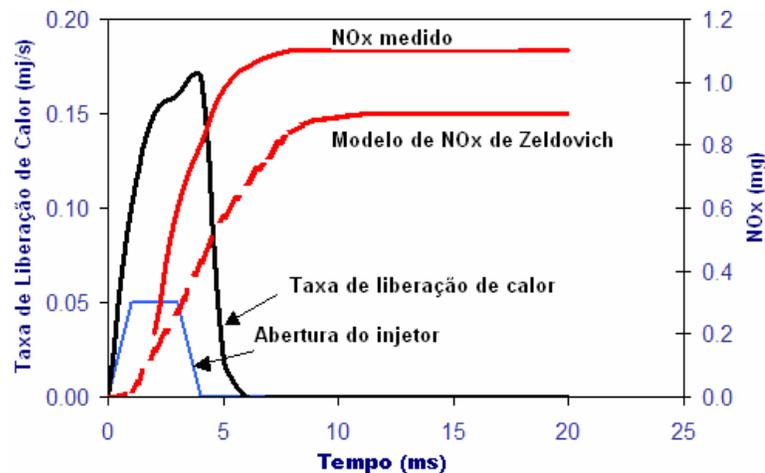


Figura 2.14 Estudo do perfil da taxa de liberação de calor em câmara de combustão, Kitamura(2005)

Entre as fontes de formação de NO_x, as principais são:

- NO formado no processo térmico ou de Zel'dovich.
- NO no prompt.
- NO via N₂O.
- NO via combustível

2.7.1 Formação do NO_x térmico

O principal mecanismo de formação do NO foi sugerido por Zel'dovich (Schwerdt, 2006), também conhecido como processo térmico, onde a fonte de sua formação se dá a partir da oxidação do nitrogênio presente no ar.



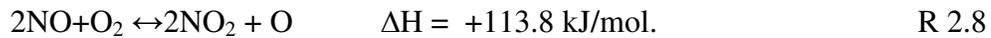
A taxa de reação global deste mecanismo é relativamente lenta muito sensível a variação de temperatura. O NO é um gás que não tem cheiro e nem cor, formado na região da chama logo após o início da liberação de calor no processo de combustão. Ele pode ser rapidamente convertido em Dióxido de Nitrogênio NO₂, um gás de cor marrom avermelhada com fortes propriedades de oxidação, de forte odor e é cinco vezes mais tóxico e reativo que o NO. O mecanismo abaixo mostra o processo de conversão do NO em NO₂.



Seqüencialmente, tem-se a formação do NO a partir do NO₂ segundo:



A não ser que o NO₂ formado na chama seja resfriado com mistura dos gases de admissão e o combustível, outra reação que pode acontecer de forma espontânea mais não instantaneamente é a transformação do NO em NO₂ quando os gases do escape entram em contato com a atmosfera.



O mecanismo apresentado é muito influenciado pela temperatura e pela relação Ar/Combustível que na região de chama deve ser o mais próximo possível da razão estequiométrica, igual a 1. O processo de formação do NO_x, térmico está ilustrado na Figura 2.15. Pode-se observar que em temperaturas abaixo de 1700 K praticamente é insignificante a formação de NO_x, mas que acima de 2000 K quase que a totalidade de NO_x formado.

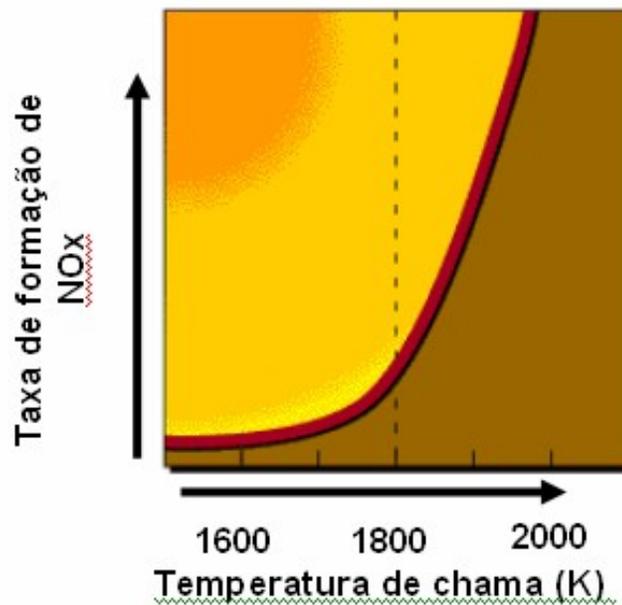


Figura 2.15 Taxa de formação de NO_x em função da temperatura de combustão

2.7.2 Formação do NO_x "prompt "

Este é outro processo de formação do NO, também é conhecido como mecanismo de Fenimore. Ocorre de forma muito rápida, inicializado pelas reações entre os radicais de hidrocarbonetos derivados do combustível e as moléculas de nitrogênio, formando aminas ou

cianos que reagirão em seguida para formar o NO. Segundo Mellor (1998) e Dec (1997) este processo é considerado insignificante, pois contribui muito pouco no processo de difusão durante a combustão do Diesel. O processo de iniciação do NO "prompt" pode ser explicado pela reação a seguir:



Esta condição acontece com maior frequência quando o motor opera em condições mais ricas, onde a relação Ar/Combustível é menor que 1, pois isso favorece o aumento da concentração dos radicais de hidrocarbonetos para a formação do Cianeto de Hidrogênio (HCN) que na presença do O e do OH, presentes no processo de combustão dão início a formação do NO conforme as reações:



2.7.3 Formação do NO_x via combustível

Ao contrário dos combustíveis destilados leves como a gasolina, nos óleos pesados e no Diesel a quantidade de nitrogênio orgânico (resultantes do processo de destilação) é bastante significativa. Esse nitrogênio residual pode ter uma importante contribuição para a formação do NO_x em condições de baixas rotações e torques, sendo este processo bastante influenciado principalmente pela temperatura e pela razão estequiométrica.

A forma como o nitrogênio do combustível irá formar NO depende se o nitrogênio está ligado a um anel aromático ou a uma cadeia de amina. Se o nitrogênio do combustível estiver ligado a um anel aromático ele irá formar como produto o Cianeto de Hidrogênio (HCN) que pode formar o NO através do mesmo mecanismo do NO formado no "prompt". No equilíbrio a reação a seguir mostra a decomposição do HCN.



Se o Nitrogênio do combustível estiver formando uma cadeia de amina rapidamente se pode ter a formação da amônia (NH₃) na região de chama. A reação a seguir mostra como os radicais de NH_x ficam em equilíbrio.:



As principais reações para a formação de NO a partir destes radicais são



Onde o X representa qualquer radical de OH, O, H e CH₃.

2.7.3 NO via N₂O

O N₂O, ou Óxido Nitroso é um gás resultante da queima de combustíveis fosseis formado em quantidades muito pequenas no ciclo Diesel. Neste caso o mecanismo de formação do NO na combustão se dá a partir do N₂O sobre altas pressões, onde o átomo de O reage com o N₂ resultando na formação do Oxido de Nitrogênio através de um terceiro corpo reagente:



Neste caso "M" é o terceiro corpo, de qualquer composto, necessário para remover a energia liberada entre a colisão das moléculas de O e N₂ fazendo assim com que a reação aconteça completamente. Caso contrário, nas condições sobre alta pressão as forças de colisão entre as moléculas dos reagentes são tão fortes que poderiam causar a repulsão entre elas, fazendo com que os produtos voltassem a ser como os reagentes iniciais.

Após o processo de formação o N₂O normalmente é revertido em N₂ conforme:



Este processo pode não acontecer no caso da relação Ar/Combustível estar muito acima de 1, onde o NO pode ser formado a partir da reação do O com o N₂O.



Tendo na condição de equilíbrio:



Na condição de alta pressão e baixa temperatura a reação de iniciação que tem a presença do terceiro corpo torna-se competitiva com a reação 1 do mecanismo térmico. A combinação entre esses dois mecanismos (Zeldovich e N₂O) são importantes para explicar a formação do NO_x emitidos pelos motores Diesel. Segundo Mellor (1998), o modelo das duas regiões de chama ilustrado na Figura 2.16 propõe um melhor entendimento da química de formação do NO_x.

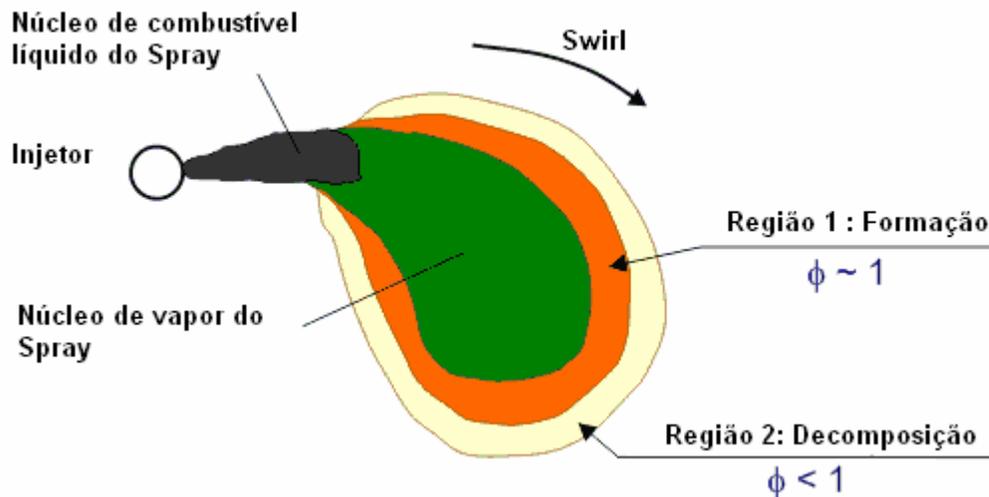


Figura 2.16 Modelo das duas regiões de chama (Mellor, 1998)

Neste caso a região 1 está próxima da condição estequiométrica, com temperatura de chama adiabática, onde a formação de NO acontece conforme as reações 2.3 a 2.6 e 2.9 a 2.10. Esta região possui uma fina espessura formada em toda a camada superficial do jato de combustível. A região 2 que estão presentes os gases mais quentes da combustão, onde a composição do NO acontece através da inversão das reações 2.3 a 2.6 e 2.9 a 2.10. Entra as regiões 1 e 2 estão as

fases transitórias onde os produtos da combustão da região 1 se transformam para a condição estequiométrica da região 2 com a temperatura muito próxima da região 1. Na região 1 a formação de NO_x acontece devido aos mecanismos de Zeldovich e do N_2O (Khair e Jääskeläinen, 2008). A taxa de formação do NO é controlada pela reação 2.3 e pela presença do terceiro corpo da reação 2.6. A decomposição na região 2 é uma importante consideração nas condições próximas de plena carga, onde as temperaturas atingidas são mais altas, (Mellor, 1998). A decomposição do NO é controlada pela reversão das reações 2.3 e 2.9.

2.7.4 Formação do NO_2

Em baixas temperaturas, as moléculas de combustível não queimado formarão radicais de hidroperóxidos (HO_2) necessários para a formação de NO_2 conforme as reações:



Na reação anterior pode-se observar a transformação do NO em NO_2 . Nos motores Diesel esta reação pode acontecer em condições de baixas cargas onde o NO é resultado dos produtos que não participaram da combustão e de uma pequena parte de combustível não queimado. O mecanismo acima mostra que a proporção de NO_2 encontrado no sistema de escape do motor é influenciado pela temperatura, pelo nível do NO e pelos efeitos do combustível (Hori,1992).

Ele permanece como produto apenas em temperaturas abaixo de 1200 K (Klimstra, 1998), pois em altas temperaturas como as normalmente encontradas na região de chama, rapidamente é revertido a NO de acordo com a reação:



Conforme mencionado, o NO_x expressa a somatória do NO com o NO_2 e sem dúvidas ele é o poluente mais tóxico emitido pela combustão do Diesel. É um grande membro precursor do ozônio e desempenha um importante papel na poluição química do ar. As concentrações do NO_x na saída do escape normalmente são de 50 a 5000 ppm.

No próximo capítulo serão explanadas as técnicas atualmente utilizadas para controle dos poluentes já citados.

CAPITULO 3

TÉCNICAS PARA A REDUÇÃO DAS EMISSÕES DE POLUENTES EM MOTORES DIESEL

Os quatros principais poluentes resultantes da combustão em motores Diesel são Óxidos de Nitrogênio (NO_x), Hidrocarbonetos (HC), Monóxido de Carbono (CO) e o Material Particulado (PM) e seus comportamentos estão resumidamente descritos no Capítulo anterior. No presente Capítulo serão abordadas técnicas para controle destes poluentes.

Basicamente existem dois métodos de controle sobre as emissões de poluentes causadas pelos motores a combustão, a principal diferença entre eles está na forma de atuação. O primeiro método é conhecido por agir nos produtos da combustão, são os chamados conversores catalíticos que atuam diretamente como agentes redutores dos gases poluentes pós-queima, instalados nos dutos de escape do veículo. Neste método se inclui também a utilização de um filtro de partículas sólidas utilizado para a redução do material particulado. O segundo método age diretamente sobre a combustão, modificando a forma como ela acontece, as etapas e os produtos das reações.

3.1 Controle das emissões utilizando técnicas de pós-tratamento da combustão

As tecnologias de redução de emissões pós-combustão são mais fáceis de serem utilizadas, pois existem diferentes tipos de catalisadores para cada um dos produtos contidos no fluxo de escape que se deseja reduzir. O catalisador normalmente pode ser definido como a substância responsável pela mudança na velocidade de reação. Ele não deve ser consumido durante o processo e nem alterar a composição do produto final. Sua flexibilidade de utilização permite mascarar as deficiências do processo de combustão já que a eficiência do sistema de conversão pode ser ajustada modificando-se os reagentes e os tempos dos processos das reações químicas. O principal ponto negativo desta tecnologia é que sistema mais eficaz de conversão do NO_x , o SCR

(*Selective Catalytic Reduction*) necessita do reagente amônia NH₃ para seu funcionamento, o que gera a necessidade de se equipar o veículo com um tanque e um módulo de controle de injeção da amônia no duto de escape. A Figura 3.1 mostra a ação do catalisador em uma reação.

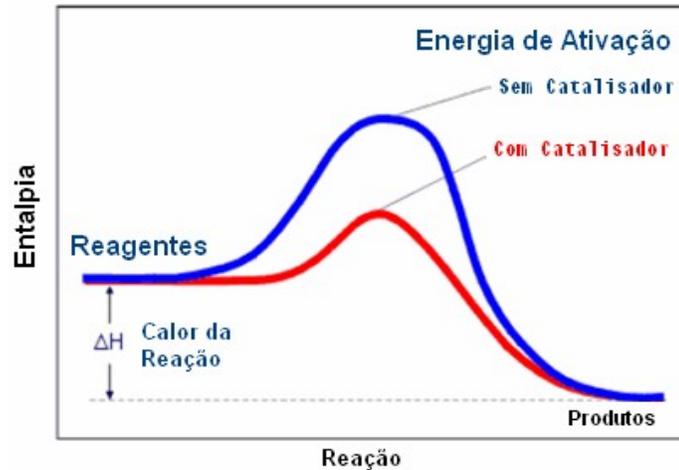


Figura 3.1 Processo de Catálise

Os principais tipos de catalisadores empregados hoje pela indústria automobilística Diesel são:

3.1.1 Selective Catalyst Reduction - SCR

Com o objetivo de reduzir as emissões gasosas de NO_x, a tecnologia de SCR (*Selective Catalyst Reduction*) nos motores Diesel se mostrou a mais eficiente quando falamos da relação de consumo de combustível / desempenho. A função do SCR é criar um ambiente onde a amônia (NH₃) possa reagir com o NO_x convertendo-se em Nitrogênio (N₂) mais água (H₂O).

A amônia pura é uma substância tóxica que requer alguns cuidados no seu manuseio. A forma mais segura encontrada para utilização da amônia em aplicações veiculares foi a partir da mistura de uréia + água na proporção de 32,5% e 67,5% respectivamente se obtendo 2NH₃ + CO₂.



R 3.1

A Figura 3.2 (Heck e Farrauto, 1995) mostra que a razão estequiométrica ideal entre NH_3 / NO_x é de 0,9 a 1,0, pois valores abaixo de 0,9 apresentam uma baixa eficiência conversão do NO_x , já valores acima de 1,0 podem significar uma poluição a mais com desperdício de NH_3 não utilizada na conversão.

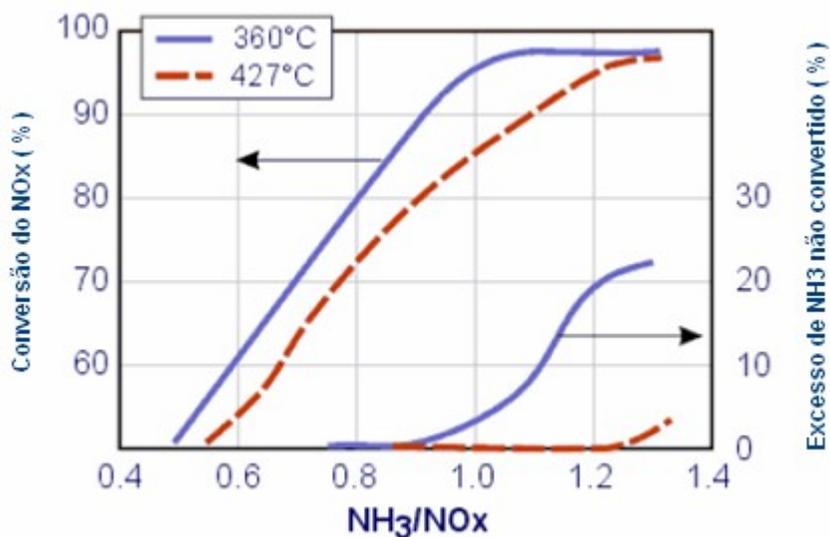


Figura 3.2 Conversão e desperdício de amônia para diferentes razões estequiométricas, (adaptada de Heck, 1995)

Um dos pontos mais nocivos para a aplicação desta tecnologia é a utilização de combustíveis com alto teor de enxofre S, pois eles tendem a formar uma grande quantidade de SO_2 que oxida formando o SO_3 . Este reage com a água da mistura injetada formando o ácido sulfúrico H_2SO_4 altamente corrosivo para o sistema. Outra reação combina o NH_3 com o SO_3 formando o Sulfato de Amônio $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ e o NH_4HSO_4 que se depositam sobre os poros do catalisador e todo o conjunto de escape do veículo o inutilizando. Na Figura 3.3, se observa a complexidade do sistema de SCR que normalmente trabalha em conjunto com um sistema de Oxidação do Diesel, DOC explicado na secção 3.1.3.

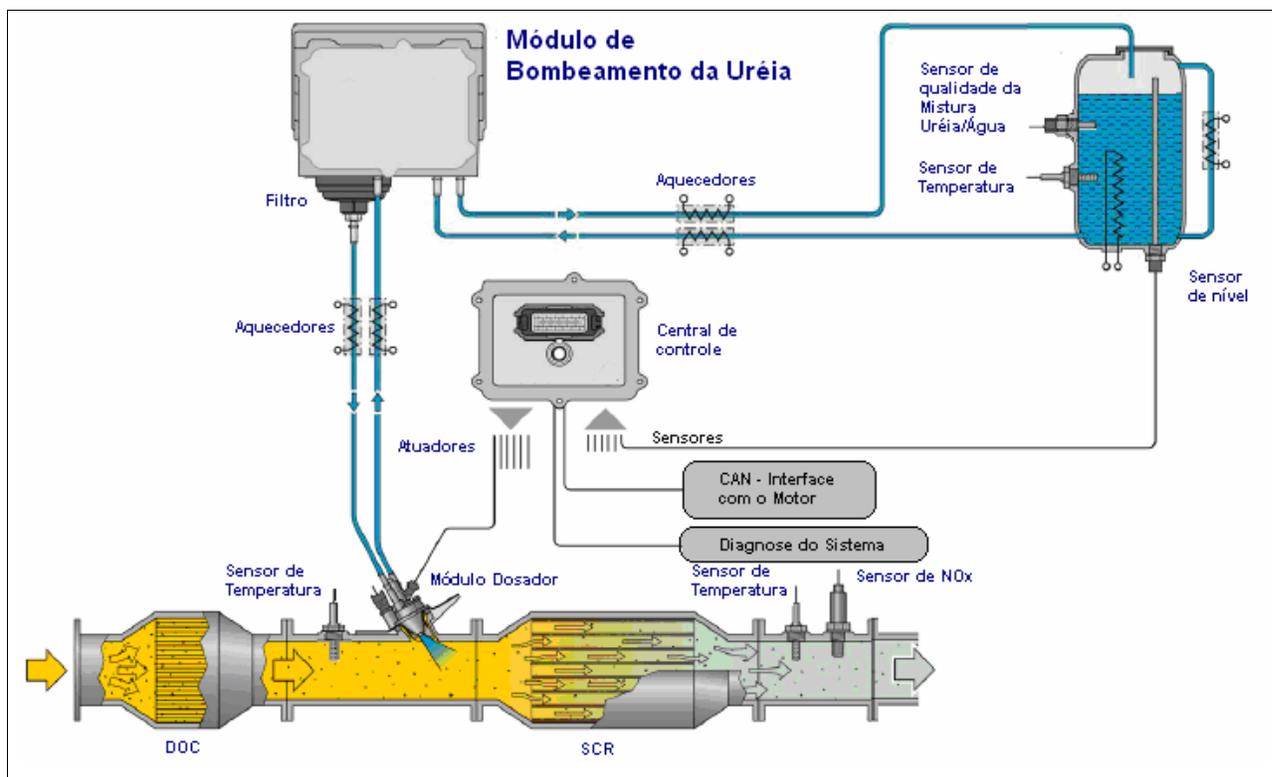


Figura 3.3 Principais componentes do sistema de SCR

3.1.2 DeNO_x – Redutor de NO_x

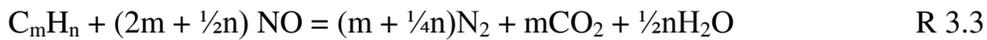
Assim como o SCR o sistema conhecido por DeNO_x é um redutor seletivo de NO_x. A principal diferença é que no SCR para a redução das emissões de NO_x utiliza-se a amônia para a reação, no caso do DeNO_x o principal componente é um hidrocarboneto, ou seja o próprio combustível. Esta tecnologia foi desenvolvida por Iwamoto (1991).

No processo de reação seletiva os hidrocarbonetos reagem preferencialmente com o NO_x ao invés do O₂, formando o Nitrogênio, CO₂ e a água.



R 3.2

Assumindo que a composição do combustível pudesse ser formada por uma única espécie de hidrocarboneto a formula balanceada para reação é:



Na reação não seletiva onde há a participação do oxigênio, o mecanismo pode ser expresso por:



O objetivo do DeNO_x é fazer com que a reação seletiva do hidrocarboneto seja predominante sobre as reações com o oxigênio. Os fatores de controle são essenciais para que isso ocorra são:

- Tipo de hidrocarboneto utilizado;
- Temperatura da reação;
- Quantidade de oxigênio contido no fluxo de escape;
- Relação entre HC/NO_x.

A principal desvantagem desta tecnologia é o incremento do consumo de combustível utilizado para a redução do NO_x.

3.1.3 Diesel Oxidation Catalyst – DOC

O principal objetivo da utilização do DOC "*Diesel Oxidation Catalyst*" é o de redução das emissões de CO e HC através da oxidação destes gases. As reações de oxidação estão descritas abaixo:



Na reação 1 os hidrocarbonetos são oxidados para formar o dióxido de carbono mais água. Na reação 2 ocorre a oxidação do monóxido de carbono formando o dióxido de carbono que é considerado menos perigoso. A oxidação de NO em NO₂ é uma outra reação que pode ser indesejada em algumas aplicações, pois o NO₂ é mais tóxico que o NO (Ambs, 1993).



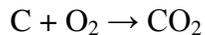
R3.7

As reações de oxidação dos produtos da combustão do Diesel acontecem com a presença de um catalisador que pode ser impregnado sobre a superfície de um material cerâmico ou um composto metálico instalado no escape do motor que tem a habilidade de absorver oxigênio. As reações de oxidação normalmente acontecem em três etapas:

1. O oxigênio é absorvido pelo catalisador.
2. Os reagentes como CO e os hidrocarbonetos são espalhados sobre a superfície do catalisador para reagirem com o oxigênio absorvido.
3. Os produtos desta reação, como CO₂ e o vapor d'água se desprendem do catalisador e são carregados pelos gases de escape.

3.1.4 Filtro de material particulado

O objetivo deste pós-tratamento é a oxidação das partículas sólidas de carbono formando como produto o CO e o CO₂ gasoso.



R3.8



R 3.9

Esse processo conhecido como regeneração acontece de forma diferente das demais tecnologias de pós-tratamento, onde ocorre apenas um sistema de passagem gases. Aqui existe a necessidade de que os gases da combustão sejam filtrados, para separar as partículas de carbono que irão reagir de forma lenta até passarem do estado sólido para o gasoso. A Figura 3.4 mostra um filtro de material particulado.

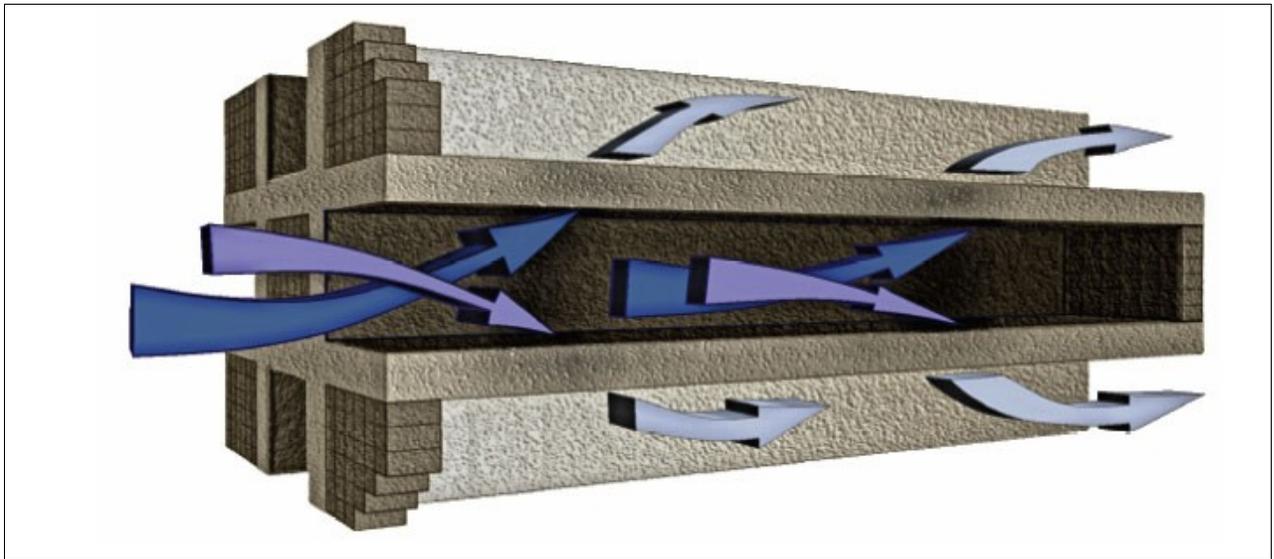


Figura 3.4 Filtro de material particulado

Neste processo os substratos do produto cerâmico utilizado para a filtragem do material particulado agem como catalisador na transformação do carbono em estado sólido para CO_2 gasoso, sendo assim eliminado com os demais gases através do filtro.

O oxigênio utilizado no processo de regeneração pode ser proveniente do O_2 ou do NO_2 .



O processo de regeneração requer altas temperaturas para que as reações aconteçam, desta forma existem processos normalmente utilizados pelas indústrias automotoras, que são:

-Injeção de combustível no escape,

-Instalação do sistema de DOC antes do filtro, este é o processo mais normalmente utilizado para aplicações veiculares, pois o processo das reações ocorridas no DOC são exotérmicos, o que aumenta a temperatura dos gases de escape.

Tabela 3.1 Temperaturas de regeneração do filtro de material particulado

	REGENERAÇÃO BASEADA EM O ₂	REGENERAÇÃO BASEADA EM NO ₂
Temperatura requerida regeneração	Requer temperaturas em torno de 600°C	Reação ocorre a partir de 250°C.
Gás usado na reação regeneração	O ₂ presente no escape	NO ₂ é produzida a partir da conversão do NO presente no escape

O maior impacto de sua utilização é através da etapa de acúmulo na qual o material particulado que é depositado nos canais do filtro acaba criando uma restrição maior para a passagem dos gases, podendo assim no caso de um mau dimensionamento influenciar sobre o desempenho do motor.

3.2 Controle das emissões utilizando técnicas de modificação da combustão

O segundo método de controle exige um tempo maior de desenvolvimento, porém os custos de aplicação são mais reduzidos do que alguns sistemas de pós-tratamento. Neste caso a redução dos poluentes se baseia no estudo da combustão propriamente dita através do desenvolvimento dos componentes do motor para operar em uma faixa específica de trabalho. Os principais fatores externos que influenciam a combustão são temperatura, pressão, massa de ar e o combustível. Nesta situação quando variado um destes componentes a combustão resultante será alterada. Partindo deste contexto a tecnologia de EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) que recircula parte dos gases provenientes da combustão, modifica a forma como a chama se propaga causando uma drástica redução sobre as emissões de NO_x.

3.2.1 Princípio de funcionamento do sistema EGR.

A tecnologia de recirculação dos gases de escape conhecida como EGR (*Exhaust Gas Recirculation*), ilustrada na Figura 3.5, teve sua aplicação inicial na década de 1970, nos veículos automotores a gasolina ignição por centelha. Expandiu-se posteriormente, em meados de 2000,

para os motores a Diesel utilizados no mercado americano com o objetivo de atingir valores de emissões de NO_x abaixo de 2,7 g/kW.h.

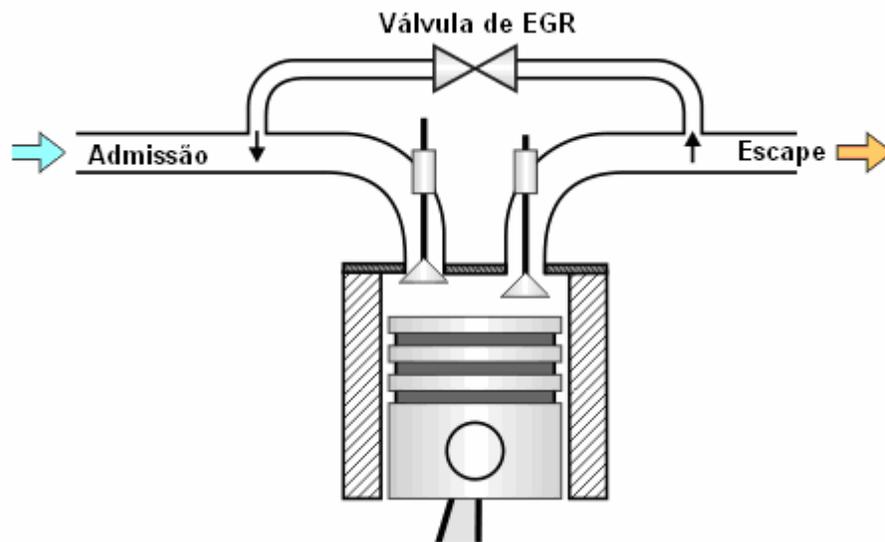


Figura 3.5 Básico de funcionamento do circuito de EGR

Sua expansão se deu principalmente pelos benefícios de redução do consumo específico de combustível se comparados aos simples efeitos do atraso da ignição para a redução das emissões de NO_x . Na Figura 3.6, no trabalho realizado por Khair(1997), é possível verificar que quando reduzidas as emissões de NO_x em 30% (de 4 para 2,8 g/bhph) o incremento do consumo específico de combustível foi apenas de 2,3% para o EGR. Na técnica de atraso da ignição esse incremento passa para 13,4%. Em compensação, ambas as técnicas provocam um acréscimo na emissão de material particulado (PM). Para este poluente a técnica de EGR acrescenta 31% a mais em relação ao valor Base enquanto que o atraso de ignição provocou um acréscimo de 15%. Desta forma percebe-se que o ideal permeia em uma solução de compromisso.

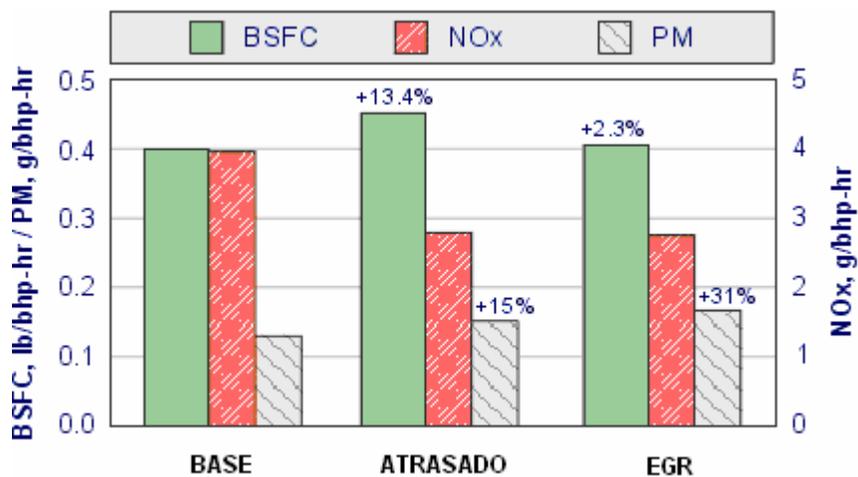


Figura 3.6 Diferenças das emissões de NO_x como atraso da ignição e a utilização da tecnologia de EGR

O principal efeito do sistema de EGR é a diluição parcial dos gases de admissão com os gases do escape originários da queima do combustível que proporcionam um atraso no início da ignição, reduzindo a temperatura de chama, sendo este o principal agente que interfere na produção do NO_x (Hawley, 1998 e Mellow, 1999)

Na década de 90 surgiu um importante grupo de trabalho liderado pelo pesquisador Ladommatos, na Brunel University em Londres, Inglaterra, que tinha como objetivos identificar todos os efeitos do sistema de EGR e prová-los experimentalmente. Basicamente 4 efeitos principais foram descobertos como os responsáveis pela redução da formação do NO_x utilizando-se o sistema de EGR. São eles os efeitos da diluição, térmico, químico e o aumento da massa de ar admitido. Estes efeitos interagem entre si e serão explicados a seguir.

1. Efeito de Diluição: este efeito foi comprovado primeiramente por Ladommatos (1996). Ele descreve que a diminuição da temperatura de chama, conseqüentemente do NO_x acontece apenas através da redução da massa de oxigênio contido na admissão causada pela diluição do ar admitido com os gases de escape. A redução do oxigênio contido na admissão faz com que a chama percorra um maior caminho para encontrar as moléculas de oxigênio mais dispersas, causando assim um novo efeito que será explicado pelo processo térmico, onde passa haver uma maior troca de calor entre as outras moléculas de gases inertes que não participam da combustão, reduzindo a temperatura da chama. Segundo Hawley (1998) e Mellow (1999) este é o maior contribuinte para a redução da formação de NO_x com o sistema EGR. Para demonstrar os efeitos

desta teoria Ladommatos realizou um estudo, onde ele substituiu o oxigênio pelo argônio que em conjunto com o nitrogênio formam uma composição com calor específico muito próximo do ar.

2. Efeito Térmico: segundo Mellow (1999) este efeito é demonstrado através do calor específico dos gases presentes na combustão. Na mistura dos gases da admissão com os gases do escape, é introduzida na câmara de combustão uma grande quantidade de gases não reagentes que absorvem o calor da combustão reduzindo assim a temperatura final da chama. A quantidade de calor absorvido pelos gases não reagentes pode ser dada pela equação:

$$\Delta Q = \Delta m_0 \cdot C_p \cdot (T_{combustão} - T_{EGR}) \quad \text{Eq. 3.1}$$

Onde:

ΔQ = calor absorvido pelos gases não reagentes.

Δm_0 = massa acrescida dos gases não reagentes.

C_p = calor específico dos gases não reagentes a pressão constante.

$T_{combustão}$ = temperatura de combustão.

T_{EGR} = temperatura dos gases não reagentes.

Pode-se observar que o aumento da absorção de calor dos gases não reagentes ΔQ é proporcional ao aumento da massa de gases não reagentes Δm_0 , ao calor específico a pressão constante C_p e ao diferencial de temperatura da combustão e dos gases de EGR ΔT . Os dois principais produtos da combustão que agem nesta troca de calor são CO_2 e H_2O que possuem um calor específico maior que os demais gases presentes no ar. Gás cujo calor específico é maior tem mais capacidade de absorção de calor e se torna mais efetivo na redução do NO_x . Considerando a condição padrão de temperatura e pressão o calor específico dos principais gases presentes na combustão são: $\text{CO}_2 = 36,0 \text{ kJ/kmol.K}$, $\text{H}_2\text{O} = 33,5 \text{ kJ/kmol.K}$ e $\text{N}_2 = 29,2 \text{ kJ/kmol.K}$. Seguindo esta linha de raciocínio em termos de efetividade em ordem crescente seria o CO_2 , H_2O e N_2 . Fukuda et al. (1998) demonstra os resultados de uma pesquisa realização com a EGR seletiva, onde se podem avaliar os efeitos individuais e conjunto da diluição dos gases de admissão, mostrados na Figura 3.7.

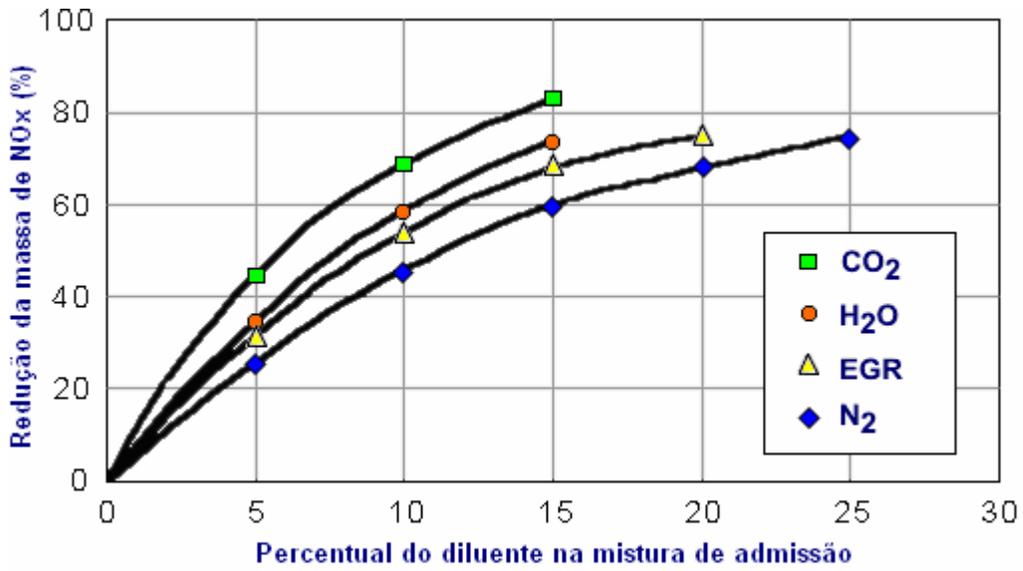


Figura 3.7 Efeitos da diluição dos gases da admissão com os gases da combustão (adaptada de Fukuda et al, 1998)

Comparando os efeitos da diluição e do processo térmico, Figura 3.8, Ladommatos (1997a) pode se observar que as principais reações de combustão acontecem em condições onde há a condição estequiométrica, relação ar/combustível igual a 1. Com a diluição dos gases de admissão a chama da combustão se torna mais difusa, o que proporciona uma maior área de contato e troca de calor entre os gases, visto que as moléculas de combustível necessitam encontrar as moléculas de oxigênio dispersas para que as reações de combustão aconteçam.

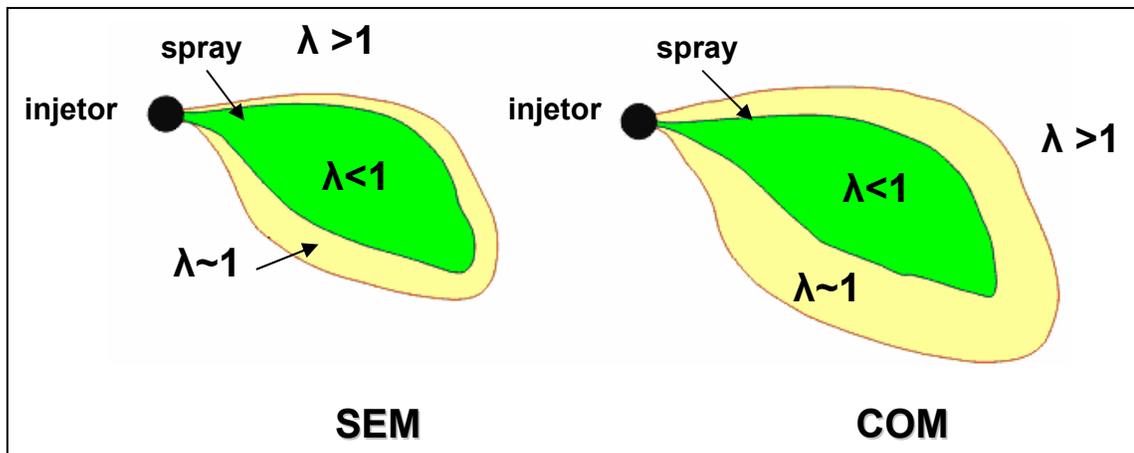


Figura 3.8 Difusividade da chama com e sem EGR

3. Efeito Químico: este efeito mostra a redução da temperatura de combustão através das reações de dissociação ou ativação originadas pelos gases inertes recirculados pelo sistema EGR. Este é o processo mais difícil de ser demonstrado. Uma forma de isolar este efeito seria o de substituir o nitrogênio presente no ar por um outro gás diluente como o argônio. Isto mantém praticamente constante o valor do calor específico já que a massa de oxigênio presente na admissão e a quantidade de combustível são mantidas para evitar a influencia do processo de térmico e da diluição.

4. Aumento da massa de ar admitido: se a mudança da taxa de EGR resultar no incremento da massa de gases admitidos, tem-se um novo efeito causado pelo aumento do calor específico. Isso é diferente do efeito térmico devido a eventuais diferenças de calor específico que podem existir.

Considerem-se a seguir quatro diferentes configurações no sistema EGR:

Massa de gás admitida constante - substituição do ar por CO₂ (Figura 3.9)

Massa de gás admitida constante - substituição do ar por H₂O (Figura 3.10)

Massa de gás admitida constante - substituição do ar por CO₂ e H₂O (Figura 3.11)

Aumento da massa de gases admitida quando adicionado o CO₂ na admissão (Figura 3.12)

Da Figura 3.9, Ladommatos (1996a), observa-se a redução de NO_x através do processo térmico, químico e da diluição isoladamente e combinados quando mantida constante a massa de gases de admitida com o combustível, substituindo o ar da admissão por CO₂. Nota-se que o principal efeito que reduz a formação do NO_x é quando há o aumento da concentração de CO₂ é a diluição com uma pequena participação do efeito químico. O efeito térmico foi considerado insignificante, pois se observou que com 6 % de reposição da massa de gases admitida por CO₂ o aumento do calor específico foi inferior a 0,5%, mesmo o CO₂ tendo um calor específico maior que o ar. (CO₂=1,24 kJ/kg, ar=1,16 kJ/kg, ambos a 1000 K). A massa de CO₂ reposta na admissão foi até 7 %, pois este é o valor normalmente encontrado em grandes taxas de EGR, aproximadamente 50 até 60 %.

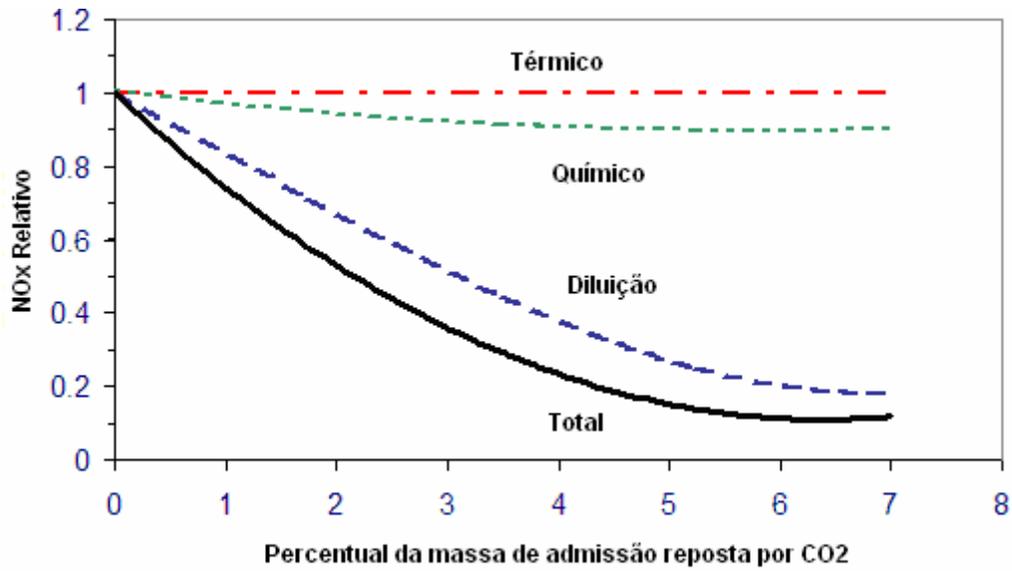


Figura 3.9 Efeitos do EGR na redução da formação de NO_x com a diluição de CO₂ puro

Na Figura 3.10, Ladommatos (1997) estão os efeitos do sistema de EGR com a diluição da massa de gases da admissão com vapor d'água. Inicialmente foram medidas as concentrações de H₂O encontrado em 50 % de taxa de EGR e observou-se que esta concentração é de 3%. Observe-se novamente que o principal efeito redutor do NO_x é o da diluição e que neste caso o efeito químico é considerado desprezível. Embora as técnicas utilizadas não terem permitido a verificação isolada do efeito térmico, acredita-se que a redução total do NO_x tem grande participação deste efeito, pois o vapor d'água tem um calor específico muito acima do ar (H₂O=2,56 kJ/kg, ar=1,16 kJ/kg, ambos a 1000 K) e o aumento do calor específico da mistura com a reposição de 3% de H₂O foi de 3,6%.

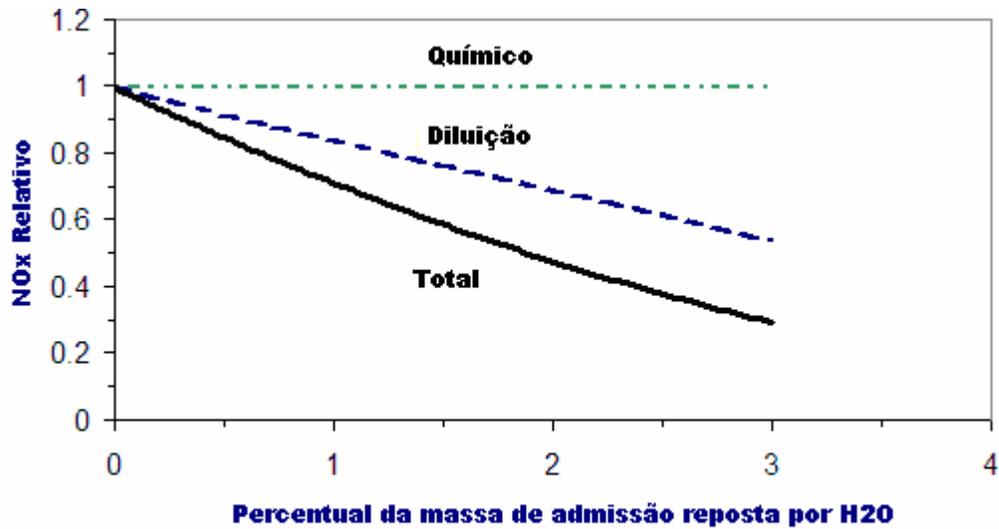


Figura 3.10 Efeitos do EGR na redução da formação de NO_x com a diluição de H₂O puro

Na Figura 3.11 verificam-se os efeitos da mistura de CO₂ e H₂O na reposição da massa de ar de admissão, Ladommatos (1997a) . Como nos casos das avaliações individuais do CO₂ e do vapor d'água, o efeito da diluição é o principal responsável pela redução do NO_x. A combinação do efeito térmico, predominantemente causado pela água, e do efeito químico causado pelo CO₂ somam uma pequena quantidade na redução total do NO_x.

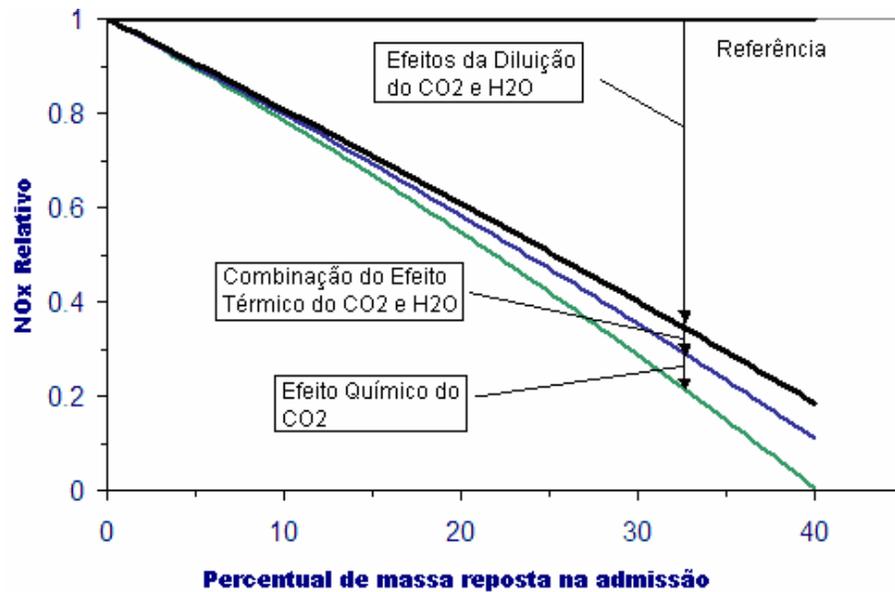


Figura 3.11 Efeitos da reposição mássica de ar de admissão por CO₂ e H₂O

A Figura 3.12 demonstra os efeitos do aumento da massa de gases admitida quando adicionado o CO₂ na admissão, Ladommatos (1997a). Neste caso, na situação inicial o motor está operando numa condição sem diluição do ar de admissão. Na segunda condição são mantidas a mesma massa de combustível de gases na admissão com a substituição parcial do oxigênio por CO₂, onde se observa a redução do NO_x pela ação combinada da diluição e dos efeitos químicos. Na terceira condição o motor está operando como na situação anterior, mantendo a concentração de oxigênio, para manter os efeitos da diluição. A massa de gases de admissão é acrescida em 10 % da condição inicial adicionando apenas o CO₂. Isto irá ocasionar o aumento do calor específico da mistura de admissão que conseqüentemente acaba reduzindo a formação do NO_x. O efeito químico para o aumento da massa ainda não é bem conhecido e pode ser diferente dos efeitos da substituição do oxigênio.

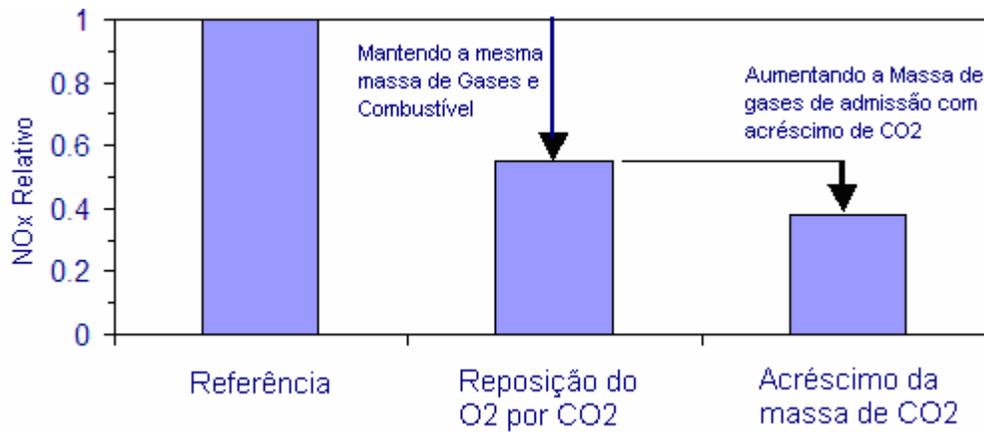


Figura 3.12 Efeitos do aumento da massa de gases admissão com adição do CO₂, Ladommatos (1997a)

Conforme mencionado anteriormente o principal efeito da diluição é o de reduzir a temperatura de chama e conseqüentemente as emissões de NO_x. Resultados do estudo realizado por Zhao (2000) demonstram os efeitos da temperatura de chama sobre a formação do NO_x. Pode-se observar a correlação entre o pico de temperatura de combustão e as emissões de NO_x quando alterada as concentrações de oxigênio presente na admissão através da adição dos gases não reagentes, Figura 3.13.

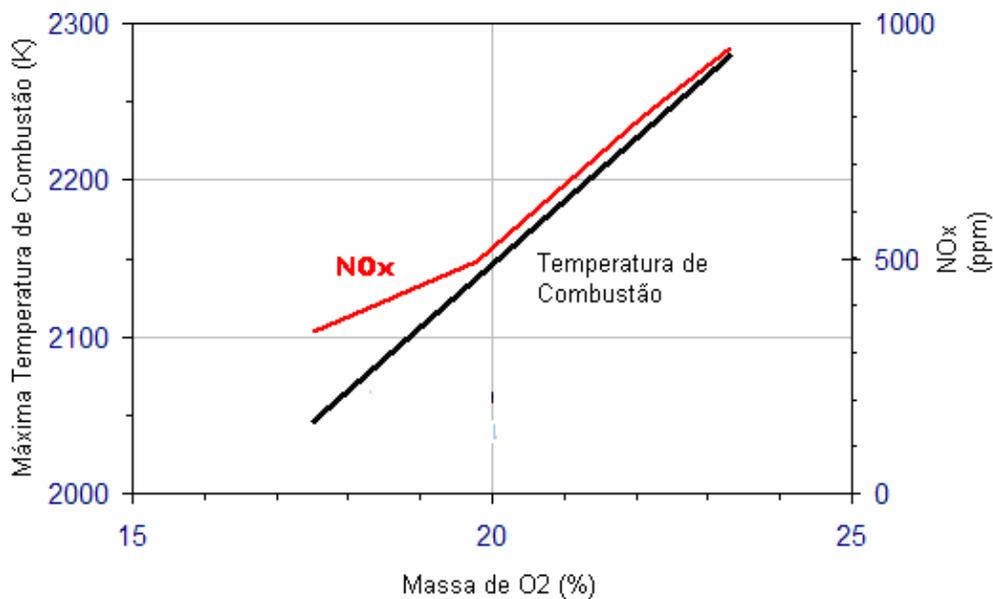


Figura 3.13 Correlação entre a formação do NO_x e o pico de temperatura de chama

Na Figura 3.14 pode-se observar a influência da temperatura de chama sobre a formação de NO_x , mantido constante o percentual de massa de oxigênio presente na admissão igual a 23,3%. Esta condição foi estimada por Heywood (1988), conforme a equação:

$$d[\text{NO}]/dt = [6 \cdot 10^{16}/T^{0.5}] \times \exp(-69090/T) \times [\text{O}_2]^{0.5} \times [\text{N}_2] \quad \text{Eq.3.2}$$

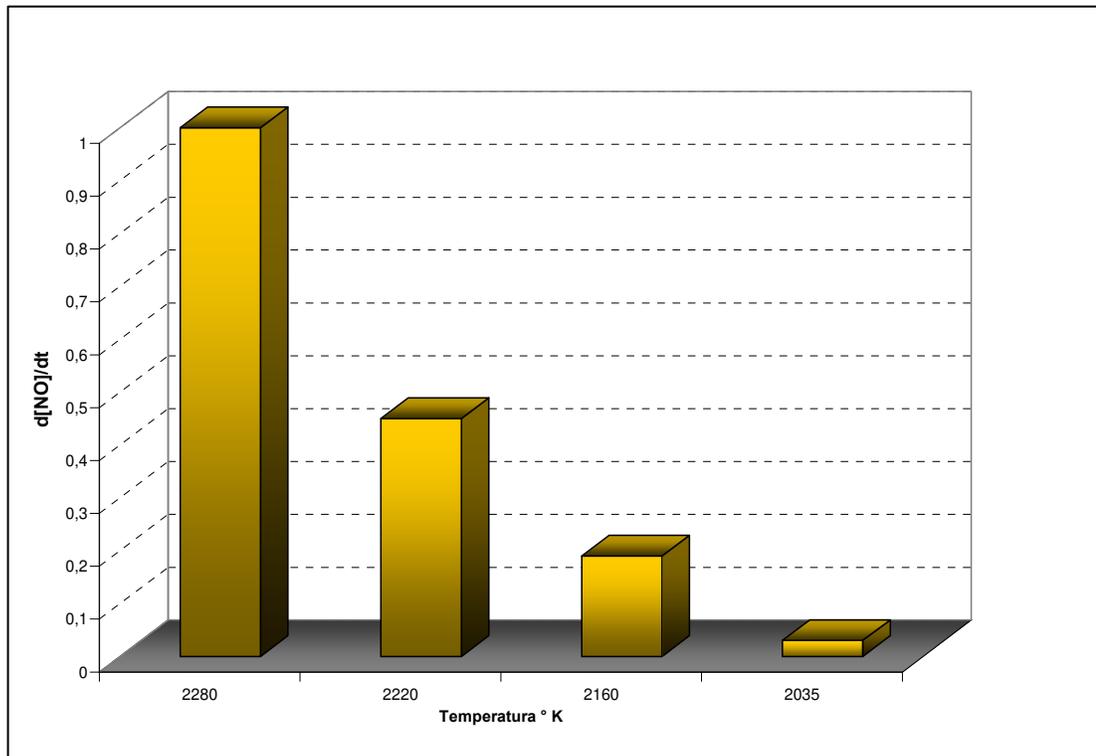


Figura 3.14 Taxa de formação do NO_x com concentração de O_2 constante = 23,3 % variando temperatura de combustão

Verifica-se que mantidas constantes a massa de combustível e de oxigênio a redução do NO_x provocada pela redução da temperatura foi de aproximadamente 98% quando reduzida a temperatura de 2280K para 2035K. A seguir, é avaliada a taxa de formação de NO_x quando reduzidos em conjunto a massa de oxigênio e a temperatura de pico da chama.

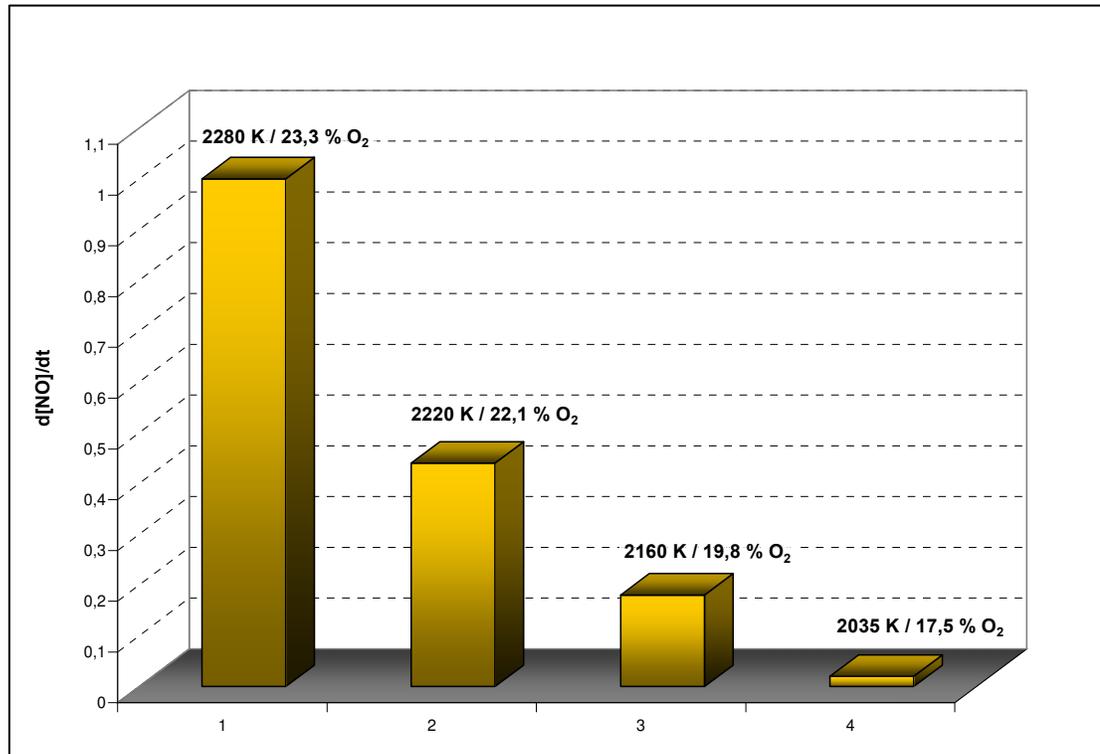


Figura 3.15 Taxa de formação do NO_x variando a temperatura de combustão e a concentração de oxigênio

Pode-se observar que os valores obtidos foram muito próximos aos obtidos quando reduzido apenas a temperatura de pico da chama. Neste caso através dos resultados apresentados verifica-se que as mudanças nas concentrações de oxigênio geram um impacto insignificante na quantidade de NO_x formado a partir dos processos de reações químicas. A Figura 3.16 mostra o impacto da alteração da massa de oxigênio presente na combustão quando mantida a temperatura de chama constante igual a 2280K.

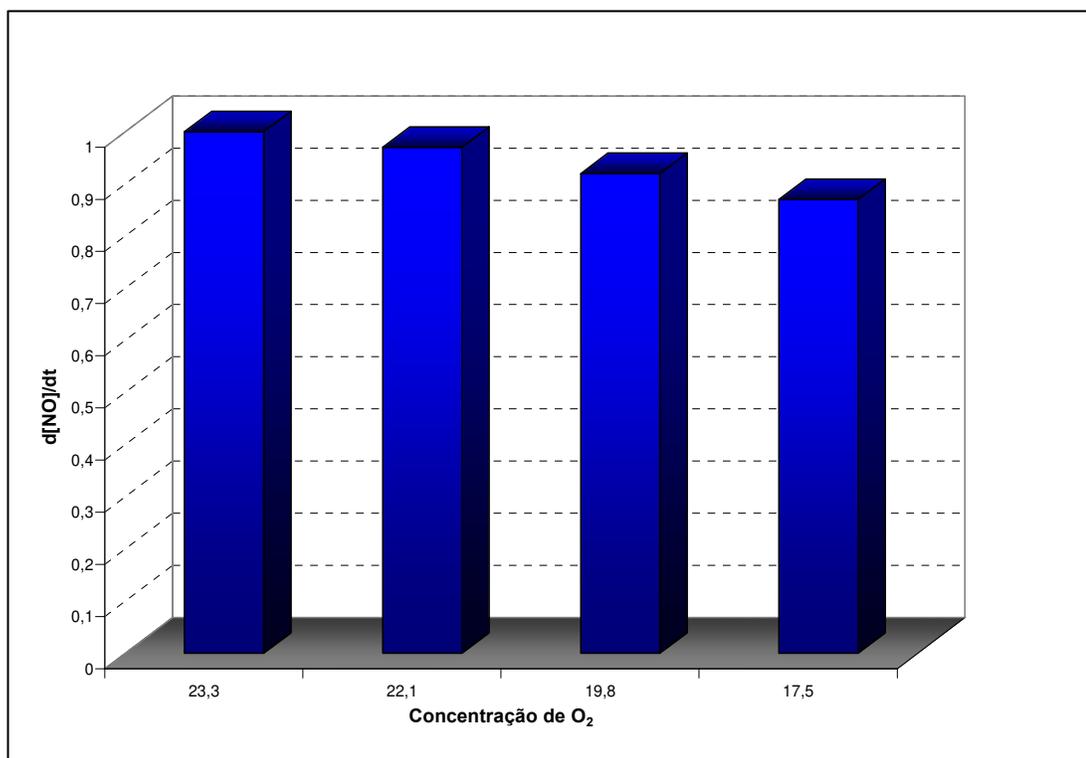


Figura 3.16 Taxa de formação do NO_x com temperatura de combustão constante = 2280 K variando a concentração de O_2

Pode-se notar que reduzido o percentual da massa de oxigênio na admissão de 23,3% para 17,5% reduziu a formação de NO_x em aproximadamente 13% demonstrando assim que o efeito de redução do pico da temperatura de combustão causada pela difusividade da chama, Figura 3.8, é o principal responsável pela redução da formação do NO_x .

Os efeitos da recirculação dos gases de escape, EGR, sobre a combustão, podem ser observados no estudo a seguir realizado por Jacobs et al. (2003) na Universidade de Michigan com um motor Detroit Diesel de 12,7 litros de capacidade volumétrica. O cabeçote deste motor foi instrumentado com o equipamento de vídeo VisioScope 513 D da AVL que em conjunto com o software Thermovision que por pirometria compara a intensidade da radiação emitida pela combustão tornando assim possível determinar sua temperatura. A seguir nas Figuras 3.17 e 3.18 pode-se observar como esse processo funciona.

Inicialmente na Figura 3.17 é possível observar o comportamento heterogêneo da combustão deste motor com o brilho mais intenso na região da chama. Nesta condição entre 60 a 70% da combustão foi queimada.



Figura 3.17 Imagem da combustão do motor Detroit Diesel a 1200 rpm com 30 % da carga

Na Figura 3.18 a seguir, pode-se observar o processo de análise por pirometria desenvolvido pela AVL.

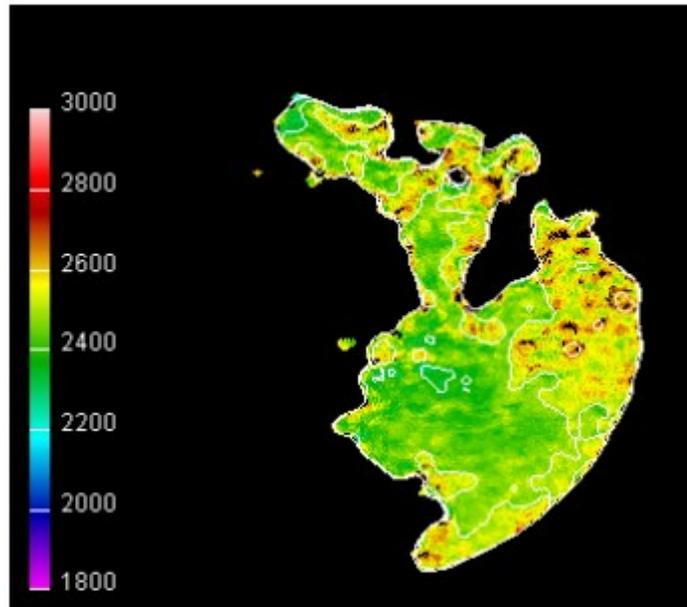


Figura 3.18 Análise da temperatura de combustão pelo método de comparação da intensidade da radiação emitida pela chama

Após o entendimento do processo, na Figura 3.19 é possível visualizar o comportamento da combustão quando alterada as condições de ponto de injeção e taxas de EGR. Cada imagem foi obtida com intervalo de 1 grau no ponto de injeção, variando de -1° Apms (Antes do Ponto Morto Superior) a 3° Dpms (Depois do Ponto Morto Superior) com taxas de EGR de 10%, 20% e 35%.

Comparando os resultados obtidos, podem-se observar claramente os efeitos da EGR sobre a temperatura de pico da chama. Como exemplo, o pico de temperatura obtida com a injeção realizada no ponto morto superior, 0° , sem EGR ficou em torno de 2700 K, com a recirculação de 20% dos gases de escape a temperatura alcançada foi de aproximadamente 2400 K. Ver Figura 3.19.

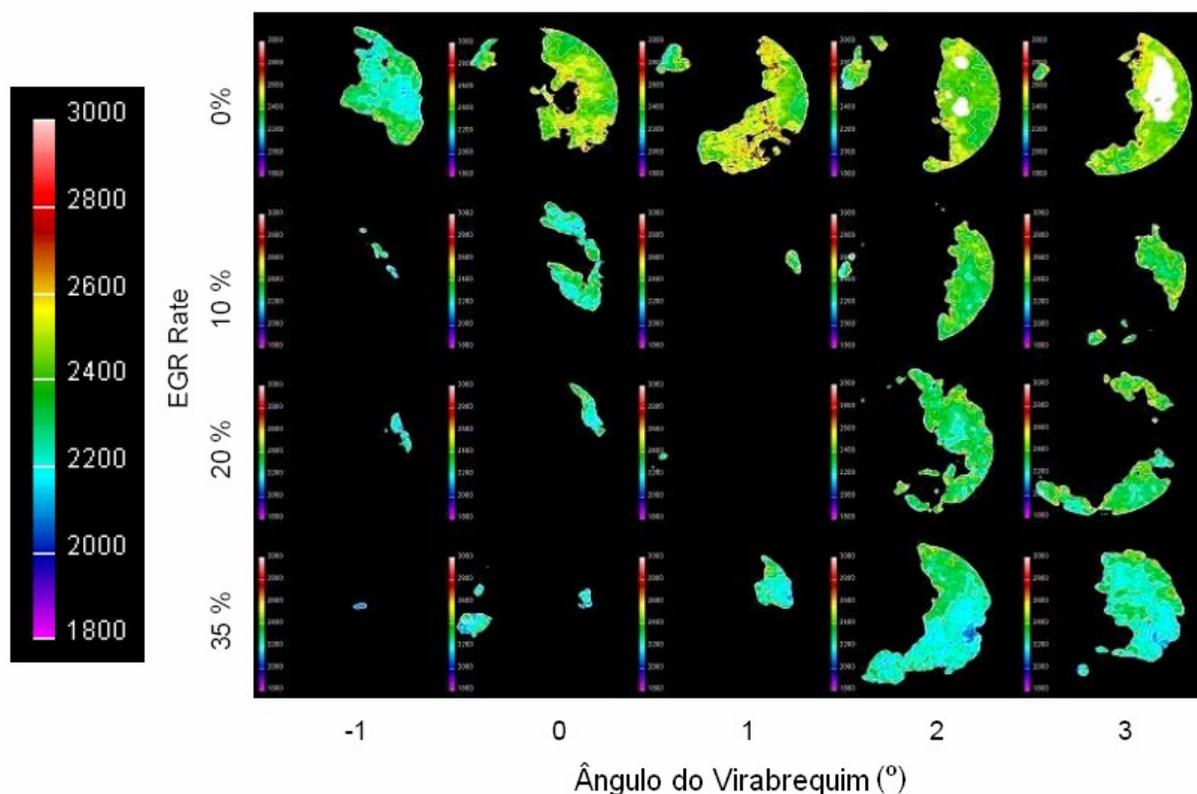


Figura 3.19 Temperatura de chama variando ponto de injeção e taxa de EGR – Motor Detroit Diesel a 1200 rpm, 50% carga

3.2.2 Outros efeitos do EGR sobre a combustão

Embora o sistema de EGR influencie diretamente sobre a combustão reduzindo a formação de NO_x , alguns efeitos indesejados são inevitáveis. Arcoumanis (1995), mostra que o aumento da taxa de EGR aumenta a formação do CO_2 e reduz as concentrações de O_2 , conforme mostra a Figura 3.20. O efeito indesejado desta situação é que a redução da massa de O_2 diminui a capacidade de oxidação do CO e do HC o que aumenta a concentração do material particulado contido no escape do motor.

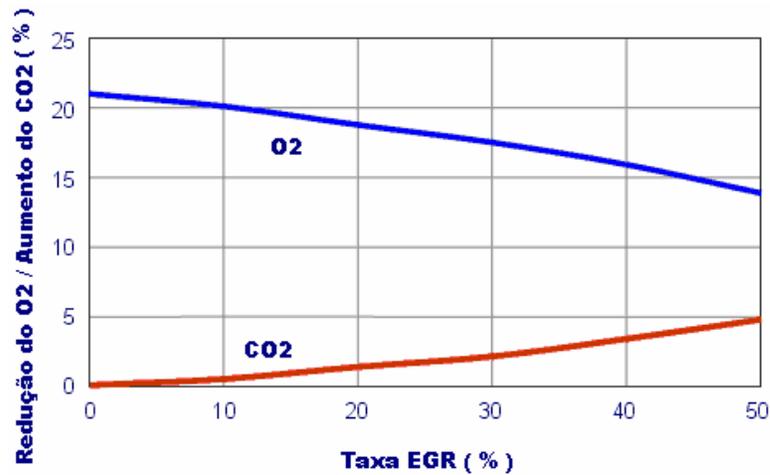


Figura 3.20 Efeitos da taxa de EGR sobre a formação de O₂ e CO₂

Outra característica é o incremento da temperatura do ar de admissão causada pela massa de gases recirculada, ilustrada na Figura 3.21. O principal efeito nocivo deste aumento de temperatura é a redução da densidade da massa de ar limpo admitido além da criação de pontos de calor dentro da câmara de combustão que fazem com que o ponto de auto-ignição do combustível seja atingido mais cedo, piorando o rendimento do motor, favorável apenas para a redução do NO_x.

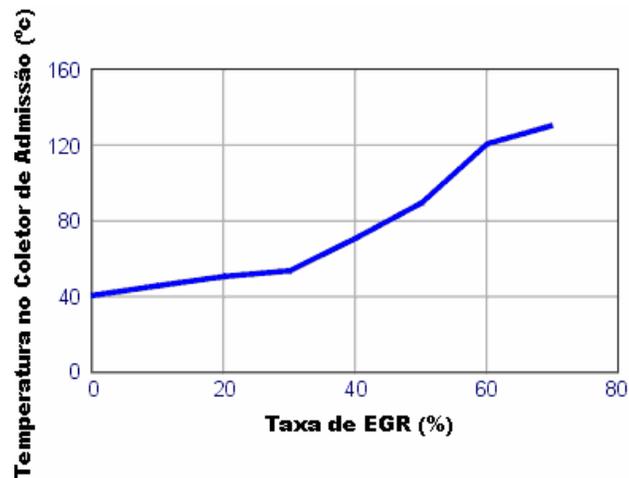


Figura 3.21 Efeitos da taxa de EGR sobre a temperatura dos gases de admissão

Uma estratégia para minimizar este efeito é a utilização de um resfriador de gases. Nas Figuras 3.22 a 3.24 é possível observar os efeitos na temperatura no coletor de admissão quando utilizado um sistema de EGR com e sem resfriador dos gases recirculados, na formação de NO_x e na formação de material particulado.

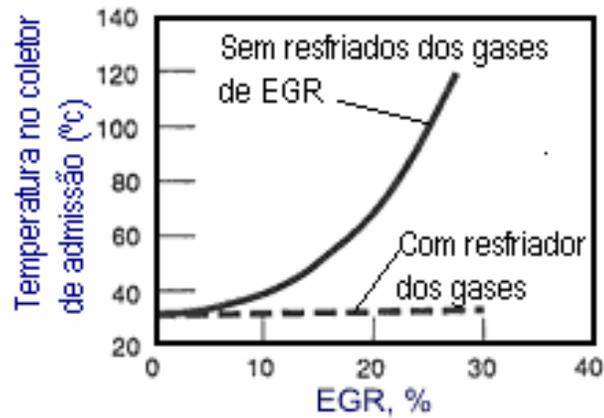


Figura 3.22 Efeitos do resfriador de EGR sobre a temperatura dos gases no coletor de admissão

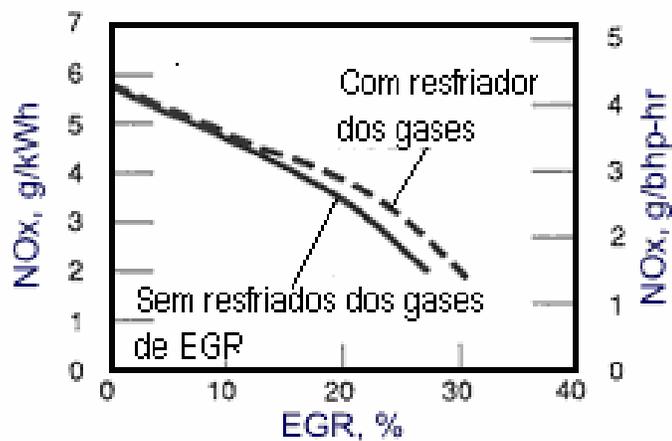


Figura 3.23 Efeitos do resfriador de EGR Sobre a formação do NO_x

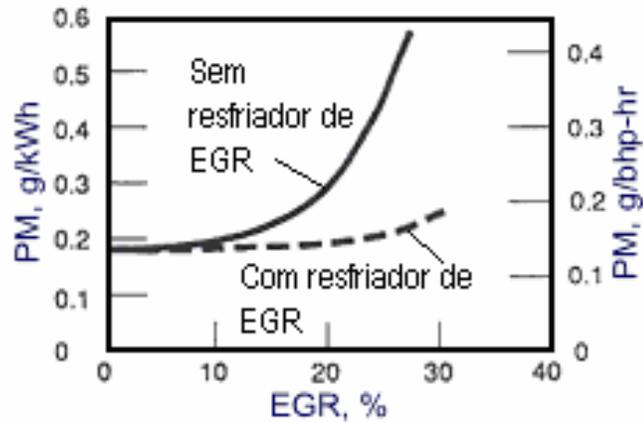


Figura 3.24 Efeitos do resfriador de EGR sobre a formação do material particulado

Na análise do material particulado com a utilização do sistema de EGR verificou-se, Khair (1997), que a emissão específica de material orgânico solúvel permaneceu constante indicando que o material insolúvel, principalmente composto por carbono é o principal responsável pelo incremento do material particulado. Estas partículas sólidas são extremamente prejudiciais para a vida útil do motor, pois em excesso contaminam o sistema de lubrificação e agem como material abrasivo desgastando as camisas dos pistões, anéis e demais partes moveis do motor.

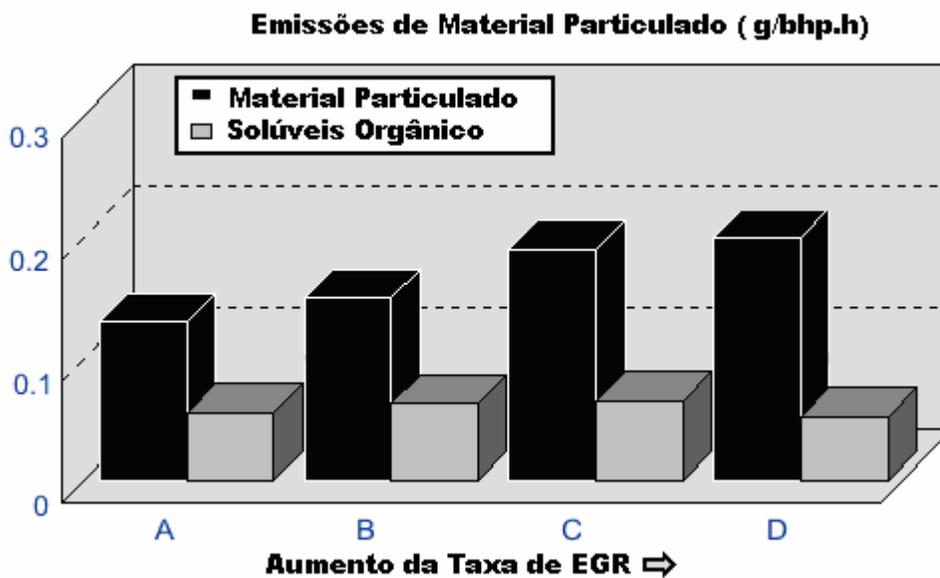


Figura 3.25 Efeitos da EGR sobre as emissões de material particulado

Na análise de formação do material particulado é possível observar que há uma tendência de comportamento da combustão, onde quanto menor for a quantidade de NO_x maior será a quantidade de material particulado produzido. Este comportamento se mantém com a utilização do sistema de EGR. Conforme estudo realizado por Wagner (2000) pode-se observar que altas taxas de EGR podem gerar a alteração da química no processo de combustão aumentando de forma abrupta as emissões de HC, que geram um incremento na formação do material particulado.

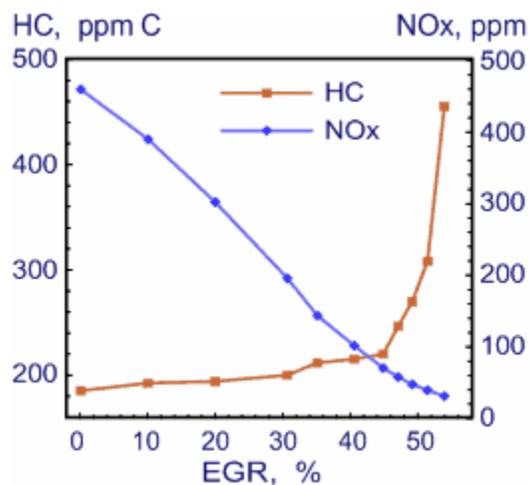


Figura 3.26 Emissões de HC em função da taxa de EGR

Neste caso, pode se observar que a partir de 45% de taxa de EGR existe uma mudança na combustão aumentando de forma muito rápida a formação de HC que comprovadamente participa nas emissões de material particulado através da Figura 3.27.

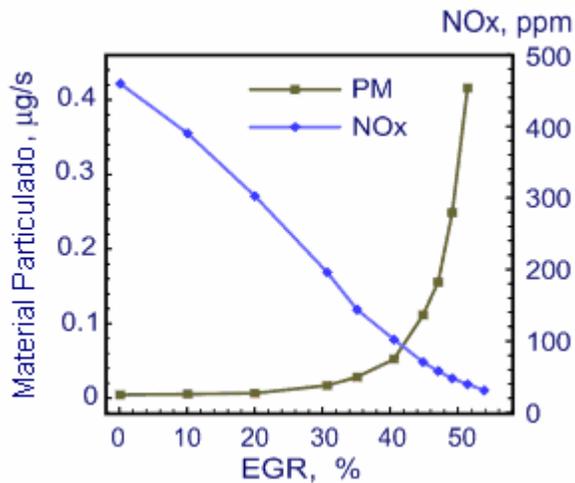


Figura 3.27 Processo de formação do material particulado a partir do incremento do HC

Neste mesmo estudo, conforme a Figura 3.28 a seguir, Wagner (2000) demonstrou que as mudanças nas taxas de EGR interferem no tamanho e na concentração das partículas que formam o material particulado.

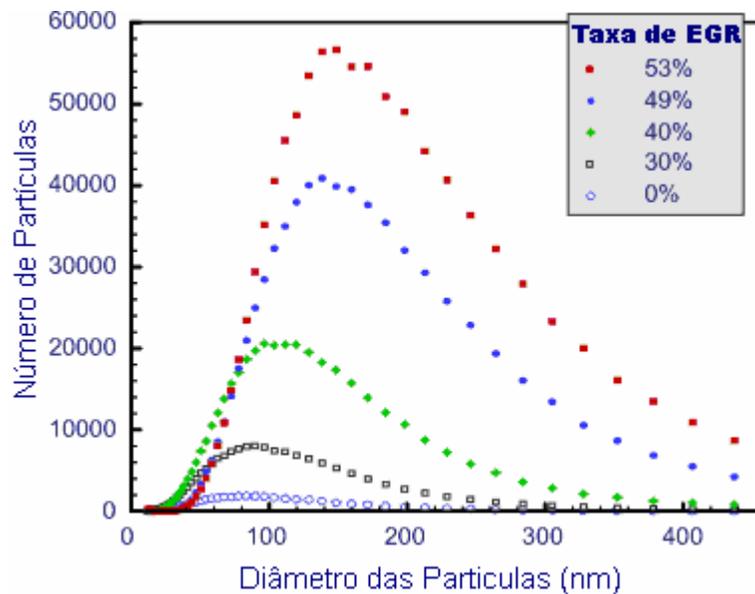


Figura 3.28 Distribuição do tamanho e número de partículas em função da taxa de EGR

Pode se observar na Figura 3.28 que quando mudada a taxa de EGR de 30% para 49% o número de partículas aumenta mais de 5 vezes e que quando a taxa passa de 40% para 49% o tamanho da partícula passa a ser até 3 vezes maior. A hipótese levantada por Wagner para explicar o aumento no tamanho da partícula se dá a partir da teoria que os núcleos das partículas formadas são re-introduzidas na câmara de combustão que em baixa temperatura favorece o aglomeramento entre eles formando grandes partículas.

3.2.3 Componentes do sistema de EGR

A eficiência dos primeiros sistemas de EGR era muito baixa por se tratar de um conjunto muito “pobre” com poucos recursos. Basicamente era composto por um orifício controlado com uma válvula solenóide que ligava ou desligava o sistema em poucas condições pré-determinadas, e esta configuração não permitia ao sistema a flexibilidade necessária no controle da taxa de EGR.

Sua aplicação era restrita devido ao rápido desgaste sofrido pelo sistema, causado pela formação de algumas substâncias ácidas como o H_2SO_4 , o qual era formado com a condensação da água resultante da combustão associado ao alto teor de enxofre presente nos combustíveis. Também ocorria a excessiva formação de “*fouling*”, causado pela queda abrupta da temperatura dos gases de escape, que se condensam e se juntam com o material particulado, formando uma substância que se impregna nas paredes interna dos resfriadores, prejudicando a troca térmica e levando à perda de eficiência do sistema. Graças ao desenvolvimento da engenharia dos materiais, aos processos de produção e a utilização de controladores eletrônicos e pneumáticos (Khair, 2007) hoje é possível se trabalhar com taxas de EGR acima de 30% com controles precisos sobre condições de uso e temperatura dos gases recirculados.

Os principais componentes do sistema de EGR são a válvula de controle de fluxo dos gases, o resfriador, o turbo compressor, a válvula de restrição (throttle) e misturador de EGR, dimensionados em função do fluxo dos gases recirculado e a aplicação para que se destina o motor. Por exemplo, aplicações industriais utilizam um sistema mais simples que os veiculares, pois normalmente trabalham sobre regimes constantes com poucas variações de rotação e carga. As principais funções destes componentes estão descritas abaixo:

- A válvula tem um papel principal de controle do fluxo dos gases recirculados, cujo dimensionamento correto é importante para que ela não seja pequena e se torne um limitante da vazão, gerando uma perda de carga excessiva para o sistema ou grande demais que tenha uma faixa de operação muito pequena já que uma mínima abertura pode ser excessiva para a passagem dos gases. A vazão de EGR pode ser calculada estimando a taxa necessária do gás recirculado e da vazão de ar do motor através da formula abaixo:

$$Vazão_{EGR} = \frac{Vazão_{de_{admissão}} \times \%EGR}{100} \quad \text{Eq. 3.3}$$

Os sistemas de controle das válvulas requerem estratégia de controle muito precisa seja para as condições de regimes constantes seja nos transitórios. Este fator é decisivo para que o motor possa atingir os baixos valores de emissões requisitados atualmente, estas válvulas possuem atuadores pneumáticos ou elétricos. Para o motor em estudo foi adotada uma estratégia tipo sistema fechado (*closed-loop*), onde existe uma válvula pneumática com controle eletrônico de posição e um medidor da vazão do ar de admissão para um controle mais preciso sobre a taxa de EGR.

- Resfriador: este é componente responsável por abaixar a temperatura dos gases de escape que irá ser misturado na admissão. Tem papel fundamental, pois quanto maior for sua capacidade de troca térmica, maior será a massa de gás recirculada. Nas aplicações tradicionais trata-se de um radiador ar/água, onde os gases do escape são refrigerados pela água do motor, em aplicações especiais em que se exige temperatura dos gases muito mais baixa um trocador ar/ar é utilizado após radiador ar/água. A Figura 3.29 o esquema de um resfriador de EGR contra-fluxo. As reduções da temperatura dos gases de escape são de aproximadamente 400 °C a 600 °C em condições de plena carga.

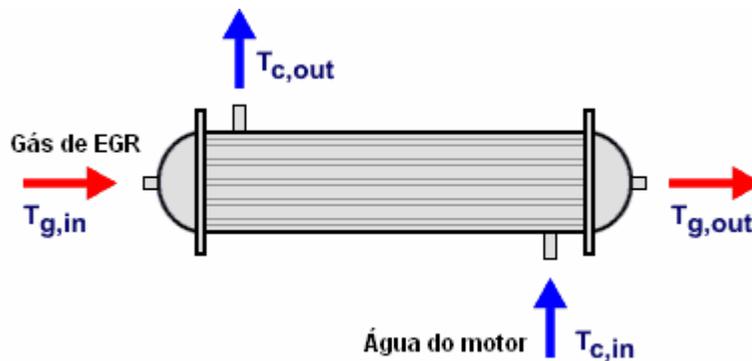


Figura 3.29 Esquema de um resfriador de EGR contra-fluxo

O cálculo de eficiência do resfriador pode ser obtido a partir de:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{MAX}} = \frac{(T_{G.IN} - T_{G.OUT})}{(T_{G.IN} - T_{C.IN})} \quad \text{Eq. 3.4}$$

Onde:

ε = Máxima Eficiência

Q = Máxima Quantidade de Calor Trocado Teórico.

Q_{max} = Máxima Quantidade de Calor Trocado Real.

$T_{G.IN}$ = Temperatura de Entrada dos Gases de EGR.

$T_{G.OUT}$ = Temperatura de Saída dos Gases de EGR do Resfriador.

$T_{C.IN}$ = Temperatura de Entrada da Água do Motor.

$T_{C.OUT}$ = Temperatura de Saída da Água do Motor.

Normalmente a temperatura dos gases após o resfriador deve estar entre 140° e 160 °C, pois muito abaixo disto existem dois grandes problemas que são uma grande condensação da água resultante da combustão que se associa aos outros gases do escape formando soluções ácidas como H_2SO_4 que é altamente corrosivo para os componentes motor e também a formação de “fouling”, causado pela queda abrupta da temperatura dos gases de escape. Uma formula empírica de cálculo desta resistência na troca térmica causada pelo *fouling* foi desenvolvida por Grillot (1997):

$$R = 1,094 \times C_{PART} \times V^{-1,14} ((T_G - T_S) / T_G)^{0,7} \quad \text{Eq.3.5}$$

Onde:

R = resistência do fouling, $\text{m}^2\text{K/W}$;

C_{part} = concentração de partículas, g/m^3 ;

V = velocidade do gás, m/s ;

T_g = temperatura do gás, K ;

T_s = temperatura da superfície, K ;

De acordo com esta teoria existem algumas medidas que podem minimizar a formação do depósito "fouling" como o aumento da velocidade dos gases e a melhora da combustão para reduzir a formação de material particulado.

- Turbocompressor: As aplicações de motores Diesel que utilizam sistema de EGR exigem do turbocompressor uma função que vai além de fornecer uma maior massa de ar para manter a condição de mistura pobre (ar/combustível > 1) Ele deve ser projetado para trabalhar com um diferencial de pressão sempre positivo entre turbina e compressor para que os gases de escape possam ser recirculados com mais facilidade. Quanto maior for a solicitação de se reduzir as emissões de NO_x maior deve ser o a relação de pressão escape/admissão.
- "Throttle valve", válvula borboleta: Este é o nome da válvula instalada no circuito de admissão com o objetivo de possibilitar o aumento da relação de pressão escape/admissão, proporcionando uma maior recirculação entre da massa de gases proveniente da combustão. É instalada após o resfriador do ar de admissão e antes do misturador de EGR. Sua aplicação é normalmente evitada já que as restrições causadas por ela impactam diretamente sobre o rendimento do motor.
- Misturador de EGR: este tem a tarefa de misturar os gases de escape com ar da admissão. A complexidade deste componente é que ele deve da forma menos restritiva possível e num pequeno trajeto fazer com que dois gases se misturem da forma mais homogênea possível. É de suma importância para evitar que a

combustão aconteça de forma diferente entre os cilindros, evitando assim que exista um cilindro com mais e outro menos concentração de EGR.

Todas estas tecnologias, são aplicadas pós-combustão ou na combustão, surgiram essencialmente a partir das preocupações dos seres humanos com a vida e o meio ambiente. Os órgãos governamentais assumem o papel de agente regulamentador e controlador quanto a emissão dos poluentes, impondo limites e métodos de controles para as indústrias de todos os segmentos. Os fabricantes de motores a combustão seguem um padrão específico para controle dos poluentes conforme as normas descritas a seguir.

3.3 Norma para controle das emissões

Atualmente são duas as principais normas que regulam os limites de emissões para motores a combustão no mundo. Para a comunidade europeia adotada a norma EURO e para os Estado Unidos a norma EPA do "*Environmental Protection Agency*".

No Brasil o órgão responsável pelo controle de emissões é o PROCONVE - Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (automóveis & comerciais leves). Estabelecido e regulamentado em 1986 pelo conselho nacional do meio ambiente - CONAMA através da resolução 18/86 e suportado pela lei 8.723/93, suas principais metas são:

- Redução da contaminação atmosférica através da fixação dos limites de emissão.
- Induzir o desenvolvimento tecnológico dos fabricantes em função do atendimento aos limites.
- Certificação de protótipos e acompanhamento estatístico em veículos de produção.
- Vincular a autorização do IBAMA (Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Renováveis) para o uso de combustíveis alternativos.
- Proibir a comercialização de modelos de veículos não homologados.

Os limites de emissões foram gradativamente sendo implementados e atendidos, através diferentes etapas de controle chamadas fases:

- FASE I

1988 iniciaram-se as medições dos gases do cárter.

1989 iniciaram-se as medições de gases do escape.

1990 iniciaram-se as medições de emissões evaporativas.

- FASE II

Passou a vigorar novos limites de emissões controlados a partir de 1992.

- FASE III

Passou a vigorar novos limites de emissões controlados a partir de 1997.

- FASE IV e FASE V

Estabelecidas em 2002 passando a vigorar novos limites a partir de 2004 e 2012 respectivamente.

A primeira norma brasileira de emissões para veículos automotores foi criada em 28 de outubro de 1993 (CONAMA 8/93) pelo IBAMA, órgão responsável pela criação das normas que equiparou os ensaios e os limites de certificação a norma europeia Euro. A norma vigente no Brasil atualmente é a CONAMA P-5 que entrou em vigor em 01 de janeiro de 2004 seguindo a *“Diretiva 1999/96 / CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 13 de dezembro de 1999, até publicação de Norma Brasileira equivalente; NBR 7027 – “Gás de escapamento emitido por motores Diesel – Determinação do teor de fuligem em regime constante – Método de ensaio”;* *NBR 13037 – “Gás de escapamento emitido por motor Diesel em aceleração livre* *“Ibama.gov.br, 01/07/2009”* para a realização dos ensaios com os limites de emissões estabelecidos pelo padrão Euro III.

Os ensaios de desempenho seguem a norma NBR 1585.

Os ensaios de emissões ESC (European Stationary Cycle) e transientes ETC (European Transient Cycle) e ELR (European Load Response) seguem a *“Diretiva de emissões 1999/96 CE”* através da norma NBR 15634.

Tabela 3.2 Limites de emissões para aplicações de motores Diesel no mercado brasileiro

- os valores da fase 1 não eram exigidos legalmente
 * - produzido conforme o limite
 a - deve ser multiplicado por 1,7 no caso de motores com potência inferior a 85 kW
 b - igual a 0.25 g/kWh para motores com cilindrada unitária superiores a 0.7 litros e rotação de potência superior a 3000 rpm

(1) em 1.1.2004 as montadoras devem atender 60% da produção anual de ônibus urbano e em 01/01/2005, 100% da produção anual de ônibus; neste caso a produção anual de veículos automotores Diesel de aplicação não urbana deve atender a 60% da produção.
 (2) em 1.1.2005 para micro-ônibus
 (3) em 1.1.2005 deve-se atender a 40% dos motores de aplicações pesadas, com a exceção de ônibus e micro-ônibus

(4) veículos com catalisadores ou filtro de particulado devem atender também ao ciclo de ETC.
 (6) para motores com cilindrada unitária inferior a 0.75 litros e rotação de potência superior a 3000 rpm

Limites de Emissões Padrão para Ônibus e Caminhões Diesel							
PROCONVE	ANO	APLICAÇÃO	NORMA EQUIVALENTE	CO	HC	NOx	PM
				g/kWh			
P-1	-	TODAS		14	3.5	18	
P-2	1993	TODAS	Euro 0	11.2	2.45	14.4	-
P-3	1994	ÔNIBUS URBANO	Euro 1*	4.9	1.23	9.0	-
	1996	TODAS	Euro 1*	4.9	1.23	9.0	0.4a
P-4	1998	ÔNIBUS URBANO	Euro 2	4.0	1.1	7.0	0.15b
	2000	TODAS	Euro 2	4.0	1.1	7.0	0.15b
P-5	1.1.2004 1,2,3,4	TODAS	Euro 3	2.1	0.66	5.0	0.10 ou 0.136
P-6	1.1.2010		Euro 4	1.5	0.46	3.5	0.02

A Figura 3.30 mostra a tendência de redução das emissões previstas pela norma Euro.

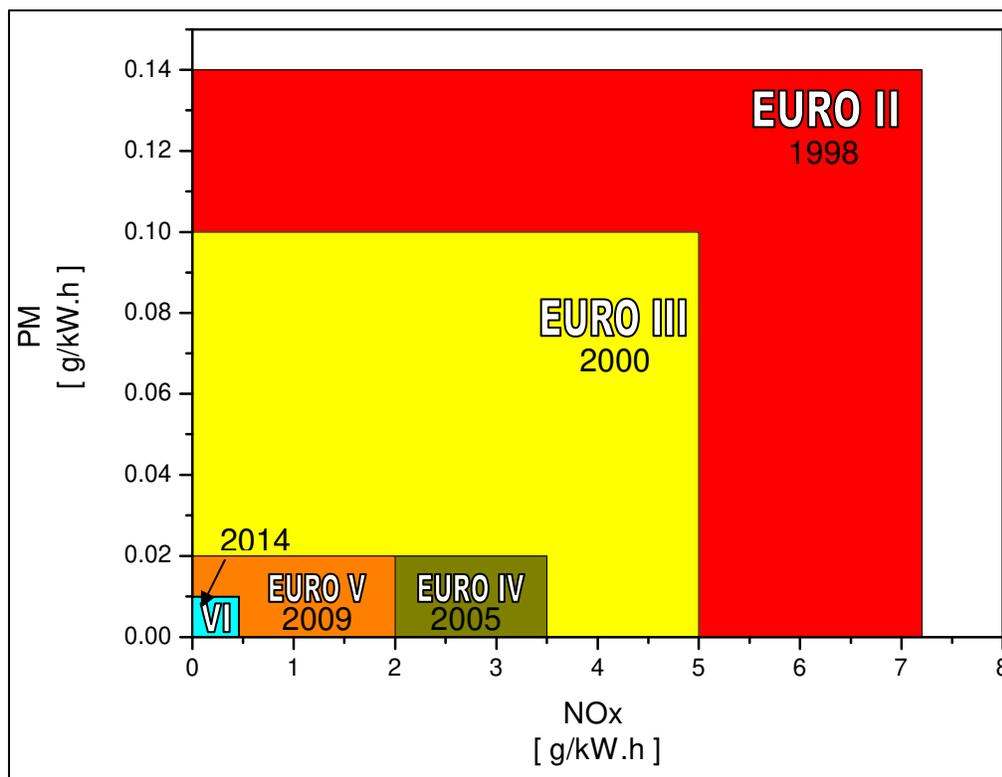


Figura 3.30 Tendência de emissões - norma europeia

3.3.1 Ensaios para controle das emissões

Em um ensaio para a homologação, atualmente o motor deve atender aos níveis de emissões demonstradas na Tabela 3.2, calculados a partir de medições realizadas em 13 pontos distintos conforme o ciclo de teste ESC (*European Stationary Cycle*) também conhecido como ciclo OICA/ACEA, introduzido no início do ano 2000 juntamente com os ciclos de testes ETC (*European Transient Cycle*) e ELR (*European Load Response*) na comunidade Européia. O ciclo estacionário ESC, em que o motor necessita passar por um tempo de estabilização para que a leitura dos gases contidos no fluxo de escape possa ser analisada, pode ser melhor entendido se observada a Tabela 3.3 que mostra as variações de rotações, cargas, fator peso e duração do ensaio de cada ponto do ciclo com o objetivo de no final calcular um único valor global de emissões para cada motor.

Tabela 3.3 Ciclo ESC de emissões

Modo	Rotação	% Carga	Fator peso, %	Duração
1	Marcha lenta	0	15	4 minutos
2	A	100	8	2 minutos
3	B	50	10	2 minutos
4	B	75	10	2 minutos
5	A	50	5	2 minutos
6	A	75	5	2 minutos
7	A	25	5	2 minutos
8	B	100	9	2 minutos
9	B	25	10	2 minutos
10	C	100	8	2 minutos
11	C	25	5	2 minutos
12	C	75	5	2 minutos
13	C	50	5	2 minutos

Como pode ser observado na Tabela 3.3 o ensaio se desenvolve em diferentes condições de rotações e cargas com um intervalo padrão de aquisição. Neste caso a obtenção das rotações A, B e C também são obtidas através das normas de emissões conforme os passos demonstrados a seguir seguindo a Figura 3.31.

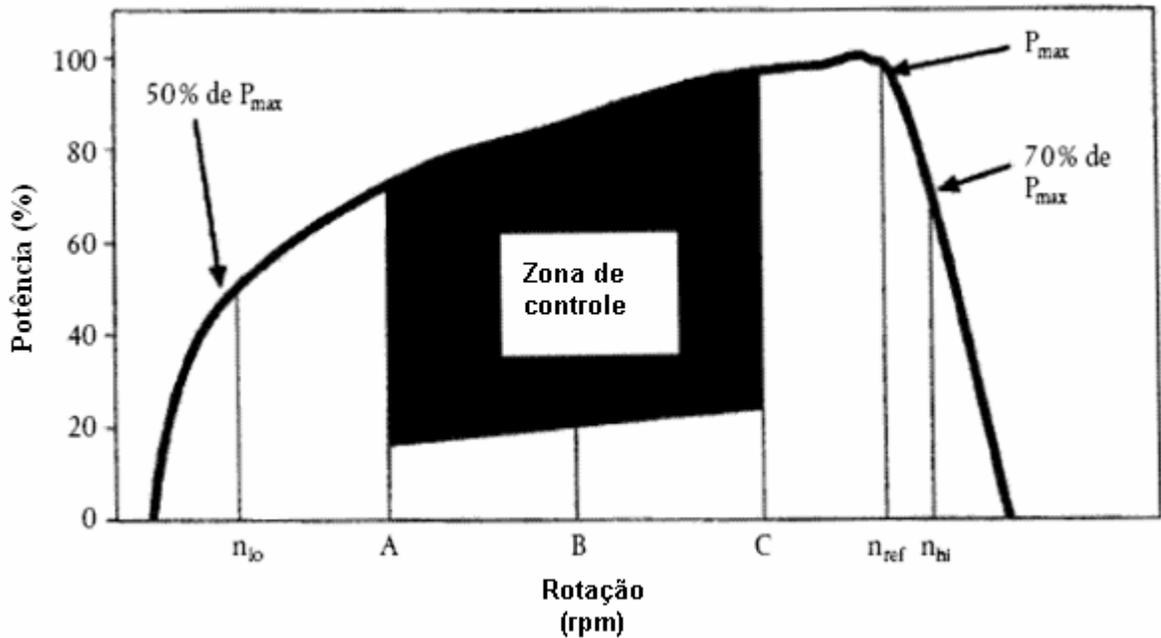


Figura 3.31 Definição das rotações A, B e C segundo a norma Euro

A rotação máxima (n_{hi}) a ser utilizada para os cálculos é aquela onde se atinge 70 % da potência líquida máxima do motor acima da rotação de potência. A rotação mínima (n_{lo}) é aquela onde se atinge 50 % da potência líquida máxima declarada abaixo da rotação de potência. As rotações A, B e C utilizadas durante os ensaios são então calculadas conforme as equações a seguir.

$$A = n_{lo} + 0,25 (n_{hi} - n_{lo})$$

$$B = n_{lo} + 0,50 (n_{hi} - n_{lo})$$

$$C = n_{lo} + 0,75 (n_{hi} - n_{lo})$$

Conforme Tabela 3.2 do ciclo ESC existe um fator de ponderação para o cálculo do valor final de emissões do motor. Esse fator foi criado após se observar as condições em que grande parte dos motores Diesel para aplicações pesadas mais funcionam, tornando assim mais severo os controles das emissões nestes pontos.

O ensaio do ciclo transiente ETC foi introduzido no ano de 2000, no processo de certificação da comunidade europeia apenas para veículos de passageiros e comerciais leves, a partir de 2004 essa exigência passou a ser adotada para todos os motores veiculares de aplicação

urbana. O ensaio foi desenvolvido pelo instituto alemão FIGE (FIGE relatório 104 05 316, Janeiro 1994) e depois adaptado para a norma Euro.

Basicamente este ensaio com duração de 1800 segundos é dividido igualmente em três etapas, ver Figura 3.32, ele propõe avaliar o motor sobre condições semelhantes a de uma aplicação veicular que passe por situações de funcionamento simulando uma rota urbana, rural e estradeira. No trecho urbano é como se o veículo realizasse freqüentes paradas, partidas e também operasse na condição de marcha-lenta, nesta fase o veículo deve atingir uma velocidade máxima de 50 km/h. No rural o veículo passa por uma fase inicial de aceleração e a velocidade do trecho deve ser mantida em 72 km/h. O ultimo estágio simula uma condição de estrada em que a velocidade média deve ser mantida em 88 km/h.

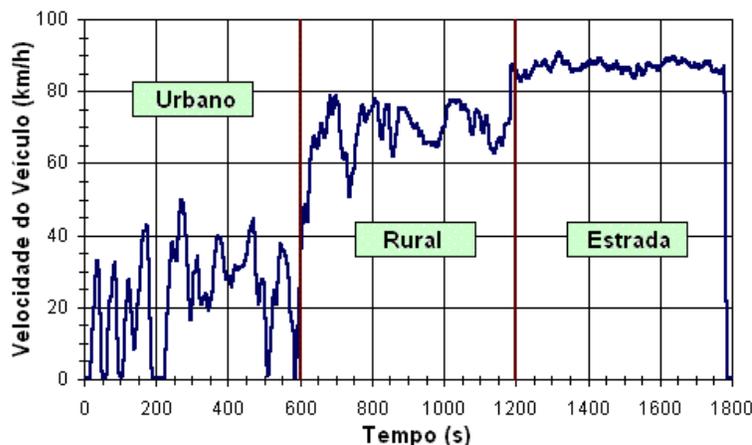


Figura 3.32 Ciclo transiente ETC

Já o ensaio de ELR foi desenvolvido com o objetivo de controlar uma característica mais marcante dos motores Diesel que é a fumaça negra emitida durante os intervalos de aceleração do motor. Dividido em quatro ciclos o ensaio se resume a medir o grau de enegrecimento dos gases da combustão através de uma sonda instalada na tubulação de escape do motor. As rotações utilizadas no ensaio são as mesmas das do ciclo ESC mais uma rotação aleatória escolhida a critério do órgão certificador entre as rotações A e C variando-se o torque do motor de 10 a 100% conforme Figura 3.33.

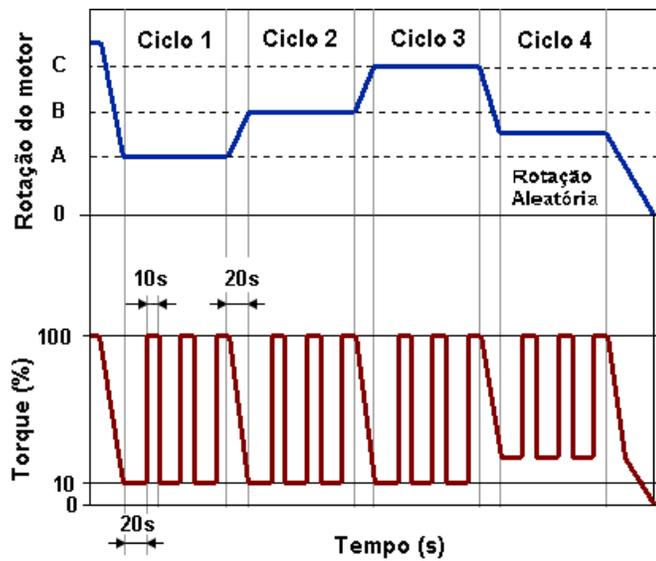


Figura 3.33 Ensaio de emissões ELR para medição do grau de enegrecimento da fumaça durante a fase de aceleração do motor com carga

Nesta secção foram descritas as principais técnicas de controle de poluentes. Foram apresentadas as normas regulamentadoras bem como os procedimentos nos testes para avaliação de emissões.

No próximo Capítulo serão descritos os métodos experimentais.

CAPÍTULO 4

MÉTODOS EXPERIMENTAIS

4.1 Introdução

Este capítulo apresenta a infra-estrutura, e a metodologia empregada para obtenção dos resultados do presente trabalho, seguida da descrição do motor e suas especificações, sendo por ultimo apresentada a metodologia e a as variáveis de controle para a realização dos ensaios.

4.2 Infra-estrutura

Para a realização deste estudo foi utilizada uma célula de dinamômetro que permite a realização de ensaios de desempenho e emissões, gerenciada pelo sistema Elipse que trabalha com taxa de aquisição de 1,0 Hz e que possui 24 canais de medição de temperatura, 12 canais de medição de pressão, 8 canais de entradas e 8 canais de saídas digitais, 8 canais de entradas e 4 canais de saídas analógicas e mais 4 canais de medição de frequência. Este sistema de automatização e gerenciamento também é interligado com os analisadores dos gases de escape, fumaça e de material particulado.

O gerenciamento do sistema de injeção do motor é feito através do software de calibração INCA versão 5.3 da ETAS.

4.2.1 Motor

O motor utilizado na bancada experimental é do tipo ignição por compressão, Diesel 4 tempos destinado a aplicações veiculares pesadas, caminhões e ônibus. A fabricante é a empresa MWM International Indústria de Motores América do Sul Ltda. Na Tabela 4.1 estão as principais

características do motor. Na Figura 4.2 mostra-se a curva de desempenho do motor com características típicas de uma aplicação veicular de uso urbano, tipo ônibus e caminhões, com um grande patamar de torque que vai de 1200 a 1600 rpm. Isso é estrategicamente utilizado para veículos que trafegam em baixas velocidades possam ter muita força em menores rotações, favorecendo assim o consumo de combustível.



Figura 4.1 Instalação do motor

Tabela 4.1 Descrição do motor

Número e arranjo dos cilindros	4 em linha.
Cabeçote	Individual 4 válvulas por cilindro.
Diâmetro do Cilindro	105 mm.
Curso do Pistão	137,0 mm.
Ordem de ignição	1-4-3-2.
Capacidade volumétrica	4748 cm ³ .
Taxa de compressão	16,8
Rotação de marcha lenta	800 ± 100 min ⁻¹ .
Máxima rotação governada	2550 min ⁻¹
Máxima potência	149 kW a 2200 min ⁻¹ .
Máximo torque	720 Nm de 1200 a 1600 min ⁻¹ .
Combustível	Óleo Diesel.
Sistema de arrefecimento	60% água + 40% Etileno Glicol.

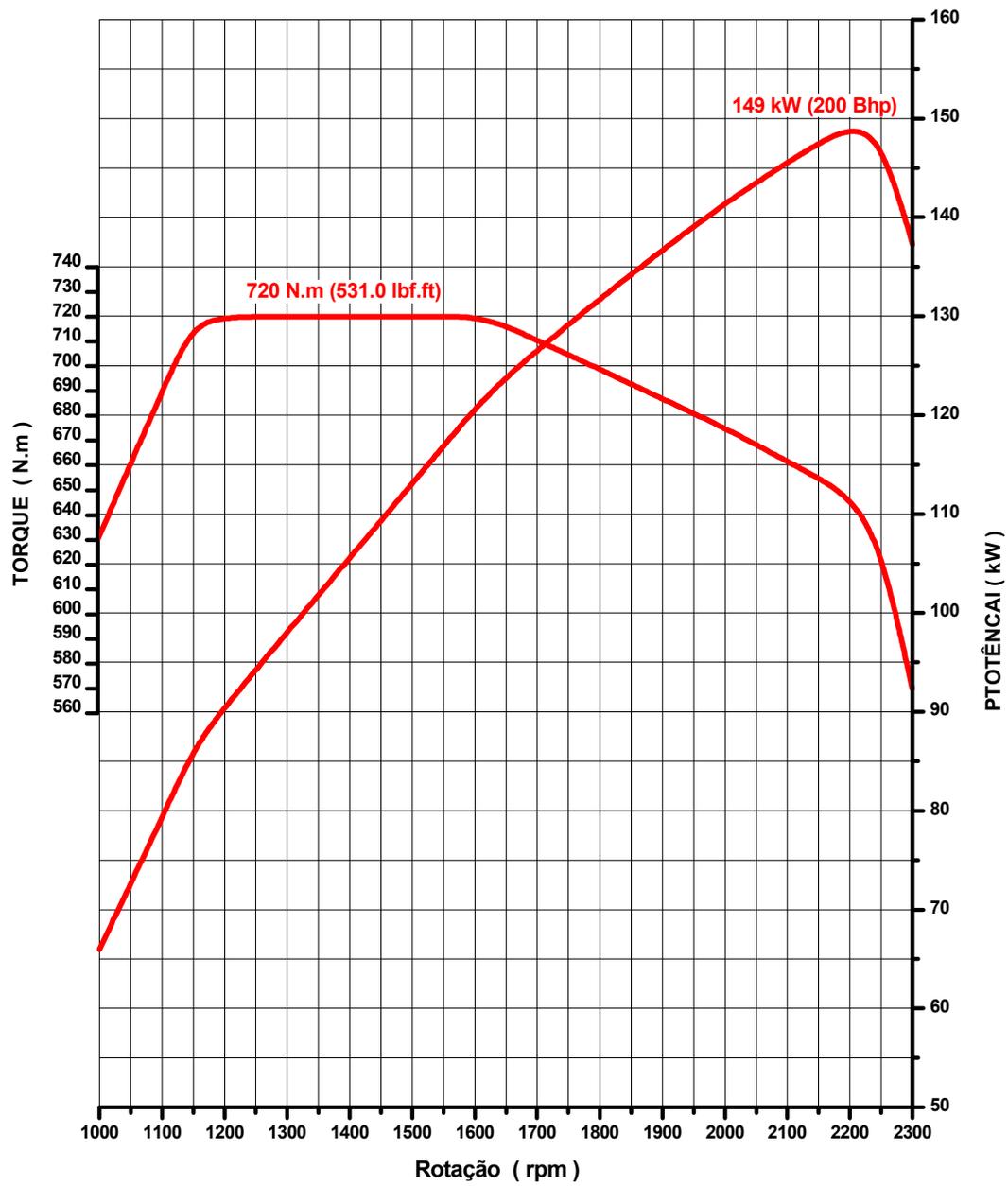


Figura 4.2 Curva de desempenho do motor

4.2.2 Dinamômetro

O dinamômetro utilizado neste estudo foi um Schenck modelo W230, refrigerado a água que funciona pelo princípio de corrente Foucault, com capacidade de 230 kW de potência, com precisão de +/- 1 kgf.

4.2.3 Combustível

O Diesel combustível utilizado nos ensaios atende as especificações prescritas pelo Conama fase VI, equivalente a norma europeia Euro IV, onde os valores de enxofre devem ser inferiores a 50ppm. No Anexo I as respectivas Tabelas de especificação do combustível.

4.2.4 Medição do material particulado

A medição do material particulado foi realizada com o equipamento fabricado pela AVL, o SMART-Sampler PC . O medidor de material particulado é um sistema de medição por gravidade dos particulados diluídos, que coleta a amostra em um túnel de fluxo parcial. Do fluxo total de gases, somente uma pequena parcela é coletada em um pequeno túnel e diluída com ar, condicionado internamente pelo sistema. Após a diluição no túnel, o gás passa pelo filtro que coleta a amostra. Ao final do teste o filtro é pesado e a massa de particulado é obtida.

4.2.5 Medição da fumaça

O equipamento utilizado para a medição da fumaça é o medidor óptico da AVL, Smoke Meter 415 S, que mede o grau de enegrecimento dos gases provenientes da combustão. Seu processo de funcionamento se baseia na comparação óptica, onde parte do fluxo de escape passa por um filtro de papel branco que posteriormente é avaliado por um conjunto emissor/receptor de luz que determina o grau de enegrecimento do filtro.

4.2.6 Bancada para medição de emissões gasosas

As medições das concentrações de HC, CO, NO_x e demais gases encontrados no fluxo de escape foram medidos com a bancada Horiba modelo MEXA 7.100. Esta bancada é capaz de medir os seguintes componentes THC, CO, CO₂, O₂, NO/NO_x, HC, N₂O, SO₂, CH₄. Para tal são utilizados os métodos AIA (analisador de infravermelho não dispersivo), MPA (analisador magneto-pneumático), CLA (analisador com foto-diodo) e o FIA (chama de ionização).

O método chamado de infravermelho não dispersivo (*non-dispersive infrared detector*) é utilizado para medir a concentração de CO₂ e CO. Neste método, a fonte de luz emite uma radiação infravermelha que passa através da célula de amostra e da célula de referência. Essa radiação (luz) infravermelha é modulada pelo "*chopper*" rotativo, e detectado pela célula detectora. Se a radiação infravermelha que passa pela célula de amostra for absorvida pela amostra do gás, ocorrerá a diminuição da quantidade de radiação que atinge a célula. Essa diferença na intensidade da radiação é comparada com a fonte de luz de referência. O resultado dessa diferença equivale à concentração do componente. A série 7.000 dos analisadores AIA utiliza um "*chopper motor*" de 10 Hz para aumentar a precisão do detector. Já o analisador MPA mede a concentração de oxigênio nos gases de escape e do ar ambiente. O princípio de medição é baseado na propriedade de para-magnetismo do oxigênio. Para medir o oxigênio contido na amostra, esta passa por um canal de nitrogênio que passa por um campo magnético alternado. A pressão entre os dois discos detectores varia dependendo do O₂ presente na amostra. Essa variação é proporcional à quantidade de O₂ presente na amostra. A Tabela 4.2 traz as características do analisador de CO AIA-721 e analisador de O₂ utilizados neste trabalho.

Tabela 4.2 Características dos analisadores de CO (AIA-721) e O₂ (MPA 720)

Faixa	CO 50 a 5000 ppm	O ₂ 1 a 25 % vol
Repetibilidade (zero)	< +/- 0,5 % FS	< +/- 0,5 % FS
Repetibilidade (span)	< +/- 0,5 % FS	< +/- 0,5 % FS
Drift (zero)	(>100 ppm) < 1%FS/24h (50-100 ppm) < +/- 2%FS/24h	< +/- 1 % FS/24h
Drift (span)	(>=50ppm) < +/- 2% RS	< +/- 1 % FS/24h
Ruído	< +/- 1 % FS	(< 5 vol %) < +/- 2% FS (>= 5vol%) < +/- 1% FS
Linearidade	< +/- 1 % FS ou < +/- 2%RS	< +/- 1 % FS ou < +/- 2%RS
T90	(< 100 ppm) < 3 segundos (> 100 ppm) < 2 segundos	(< 5%) < 2,0 segundos (>=5%) < 1,5 segundos
Vazão da amostra	3 l/min	0, 7 l/min

O método CLA utiliza um foto-diodo para detectar o óxido nítrico (NO). O foto-diodo absorve a reação que ocorre entre o NO e o O₃. Essa reação emite uma luz. O número de fótons emitidos é proporcional à concentração de NO presente na amostra. Para detectar o NO_x, a amostra é encaminhada para o conversor, onde o NO_x é convertido em NO. Já o FIA é um analisador de hidrocarbonetos que analisa os gases por meio da chama de ionização. É designado para realizar ininterruptamente a medição da concentração de hidrocarbonetos presentes nos gases de escape. O método tem sido utilizado, em particular, para medições em gases dos motores a óleo diesel, em que os hidrocarbonetos são condensados e absorvidos em temperaturas atmosféricas normais. Isto é possível, mantendo-se a linha de amostra e a unidade de detecção em temperaturas elevadas (191 °C +/- 6 °C). A medição do total de hidrocarbonetos é feita passando a amostra de gás na chama de hidrogênio. Os hidrocarbonetos presentes na amostra produzem uma corrente de ionização, a qual é proporcional ao total de átomos de carbono presentes na amostra. A quantidade de hidrocarbonetos na amostra é expressa em ppm-C. Baseia-se na teoria

de que a molécula de propano (C_3H_8) produzirá uma resposta três vezes maior que uma única molécula de carbono, como por exemplo, o CH_4 . A Tabela 4.3 mostra as características do analisador CLA-720A, utilizado neste trabalho.

Tabela 4.3 Características dos analisadores de NO/NO_x (CLA-720A) e HC(FIA 720)

Faixa	NO/NO _x 10 a 500 ppm 1000 a 10000 ppm	HC 20 a 20000 ppm
Repetibilidade (zero)	< +/- 0,5 % FS	< +/- 0,5 % FS
Repetibilidade (span)	< +/- 0,5 % FS	< +/- 0,5 % RS
Drift (zero)	< +/- 1 % FS/24h	< +/- 1 % FS/24h
Drift (span)	< +/- 1 % FS/24h	< +/- 1 % FS/24h
Ruído	< +/- 2 % FS	< +/- 1 % FS
Linearidade	< +/- 1 % FS ou < +/- 2%RS	< +/- 1 % FS ou < +/- 2%RS
T90	NO: entre 2,5 segundos NO _x : 3 segundos (< 50 ppm) NO: entre 2,0 segundos NO _x : 2,5 segundos (>= 50 ppm)	< 1,5 segundos
Vazão da amostra	0,5 l/min	0, 5 l/min
Interferência (CO ₂) 16%	- 3,00 %	-

4.3 Metodologia

A presente metodologia está fundamentada no estudo da combustão do motor Diesel, cujo objetivo principal é atender aos limites de emissões da norma EURO VI prevista para entrar em vigor na comunidade europeia em 2014. Os níveis de emissões específicas de Óxidos de Nitrogênio ($NO + NO_2 = NO_x$) deverão estar abaixo de 0,5 g/kW.h. Para tal, serão realizados ensaios que permitirão avaliar o comportamento da combustão do Diesel em um ambiente a alta pressão com injeção de combustível acima de 2000 bar, utilizando a tecnologia de recirculação parcial dos gases de escape, conhecida como EGR (*Exhaust Gas Recirculation*). Os ensaios

serão realizados com o motor ACTEON que possui 4 cilindros e atualmente atende a norma de emissões EURO III vigente no Brasil desde 2004, sendo as emissões específicas de NO_x iguais a 5,0 g/kW.h.

A técnica utilizada para elaboração dos ensaios e avaliação dos resultados se baseia nos estudos estatísticos com a análise de superfície de resposta, processo conhecido como DoE (*Design of Experiments*) ou Projeto de Experimentos.

4.3.1. DoE-*Design of Experiment* (Planejamento de Experimentos)

Os primeiros conceitos de planejamento de experimentos foram aplicados na agricultura em 1920 na Inglaterra. Na indústria sua aplicação teve início em 1930 com o desenvolvimento da metodologia de superfície de resposta, mas foi em 1970 com as técnicas desenvolvidas pelo engenheiro e estatístico Genichi Taguchi que o conceito de utilização da estatística para a melhoria da qualidade do produto teve sua maior expansão.

DoE de fato é um conjunto de técnicas que permitem ao experimentador avaliar o comportamento de um sistema ou processo quando são realizadas modificações propositais nas variáveis de entrada de um ensaio de forma que seja possível observar e identificar as conseqüências destas alterações com o objetivo de achar o ponto de máximo rendimento para dois fatores significativos através da análise dos gráficos de superfície.

O processo de DoE segue algumas etapas, a saber:

- Definição do objetivo.
- Definição dos Fatores de controle X , podendo eles serão fixos ou variáveis. Fatores fixos são aqueles que exercem influencia no resultado devendo ser controlados na realização de todo o experimento, sem que haja nenhuma variação. Variáveis são aqueles que devem ser alterados durante um experimento de forma controlada através da definição de níveis, superior e inferior com o objetivo de se avaliar seu impacto sobre a variável de resposta. Os fatores podem ser quantitativos ou qualitativos dependendo da sua origem. Exemplo, grandezas como pressão e início de injeção de combustível são fatores quantitativos, já tipos do pistão ou turbo compressor são qualitativos.

- Variáveis Ruído Z, durante a realização do ensaio existem variáveis que dificilmente são controladas pelo pesquisador, essas variáveis recebem o nome de variável ruído. Elas tem como características a capacidade de afetar a variável de resposta, mas ainda assim não entram como fator. Seus efeitos podem ser minimizados mantendo os constates durante a realização dos ensaios ou levando em conta seus efeitos durante a análise das variáveis de resposta, como exemplo há a temperatura e umidade do ar de admissão.
- Variáveis de Respostas Y.

Os três princípios básicos para o Planejamento de Experimentos são: aleatoriedade, réplica e blocos. A aleatoriedade é importante para garantir que os ensaios sejam realizados de forma aleatória, não seguindo uma seqüência pré-determinada, evitando desta forma os vícios do processo ou sistema. A réplica é diferente de repetição, pois a repetição ocorre normalmente em seqüência, ou seja, as medições ocorrem uma logo após a outra, já a replica acontece em intervalos não regulares, isto é importante para estimar o erro experimental, com ela é possível determinar se a diferença observada é função de uma diferença estatística ou de um ruído de medição. As replicas refletem as fontes de variação tanto entre as diversas combinações de um experimento quanto entre elas mesmas. Blocos é a técnica de Planejamento de Experimentos utilizada para aumentar a precisão entre os ensaios realizados variando os fatores de interesse. Normalmente são utilizados para reduzir ou eliminar a variabilidade transmitida por fatores que podem influenciar as variáveis de resposta de uma maneira não desejada, como o exemplo das variáveis ruído.

A Figura 4.3 mostra o diagrama básico de um DoE.

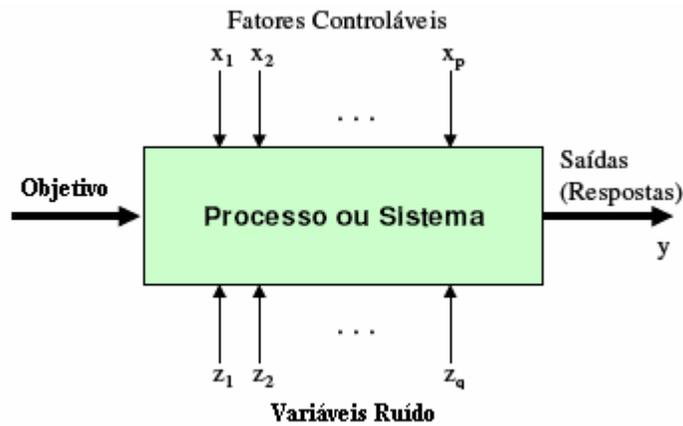


Figura 4.3 Estrutura do DoE

Adicionalmente serão utilizados os softwares Minitab 15 Statistical Software English, para a geração das matrizes de ensaios, e o Calgen, para a criação dos gráficos de superfície e análise dos resultados.

4.3.2 Realização do ensaio

Especificamente, a seqüência de ensaios envolve as seguintes etapas:

1. Definição das condições de realização dos ensaios, utilizando para isso a ferramenta de estatística DoE .
2. Avaliação do desempenho, emissões gasosas e material particulado, através da realização dos ensaios de bancada com as condições definidas anteriormente com a técnica de DoE.
3. Análise dos resultados.

No próximo Capítulo serão detalhadas as configurações de ensaios bem como análise de resultados

CAPITULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste Capítulo serão apresentados os resultados e discussões envolvendo cada uma das Configurações testadas. Parte-se de um motor com sua configuração básica, algumas itens mantidos constantes. A estratégia adotada foi realizar modificações no motor básico e avaliar o resultado desta ação para planejar a reação na Configuração seguinte. Foram testadas 3 Configurações (Proposta 1, Proposta 2 e Proposta 3).

Para todas as Configurações foram realizados ensaios apenas no ponto 2 do ciclo ESC (descrito na Secção 3.3.2) na rotação de 1380 rpm com 100% da carga.

Houve modificações realizadas em etapas, onde foram alterados o Turbo compressor, o Resfriador dos Gases de EGR e o Fluxo Hidráulico dos injetores. A descrição de cada uma destas alterações será esclarecida na respectiva seção a seguir.

5.1 Motor - Configuração básica

Em razão dos interesses do presente trabalho, os componentes que chamados de motor básico serão mantidos do primeiro ao ultimo ensaio, sendo eles:

- Cabeçotes, mantendo os mesmos coeficientes de vazão e swirl.
- Bloco do motor.
- Camisas, sem alteração dos processos de brunimento.
- Pistões, não variando taxa de compressão e geometria da câmara de combustão.
- Coletores de Admissão e Escape.
- Sistema de injeção Bosch Common Rail composto pelos sensores de pressão e temperatura do ar de admissão, pressão do óleo lubrificante, pressão do

combustível, temperatura d'água do motor, vazão do ar de admissão, ECU(Electronic Unit Control), bomba de alta pressão e o rail.

5.2 Parâmetros avaliados

Os principais parâmetros avaliados nos ensaios de emissões, bem como os equipamentos utilizados, encontram-se listados nas Tabelas 5.1 a 5.3.

Tabela 5.1 Canais de aquisição de carga e rotação

POTÊNCIA e TORQUE			
CANAL DE LEITURA	UNIDADE	DEFINIÇÃO	INSTRUMENTAÇÃO
Rotação	rpm	-	sensor magnetico com roda de pulsos
Carga do Dinamômetro	kgf	-	celula de carga
Torque Obs.	N	torque observado	aquisição do banco de ensaio
Potencia Obs.	kW	potência obserada	aquisição do banco de ensaio
C. E.C. Obs.	g/kW.h	Consumo Especifico de combustível	balança
Débito	mm ³ /inj	quantidade total de combustível injetada por injeção	calculado
Fator Correção. NBR ISO 1585		-	calculado
Torque Corr.	N	torque observado x fator de correção	calculado
Potência Corr.	kW	Potência obserada x fator de correção	calculado
PME Corr.	bar	Pressão Média Efetiva x fator de correção	calculado
C.E.C. Corr.	g/kW.h	Consumo Especifico de combustível x fator de correção	calculado

Tabela 5.2 Canais de aquisição das pressões

PRESSÕES			
CANAL DE LEITURA	UNIDADE	DEFINIÇÃO	INSTRUMENTAÇÃO
Pressão atmosférica	bar	-	transdutor de pressão
Pressão de óleo	kg/cm ²	-	transdutor de pressão
P1	mbar	restrição de admissão	transdutor de pressão
P21	bar	pressão do ar de admissão após o compressor/antes do resfriador	transdutor de pressão
Interstage press in	bar	Pressão de entrada do ar no segundo estágio do compressor	transdutor de pressão
Interstage press out	bar	Pressão de saída do ar no segundo estágio do compressor / antes do resfriador	transdutor de pressão
P22	bar	Pressão de saída do ar no segundo estágio do compressor / após o resfriador	transdutor de pressão
Pressão coletor de admissão	bar	Pressão no coletor de admissão / após mistura EGR	Transdutor de pressão
P3	bar	Pressão dos gases de escape no coletor antes da turbina	Transdutor de pressão
P4	mbar	Pressão dos gases de escape no coletor após a turbina	Transdutor de pressão
EGR cooler gas in	bar	Pressão de entrada dos gases de escape no resfriador de EGR	transdutor de pressão
EGR cooler gas out	bar	Pressão de saída dos gases de escape no resfriador de EGR	transdutor de pressão
Delta P22: P3 - Intake manifold	mm Hg	diferencial de pressão entre P22/P3	Calculado
Pressão Antes PLU	mbar	pressão antes do indicador de vazão de ar	transdutor de pressão
Pressão Após PLU	mbar	Pressão após do indicador de vazão de ar	transdutor de pressão

Tabela 5.3 Canais de aquisição das temperaturas

TEMPERATURAS			
CANAL DE LEITURA	UNIDADE	DEFINIÇÃO	INSTRUMENTAÇÃO
Temperatura do Óleo Lubrificante	°C	-	termopar PT100
Temperatura da Água	°C	-	termopar PT100
T1	°C	temperatura do ar de admissão	termopar PT100
T21	°C	temperatura do ar de admissão após o compressor/antes do resfriador	termopar PT100
Interstage temp in	°C	temperatura de entrada do ar no segundo estágio do compressor	termopar PT100
Interstage temp out	°C	temperatura de saída do ar no segundo estágio do compressor / antes do resfriador	termopar PT100
T22	°C	temperatura do ar de admissão /após o resfriador	termopar PT100
T3	°C	temperatura dos gases de escape no coletor antes da turbina	termopar tipo K
T4	°C	temperatura dos gases de escape no coletor após a turbina	termopar tipo K
T Combustível	°C	Temperatura do combustível	termopar PT100
Temperatura coletor de admissão	°C	Temperatura no coletor de admissão / após mistura EGR	termopar PT100
EGR cooler coolant in	°C	temperatura de entrada da água no resfriador de EGR	termopar PT100
EGR cooler coolant out	°C	temperatura de saída da água no resfriador de EGR	termopar PT100
EGR cooler gas in	°C	temperatura de entrada dos gases de escape no resfriador de EGR	termopar tipo K
EGR cooler gas out	°C	temperatura de saída dos gases de escape no resfriador de EGR	termopar PT100
Temperatura antes PLU	°C	temperatura antes do medidor de vazão de ar	termopar PT100
Temperatura após PLU	°C	temperatura após do medidor de vazão de ar	termopar PT100
"TBS" Medidor de Umidade	°C	temperatura do "Bulbo" seco	termopar PT100
"TBU" Medidor de Umidade	°C	temperatura do "Bulbo" humido	termopar PT100
"TBS" ar-condicionado	°C	temperatura do ar condicionado	termopar PT100

Tabela 5.4 Canais de aquisição do sistema de injeção

INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL			
CANAL DE LEITURA	UNIDADE	DEFINIÇÃO	INSTRUMENTAÇÃO
Início de inj. Dinamico	°Apms	início de injeção de combustível em graus do virabrequim Antes do Ponto Morto Superior	software de aquisição INCA
Início de Pós inj. Dinamica	°Dpms	início de pós injeção de combustível em graus do virabrequim Depois do Ponto Morto Superior	software de aquisição INCA
Debito Inj. Principal.	mg/inj	quantidade de combustível injetada na injeção principal	software de aquisição INCA
Debito Pós. Inj.	mg/inj	quantidade de combustível injetada na pós injeção	software de aquisição INCA
Pressão Máx. Combustão	bar	pressão de combustão	transdutor piezoelétrico
Press. Máx. Inj. Bico	bar	pressão de injeção do combustível	software de aquisição INCA
Vazão PLU	m³/h	vazão volumétrica de ar	indicador de vazão de ar Pierburg
Umidade Rel.do ar-condic.	%	umidade percentual do ar de admissão	calculado

Tabela 5.5 Canais de emissões

EMISSÕES			
CANAL DE LEITURA	UNIDADE	DEFINIÇÃO	INSTRUMENTAÇÃO
Fator Peso		fator de ponderação	conforme diretiva europeia 1999/96 CE
Fumaça Observada	Bosch	grau de enegrecimento da fumaça de escape	SMOKE METER - AVL
Leitura CO	ppm	-	bancada de emissões HORIBA P 7100
Leitura CO ₂	%	-	bancada de emissões HORIBA P 7100
Leitura O ₂	%	-	bancada de emissões HORIBA P 7100
Leitura NO _x	ppm	-	bancada de emissões HORIBA P 7100
Leitura HC	ppm	-	bancada de emissões HORIBA P 7100
Lambda		relação ar/combustível	calculado
EE NO _x	g/kW.h	Emissões Específicas de NO _x	calculado
EE CO	g/kW.h	Emissões Específicas de CO	calculado
EE HC	g/kW.h	Emissões Específicas de HC	calculado
E.esp.Fuligem estim.MIRA	g/kW.h	Emissões Específicas de material particulado (estimado)	calculado
ERG rate	%	taxa de EGR	calculado

5.3 Realização dos ensaios

A realização dos ensaios envolveu as seguintes etapas:

1. Preparação do motor (realizada antes de cada ensaio de bancada).
2. Ensaio na Configuração I / Proposta 1
3. Ensaio na Configuração II / Proposta 2
4. Ensaio na Configuração III / Proposta 3

A descrição de cada uma destas serão esclarecida nas respectivas seções a seguir.

Para todas as Configurações (I, II e III) deste estudo serão realizados ensaios apenas no ponto 2 do ciclo ESC, na rotação de 1380 rpm com 100% da carga. O motor ensaiado é de aplicação urbana, ou seja, trabalha grande parte do tempo em baixas rotações. Esta situação é considerada crítica e decisiva para a definição dos componentes do sistema de EGR devido a necessidade de grandes quantidades de gases recirculados para atender aos níveis de emissões desejado. O componente mais solicitado nesta condição, exercendo um papel fundamental é o turbocompressor que se dimensionado apenas para essa faixa de trabalho irá se tornar muito restritivo nas altas rotações causando perdas de rendimento para o motor em função da grande energia gasta para bombear os gases da combustão através dos dutos de escape. No caminho reverso se o turbocompressor for dimensionado para a condição de máxima rotação governada, em baixas rotações não será possível atingir o diferencial de pressão necessário para a recirculação dos gases de escape. Outro ponto que também influenciou na decisão de manter o foco deste estudo no ponto 2 é o alto fator peso no teste global que ele tem, igual a 8%, conforme apresentado na Tabela 3.2 da seção 3.3.1 “Ensaio para Controle das Emissões”.

Os principais parâmetros para avaliação do desempenho do motor para emissões são através da análise do NOx e do Material Particulado, que pelo processo tradicional de medição por pesagem torna a realização do ensaio muito lento e caro. Para simplificar, o laboratório inglês “*Motor Industry Research Association*” criou o MIRA, que calcula o Material Particulado a partir do grau de enegrecimento da fumaça resultante da combustão, medido com o aparelho da AVL Smoke Meter 415 S. Este método de cálculo do Material Particulado é utilizado apenas durante o processo de desenvolvimento do motor, sendo para o processo de certificação do motor obrigatória a realização do ensaio com a pesagem dos filtros.

5.3.1 Procedimento para Preparação do Motor

Conforme a norma NBR 1585, antes de iniciar os ensaios de avaliação de desempenho, é necessário que o motor tenha um condicionamento térmico para que sejam atingidas as condições ideais de trabalho. No presente caso o motor deve ser estabilizado na rotação de máxima potência a 2200 rpm controlando os parâmetros descritos na Tabela 5.4. Após a estabilização do motor nas condições descritas na Tabela 3.2, o ciclo de ensaio acontece automaticamente segundo a programação do software que gerencia o banco de testes.

Tabela 5.4 Condições de estabilização do motor para início dos ensaios

CANAL DE LEITURA	UNIDADE	DEFINIÇÃO
Rotação	rpm	-
Carga do Dinamômetro	kgf	-
PRESSÕES		
Pressão de óleo	kgf/cm ²	4 ± 0,5
P1	mbar	40 ± 5
P4	mbar	45 ± 5
TEMPERATURAS		
Temperatura do Óleo Lubrificante	°C	120 ± 10
Temperatura da Água	°C	95 ± 5
T1	°C	15 ± 2
T22	°C	35 ± 2
T3	°C	limite 760
T Combust.	°C	40 ± 2
Fumaça Observada	Bosch	Limite 6

5.3.2 Configuração I / proposta 1

Na primeira etapa, o motor avaliado segue a configuração normal de produção utilizada nos motores Euro III. Foram alterados apenas os parâmetros de controle do turbo compressor e da válvula de EGR com o objetivo de se verificar o potencial deste conjunto atingir o menor valor de NO_x . Os componentes utilizados na primeira etapa foram:

- Resfriador de EGR Modine com 8 tubos de passagens dos gases e comprimento igual a 485 mm.
- Turbocompressor: BW S200 VNT (Variable Nozzle Turbocharger), que traz bastante flexibilidade de aplicação devida a sua geometria variável da turbina, que o torna bastante eficiente em baixas e altas rotações. Na Figura 5.1 pode-se observar a concepção do turbo VNT. Quando o Vanes estão na posição aberta, há um grande escoamento dos gases de escape, porém com baixa pressão de alimentação. Na posição fechada esta condição é contrária, reduzindo o escoamento dos gases gerando maior pressão e velocidade do turbo compressor.

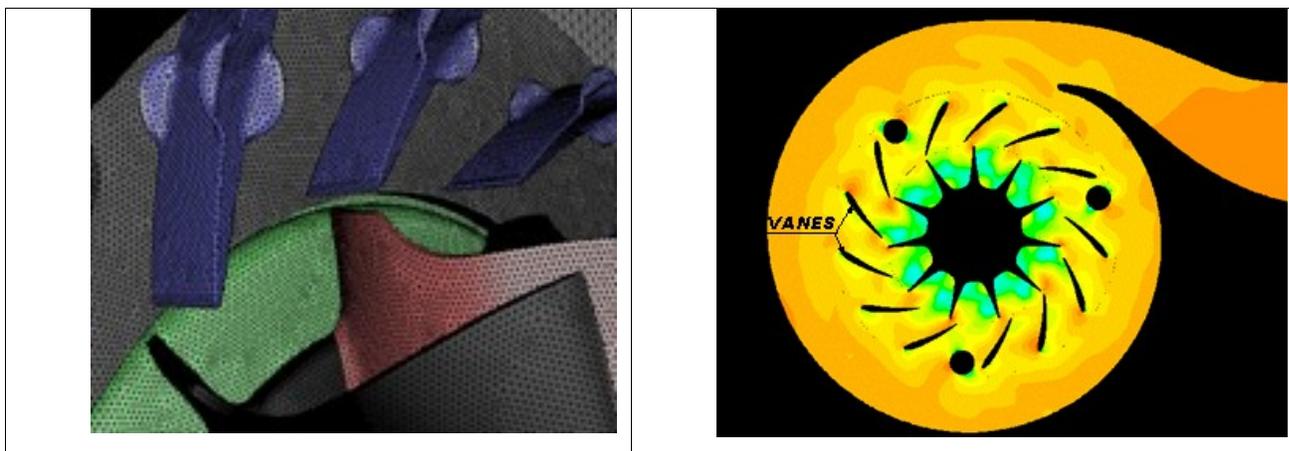


Figura 5.1 Mecanismo de funcionamento do turbo VNT

Na Figura 5.2 a seguir é apresentada a forma de ligação da água utilizada no resfriador de EGR, neste caso conectado ao bloco do motor.

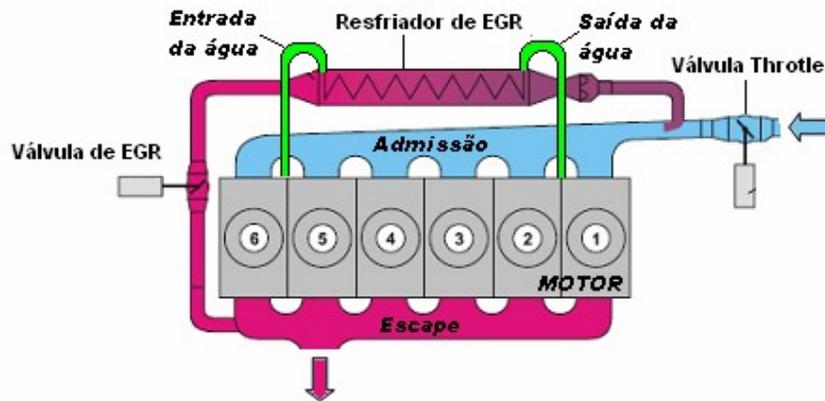


Figura 5.2 Diagrama de ligação da água no resfriador de EGR

Seguindo a estrutura para a realização do DoE, na Tabela 5.5 pode-se observar o objetivo para a primeira configuração do motor avaliado.

Tabela 5.5 Definição dos objetivos para o ensaio com a proposta 1

01) Torque	646,8	Nm	
02) Rotação	1380	rpm	
03) Fumaça	3,0	FSN	Máx.
04) NO_x específico	0,50	g/kWh	Máx.
05) CO específico	1,000	g/kWh	Máx.
06) HC específico	0,170	g/kWh	Máx.
07) MIRA	0,270	g/kWh	Máx.
08) Pz	190	bar	Máx.
09) Ruído de combustão	-	dBa	Mín.
10) CE observado	-	g/kWh	Mín.
11) T3	760	°C	Máx.

Na Tabela 5.6 estão as variáveis Y que se quer como resposta para a realização dos ensaios. Tais variáveis podem ser definidas como limitantes (Y3 e Y4) as quais não se devem ultrapassar os valores fixados por condições de segurança, ou variáveis que se deseja minimizar buscando o mínimo valor com um objetivo definido. Temperatura, T3, por exemplo não deve ultrapassar

760° C, variável limitante. Já o NO_x específico se deseja minimizar tendo como valor buscado 0,5g/kWh

Tabela 5.6 Definição das variáveis de resposta para o ensaio com a proposta 1

Variáveis Y	Descrição	Tipo	Limite
Y1	Fumaça	Minimizar	3
Y2	CE observado	Minimizar	-
Y3	T3	Limite máx.	760
Y4	Pz	Limite máx.	190
Y5	Ruído de combustão	Minimizar	-
Y6	NO _x específico	Minimizar	0,50
Y7	CO específico	Minimizar	1
Y8	HC específico	Minimizar	0,170
Y9	MIRA	Minimizar	0,270

Por se tratar de uma configuração de motor já utilizada para outras aplicações os valores de contorno para o ponto e pressão de injeção foram mantidos variando apenas a posição da válvula de EGR e também os Vanes do turbo VNT, com o objetivo de checar o potencial deste conjunto em atingir os menores valores de NO_x.

Na Tabela 5.7 tem-se a definição dos fatores para a realização dos ensaios com esta configuração do motor. Observe-se que a posição da válvula de EGR (X1) e a posição dos Vanes (X2) são variáveis enquanto que as condições de ponto e de pressão de injeção são mantidas com valores fixos. Para que os resultados dos ensaios sejam validados é necessário definir as condições de contorno (de Z1 a Z10) onde os limites máximos e os mínimos dos parâmetros que mais diretamente podem influenciar sobre os resultados de desempenho do motor.

Tabela 5.7 Definição dos fatores para a proposta 1

Variáveis X	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
X1	Posição de válvula de EGR	1000	1140	1280	mV	Fator Variável	140
X2	Posição dos Vanes	67	70	73	pwm	Fator Variável	3
Variáveis Z	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
Z1	T22	25	30	35	°C	Condição de contorno	5
Z2	P1	10	15	20	mbar	Condição de contorno	5
Z3	P4	20	30	40	mbar	Condição de contorno	10
Z4	Pressão Diesel (alimentação)	0,6	0,7	0,8	bar	Condição de contorno	0,1
Z5	T1	13	15	17	°C	Condição de contorno	2
Z6	Rotação	1370	1380	1390	rpm	Condição de contorno	10
Z7	Torque	641,8	647	651,8	Nm	Condição de contorno	5
Z8	Táqua (saída)	90	95	100	°C	Condição de contorno	5
Z9	Tensão da bateria	14,2	14,4	14,6	mV	Condição de contorno	0,2
Z10	Tdiesel	38	40	42	°C	Condição de contorno	2

Com definição dos parâmetros fixos e variáveis, seguindo método “Taguchi” do DoE, na Tabela 5.8 estão descritos os 13 pontos que definirão um mapeamento completo do motor dentro dos limites determinados na Tabela 5.7, mostrando o máximo potencial deste conjunto atingir os menores valores de emissões e consumo de combustível.

Tabela 5.8 Parâmetros de estabilização para a aquisição dos resultados de emissões, Ponto 2 do ESC, proposta 1

CONDIÇÕES DE CONTORNO												FATORES	
Combinação	Rotação	Potência	Carga	Torque	P1	P4	Diesel Press.	T1	T22	Temp. da água	Diesel Temp.	posição válvula EGR	posição dos Vanes
No.	rpm	kW	kgf	Nm	mbar	mbar	Bar	°C	°C	°C	°C	mV	pwm
1	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1000	73
2	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1280	73
3	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1140	73
4	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1000	67
5	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1140	70
6	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1140	70
7	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1280	67
8	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1140	70
9	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1140	67
10	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1140	70
11	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1140	70
12	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1000	70
13	1380	93	92,0	646,8	12	30	0,7	15	30	95	40	1280	70

Nas Tabelas 5.9 e 5.10 estão os resultados obtidos na Configuração I do motor. Como já mencionado, especificadamente a meta é que os níveis de Óxido de Nitrogênio (NO_x) sejam reduzidos de 5,0 g/kW.h para 0,5 g/kW.h, mantendo-se o consumo específico de combustível abaixo de 210 g/kW.h.

Na Tabela 5.9 pode-se observar que mantidas as condições de contorno, a troca térmica realizada pelos gases de escape com a resfriador de EGR incrementou muito pouco a temperatura da água do motor devido ao grande fluxo dela que circula pelo sistema. No caso específico dos pontos 1,4 e 12 pode-se ver que a água de saída do resfriador foi menor do que a de entrada. Explica-se esta 'anomalia' com a Tabela 5.10 onde as taxas de EGR obtidas com a mínima abertura da válvula são tão baixas (2,609 (1), 2,492 (4) e 2,745 (12) % de EGR) que as trocas de calor entre os gases recirculados com vazão abaixo de 14 kg/h (12,519 (1), 11,976 (4) e 13,454 (12) Kg/h) são menores do que a troca de calor realizada entre o corpo externo (do resfriador) e o meio ambiente, favorecendo assim a redução da temperatura água usada no resfriamento do sistema.

Tabela 5.9 Resultados de pressões e temperaturas da proposta 1

Combinação	PRESSÕES					TEMPERATURAS							
	P1	P21	P22	P3	P4	T1	T21	T22	T3	T4	Temp. água (entrada do resfriador)	Temp. água (saída do resfriador)	Temp. coletor admissão
No.	mbar	bar	bar	bar	mbar	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1	15,58	1,60	1,55	2,10	32,14	15,6	160,4	33,3	618	432	78,8	78,2	36,5
2	11,17	1,47	1,44	1,75	28,13	16,3	160,8	33,7	706	516	85,1	86,1	52,7
3	12,05	1,54	1,50	1,89	30,28	16	161,6	33,9	660	476	83,3	83,7	46,8
4	15,88	1,56	1,51	1,82	30,77	15,5	157,7	33,9	612	436	80	79,4	38,8
5	12,54	1,50	1,46	1,77	29,40	15,8	156,7	34,1	656	472	80,8	80,9	43,2
6	12,94	1,51	1,47	1,78	29,30	15,9	158	34	656	473	81,2	81,4	44,1
7	11,27	1,41	1,38	1,55	26,85	16	153,2	34,3	688	506	82,5	83	46,8
8	12,05	1,49	1,45	1,75	29,11	16	157,5	34,5	660	478	82	82,3	45,3
9	12,15	1,46	1,42	1,64	28,13	16	153,9	34,2	657	479	81,4	81,5	43,8
10	13,72	1,49	1,45	1,75	29,11	16,2	157,5	34,2	661	479	81,7	82	44,6
11	12,45	1,49	1,45	1,75	29,20	16,3	157,7	33,8	661	479	81,5	81,8	44,7
12	15,09	1,58	1,53	1,96	32,24	16,1	160,7	33,6	611	433	79,5	79,1	39,2
13	10,49	1,44	1,40	1,65	27,44	16,7	156,9	33,5	698	511	82,6	83,4	48
Média	12,89	1,50	1,46	1,78	29,31	16,0	157,7	34,0	658	475	81,7	81,8	44,3

Tabela 5.10 Resultados de consumo de combustível e emissões de poluentes da proposta 1

Combinação	COMBUSTÍVEL		EMISSÕES								
	Consumo	Consumo Específico	Lambda	NO _x	CO	HC	Vazão de Ar	Vazão de Escape	MIRA	Taxa de EGR	Vazão de EGR
-	kg/h	g/kW.h	-	g/kW.h	g/kW.h	g/kW.h	kg/h	kg/h	g/kW.h	%	kg/h
1	19,5	208,4	1,67	6,95	0,181	0,038	467,3	486,8	0,007	2,6	13,0
2	20,2	216,4	1,29	2,18	0,451	0,025	376,0	396,2	0,062	12,1	54,5
3	19,8	212,3	1,44	3,85	0,224	0,027	412,6	432,4	0,011	8,9	42,5
4	19,2	205,5	1,69	7,55	0,172	0,024	468,5	487,7	0,005	2,5	12,5
5	19,8	211,3	1,46	4,10	0,217	0,053	414,5	434,2	0,004	8,2	38,6
6	19,7	210,3	1,48	4,21	0,213	0,145	419,9	439,5	0,004	8,0	38,3
7	19,9	213,3	1,35	3,10	0,278	0,164	388,5	408,4	0,025	9,7	43,7
8	19,8	211,3	1,46	4,05	0,217	0,109	414,7	434,4	0,013	8,3	39,3
9	19,6	209,3	1,46	4,41	0,206	0,093	412,6	432,1	0,013	7,6	35,7
10	19,8	211,3	1,46	3,98	0,221	0,085	414,1	433,8	0,013	8,3	39,2
11	19,8	211,3	1,46	3,96	0,223	0,080	415,1	434,9	0,013	8,2	39,0
12	19,3	206,4	1,72	7,33	0,177	0,067	476,7	496,0	0,009	2,7	14,0
13	20,3	217,5	1,31	2,48	0,342	0,048	382,4	402,8	0,041	10,7	48,3
Mínimo	19,2	205,5	1,29	2,18	0,172	0,024	376,0	396,2	0,004	2,5	12,5
Máximo	20,3	217,5	1,72	7,55	0,451	0,164	476,7	496,0	0,062	12,1	54,5
Média	19,7	211,1	1,48	4,47	0,240	0,074	420,2	440,0	0,017	7,5	35,3

Na avaliação preliminar dos resultados obtidos a partir da Configuração I do motor observa-se através das curvas de tendências da Figura 5.3 que a variável mais influente para as mudanças na taxa dos gases recirculados, conseqüentemente nas emissões de poluentes é a abertura da válvula de EGR. Percebe-se da análise do NO_x específico, que ocorre uma variação de 5,15 g/kW.h de emissões quando a tensão de ajuste da válvula foi de 1000 para 1280 mV e apenas 0,92 g/kW.h de NO_x quando o sinal PWM (*pulse-width modulation* – pulso modulado) ou seja a frequência de ajustes dos *vanes*, do turbo compressor variou de 67 para 73 Hz. O mesmo comportamento pode ser observado através da inclinação das curvas do MIRA e do C.E.C. (Consumo específico de combustível).

Nota-se no entanto que o menor valor obtido para emissões de NO_x foi de 2,18 g/kWh ainda longe do objetivo de 0,5 g/kWh.

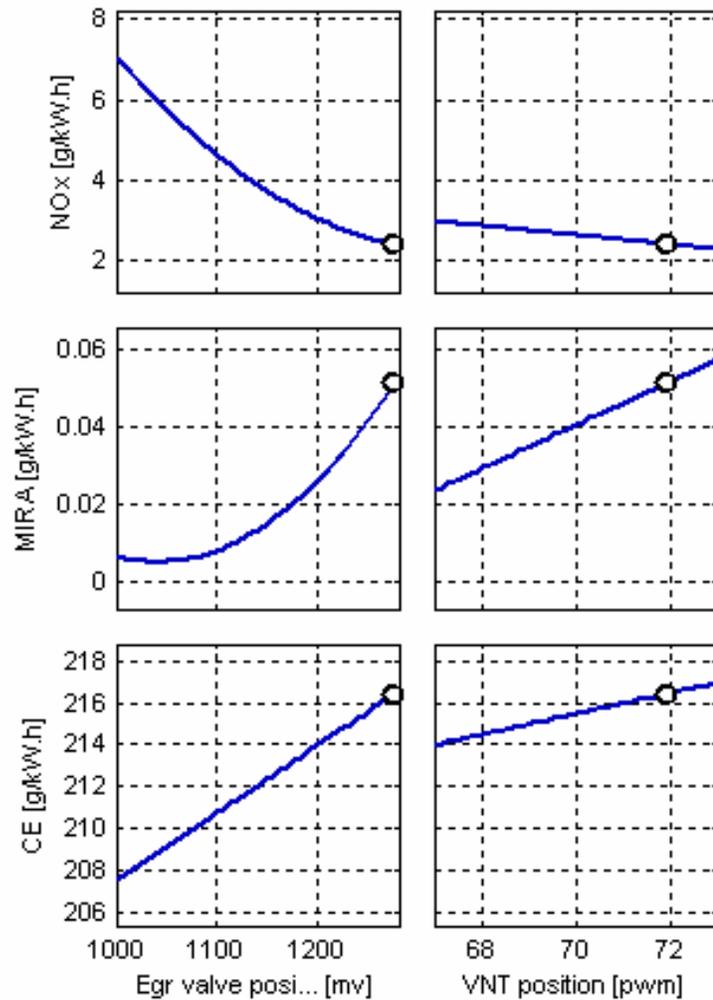


Figura 5.3 Curvas de tendência para a variação da válvula de EGR e posição dos Vanes do turbo

5.3.3 Configuração II / proposta 2

Embora o objetivo do estudo de atingir 0,5 g/kW.h de NO_x não tenha sido alcançado com a Configuração I, os testes indicaram que abertura da válvula de EGR é a variável mais influente para as variações das taxas de EGR e emissões. Assim o foco foi direcionado para um conjunto que aumente as taxas de EGR e reduza ainda mais a temperatura da chama de combustão, que está correlacionada com a temperatura do coletor de admissão. Nesta segunda etapa foram feitas três alterações no motor.

1. Troca do turbocompressor VNT por um conjunto de dois estágios, mostrado na Figura 5.5.

2. Redução da temperatura da água utilizada no resfriador de EGR deixando de ser utilizada a água de refrigeração do motor a 80°C para utilizar uma fonte externa a 35°C, o que reduz a temperatura dos gases e aumenta a densidade e a massa de ar recirculada. Figura 5.4.

3. Aplicação da válvula de restrição instalada no circuito de admissão com o objetivo de aumentar as taxas de EGR através do aumento do diferencial de pressão entre os coletores de escape e admissão.

A Figura 5.4 apresenta um esquema das modificações realizadas com inclusão da água externa do resfriador e instalação da válvula de restrição no circuito de admissão

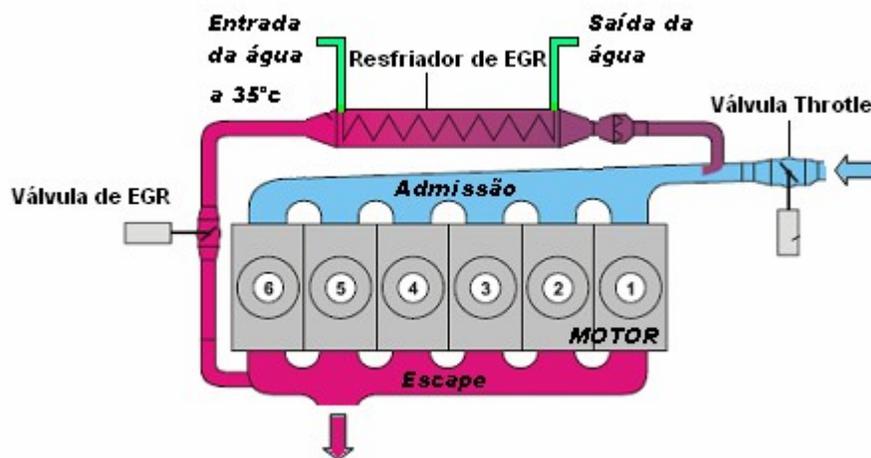


Figura 5.4 Resfriador de EGR com água externa a 35°C

A Figura 5.5 mostra o princípio de funcionamento do turbo de dois estágios, basicamente há dois turbo compressores tradicionais ligados em série que se diferenciam principalmente pela geometria dos conjuntos rotativos. No circuito de alta pressão o turbo compressor tem dimensões reduzidas concebido para atuar principalmente em baixas rotações e cargas, favorecendo a produção de altas pressões mesmo com o baixo volume de gases de escape encontrado nestas situações. Já o circuito de baixa pressão atua em altas rotações e cargas, pois o turbo de alta pressão de geometrias reduzidas não suporta toda vazão fornecida pelo motor e abre a válvula de alívio que transfere a maior parte da energia dos gases de escape do motor para o circuito de baixa pressão, dimensionado para desempenhar o máximo rendimento nesta situação.

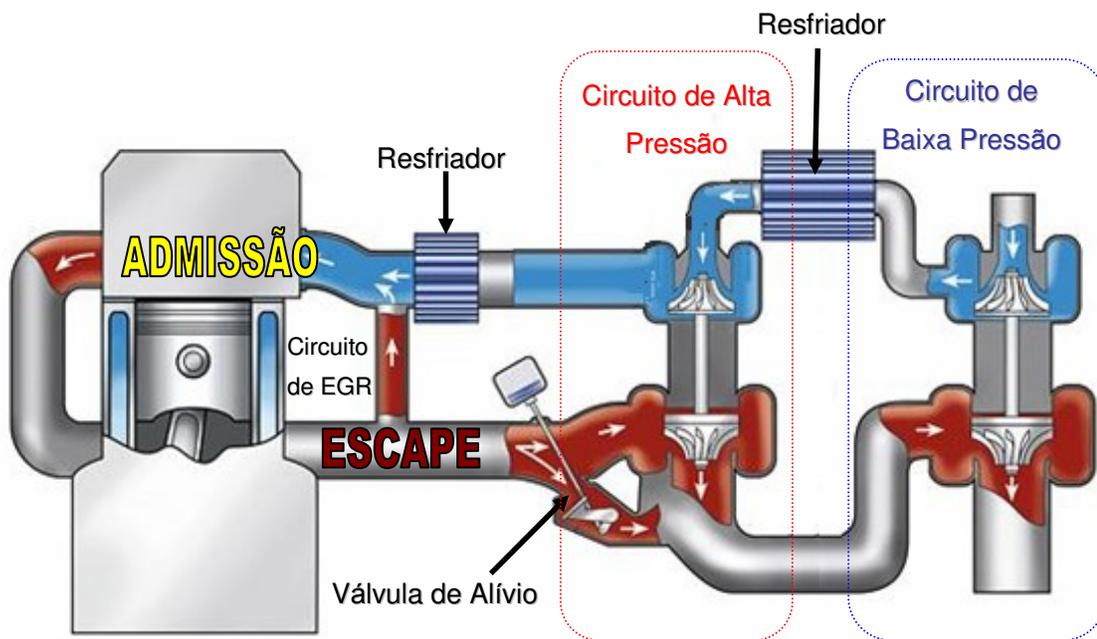


Figura 5.5 Princípio de funcionamento do turbo de dois estágios

Seguindo a estrutura para a realização do DoE, para a segunda configuração do motor avaliado, o novo objetivo de torque é apresentado na Tabela 5.11. Nota-se que esta proposta proporcionou uma melhora no rendimento no motor permitindo assim um incremento no torque de 11,31 %, indo de 646.8 (Configuração I) para 720 Nm.

Tabela 5.11 Definição dos objetivos para o ensaio com proposta 2

01) Torque	720	Nm	
02) Rotação	1380	Rpm	
03) Fumaça	3,0	FSN	Máx.
04) NO_x específico	0,50	g/kWh	Máx.
05) CO específico	1,000	g/kWh	Máx.
06) HC específico	0,170	g/kWh	Máx.
07) MIRA	0,270	g/kWh	Máx.
08) Pz	190	Bar	Máx.
09) Ruído de combustão	-	dBa	Mín.
10) CE observado	-	g/kWh	Mín.
11) T3	760	°C	Máx.

Os fatores que serão alterados neste ensaio serão as posições da válvula de EGR que irá trabalhar mais aberta do que na versão anterior e a válvula de restrição do ar de admissão. O turbo compressor não entrará como fator, pois a válvula de alívio, mostrada na Figura 5.5, será mantida totalmente fechada com o objetivo de se obter seu máximo rendimento.

Na Tabela 5.12, estão os parâmetros fixos e variáveis (ruídos) para a avaliação da segunda configuração do motor. Pode-se observar que, em relação a proposta 1 a válvula de EGR irá operar mais aberta e que o aumento das restrições de admissão (P1) e escape (P4) foram causados pelo incremento na vazão de ar obtido com o turbo de dois estágios.

Tabela 5.12 Definição dos fatores para proposta 2

Variáveis X	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
X1	Posição da válvula de EGR	2000	3000	4000	mV	Fator Variável	1000
X2	Posição válvula de restrição adm.	0	42	84	pwm	Fator Variável	42
Variáveis Z	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
Z1	T22	25	30	35	°C	Condição de contorno	5
Z2	P1	10	15	20	mbar	Condição de contorno	5
Z3	P4	45	55	65	mbar	Condição de contorno	10
Z4	Pressão Diesel (alimentação)	0,6	0,7	0,8	bar	Condição de contorno	0,1
Z5	T1	13	15	17	°C	Condição de contorno	2
Z6	Rotação	1370	1380	1390	rpm	Condição de contorno	10
Z7	Torque	715	720	725	Nm	Condição de contorno	5
Z8	Táqua (saída)	90	95	100	°C	Condição de contorno	5
Z9	Tensão da bateria	14,2	14,4	14,6	mV	Condição de contorno	0,2
Z10	Tdiesel	38	40	42	°C	Condição de contorno	2

Na Tabela 5.13, após a definição do ponto central, utilizando-se o método Taguchi de DoE são definidos 13 novos pontos de mapeamentos das variáveis determinadas na Tabela 5.12.

Tabela 5.13 Parâmetros de estabilização para a aquisição dos resultados de emissões, Ponto 2 do ESC, proposta 2

CONDIÇÕES DE CONTORNO												FATORES	
Combinação	Rotação	Potência	Carga	Torque	P1	P4	Diesel Press.	T1	T22	Temp. da água	Diesel Temp.	posição válvula EGR	válvula restrição admissão
No.	Rpm	kW	kgf	Nm	mbar	mbar	bar	°C	°C	°C	°C	mV	pwm
1	1380	104	102,3	720,1	190	45	0,7	15	30	95	40	4000	5
2	1380	104	102,4	721,0	190	45	0,7	15	30	95	40	4000	84
3	1380	104	102,5	721,6	190	45	0,7	15	30	95	40	4000	42
4	1380	104	102,4	720,9	190	45	0,7	15	30	95	40	2000	5
5	1380	104	102,6	722,3	190	45	0,7	15	30	95	40	3000	42
6	1380	104	102,4	721,2	190	45	0,7	15	30	95	40	3000	42
7	1380	105	103,0	725,5	190	45	0,7	15	30	95	40	2000	84
8	1380	104	102,3	720,6	190	45	0,7	15	30	95	40	3000	42
9	1380	104	102,4	721,3	190	45	0,7	15	30	95	40	2000	42
10	1380	104	102,6	722,8	190	45	0,7	15	30	95	40	3000	42
11	1380	104	102,6	722,8	190	45	0,7	15	30	95	40	3000	42
12	1380	104	102,5	722,2	190	45	0,7	15	30	95	40	3000	5
13	1380	104	102,8	724,7	190	45	0,7	15	30	95	40	3000	84

Comparando os resultados da primeira e segunda proposta, Tabelas 5.9 e 5.14, tem-se que o benefício da troca do turbo compressor proporcionou um incremento de pressão do ar de admissão (P22) em média 16.5% maior, conseqüentemente a vazão do ar de admissão aumentou aproximadamente 14,5% nestas condições, Tabelas 5.10 e 5.15.

Na Tabela 5.14 pode-se observar que as temperaturas no coletor de admissão da Configuração II foram inferiores às da Configuração I mesmo com um aumento de 173,7% na média das vazões de EGR. Isto pode ser explicado pela baixa temperatura da água utilizada na refrigeração do sistema de EGR.

Tabela 5.14 Resultados de pressões e temperaturas da proposta 2

Combinação	PRESSÕES					TEMPERATURAS							
	P1	P21	P22	P3	P4	T1	T21	T22	T3	T4	Temp. água (entrada do resfriador)	Temp. água (saída do resfriador)	Temp. coletor admissão
No.	Mbar	bar	bar	bar	mbar	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1	18,03	2,15	2,13	2,11	58,64	15,4	95,5	32,8	545	360	32,5	40,2	36,8
2	12,64	2,12	2,11	1,77	45,32	15,8	99,2	32,3	658	454	32	41,5	36,6
3	17,84	2,15	2,13	2,12	58,64	15,5	96,5	33,5	547	361	33,3	41	37,2
4	19,50	2,21	2,20	2,25	63,97	15,5	96,1	33,3	535	349	32,9	39,9	36,4
5	18,23	2,16	2,15	2,14	59,98	15,5	96,5	33,5	546	359	33,1	40,7	37,0
6	18,42	2,16	2,14	2,13	58,64	15,9	96,7	33,8	547	360	33,3	40,8	37,0
7	14,11	2,20	2,20	1,89	47,98	16,1	101,4	34,3	643	439	33,7	41,9	37,0
8	18,13	2,16	2,14	2,13	63,97	16,2	96,8	33,9	547	363	33,4	41	37,4
9	19,31	2,20	2,19	2,23	67,97	16,1	96,5	34	538	352	33,4	40,4	37,1
10	18,62	2,16	2,14	2,13	57,31	16,3	96,8	34,1	548	361	33,6	41,2	37,4
11	18,52	2,16	2,15	2,13	57,31	16,2	97,4	34,6	549	362	34,2	41,8	37,9
12	18,91	2,16	2,14	2,13	57,31	16,4	97,5	34,6	548	361	34,2	41,7	37,7
13	13,43	2,15	2,15	1,81	46,65	17,1	103,7	35,9	663	456	35,4	44,6	38,8
Média	17,58	2,17	2,15	2,09	58,16	15,9	97,2	33,6	564	375	33,2	40,9	37,0

Na Tabela 5.15 pode-se observar que as taxas de EGR obtidas com essa configuração foram de 14,9% a 18,2% enquanto na versão anterior os valores obtidos eram de 2,5% a 12,1%. Este incremento trouxe um grande aumento na vazão de EGR, variando de 35,27 kg/h em média da primeira opção para 93,53 kg/h na segunda opção.

Tabela 5.15 Resultado de Consumo e Emissões para a proposta 2

Combinação	COMBUSTÍVEL		EMISSIONES								
	Consumo	Consumo Especifico	Lambda	NO _x	CO	HC	Vazão de Ar	Vazão de Escape	MIRA	Taxa de EGR	Vazão de EGR
-	Kg/h	g/kW.h	-	g/kW.h	g/kW.h	g/kW.h	kg/h	kg/h	g/kW.h	%	kg/h
1	20,7	199,2	1,67	2,09	0,174	0,028	497,9	518,6	0,029	17,2	107,9
2	22,0	211,5	1,27	0,88	0,436	0,034	404,0	426,1	0,289	18,2	94,6
3	20,7	198,8	1,66	2,07	0,239	0,028	494,2	514,9	0,032	16,8	104,3
4	20,7	199,0	1,74	2,53	0,171	0,029	519,3	540,1	0,023	15,4	98,0
5	20,9	200,6	1,65	2,16	0,232	0,027	496,6	517,5	0,032	15,8	97,1
6	20,9	200,9	1,65	2,18	0,226	0,026	497,8	518,7	0,022	15,8	97,3
7	21,9	209,1	1,34	1,25	0,270	0,026	423,2	445,1	0,134	14,9	77,9
8	20,8	200,0	1,66	2,19	0,233	0,023	499,3	520,1	0,031	16,0	99,0
9	20,7	198,9	1,74	2,59	0,231	0,025	519,4	540,2	0,023	15,3	97,5
10	20,8	199,4	1,66	2,13	0,237	0,025	497,4	518,2	0,029	15,8	97,3
11	20,9	200,4	1,66	2,21	0,239	0,025	499,9	520,9	0,031	15,8	97,9
12	20,8	199,6	1,66	2,24	0,167	0,026	499,4	520,3	0,028	15,8	98,0
13	22,2	211,5	1,28	0,95	0,326	0,025	406,9	429,0	0,281	17,0	88,1
Mínimo	20,7	198,8	1,27	0,88	0,167	0,023	404,0	426,1	0,022	14,9	77,9
Máximo	22,2	211,5	1,74	2,59	0,436	0,034	519,4	540,2	0,289	18,2	107,9
Média	21,1	202,2	1,59	1,96	0,245	0,027	481,2	502,3	0,076	16,1	96,5

Avaliando as curvas de tendências da Configuração II pode-se observar que a variável que mais influenciou para a redução do NO_x foi a restrição da válvula de admissão, representada na Figura 7 por 'Throttle posi...'. Note que variando o sinal PWM da válvula de 0 a 84% a variação de NO_x foi 2,8 vezes maior do que a encontrada quando variada a posição da válvula de EGR de 2000 para 4000 mV.

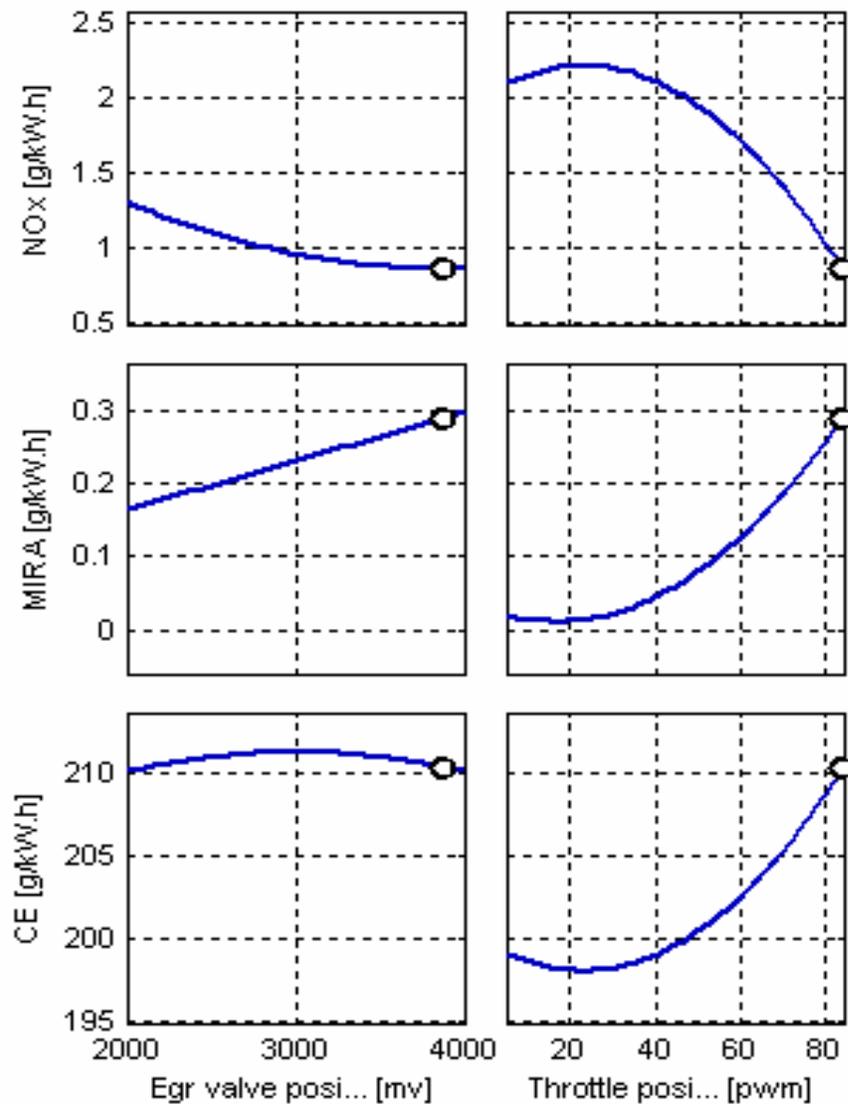


Figura 5.6 Curvas de tendência para a variação da válvula de EGR e posição da válvula de restrição

Desta forma a posição de válvula de restrição será mantida igual a 84% para a próxima configuração do motor.

5.3.4 Configuração III / proposta 3

Na Configuração III foram avaliadas as mudanças dos componentes do motor variando-se a pressão e o ponto de injeção e a posição da válvula de EGR.

Antes, no entanto, houve (1) troca do resfriador, (2) troca da válvula termostática (3) definição da condição ideal de pós injeção e por último em (4) foram avaliadas as mudanças dos componentes do motor variando-se a pressão e o ponto de injeção e a posição da válvula de EGR com as condições de pós-injeção obtidas na em (2).

A troca do resfriador justifica-se pois as reduções da temperatura dos gases recirculados obtidas na configuração II com a temperatura de 35°C, se mostraram mais eficientes para a redução do NO_x e como o conjunto necessita trabalhar sempre com a água do motor, foi adotado um novo trocador maior, menos restritivo para a passagem dos gases recirculados e mais eficiente na troca térmica. Para contribuir com o sistema de EGR foi adotada uma válvula termostática que funciona com uma temperatura menor do que a adotada nas configurações I e II, passando o motor a trabalhar com a água de resfriamento entre 70°C a 75°C sendo anteriormente utilizada a temperatura de 80°C a 85°C.

Nesta etapa foi alterado também o fluxo hidráulico dos injetores, aumentados em 15,7 %. Esta alteração reduz o tempo de injeção e a temperatura de pico da combustão.

Conforme mostrado na secção 3.2.2, “Outros Efeitos da EGR Sobre a Combustão”, o atraso da ignição causado pelas grandes quantidades de gases recirculados alteram a combustão reduzindo de forma considerável a formação do NO_x, conseqüentemente aumentando a formação do material particulado. Este dois poluentes são os mais controlados durante o processo de certificação dos motores Diesel. Isto impõe um compromisso entre ambos, onde não se admite, por exemplo, que um motor seja projetado para ser muito bom apenas para um em detrimento do outro. Desta forma comparando as Figuras 5.3 e 5.6 pode-se observar que os máximos valores de MIRA / Material Particulado obtidos com a configuração II foram 5 vezes maiores do que os obtidos na configuração I, sendo estes níveis muito acima do limite de 0,01 g/kW.h imposto pela norma Euro VI.

Estrategicamente para a redução destes valores, serão adotadas duas estratégias. A primeira será a aplicação de múltiplas injeções que será apresentada na secção seguir, pois segundo Benajes et al. (2001) com a utilização da pós-injeção é possível se reduzir até 60 % do material

particulado. Isto beneficiará a utilização da segunda estratégia, pois quanto menores forem as concentrações contidas no fluxo de escape, mais barata será a aplicação do sistema de pós tratamento, neste caso um filtro de particulado que tem eficiência de 99.0 %.

5.3.4.1 Utilização das Tecnologias de múltiplas injeções de combustível

O sistema de injeção utilizado no objeto deste estudo permite que sejam utilizadas até cinco injeções de combustível em um único ciclo, neste caso podem ser utilizadas até duas pré, uma principal e duas pós-injeções. Com o objetivo de reduzir as emissões do material particulado e melhorar os níveis de consumo específico, foi realizado um estudo de aplicação da pós-injeção que acontece após a queima da injeção principal. Sua característica é uma quantidade de injeção de combustível muito pequena utilizado para manter aquecida a câmara de combustão provocando a queima dos materiais solúveis presentes no material particulado.

Diante disto, com o objetivo de avaliar apenas os efeitos da pós injeção sobre a redução do material particulado inicialmente foram mantidas as condições de contorno para a injeção principal e a posição de válvula de EGR, variando apenas o ponto e a quantidade de combustível da pós injeção. A Tabela 5.16 mostra os fatores avaliados no estudo de aplicação da pós-injeção, mantidas as condições de contorno para a a injeção principal de combustível. A variável X1, débito da pós injeção representa o percentual da massa de combustível da injeção principal que será injetada na pós-injeção.

Tabela 5.16 Definição dos fatores para a avaliação da influência da pós-injeção

Variáveis X	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
X1	Débito de Pós-Injeção	1.5	5	8.5	%	Fator Variável	3.5
X2	Ponto de Pós-Injeção	30	33	36	°Dpms	Fator Variável	3
Variáveis Z	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
Z1	T22	25	30	35	oC	Condição de contorno	5
Z2	P1	10	15	20	mbar	Condição de contorno	5
Z3	P4	45	55	65	mbar	Condição de contorno	10
Z4	Pressão Diesel (alimentação)	0,6	0,7	0,8	bar	Condição de contorno	0,1
Z5	T1	13	15	17	oC	Condição de contorno	2
Z6	Rotação	1370	1380	1390	rpm	Condição de contorno	10
Z7	Torque	715	720	725	Nm	Condição de contorno	5
Z8	Tágua (saída)	90	95	100	oC	Condição de contorno	5
Z9	Tensão da bateria	14,2	14,4	14,6	mV	Condição de contorno	0,2
Z10	Tdiesel	38	40	42	oC	Condição de contorno	2

Os resultados contidos na Figura 5.7 demonstram os efeitos da pós injeção sobre as emissões gasosas de NO_x , do consumo específico e do material particulado. Como pode ser observado o menor valor de MIRA/Particulado é obtido com um percentual de 5% da massa de combustível da injeção principal e ponto de injeção igual a 30° após o termino da injeção principal.

Nos resultados de Pos SOI [Dpms] x MIRA [g/kW.h] apesar da tendência de melhora do material particulado, os inícios de injeção abaixo de 30° não foram explorados por uma limitação do sistema de injeção que necessita de um intervalo minimo entre as injeções de combustível para energização dos capacitores da ECU que irão comandar a abertura dos injetores. Apesar de não haver ajustes do turbocompressor e da válvula de EGR, as variações da taxa de EGR foram ocasionadas pelas mudanças na combustão causadas pela pós-injeção que faz variar as pressões no duto de escape.

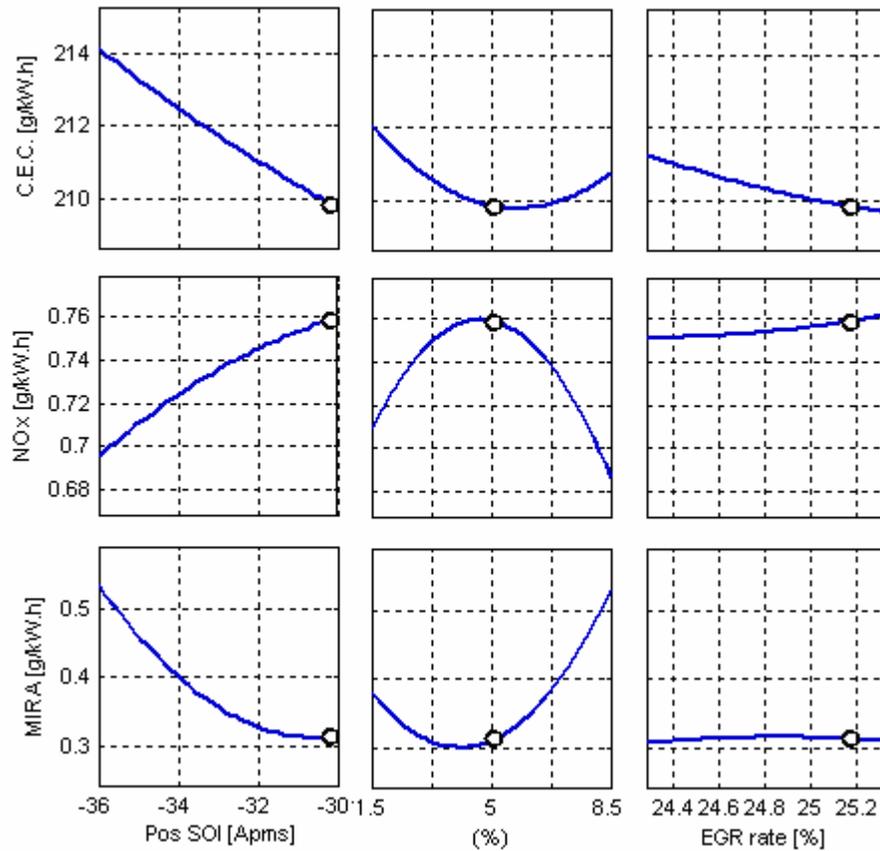


Figura 5.7 Resultados da avaliação da pós-injeção

De acordo com os objetivos de redução do material particulado e consumo de combustível, a condição ideal de pós injeção adotada para os próximos ensaios foi:

- Ponto da pós = 30 [Dpms].
- Débito da pós = 5% da massa de combustível da injeção principal.

Após esta definição os objetivos e os resultados esperados são os mesmos da Configuração I e Configuração II.

5.3.4.2 Configuração III / proposta 3 - Ensaio

Com a condição ideal de pós-injeção definida foram avaliadas as mudanças dos componentes do motor variando-se a pressão e o ponto de injeção e a posição da válvula de EGR.

Na Tabela 5.17 pode-se ver que foram selecionados 3 fatores para a realização do DoE. A pressão e ponto de injeção principal variaram a partir os valores de referencia adotados como base nas propostas 1 e 2, neste caso igual a zero.

Tabela 5.17 Definição dos fatores para a terceira configuração do motor

Variáveis X	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
X1	Pressão de injeção	-100	0	100	bar	Fator Variável	100
X2	Ponto de injeção	-2	0	2	° Dpms	Fator Variável	2
X3	Posição da válvula de Egr	3000	3500	4000	mV	Fator Variável	500
Variáveis Z	Descrição	Mínimo	Nominal	Máximo	Unidade	Tipo	Passo
Z1	T22	25	30	35	°C	Condição de contorno	5
Z2	P1	10	15	20	mbar	Condição de contorno	5
Z3	P4	60	70	80	mbar	Condição de contorno	10
Z4	Pressão Diesel (alimentação)	0,6	0,7	0,8	bar	Condição de contorno	0,1
Z5	T1	13	15	17	°C	Condição de contorno	2
Z6	Rotação	1370	1380	1390	rpm	Condição de contorno	10
Z7	Torque	715	720	725	Nm	Condição de contorno	5
Z8	Táguia (saída)	95	100	105	°C	Condição de contorno	5
Z9	Tensão da bateria	14,2	14,4	14,6	mV	Condição de contorno	0,2
Z10	Tdiesel	38	40	42	°C	Condição de contorno	2

Nas Tabelas 5.18 a 5.20 estão apresentados os resultados da proposta 3.

Com a definição dos três fatores, seguindo a metodologia do DoE, foram obtidas 15 combinações para o mapeamento da terceira configuração do motor. Ver Tabela 5.18. Em proposta 1 e proposta 2 foram 13 combinações.

Na Tabela 5.19, após a aplicação do novo resfriador de EGR e da válvula termostática, pode-se observar que mesmo com uma vazão de EGR aproximadamente 5 vezes maior do que as obtidas no início deste trabalho, Tabelas 5.10 e 5.20, as temperaturas obtidas no coletor de admissão são praticamente as mesmas. Tabelas 5.9 e 5.19

Tabela 5.18 Parâmetros de estabilização para a aquisição dos resultados de emissões, Ponto 2 do ESC, proposta 3

CONDIÇÕES DE CONTORNO												FATORES		
Combinação	Rotação	Potência	Carga	Torque	P1	P4	Diesel Press.	T1	T22	Temp. da água	Diesel Temp.	Pressão de Injeção	Início de injeção	posição válvula EGR
No.	rpm	kW	Kgf	Nm	Mbar	mbar	bar	°C	°C	°C	°C	bar	° Dpms	mV
1	1380	104	102,9	722,9	250	2000	0,7	15	30	100	40	-100	2	3500
2	1380	104	102,5	719,8	250	2000	0,7	15	30	100	40	0	0	3500
3	1380	104	102,4	719,2	250	2000	0,7	15	30	100	40	100	2	3500
4	1380	104	102,5	719,8	250	2000	0,7	15	30	100	40	100	0	3000
5	1380	104	102,5	719,7	250	2000	0,7	15	30	100	40	0	2	3000
6	1380	104	102,6	720,6	250	2000	0,7	15	30	100	40	-100	0	4000
7	1380	104	102,3	718,5	250	2000	0,7	15	30	100	40	0	-2	4000
8	1380	104	102,5	719,6	250	2000	0,7	15	30	100	40	100	0	4000
9	1380	104	102,7	721,0	250	2000	0,7	15	30	100	40	0	2	4000
10	1380	104	102,6	720,5	250	2000	0,7	15	30	100	40	-100	0	3000
11	1380	104	102,5	720,1	250	2000	0,7	15	30	100	40	-100	-2	3500
12	1380	104	102,5	720,0	250	2000	0,7	15	30	100	40	0	-2	3000
13	1380	104	102,4	719,2	250	2000	0,7	15	30	100	40	0	0	3500
14	1380	104	102,3	718,6	250	2000	0,7	15	30	100	40	100	-2	3500
15	1380	104	102,3	718,4	250	2000	0,7	15	30	100	40	0	0	3500

Da Tabela 5.20 mostra que as taxas de EGR obtidas em proposta 3 foram em média iguais a 28%, sendo este valor 272% maior que a média da proposta1 e 73% maior que proposta 2.

Tabela 5.19 Resultados de pressões e temperaturas da proposta 3

Combinação	PRESSÕES					TEMPERATURAS							
	P1	P21	P22	P3	P4	T1	T21	T22	T3	T4	Temp. água (entrada do resfriador)	Temp. água (saída do resfriador)	Temp. coletor admissão
-	mbar	bar	bar	bar	Mbar	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1	8,82	2,08	2,08	2,17	70,27	13,8	113	25,7	568	380	72,6	76,5	47,4
2	15,48	2,11	2,11	2,20	72,03	13,4	113,7	25,8	568	379	72,6	76,5	47,1
3	15,39	2,02	2,02	2,11	66,93	13,6	112,5	26	564	379	72,5	76,2	46,8
4	16,66	2,09	2,09	2,19	71,15	13,5	113,7	26,4	562	375	72,6	76,4	47,4
5	16,27	2,06	2,06	2,15	69,68	13,4	113,5	26,5	560	374	72,5	76,2	47,3
6	16,76	2,14	2,14	2,23	71,83	13,6	115,4	26,9	573	381	72,7	76,7	47,4
7	17,44	2,18	2,18	2,27	73,60	13,6	116,7	27,3	576	382	72,8	76,8	47,5
8	16,07	2,09	2,09	2,18	69,78	13,2	114,7	27	569	381	72,5	76,3	47,4
9	16,27	2,05	2,05	2,14	68,21	13,2	113,7	26,9	567	380	72,4	76,2	47,3
10	17,15	2,15	2,16	2,25	73,60	13,4	115,1	27,3	567	376	72,7	76,4	47,7
11	17,54	2,23	2,23	2,32	77,22	13,7	118,4	27,9	579	383	72,8	76,8	47,7
12	17,44	2,20	2,20	2,30	76,54	13,7	118,2	28	573	379	72,6	76,5	48,2
13	16,95	2,11	2,11	2,21	71,34	13,6	117,1	27,8	571	382	72,5	76,4	47,7
14	17,15	2,16	2,16	2,26	73,40	13,8	118	28,1	575	383	72,9	76,8	48,0
15	16,37	2,11	2,11	2,21	71,25	13,5	116,5	27,7	571	381	72,4	76,3	47,9
Média	16,12	2,12	2,12	2,21	71,79	13,5	115,3	27,0	570	380	72,6	76,5	47,5

Tabela 5.20 Resultados de consumo de combustível e emissões de poluentes da proposta 3

Combinação	COMBUSTÍVEL		EMISSIONES								
	Consumo	Consumo Especifico	Lambda	NOx	CO	HC	Vazão de Ar	Vazão de Escape	MIRA	Taxa de EGR	Vazão de EGR
-	kg/h	g/kW.h	-	g/kW.h	g/kW.h	g/kW.h	kg/h	kg/h	g/kW.h	%	kg/h
1	21,2	202,8	1,37	0,73	0,369	0,032	419,4	440,6	0,156	27,4	166,6
2	21,3	204,7	1,38	0,69	0,300	0,032	424,3	445,6	0,095	28,0	172,9
3	21,0	201,8	1,36	0,79	0,383	0,030	411,3	432,2	0,179	27,8	166,3
4	21,2	203,7	1,39	0,80	0,228	0,029	423,8	445,0	0,061	28,4	176,7
5	20,9	200,7	1,39	0,85	0,261	0,028	419,3	440,2	0,298	28,8	177,9
6	21,4	205,5	1,38	0,66	0,343	0,029	425,7	447,1	0,170	27,6	170,4
7	21,5	207,2	1,39	0,62	0,301	0,031	431,7	453,3	0,180	27,6	172,8
8	21,4	205,8	1,36	0,69	0,284	0,028	417,8	439,2	0,093	27,6	167,1
9	21,1	202,3	1,36	0,73	0,370	0,027	413,4	434,4	0,175	27,5	164,5
10	21,4	205,5	1,41	0,73	0,273	0,028	434,5	455,9	0,080	28,3	179,6
11	21,7	208,8	1,40	0,62	0,345	0,030	439,5	461,3	0,113	27,2	172,2
12	21,6	207,8	1,42	0,70	0,254	0,030	441,9	463,5	0,056	28,5	185,2
13	21,3	204,9	1,38	0,67	0,304	0,030	423,4	444,7	0,108	28,0	173,2
14	21,6	208,2	1,38	0,64	0,264	0,031	428,6	450,2	0,060	27,9	174,0
15	21,4	206,1	1,37	0,67	0,300	0,030	422,8	444,2	0,101	28,4	176,4
Mínimo	20,9	200,7	1,36	0,62	0,228	0,027	411,3	432,2	0,056	27,2	164,5
Máximo	21,7	208,8	1,42	0,85	0,383	0,032	441,9	463,5	0,298	28,8	185,2
Média	21,3	205,1	1,38	0,71	0,305	0,030	425,2	446,5	0,128	27,9	173,1

Na terceira configuração, após a definição da utilização da pós-injeção, as variáveis de maior influência para a redução do NO_x, foram a associação das mudanças de posição de válvula de EGR e do ponto da injeção principal, conforme mostra a Figura 5.8.

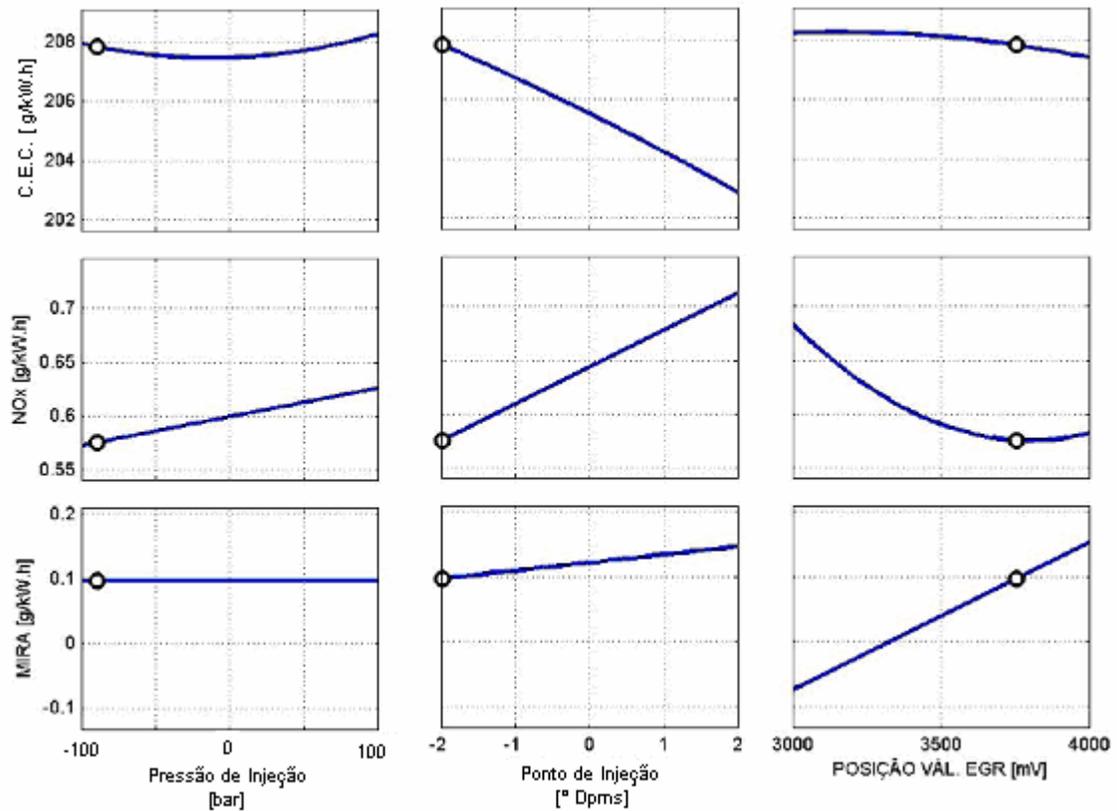


Figura 5.8 Avaliação das variações de ponto, pressão de injeção e posição da válvula de EGR

5.4 Configurações I, II e III – Considerações

A seguir estão os resultados das interações e as mudanças de comportamento do motor conforme as alterações das Configurações avaliadas, I, II e III. Para se observar a interação entre as mudanças dos componentes do motor com as condições de contorno para a injeção utilizou-se o método de análise de superfície.

Foram avaliados os seguintes parâmetros:

- Condições de contorno da injeção principal,
- Taxas de EGR,
- Consumo Específico de Combustível,
- Lambda,
- Monóxido de Carbono, CO,
- MAF,
- Pressão de Combustão.

5.4.1 Condições de contorno da Injeção Principal

Conforme demonstrado na secção 3.2.1. “Princípio de funcionamento do sistema de EGR” se a redução do NO_x fosse causada apenas pelo retardo do ponto de injeção os resultados do consumo específico de combustível aumentariam. No entanto, com a utilização da tecnologia de EGR, os valores de consumo obtidos na proposta 2 viabilizaram as modificações das condições de contorno da injeção principal. Assim para a proposta 3 variaram-se as condições de ponto da injeção principal e pressão do combustível. (Figuras 5.9 e 5.10).

É importante observar que para as condições onde o ponto de injeção e a pressão de combustível são iguais a zero, Figuras 5.9 e 5.10, referem-se a condição de base utilizada nas propostas 1 e 2.

Considerando a Figura 5.9, se imaginada uma linha na escala do MIRA igual a 0,1 g/kWh, próximo de 0,7 a 0,75 g/kWh de NO_x , na linha do zero, são os valores obtidos com as condições de injeção da primeira e segunda versões, porém mais baixos agora em função das alterações dos componentes do sistema de EGR e da temperatura da água do motor. Os valores obtidos abaixo destes valores de NO_x foram causados graças aos retardos do ponto de injeção Figura 5.9 e a redução da pressão do combustível, Figura 5.10, provocados na terceira configuração. Estas duas alterações foram fundamentais para que o motor atingisse os valores próximos aos objetivos definidos no início deste estudo e explicam a diferença entre as áreas das três propostas demonstradas através dos gráficos a seguir.

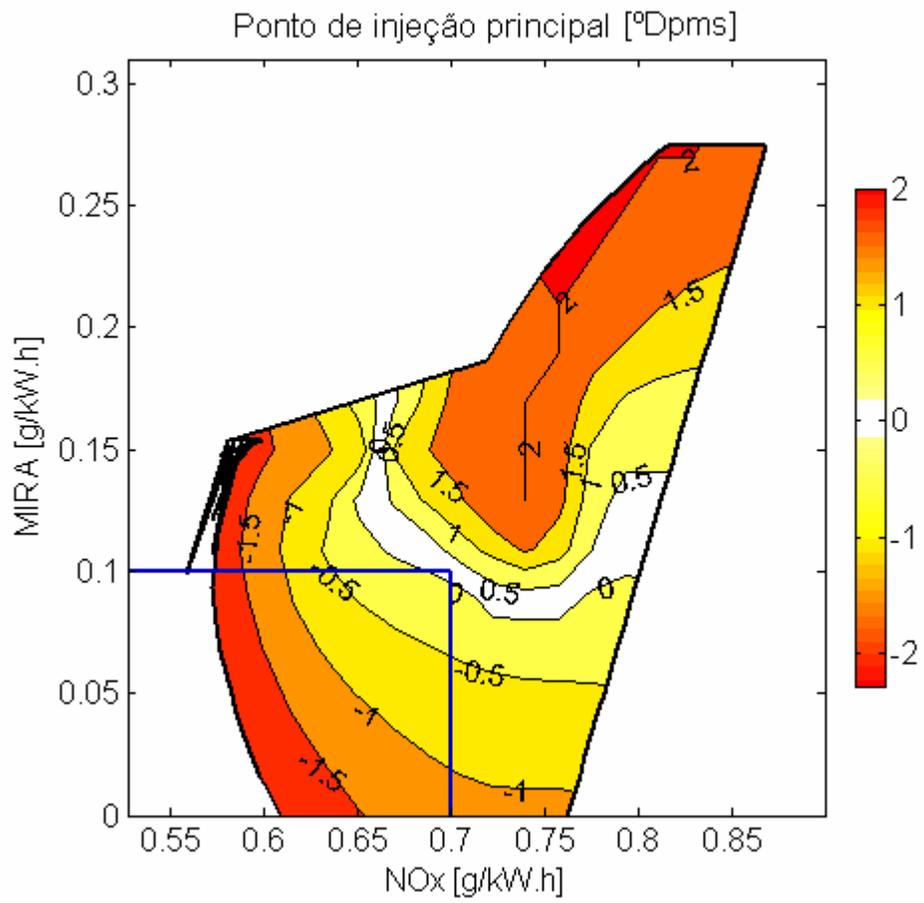


Figura 5.9 Variação do Ponto de Injeção Principal, proposta 3

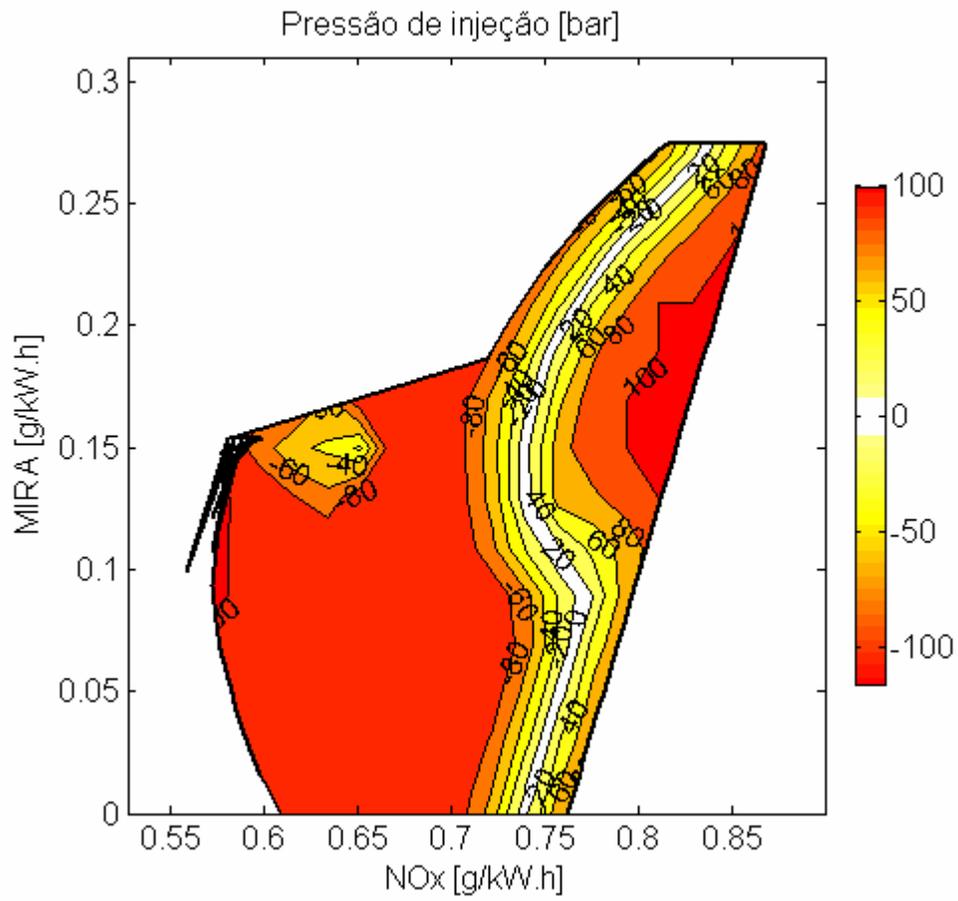


Figura 5.10 Variação da pressão de injeção de combustível, proposta 3

5.4.2 Taxas de EGR

Conforme Colban e Miles (2007) os valores da fumaça, conseqüentemente do material particulado emitido pelo motor Diesel, são resultados de uma competição entre os processos de formação e oxidação, o que explica o incremento do MIRA quando aumentada as taxas de EGR. Ver Figuras 5.11 a 5.13.

Na Figura 5.9 as taxas de EGR 4% a 12% obtidas na proposta 1, reduziram o NO_x ao mínimo valor de 2,18 g/kW.h, insuficiente para o principal objetivo deste estudo que é o de reduzir as emissões de NO_x à 0,5 g/kW.h.

As mudanças proporcionadas pela proposta 2 do motor, Figura 5.12, geraram um aumento de 6,07% na taxa máxima de EGR, provocada principalmente pelas mudanças do turbocompressor e a utilização da válvula de restrição. Outro fator essencial foi a utilização de um sistema externo para a água utilizada no resfriador de EGR que proporcionou uma redução na temperatura dos gases recirculados que são diluídos com o ar limpo na admissão favorecendo a troca térmica dos gases durante o processo de combustão, reduzindo assim a temperatura da chama e o processo de produção do NO_x .

Na Figura 5.12, com o aumento das taxas de EGR, houve de fato uma redução das emissões de NO_x , indo de 2,59 para 0,88 g/kW.h. No entanto observase que o MIRA, foi acrescido 5 vezes no seu máximo valor, atingindo com a segunda proposta 0,29 g/kW.h.

Com os benefícios da proposta 3 de utilização do novo resfriador dos gases de EGR e a recalibração do sistema de injeção pode-se chegar muito próximo do objetivo deste estudo, reduzindo aproximadamente 10 vezes as concentrações de NO_x emitidas pelo motor, ver figura 5.11. Na proposta 3 a taxa de EGR variou de 27,4 a 28,6 %.

Na Figura 5.13 pode-se observar que o formato da área da proposta 3 é diferente das anteriores, isto se traduz em maior flexibilidade de sua utilização já que para o mesmo NO_x há diversos pontos de MIRA. Este fenômeno foi causado pelas mudanças nas condições de contorno para a injeção principal, seção 5.4.1. Exemplo, para um NO_x igual a 0,7 g/kWh o MIRA pode variar de 0 a 0,17 g/kWh, desta forma é utilizado como parâmetro de definição um fator secundário como, consumo de combustível, pressão de combustão, temperatura de escape.

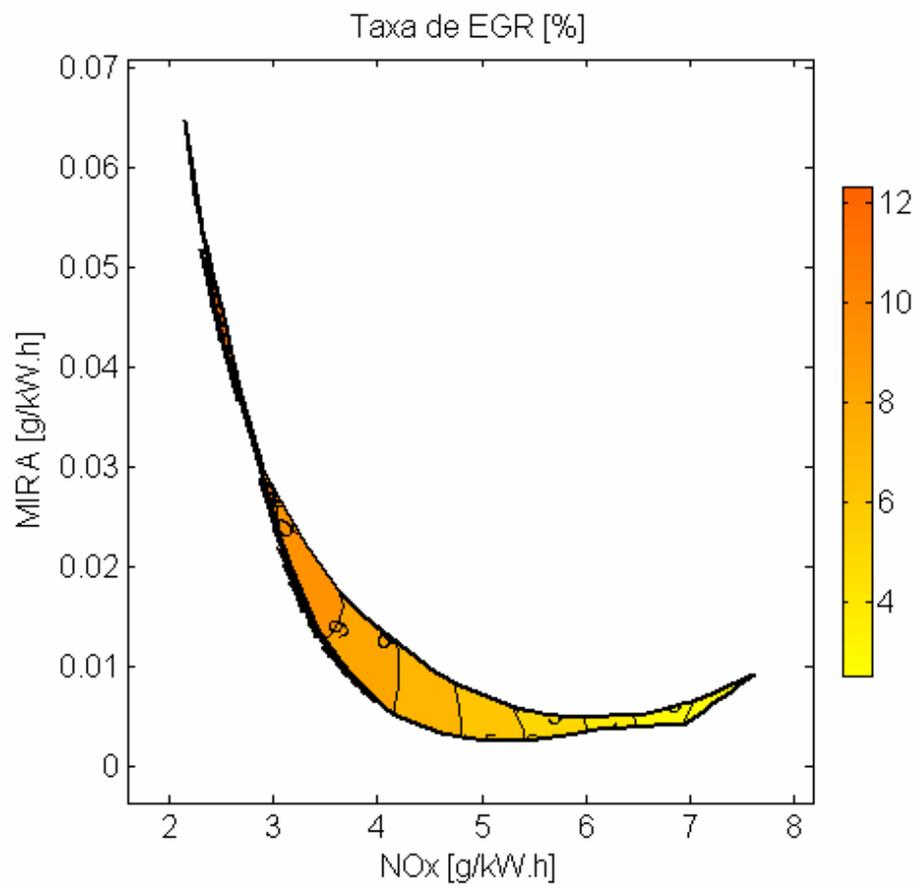


Figura 5.11 Proposta 1 - Taxa de EGR

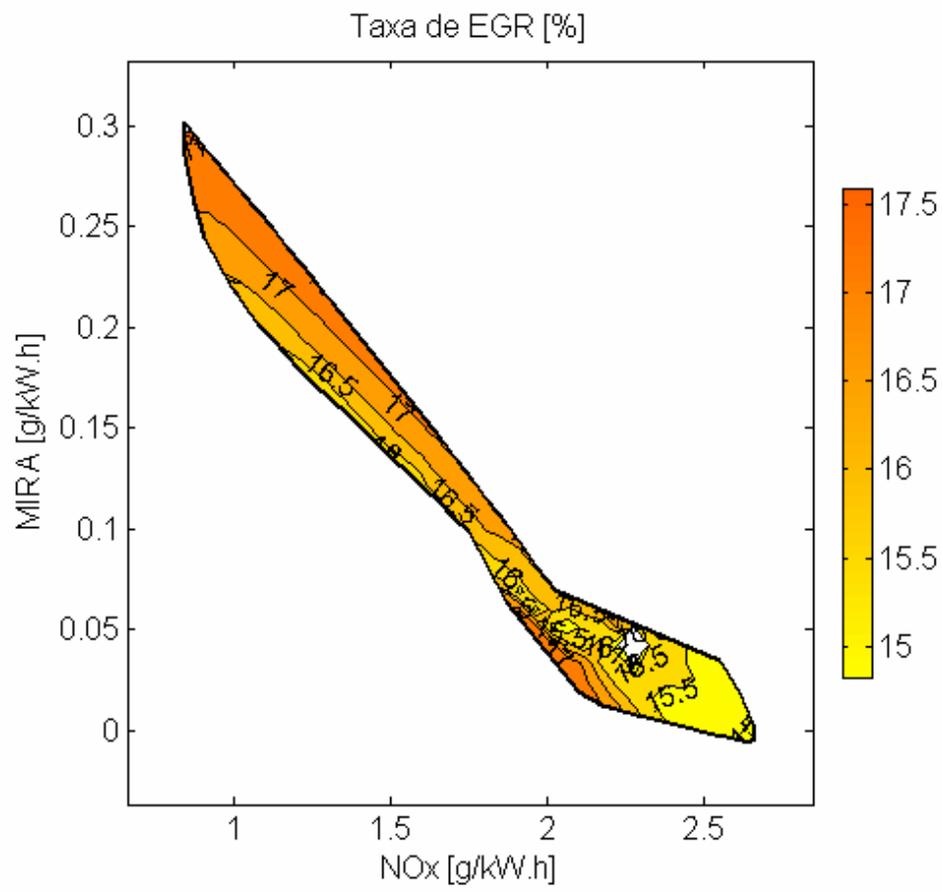


Figura 5.12 Proposta 2 - Taxa de EGR

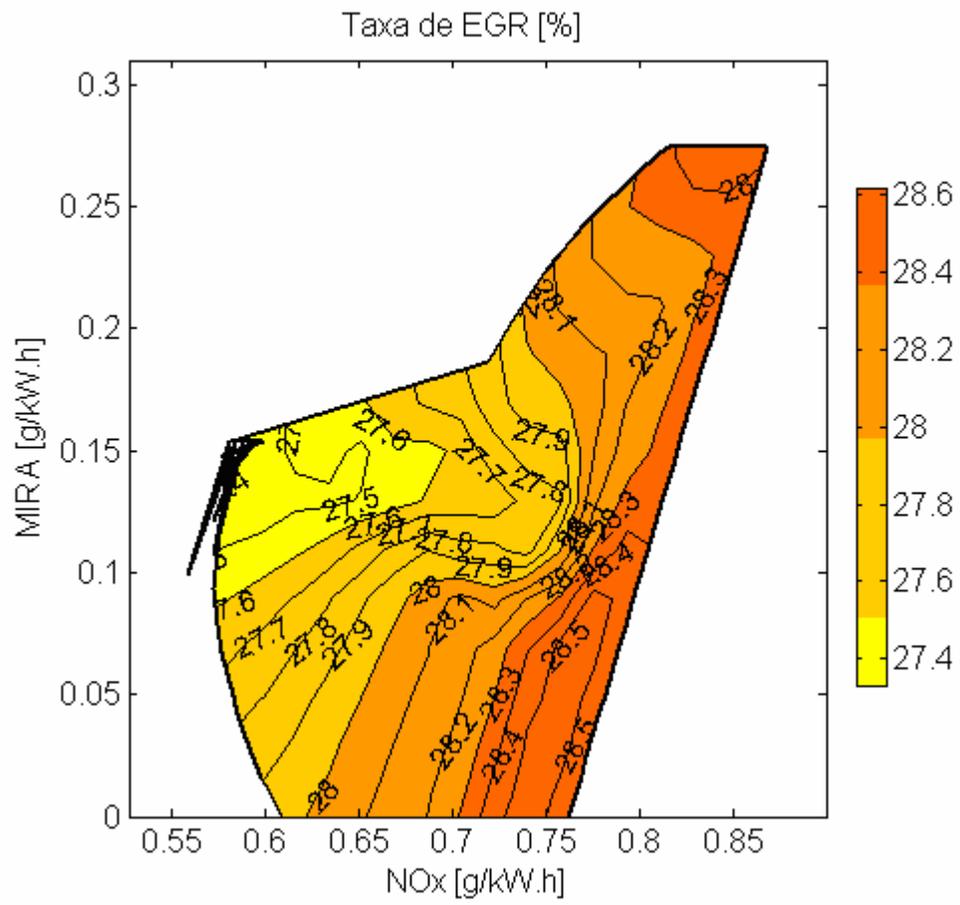


Figura 5.13 Proposta 3 - Taxa de EGR

5.4.3 Consumo Específico de Combustível

As melhorias obtidas com o aumento da taxa de EGR proporcionam uma grande redução das emissões específicas de NO_x provocada pelo atraso da ignição, conseqüentemente isto traz uma piora no rendimento térmico do motor. Este efeito somado ao trabalho de bombeamento dos gases de escape são os principais responsáveis pelo incremento do consumo de combustível, Jacobs et al. (2003). O aumento das perdas por bombeamento se dá pela necessidade de se aumentar o diferencial de pressão do coletor de escape/admissão. Na Figura 5.14, pode-se observar o comportamento do motor quando aumentada a taxa de EGR de 2,5 para 12 na primeira proposta, o aumento no consumo específico de combustível quando atingida a maior taxa foi de 5,8 % em relação a menor.

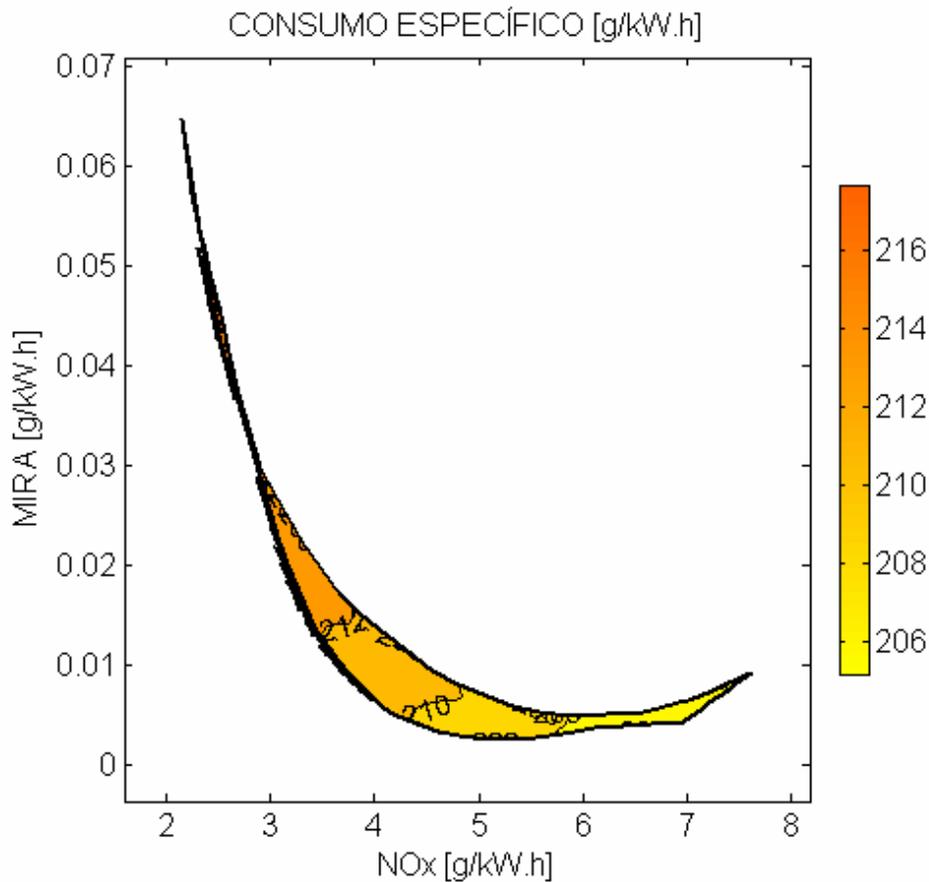


Figura 5.14 Proposta 1 - Consumo específico de combustível

Na configuração II, o comportamento do motor foi semelhante quando aumentada a taxa de EGR, porém mesmo com um aumento de 114,6 % nas médias das taxas de EGR em relação a primeira versão (7,53% na primeira proposta e 16,14% na segunda proposta) as melhorias do consumo específico se justificam pelas mudanças das vazões de ar que o conjunto de turbo dois estágios causou, mantendo o lambda, ver Figuras 5.15 e 5.16.

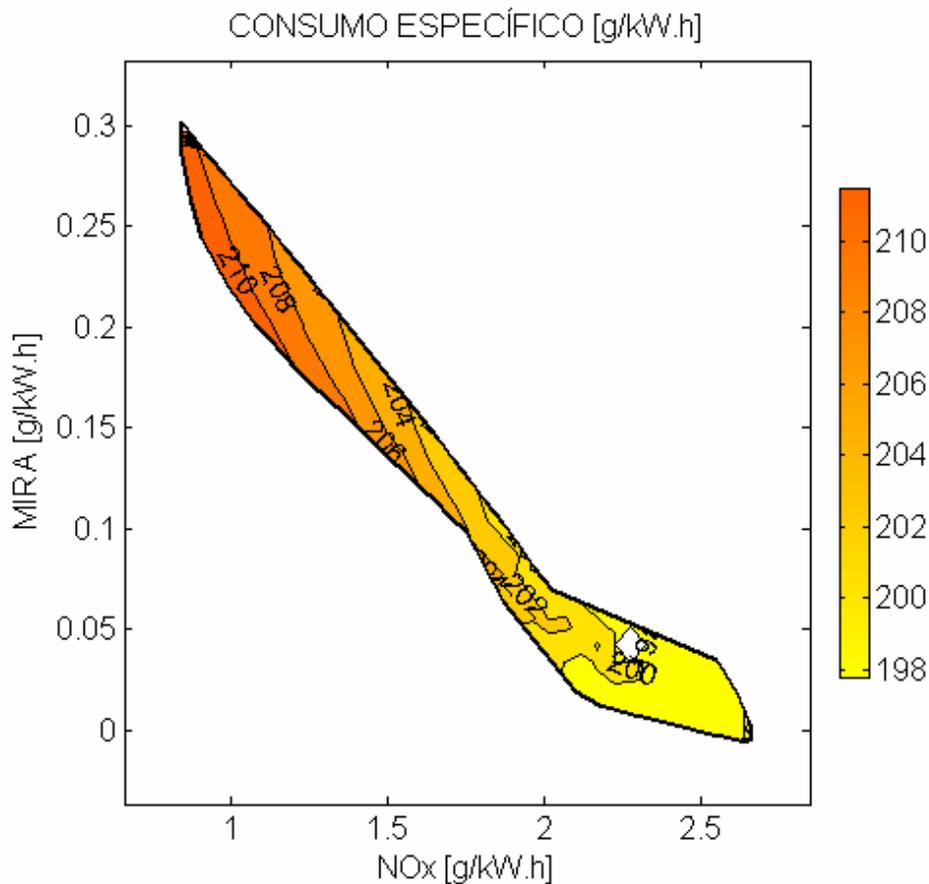


Figura 5.15 Proposta 2 - Consumo específico de combustível

Na Figura 5.16, pode-se observar que as melhorias obtidas com a terceira proposta reduziram o consumo específico de combustível abaixo do valor definido como objetivo no início deste estudo que é de 210 g/kWh.

Neste caso as melhorias no rendimento do motor foram proporcionadas principalmente pelo aumento da pressão do combustível e adiantamento do ponto de injeção principal.

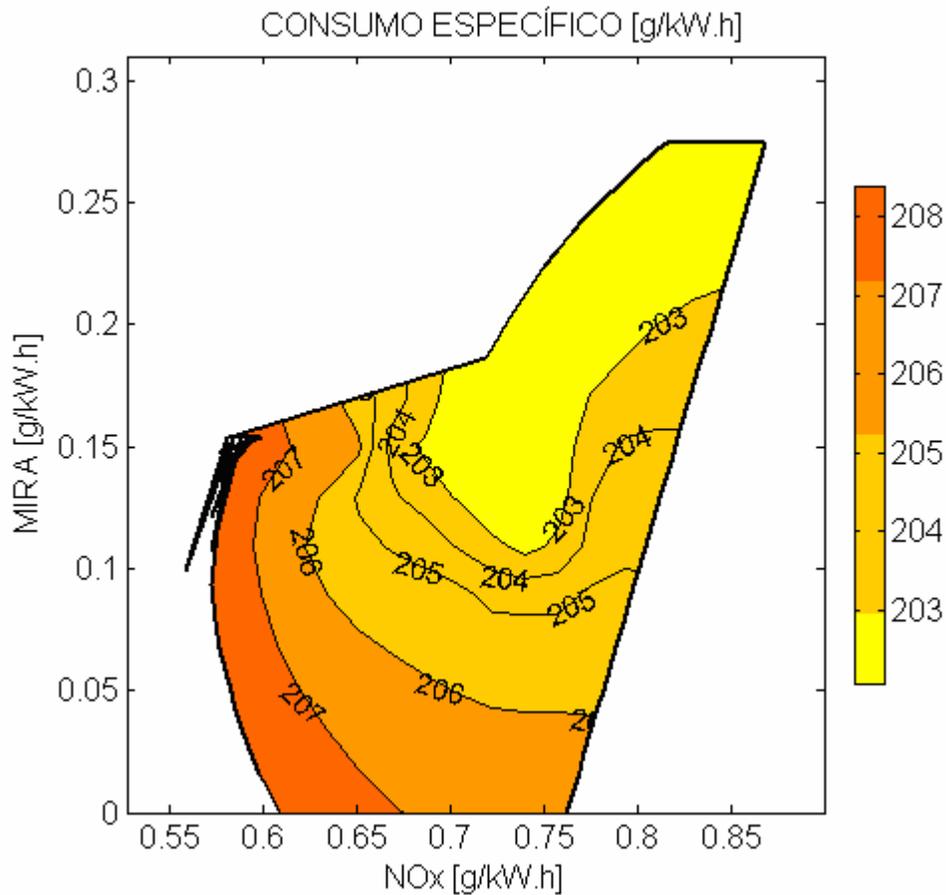


Figura 5.16 Proposta 3 - Consumo específico de combustível

5.4.4 Lambda

O lambda é o indicativo de uma boa combustão, pois quanto maior ele for melhor será o rendimento do motor.

Os motores Diesel com a tecnologia de EGR tem como característica de operação condições de mistura mais enriquecidas, ou seja, onde se tem menos ar na relação Ar/Combustível, ou lambda. Este fenômeno causa a redução dos valores de NO_x através dos retardos da ignição ocasionados pela redução do agente oxidante (O) Oxigênio, devendo ele ser controlado para que seja mantida a estequiometria da combustão, pois se a redução do NO_x for baseada apenas no aumento da massa de gás de escape recirculado, os valores atingidos de

lambda podem ser tão baixos que a combustão se torna falha chegando ao ponto de ocorrer o apago da chama.

As Figuras 5.17 a 5.19 a seguir ilustram esse efeito, mostrando que para as situações com altas taxas de EGR a grande diluição do ar limpo diminui significativamente os valores do Lambda.

Na Figura 5.19, conforme apresentado na seção 5.3.4.2., mesmo com o aumento de 271% no valor médio da taxa de EGR da primeira para a terceira configuração, os valores de lambda foram mantidos graças a eficiência do turbo de dois estágios e as modificações realizadas nas condições da injeção de combustível.

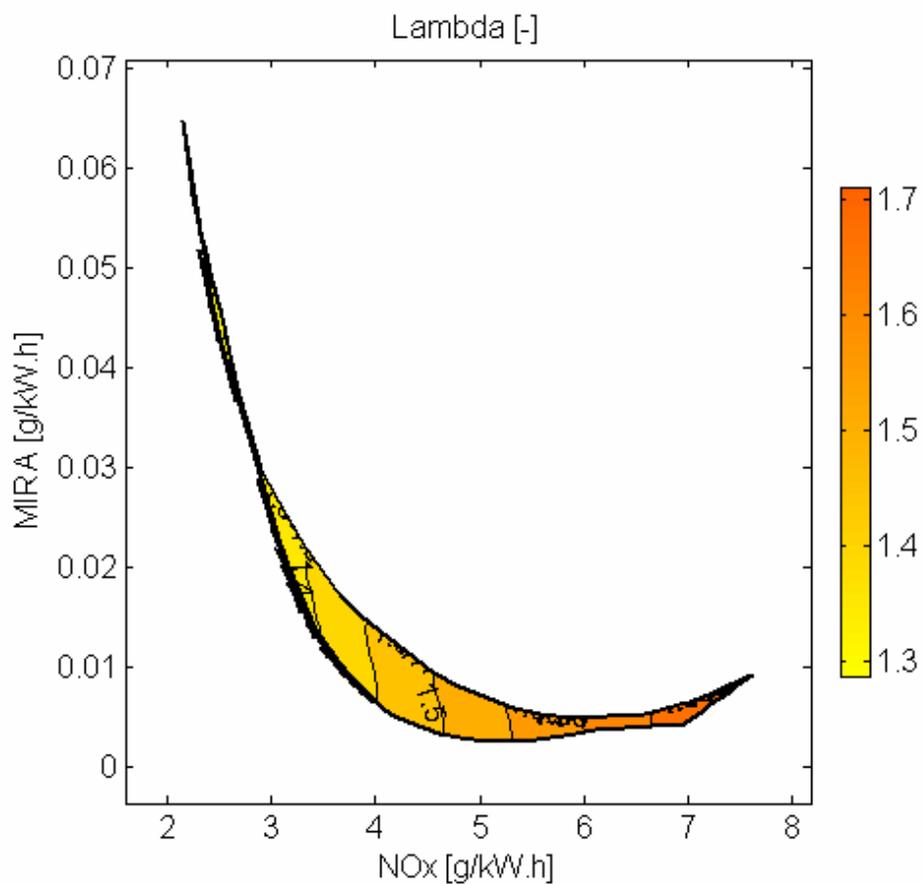


Figura 5.17 Resultados de Lambda Proposta 1

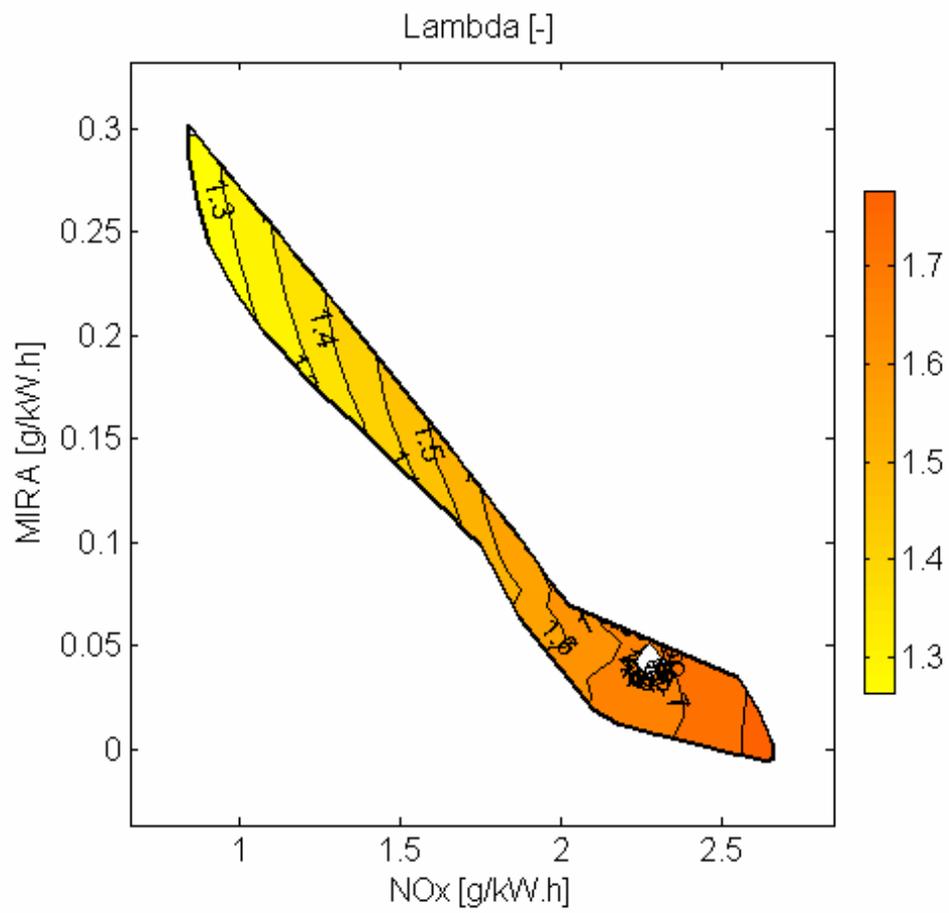


Figura 5.18 Resultados de Lambda Proposta 2

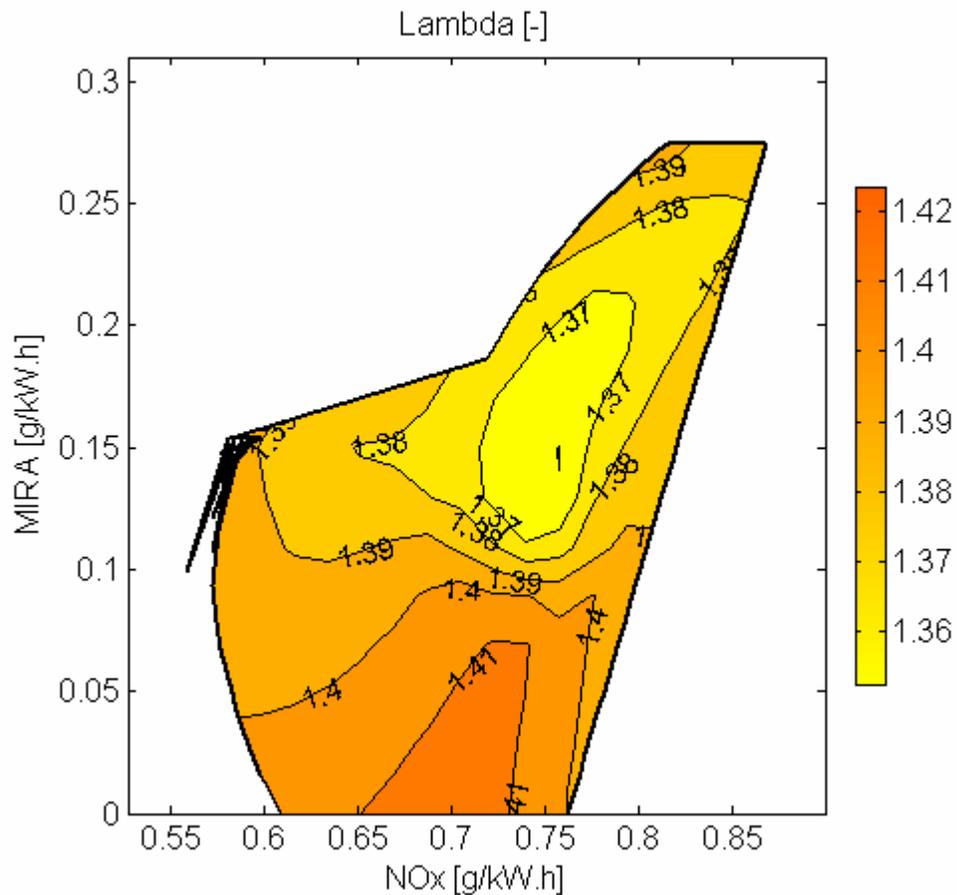


Figura 5.19 Resultados de Lambda Proposta 3

5.4.5 Monóxido de Carbono, CO

Conforme secção 2.3 “Formação do Monóxido de Carbono”, a formação de CO ocorre principalmente pela combustão incompleta dos hidrocarbonetos na fase intermédiana causada por dois motivos. O primeiro é a falta de oxidantes que reduz o lambda e outro motivo são as baixas temperaturas de chama, Jacobs et al. (2003). Normalmente os valores de emissões de CO são baixos nos motores Diesel, pois sua combustão se baseia numa relação de ar/combustível sempre maior que um, com excesso de ar.

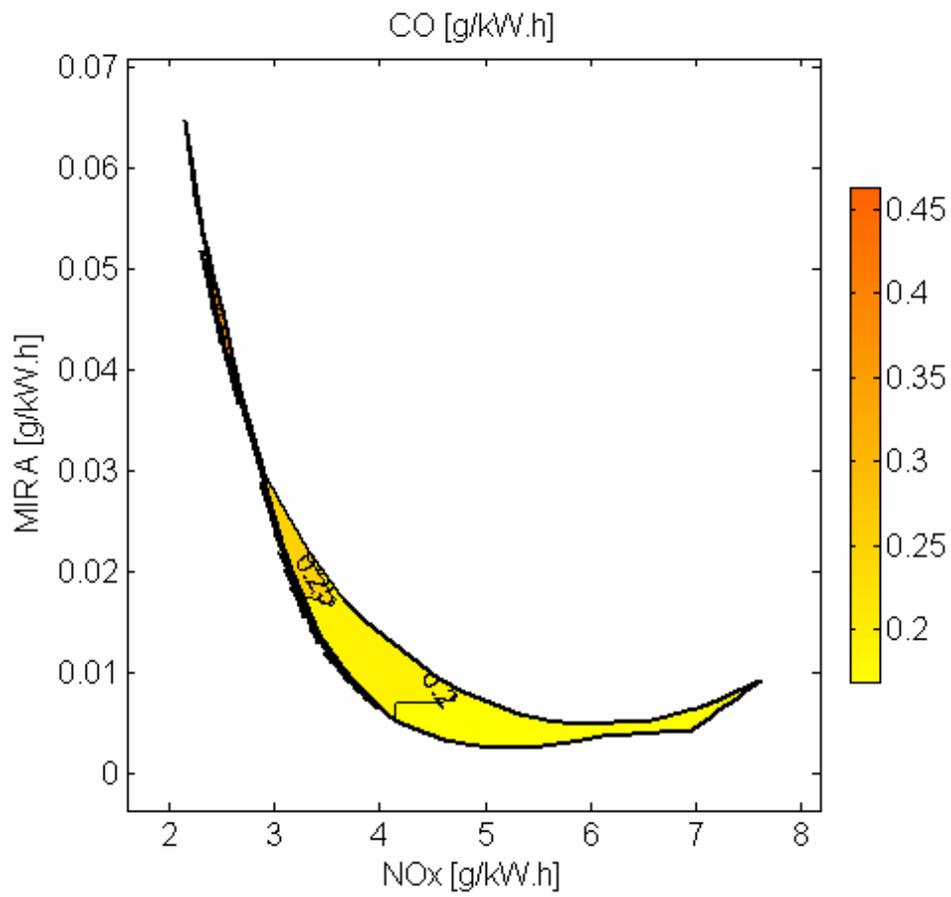


Figura 5.20 Resultados de Monóxido de Carbono, proposta 1

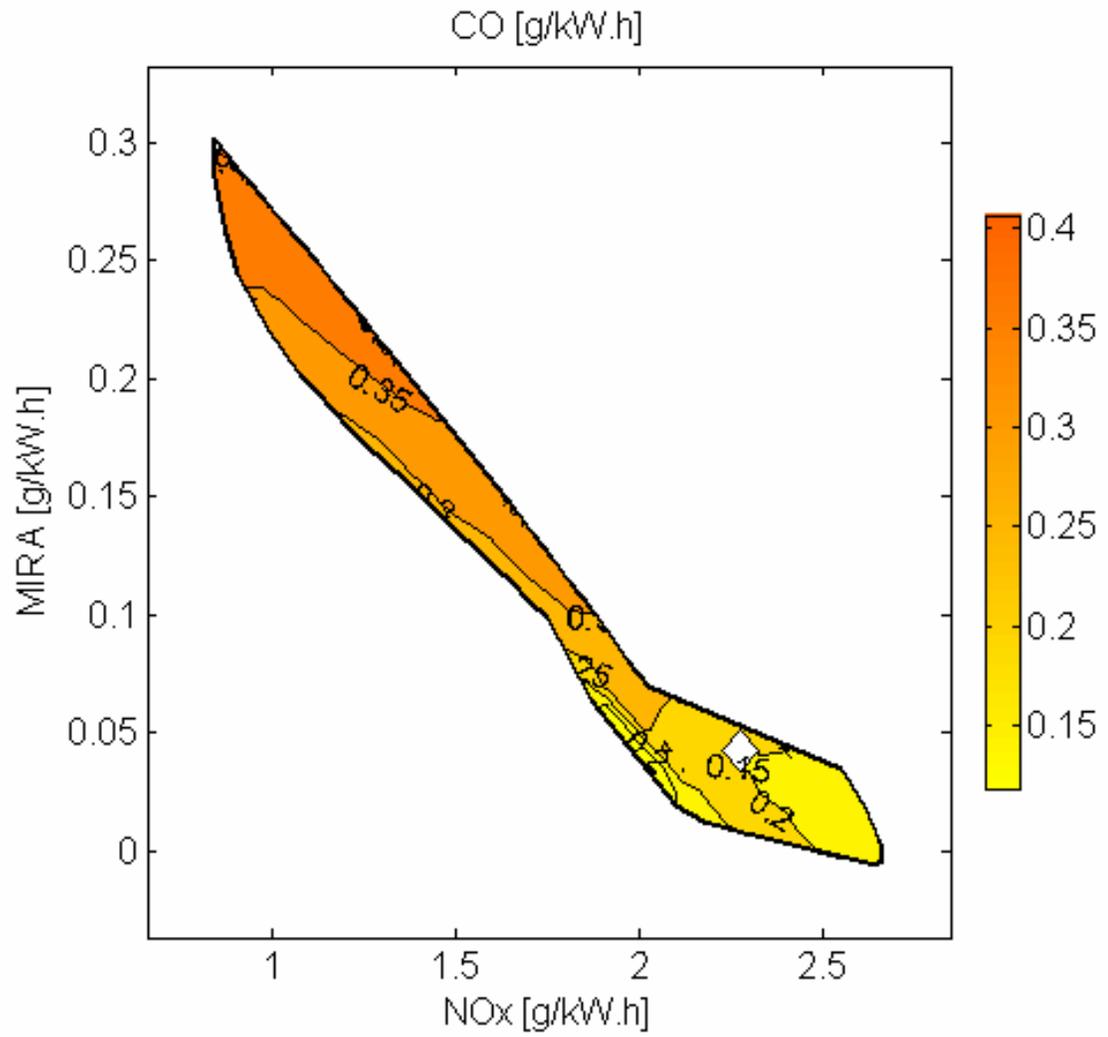


Figura 5.21 Resultados de Monóxido de Carbono, proposta 2

Pode-se observar que foram mantidos os níveis de emissões de CO mesmo com um aumento das taxas de EGR, Figuras 5.11 a 5.13. Nas Figuras 5.21 e 5.22 pode-se observar que o aumento na massa de gases recirculados na segunda proposta com o turbo de dois estágios praticamente não alterou a formação do CO, pois o incremento na massa de ar limpo admitido também aumentou em relação a primeira proposta garantindo assim a quantidade necessária de oxidantes para que a combustão ocorresse mantendo os mesmos níveis de lambda. Ver Figuras 5.17 e 5.18.

Na figura 5.20 referente a configuração III, pode-se observar uma grande redução do NO_x para valores próximos dos objetivos deste estudo, atingindo 0,6 g/kWh, estes resultados foram atingidos principalmente com os aumentos nas taxas de EGR. Conforme mencionado estas mudanças nas taxas deveriam piorar a formação do CO. No entanto as contrações de CO encontradas nesta configuração são mais baixas que nas versões anteriores para os mínimos valores NO_x atingidos com cada uma delas devido a dois fatores, o primeiro é a condição de ponto de injeção mais adiantada que beneficia o rendimento do motor, melhorando o processo de combustão e em segundo estão as grandes massas de ar que o conjunto de turbo compressor de dois estágios fornece neste conjunto.

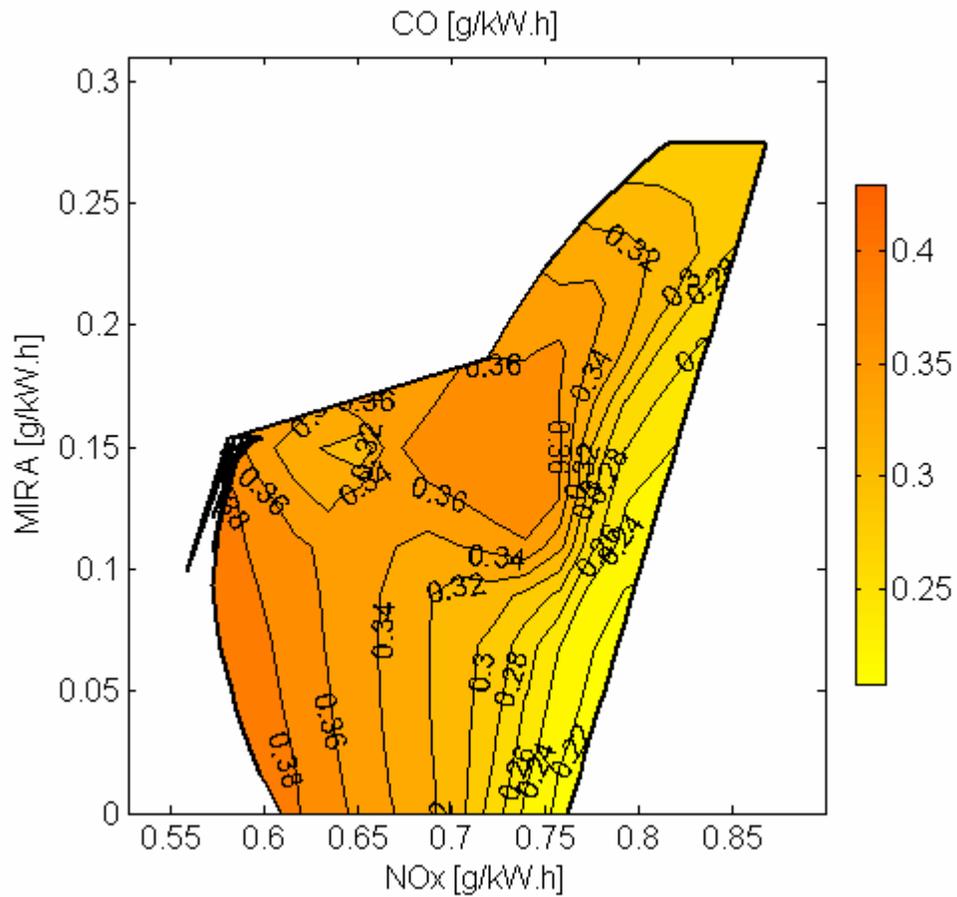


Figura 5.22 Resultados de Monóxido de Carbono, proposta 3

5.4.6 MAF (Mass flow Meter)

As Figuras 5.23 a 5.25 a seguir demonstram os benefícios do aumento da pressão do coletor de admissão proporcionado pela alteração do turbo VNT pelo de dois estágios, onde com uma redução de 10 vezes no NO_x foram mantidos os mesmos níveis de massa de ar limpo admitido pelo motor.

As vantagens de se incrementar as taxas de EGR para se obter a redução do NO_x , acontecem quando se consegue associar isso a um aumento na pressão do turbo, pois essa pressão

trás um aumento na massa de ar limpo utilizado na combustão, ver Figuras 5.23 e 5.24 de MAF (Mass Air Flow), que representam a vazão de ar limpo de admissão das versões um e dois.

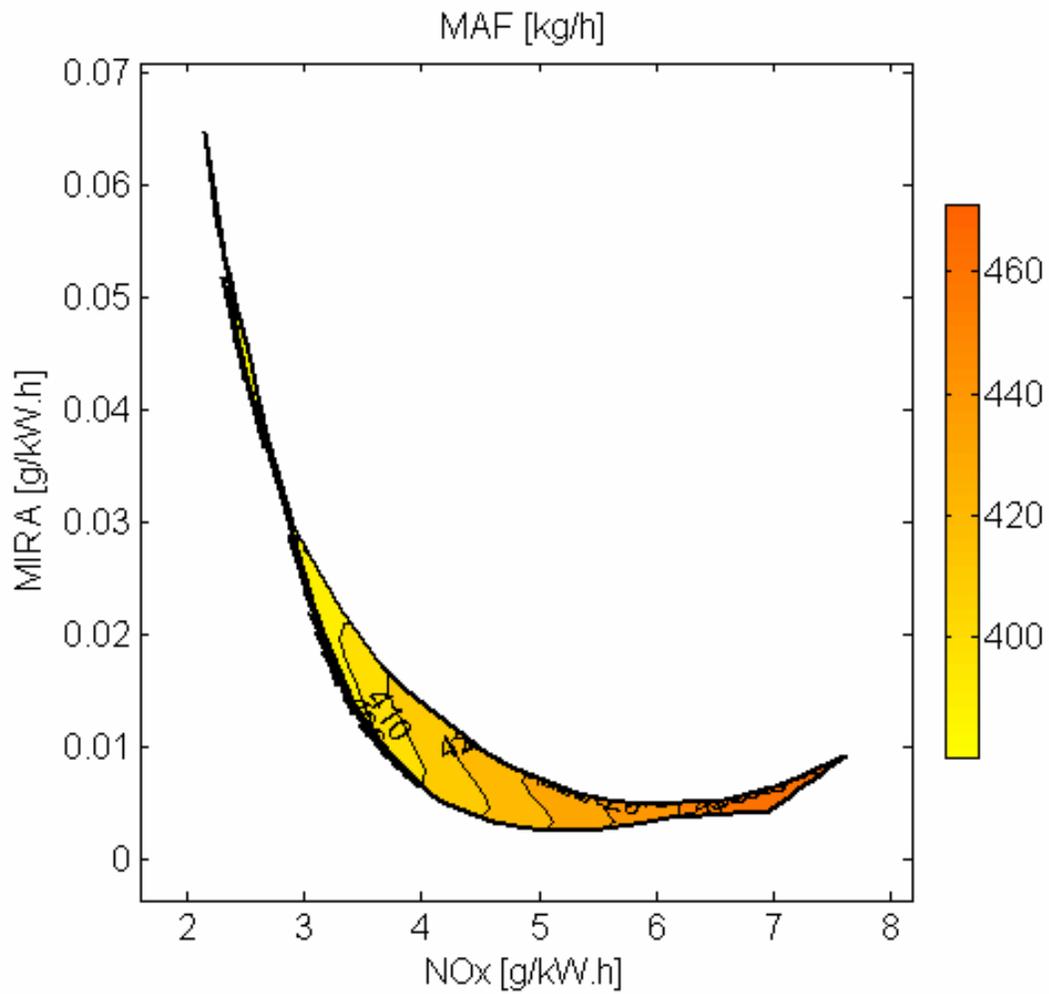


Figura 5.23 Resultados de vazão de ar, proposta 1

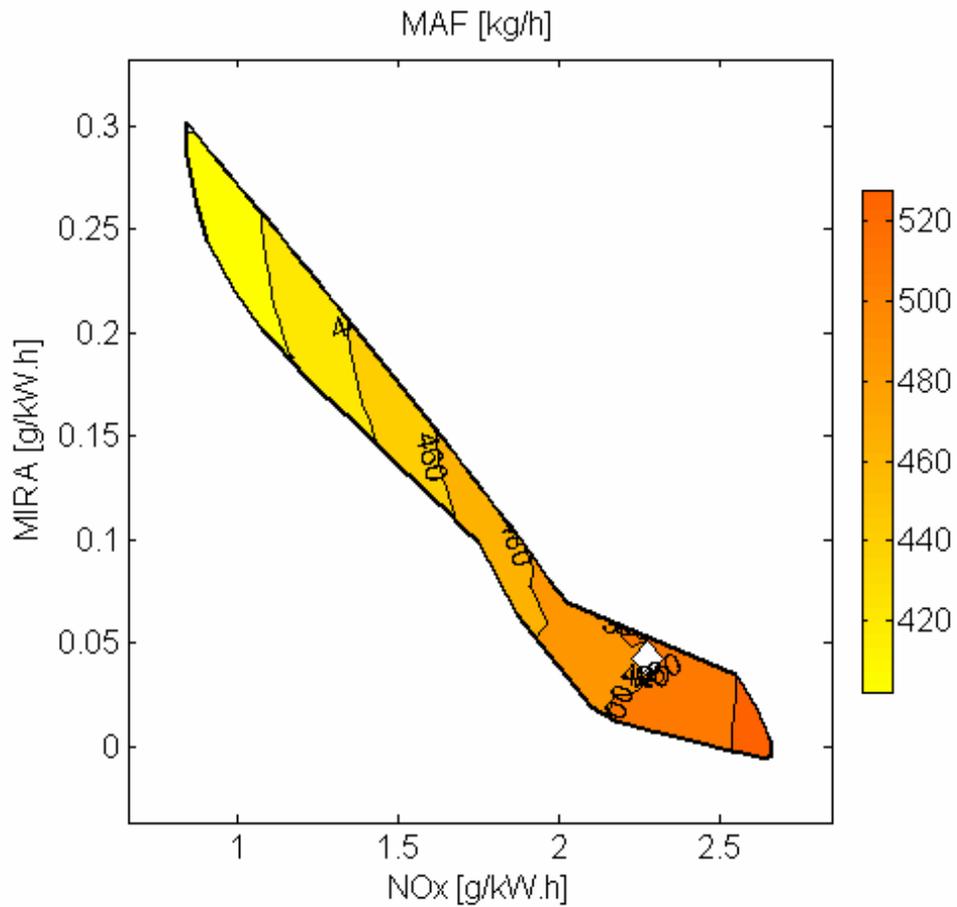


Figura 5.24 Resultados de vazão de ar, proposta 2

No comparativo da segunda com a terceira proposta, a tendência de redução do ar limpo com o aumento das taxas de EGR observado na Figura 5.24 não se repete na Figura 5.25, pois conforme explicado na secção 5.3.4.1, com a utilização da pós-injeção em conjunto com as modificações das condições de contorno para injeção principal, atraso do ponto da injeção principal e redução da pressão de injeção de combustível, provocam um aumento na contrapressão de escape que aumenta a pressão no coletor de admissão e a vazão de ar limpo.

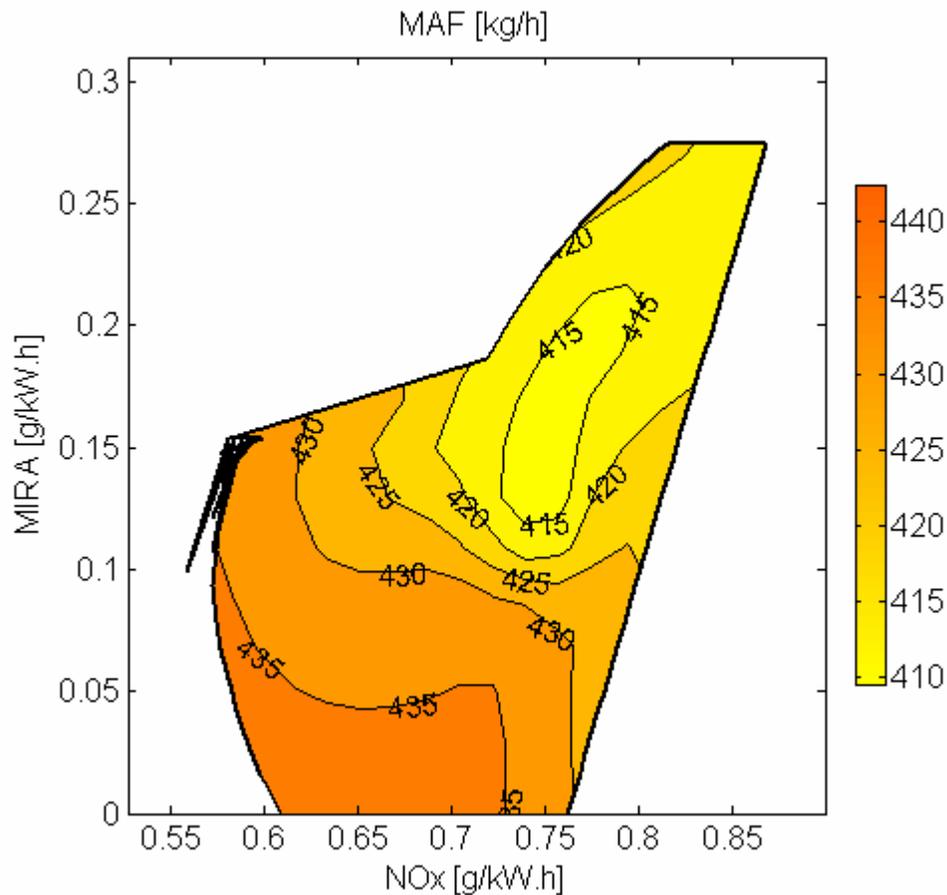


Figura 5.25 Resultados de vazão de ar, proposta 3

5.4.7 Pressão de combustão

A pressão de combustão está diretamente ligada ao aumento da massa de ar fornecida para a combustão (Melvin Woods e Roy Kamo, 2000). O aumento da pressão de combustão ocorrido da primeira para a segunda configuração do motor, Figuras 5.26 e 5.27, deve-se principalmente a este efeito, pelo incremento da pressão do turbo, neste caso 47% maior. Neste caso o fenômeno ocorrido pode ser facilmente explicado através da mudança da taxa de compressão relativa que leva em consideração basicamente dois fatores. O primeiro é o volume do cilindro formado quando o pistão esta na posição mais baixa em relação a face do cabeçote, ou ponto morto inferior. O segundo é o volume da câmara do pistão. Se a pressão do ar de admissão aumenta é como se o volume do cilindro fosse ampliado comprimindo uma maior massa de ar sobre o

mesmo volume da câmara do pistão quando ele estiver na posição mais alta em relação a face do cabeçote, ou ponto morto superior. Isto de forma direta aumenta a pressão interna do cilindro que é ainda mais ampliada no momento da combustão.

Nas Figuras 5.26 a 5.28 a seguir pode-se observar que nas condições de menor valor de NO_x ocorrem também as menores pressões de combustão. Conforme secção 3.2.1 “Princípio de funcionamento do sistema de EGR” isto acontece pela redução da velocidade da combustão provocada pela difusividade da chama.

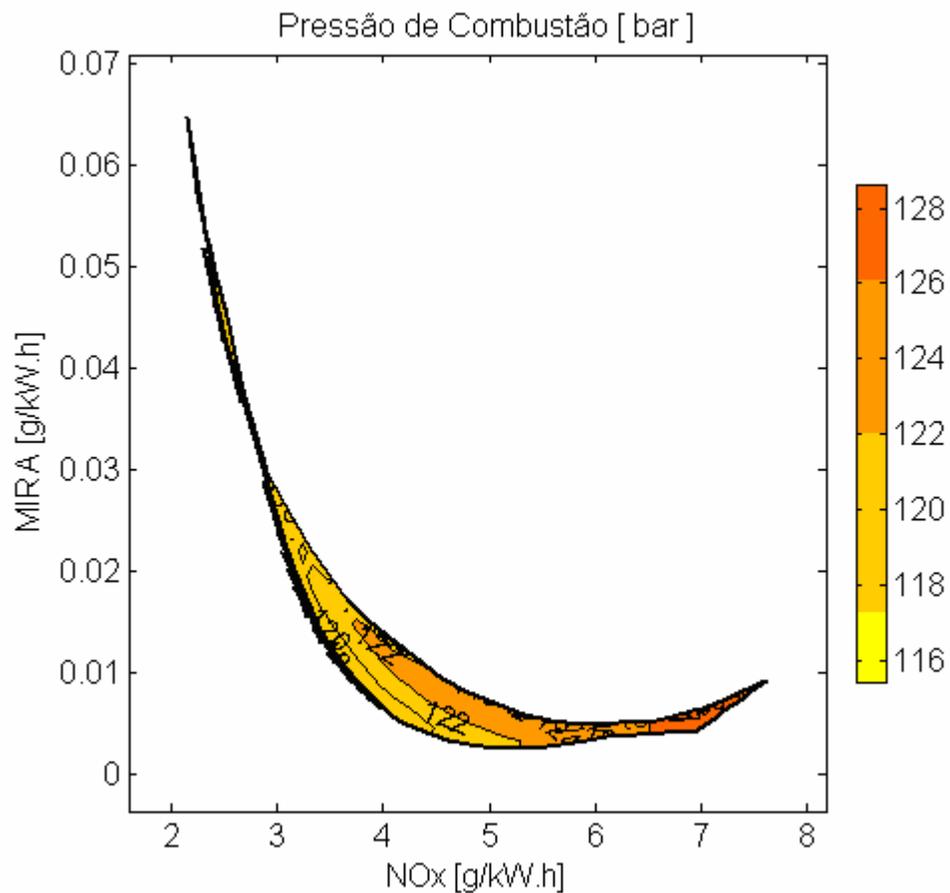


Figura 5.26 Resultados da pressão de combustão, proposta 1

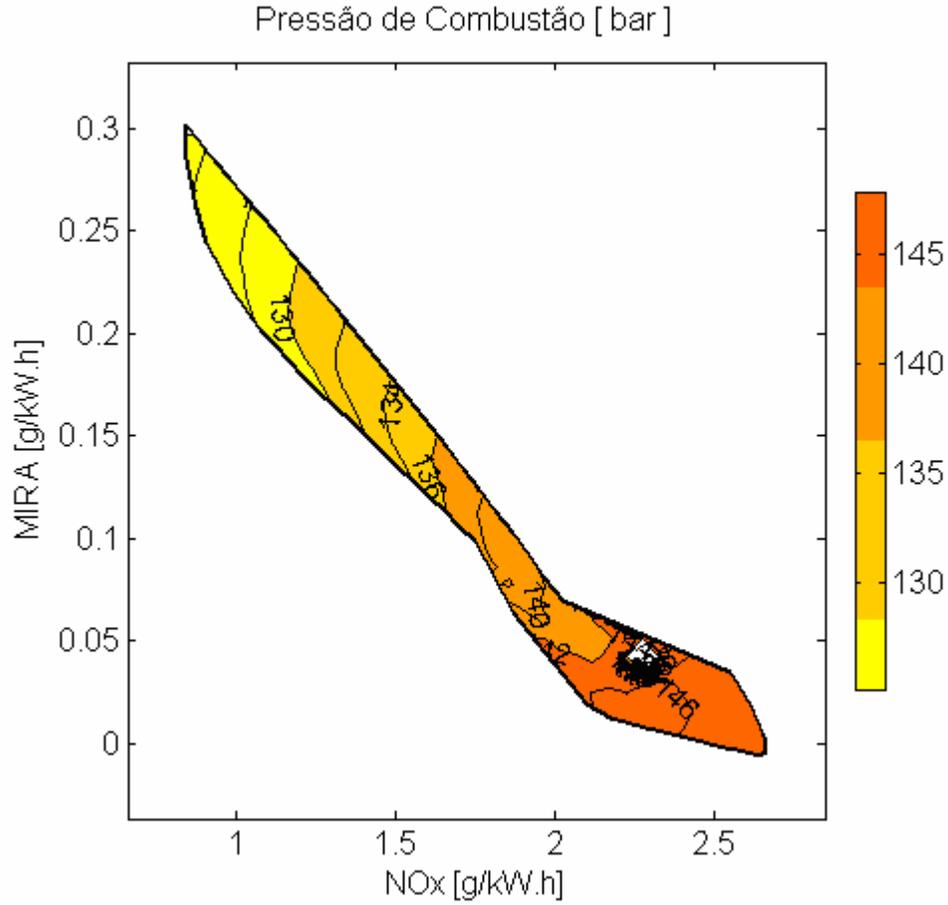


Figura 5.27 Resultados da pressão de combustão, proposta 2

Na Figura 5.28, referente a configuração três, o aumento de 12,9% na média das pressões de combustão em relação a versão anterior são resultados da condição de ponto de injeção principal mais adiantada. Isto só é permitido pela grande redução de NO_x proporcionado pelas mudanças da taxa de EGR.

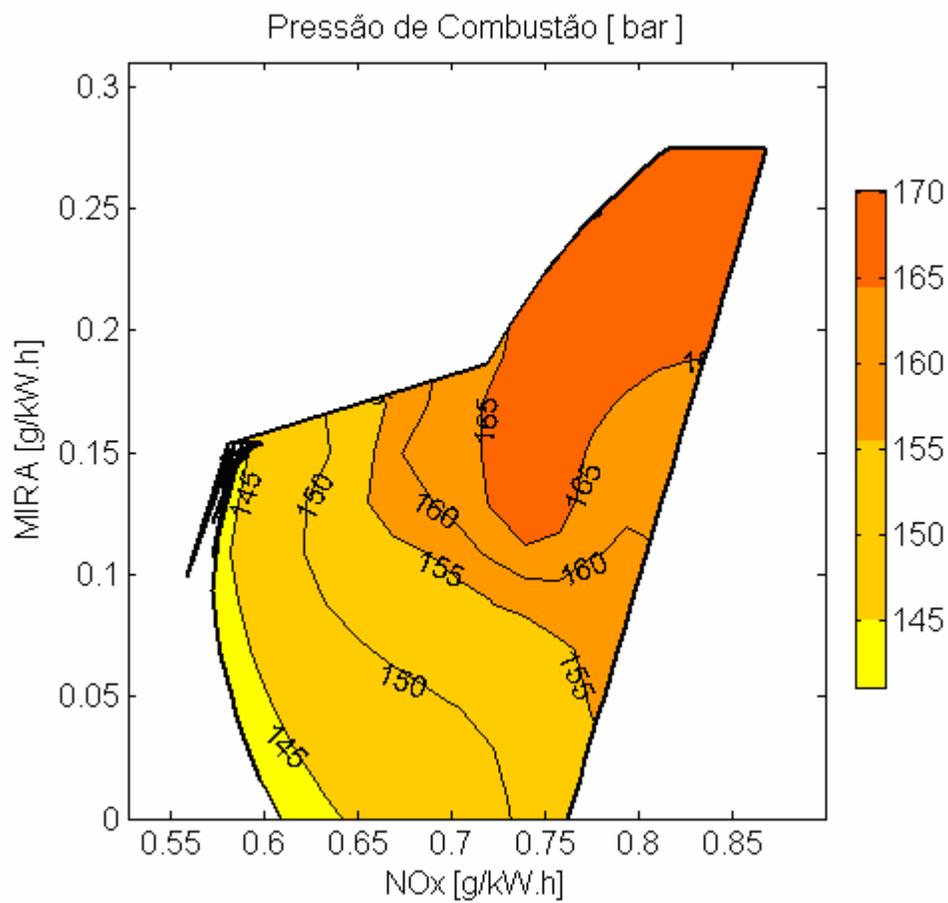


Figura 5.28 Resultados da pressão de combustão, proposta 3

5.5 Resultado global de emissões

Os componentes avaliados na proposta III atingiram os valores mínimos de NO_x igual 0,58 g/kWh e consumo específico de combustível de 208 g/kWh, sendo 14% maior que o objetivo do NO_x igual a 0,5 g/kWh e 1% abaixo do consumo de combustível igual a 210 g/kWh.

Estes resultados foram motivadores para a realização do teste global de treze pontos ESC, secção 3.3.1, pois por esta ser considerada uma condição de rotação e carga crítica para o desenvolvimento do motor, a diferença do NO_x neste ponto será compensada nos outros 12.

Conforme explicado na secção 5.3.4 foram identificadas as necessidades de um pós-tratamento da combustão para a redução do material particulado. Necessariamente em função das instalações do veículo o filtro ficará num ponto distante do motor o que requer a aplicação de um de um outro sistema de pós-tratamento, o DOC que é instalado antes do filtro de particulado com o objetivo de aumentar a temperatura dos gases de escape e proporcionar a regeneração do sistema, secção 3.1.4. Ver Figura 5.29. Definida a utilização DOC que tem o objetivo principal de reduzir as emissões do HC e do CO, com uma eficiência de 90%, ver tabela 5.21, o principal foco da calibração foi mantido em se obter os menores valores de NO_x e de consumo de combustível.

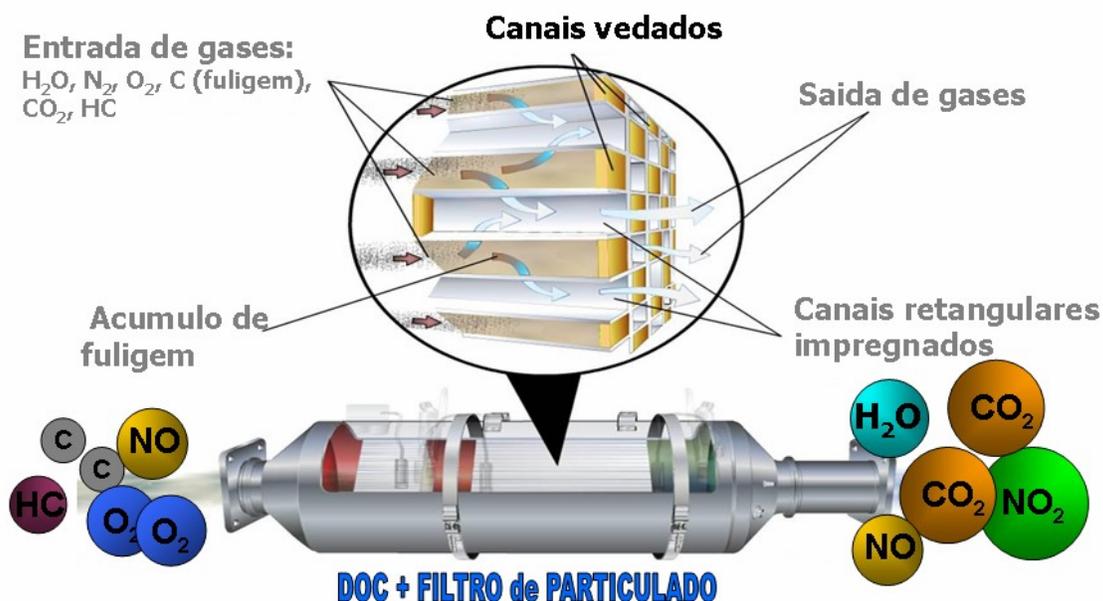


Figura 5.29 Sistema de pós-tratamento

Com as técnicas do DoE foram realizadas as otimizações nos demais 12 pontos do ciclo ESC e o resultados obtidos foram.

Tabela 5.21 Resultados do ensaio ESC – 13 Pontos

Ciclo de Emissões ESC - 13 Pontos					
Poluente	Unidade	Limites (Euro VI)	Resultados	Eficiência Pós-Tratamento (%)	Resultado Final
NOx	(g/kWh)	0,400	0,500	10*	0,450
HC	(g/kWh)	0,130	0,780	90*	0,078
CO	(g/kWh)	1,500	1,560	90*	0,156
MIRA	(g/kWh)	0,010	0,115	99*	0,001

* Dados experimentais.

CAPITULO 6

CONCLUSÕES

No início deste estudo foram definidos limites bem baixos de emissões de NO_x para este projeto que com nenhuma alteração do motor básico, descrito na secção 5.1, tinha como objetivo transformar um motor que atende as normas vigentes no Brasil, Conama Fase IV (Euro III) com $\text{NO}_x = 5,0 \text{ g/kWh}$, para um motor que atendesse a norma Euro VI com $0,4 \text{ g/kWh}$, prevista para entrar em vigor em 2014 na comunidade europeia.

Após a definição de continuar utilizando a tecnologia de EGR para se alcançar os objetivos de redução das emissões de NO_x em mais de 10 vezes, foi decidido que como parâmetro de avaliação, seria utilizado o ponto 2 do ciclo ESC, Tabela 3.2, por ele representar a condição considerada mais crítica no desenvolvimento dos componentes de um motor Diesel com EGR. Especificamente para esse ponto, devido as dificuldades de se obter uma grande recirculação dos gases de escape, essencial para a redução do NO_x , foi definido um objetivo de $0,5 \text{ g/kWh}$ de forma que 25% a mais em relação ao limite global seria compensado nos demais 12 pontos do ciclo ESC.

O desenvolvimento deste estudo ocorreu em diferentes etapas, extremamente necessárias para se avaliar as variáveis do sistema de EGR e injeção do combustível que mais influenciavam para se alcançar os valores de emissões e consumo desejados. Após três diferentes configurações os menores resultados obtidos no ponto 2 do ciclo ESC foram: $\text{NO}_x = 0,58 \text{ g/kWh}$, 8,6 vezes menor que os encontrados no início do projeto, igual a $5,0 \text{ g/kWh}$, 14% acima do objetivo de $0,5 \text{ g/kWh}$. O MIRA, que é um indicativo do material particulado alcançou $0,1 \text{ g/kWh}$, 62,96% menor que o objetivo de $0,27 \text{ g/kWh}$. O consumo específico de combustível alcançando foi de 208 g/kWh contra os 210 g/kWh estipulados no início. Com estes resultados próximos do objetivo foram definidas as configurações do sistema de EGR e adotado o sistema de pós-tratamento para a realização das otimizações nos demais 12 pontos.

Apesar de não ter alcançado os objetivos deste estudo para o NO_x , conforme a Tabela 5.21, do ciclo ESC, estes resultados são muito satisfatórios, pois demonstram o potencial do motor de atingir os limites da norma Euro VI.

Como trabalho futuro é sugerida a re-calibração do sistema de injeção ou a melhora da eficiência do sistema de pós-tratamento dos gases de escape para NO_x para se atingir os objetivos determinados neste trabalho.

BIBLIOGRAFIA

- Ambs, J.L., McClure, B.T., The Influence of Oxidation Catalysts on NO₂ in Diesel Exhaust, SAE Technical Paper 932494, 1993.
- Auriemma, M. , Caputo, G., Corcione, F.E., Valentino, G., PIV Measurements in a Diesel Spray from a Common Rail Injection System under Realistic Engine Conditions, Istituto Motori, GNR, Napoli, Italia, 2006.
- Benajes, J., Molina, S., García, J.M., Influence of Pre- and Post-Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine, Universidad Politécnica de Valencia, SAE Paper 2001-01-0526, 2001.
- Colban, W.F., Miles, P.C., Oh, S., Effect of Intake Pressure on Performance and Emissions in an Automotive Diesel Engine Operating in Low Temperature Combustion Regimes, Sandia National Laboratories, Korea Institute of Machinery and Materials, SAE Paper 2007-01-4063, 2007.
- Dec, J.E., A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging, SAE Technical Paper 970873, 1997.
- Fukuda, M., Yamane, K., Neichi, T., Ikegami, M., Reduction of Nitrogen Oxides of Diesel Engines by Exhaust-Gas-Selective Recirculation, Proceedings of the Fourth International Symposium, 1998.
- Genzale, C.L., Reitz, R.D., Wickman, D.D., A Computational Investigation into the Effects of Spray Targeting, Bowl Geometry and Swirl Ratio for Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine, SAE Paper 2007-01-0119, 2007.
- Grillot, J.M., Icart, J., Fouling of a cylindrical probe and a finned tube bundle in a diesel exhaust environment, Experimental Thermal Fluid Science, 1997.
- Havenith, C., Verbeek, R.P., Transient Performance of a Urea DeNO_x Catalyst for Low Emissions Heavy-Duty Diesel Engines, SAE Technical Paper 970185, 1997.

- Hawley, J. G., Wallace, F. J., Cox, A., Horrocks, R.W., Bird, G.L., University of Bath e Ford Motor Company Ltda, Reduction of Steady State NO_x Levels from an Automotive Diesel Engine Using Optimized VGT/EGR Schedules, SAE Technical Paper 1999-01-0835, 1999.
- Heck, R.M., Farrauto, R.J., Catalytic Air Pollution Control: Commercial Technology, Van Nostrand Reinhold, New York, 1995.
- Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- Hori, M., Matsunaga, N., Malte, P.C., Marinov, N.M., The effect of low-concentration fuels on the conversion of nitric oxide to nitrogen dioxide, 24th International Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, pg. 909-916, 1992.
- Hountalas, D. T., Maragiannis, G. T., Arapatsakos, C., Evaluation of Various Rich Combustion Techniques for Diesel Engines Using Modeling, School of Mechanical Engineering, National Technical University of Athens, Democritus University of Thrace, SAE Paper 2007-01-0671, 2007.
- Iwamoto, M., Hamada, H., Removal of Nitrogen Monoxide through a Novel Catalytic Process, Journal of Physical Chemistry, 95, pg. 3727-3730, 1991.
- Jacobs, T., Assanis, D., Filipi, Z., The Impact of Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine, Automotive Research Center, The University of Michigan, SAE Paper 2003-01-1068, 2003.
- Keating, E.L., Applied Combustion, Second Edition, CRC press.
- Khair, M.K., EGR Systems & Components, http://www.dieselnet.com/tech/engine_egr_sys.html, 2007.
- Khair, M.K., Jääskeläinen, H., Combustion in Diesel Engines, http://www.dieselnet.com/tech/diesel_comb.html, 2007.
- Khair, M.K., Technical and Synergistic Approaches Towards the 21st Century Diesel Engine, SAE Technical Paper 972687, 1997.
- Kitamura, Y., Mohammadi, A., Ishiyama, T., Shioji, M., Fundamental Investigation of NO_x Formation in Diesel Combustion Under Supercharged and EGR Conditions, SAE Technical Paper 2005-01-0364, 2005.

- Kittelson, D.B., Watts, W.F., Johnson, J., Diesel Aerosol Sampling Methodology - CRC E-43: Final Report, University of Minnesota, Report for the Coordinating Research Council, 2002.
- Konnov, A.A., Detailed reaction mechanism for small hydrocarbons combustion. Release 0.5 ub.ac.be/~akonnov/"|http://homepages.vub.ac.be/~akonnov/, 2000.
- Krüger, U., Edwards, S., Pantow, E., Dreisbach, R.L.R., Glensvig, M., High Performance Cooling and EGR Systems as a Contribution to Meeting Future Emission Standards, Behr America, Inc., Behr GmbH & Co KG, AVL List GmbH, SAE Paper 2008-01-1199, 2008.
- Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z., The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions-Part 1: Effect of Reducing Inlet Charge Oxygen, SAE Technical Paper 961165, 1996.
- Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z., The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions--Part 2: Effects of Carbon Dioxide, SAE Technical Paper 961167, 1996.
- Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z., The Dilution, Chemical, and Thermal Effects on Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions--Part 3: Effects of Water Vapor, SAE Technical Paper 971659, 1997.
- Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z., The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions--Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapor, SAE Technical Paper 971660, 1997.
- Majewski, W.A., Diesel Emission Control, http://www.dieselnet.com/tech/engine_control.html, 2008.
- Majewski, W.A., Jääskeläinen, H., Engine Design for Low Emissions, http://www.dieselnet.com/tech/engine_design.html, 2008
- Mellor, A.M., Mello, J.P., Duffy, K.P., Easley, W.L., Faulkner, J.C., Skeletal Mechanism for NOx Chemistry in Diesel Engines, SAE Technical Paper 981450, 1998.
- Mellow, J.P., Mellor, A.M., NOx Emissions from Direct Injection Diesel Engines with Water/Steam Dilution, SAE Technical Paper 1999-01-0836, 1999.

- Ojeda W. de, Zoldak, p., Espinosa, R., Kumar, R., Development of a Fuel Injection Strategy for Diesel LTC, University of Windsor, International Truck and Engine Company, SAE Paper 2008-01-0057, 2008.
- Pawlus, P., Change of cylinder surface topography in initial stage of engine life, Wear, Vol. 209, pg. 69-83., 1997.
- Piphon, M.J., Kittelson, D.B., Zarlring, D.D., NO₂ Formation in a Diesel Engine, SAE Technical Paper 910231, 1991.
- Robert Bosch, Diesel Fuel Injection, Robert Bosch GmbH, 1994
- Sawyer, R.F., Johnson, J.H., Diesel Emissions and Control Technology, In: Diesel Exhaust, Health Effects Institute, 1995.
- Schwerdt, C., Modelling NO_x-Formation in Combustion Processes, Department of Automatic Control Lund University, 2006.
- Tobias, H.J., Beving, D. E., Ziemann, P. J., Sakurai, H., Zuk, M. McMurry, P., Zarlring, P., Waytulonis, R., Kittelson, D.B., Chemical Analysis of Diesel Engine Nanoparticles Using a Nano-DMA / Thermal Desorption Particle Beam Mass Spectrometer", Environment . Science Technology, 2001.
- Wagner, R.M., Green, J.B., Storey, Jr., J.M, Daw, C.S., Extending Exhaust Gas Recirculation Limits in Diesel Engines, AWMA 93rd Annual Conference and Exposition, Salt Lake City, UT, 2000.
- Weber, J., Peters, N., Diwakar, R. , Siewert, R. M., Simulation of the Low-Temperature Combustion in a Heavy Duty Diesel Engine, Lippert, A., Institut fur Technische Verbrennung, General Motors Research and Development Center , SAE Paper 2007-01-0904, 2007
- What Are Diesel Emissions, http://www.dieselnet.com/tech/emi_intro.html#comp, 2007.
- Zhao, H., Hu, J. Hu, Ladommatos, N., In-cylinder studies of the effects of CO₂ in exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, University, Uxbridge, Middlesex, UK, International Journal of Engine Research, Volume1, número 1, 2000.

ANEXOS

Anexo I Especificação do combustível utilizado na realização dos ensaios



PETRÓLEO BRASILEIRO S.A.
PETROBRAS

Número: 3245-08 S

CÓPIA

CERTIFICADO DE ENSAIO

Produto: O.DIESEL PADRAO FASE VI		Código: 65Y	
Local de amostragem: OL TQ_2610		Laboratório: RPBC/OT/DP	
Data/hora da amostragem: 22/07/08 16:20		Endereço: Pça-Stênio Calo de A.Lima nº1	
Data/hora do Recebimento: 23/07/08 14:40		Cubatão-S.P.	
		Tel.: SAC-0800-789001 Fax: (0XX13) 3362-4221	
Característica	Método	Resultado	Unidade
ASPECTO	VIS000	PASS	
COR ASTM	D 1500	L0,5	
PONTO INICIAL DE EBULICAO	D 86	203,1	grau C
05% RECUPERADOS	D 86	225,5	grau C
10% RECUPERADOS	D 86	233,8	grau C
30% RECUPERADOS	D 86	259,9	grau C
50% RECUPERADOS	D 86	276,2	grau C
70% RECUPERADOS	D 86	290,2	grau C
80% RECUPERADOS	D 86	301,0	grau C
85% RECUPERADOS	D 86	309,6	grau C
90% RECUPERADOS	D 86	321,9	grau C
ENXOFRE TOTAL	D 4294	2,5	mg/kg
MASSA ESPECIFICA A 20 GC	D 4052	830,1	kg/m3
VISCOSIDADE CINEMATICA A 40 GC	D 445	2,938	cSt
PONTO DE ENTUPIMENTO	D 6371	-20	grau C
CORROSIVIDADE AO COBRE 3H 50 GC	D 130	1	
CINZAS	D 482	<0,0010	% massa
RCR NOS 10% FINAIS DA DESTILACAO	D 524	0,06	% massa
NUMERO DE CETANO	D 613	51,1	
AGUA E SEDIMENTOS	D 1796	0,000	% volume
PONTO DE FULGOR	D 93	89,0	grau C
LUBRICIDADE A 60 GRAUS CELSIUS	D 6079	199	u
AGUA (KARL FISCHER)	D 6304	27	mg/kg
INDICE DE ACIDEZ TOTAL	D 974	0,00	mg KOH/g
PONTO DE EBULICAO MEDIO VOLUMETRICO	X 350	276,4	grau C
SLOP 10-90	X 350	1,1	grau C
Data de Emissão : 21/08/08 16:19		Página 1 de 2	
Os resultados deste Certificado de Ensaio referem-se à amostra acima especificada. Este certificado só pode ser reproduzido integralmente e com a autorização do responsável pelo seu conteúdo.		Original assinado por: Responsável Sônia Maria A. C. Lobo CRQ:04 415 520	