



Julio Cesar Cuisano Egúsquiza

Redução das Emissões em Motores Diesel-gás

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do título de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientadores:
Prof. Sergio Leal Braga
Prof. Carlos Valois Maciel Braga

Rio de Janeiro, 06 de outubro de 2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



Julio Cesar Cuisano Egúsquiza

Redução das Emissões em Motores Diesel-gás

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio. Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

Prof. Sergio Leal Braga

Orientador

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Prof. Carlos Valois Maciel Braga

Co-Orientador

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Prof. Marcos Sebastião de Paula Gomes

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Prof. Hécio Rangel Barreto Orlande

Universidade Federal do Rio de Janeiro

Prof. José Eugenio Leal

Coordenador Setorial do Centro

Técnico Científico - PUC-Rio

Rio de Janeiro, 06 de outubro de 2006

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Julio Cesar Cuisano Egúsquiza

Formado em Engenharia Mecânica de Fluidos pela Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima-Perú, em Dezembro de 2000. Desde 2001 até 2004 atuou como engenheiro de projetos em diversas empresas peruanas, na área de motores de combustão interna e energia.

Ficha Catalográfica

Egúsquiza, Julio César Cuisano

Redução das emissões em motores Diesel-gás / Julio Cesar Cuisano Egúsquiza; orientadores: Sergio Leal Braga, Carlos Valois Maciel Braga. – Rio de Janeiro; PUC, Departamento de Engenharia Mecânica, 2006.

145 f. : il. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica.

Incluí referências bibliográficas.

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Motor diesel-gás. 3. Combustão. 4. Emissões. 5. Gás natural. I. Braga, Sergio Leal. II. Braga, Carlos Valois Maciel. III. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDD: 621

A mi esposa Zaida, por el inmenso amor y todo el apoyo que nunca me faltó.
A mis padres y hermanos, por su optimismo y confianza.

Agradecimentos

Aos Professores Sergio Leal Braga e Carlos Valois Maciel Braga, pela confiança, estímulo e apoio durante o desenvolvimento de todo o mestrado.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio, através dos professores de pós-graduação e do corpo administrativo.

A PETROBRAS (CENPES), pelo suporte financeiro no presente trabalho.

Ao ITUC (Instituto Tecnológico da PUC-Rio), através dos funcionários administrativos e funcionários da oficina mecânica, pela ajuda logística e técnica.

Aos colegas Ricardo Hernandez Pereira e Mauricio Ladeira Casado pela colaboração, companheirismo e permanente incentivo.

Aos colegas Nestor Corrêa Cotélo e Severino Wanderley pelo suporte eletrônico e amizade.

Aos futuros engenheiros mecânicos da PUC-Rio, André Braga e Felipe Duncan, pela amizade, apoio na parte experimental e colaboração no presente trabalho.

Aos técnicos do Laboratório de Engenharia Veicular da PUC-Rio, Gilson Coutinho Pradanoff e Fabrício Ferraz Gonçalves, pelo apoio durante a montagem do aparato experimental.

Aos casais: Beatriz Mejia e Habib Zambrano, Márcia Pradanoff e Gilson Coutinho, pela amizade e estímulo.

Ao Professor Andrés Valderrama Romero, pelo incentivo dos estudos no Brasil.

A CAPES, pelo suporte financeiro.

Resumo

Egúsquiza, Julio César Cuisano; Braga, Sergio Leal; Braga, Carlos Valois Maciel. **Redução das Emissões em Motores Diesel-gás.** Rio de Janeiro, 2006. 145p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Neste estudo, os esforços são concentrados em se buscar a redução das emissões em motores Diesel-gás. Assim, são apresentados resultados experimentais, obtidos em dinamômetro de bancada, das emissões e desempenho de um motor do ciclo Diesel (turbo alimentado e com intercooler), para operar, reversivelmente, como motor Diesel-gás ou Diesel original. Inicialmente, foram executados ensaios nas duas versões, Diesel e Diesel-gás; logo, os resultados respectivos foram comparados em termos de emissões e desempenho do motor. A seguir, na operação Diesel-gás, foi avaliado o método da restrição parcial do ar de admissão, a fim de produzir uma mistura efetivamente mais rica para a mesma quantidade do gás natural. Os resultados obtidos mostraram uma notável redução nas emissões de monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados, para toda a faixa de operação avaliada. Por outro lado, as emissões de material particulado continuaram sendo ínfimas em altas taxas de substituição e os níveis de óxidos de nitrogênio apresentaram certo incremento em altas cargas do motor. Quanto ao rendimento térmico, verificam-se acréscimos quando é alcançado certo valor de taxa de substituição. Contudo, os resultados de emissões e rendimento térmico apresentam melhores resultados em baixas cargas do motor (abaixo de 50% da plena carga). Assim, além de reduzirem-se os níveis de certas emissões em altas cargas, verificou-se uma contribuição adicional do presente trabalho no que diz respeito à redução, de forma parcial, de um dos principais problemas envolvendo a combustão em motores Diesel-gás: a queima incompleta de misturas pobres em cargas baixas.

Palavras-chave

Motor Diesel-Gás, Combustão, Emissões, Gás Natural.

Abstract

Egúsquiza, Julio César Cuisano; Braga, Sergio Leal; Braga, Carlos Valois Maciel. **Reduction of the Emissions in Gas-Diesel Engines.** Rio de Janeiro, 2006. 145p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

The focus of this study is the reduction of emissions in Gas-Diesel engines. The experimental results of emissions and performance of a Diesel cycle engine (with turbo and intercooler), obtained by a dynamometer, are presented for operation as Gas-Diesel and as original Diesel engine. First, two kinds of operation were tested: Diesel and Gas-Diesel; then, the respective results of emissions and performance of the motor were compared. After, in Gas-Diesel operation, was evaluated the method of the partial restriction of the admission air, to produce a richer mixture with the same quantity of natural gas used before. The obtained results show a notable reduction of the emissions of carbon monoxide and unburned hydrocarbons for the whole range of evaluated operation. On the other hand, the particulate emissions had kept minimis at high rates of substitution and the nitrogen oxides levels presented a bit of increase at high engine load. The thermal performance increases when is achieved a determinate substitution rate value. However, the emissions and thermal performance results have a better behavior at low engine loads (below 50% of the full load). Thus, beyond the levels of some emissions are reduced at high loads, in addition, a reduction was found, of partial form, from one of the main problems involving combustion in Gas-Diesel engines: the incomplete burning of poor mixtures in low loads.

Palavras-chave

Gas-Diesel Engine, Combustion, Emissions, Natural Gas.

Sumário

1 Introdução	15
1.1. Poluição Atmosférica e Veículos Automotores	17
1.2. Objetivos do Presente Trabalho	23
1.3. Descrição da Dissertação	23
2 Revisão Bibliográfica	24
2.1. Propriedades do Gás Natural e do Óleo Diesel	24
2.2. Combustão em Motores Diesel-gás	27
2.2.1. Combustão Perfeita e Real	28
2.2.2. Combustão Real	31
2.2.3. Processo de Combustão em Motores Diesel-gás	31
2.3. Formação de Poluentes em motores Diesel-gás	34
2.3.1. Formação de MP	35
2.3.2. Formação de NO _x	36
2.3.3. Formação de CO	38
2.3.4. Formação de HC	39
2.4. Métodos Utilizados na Redução de Emissões em Motores Diesel-gás	41
3 Aparato Experimental	45
3.1. Equipamentos e Dispositivos de Medição e Controle	47
3.1.1. Motor Diesel	47
3.1.2. Dinamômetro Elétrico de Bancada	48
3.1.3. Atuador Eletrônico da Bomba de Injeção Diesel	48
3.1.4. Controlador Eletrônico do Ar de Admissão	49
3.1.5. Medição do Consumo de Óleo Diesel	49
3.1.6. Medição do Consumo de Ar de Admissão	50
3.1.7. Medição do Consumo de Gás Natural	51
3.1.8. Medição da Pressão	51
3.1.9. Medição da Temperatura	52
3.1.10. Computador e Software de Controle “Star”	53
3.1.11. Medição de Emissões	54
3.1.12. Medidor de <i>Blow-by</i>	57
3.1.13. Equipamentos de Apoio	57

4 Metodologia e Desenvolvimento dos Ensaios	62
4.1. Ensaio Motor Diesel	63
4.2. Ensaio Motor Diesel-gás	64
4.3. Ensaio Motor Diesel-gás com Restrição Parcial do Ar de Admissão	66
4.4. Redução de Dados	67
4.4.1. Potência	68
4.4.2. Pressão Média Efetiva	68
4.4.3. Consumos de Ar Úmido e Ar Seco	68
4.4.4. Cálculo da Massa Específica do Ar Ambiente	69
4.4.5. Cálculo da Velocidade do Ar nos Bocais de Medição	70
4.4.6. Consumo de Gás	71
4.4.7. Cálculo da Massa Específica do Gás Natural	71
4.4.8. Cálculo da Velocidade do gás nos Bocais de Medição	72
4.4.9. Consumo Específico de Combustível	73
4.4.10. Rendimento Térmico	74
4.4.11. Eficiência Volumétrica	75
4.4.12. Razão Ar/Combustível	75
4.4.13. Razão de Equivalência	76
4.4.14. Taxa de Substituição	78
4.4.15. Emissões Específicas	78
5 Resultados e Discussões	82
5.1. Resultados das Emissões nas Operações Diesel e Diesel-gás	84
5.2. Resultados das Emissões e Parâmetros de Desempenho na Operação Diesel-gás com Restrição Parcial do Ar de Admissão	91
6 Conclusões e Recomendações	114
7 Referencias Bibliográficas	118
Apêndice A: Análise das Incertezas Experimentais	124
Apêndice B: Planilhas	139

Lista de figuras

Figura 1 – Emissões por tipo de fonte na região metropolitana de Rio de Janeiro.	21
Figura 2 – Particulados no escape - variação com carga e taxa de substituição (1800 rpm).	36
Figura 3 – NO com variação da razão da massa de gás natural, em 2000 rpm e varias cargas do motor.	37
Figura 4 – HC e CO em função da razão da massa de gás natural, em 2000 rpm e varias cargas do motor.	38
Figura 5 – Regiões de formação de hidrocarbonetos não queimados no motor Diesel-gás.	40
Figura 6 – Esquema do aparato experimental	46
Figura 7 – Vistas do motor MWM, modelo 4.10 TCA.	47
Figura 8 – Vistas da bancada do dinamômetro AVL, modelo Alpha 240.	48
Figura 9 – Atuador eletrônico da bomba de injeção diesel (lado esquerdo) e regulador do curso do acelerador (lado direito).	48
Figura 10 – Borboleta eletrônica do ar de admissão (lado esquerdo) e controlador eletrônico da borboleta (lado direito).	49
Figura 11 – Balança do combustível diesel.	49
Figura 12 – Tambor para a medição do consumo de ar do motor	50
Figura 13 – Sistema de medição do gás natural	51
Figura 14 – Arranjo dos transdutores de pressão.	52
Figura 15 – Computador da bancada do dinamômetro.	54
Figura 16 – Interface de controle e monitoramento do software “START”	54
Figura 17 – Equipamento de medição de emissões Testo.	55
Figura 18 – <i>Smoke Meter</i> (lado esquerdo) e medidor de <i>Blow-by</i> (lado direito).	57
Figura 19 – Equipamentos de apoio	58
Figura 20 – Montagem do motor na bancada do dinamômetro	59
Figura 21 – Vista geral do experimento	59
Figura 22 – Cabine de controle e monitoramento	60
Figura 23 – Vista lateral esquerda do motor e dinamômetro	60
Figura 24 – Vista lateral direita do motor e dinamômetro	61
Figura 25 – Smoke Meter	61
Figura 26 – Curvas de potência, torque e consumo específico de combustível em plena carga variando com a rotação, para as operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).	83
Figura 27 – Razão de equivalência versus rotação e carga, para as operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).	85

Figura 28 – Emissões específicas de monóxido de carbono (CO) com variação da rotação e carga para as operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).	88
Figura 29 – Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados (HC) com variação da rotação e carga para as operações diesel e diesel-gás (com máxima taxa de substituição).	89
Figura 30 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio (NO _x) com variação da rotação e carga para as operações diesel e diesel-gás (máxima taxa de substituição).	90
Figura 31 – Emissões específicas de monóxido de carbono com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.	93
Figura 32 – Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.	95
Figura 33 – Emissões específicas dos óxidos de nitrogênio com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.	97
Figura 34 – Emissões específicas do material particulado com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.	99
Figura 35 – Rendimento térmico com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.	101
Figura 36 – Eficiência volumétrica com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.	103
Figura 37 – Temperatura de escape com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.	105
Figura 38 – Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono com variação da razão de equivalência total, para diferentes cargas e restrições parciais do ar de admissão. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.	109
Figura 39 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio com variação da razão de equivalência total, para diferentes cargas e restrições parciais do ar de admissão. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.	110
Figura 40 – Emissões específicas de HC com variação da razão de equivalência total (originadas pelas restrições parciais do ar de admissão), para diferentes cargas e rotações do motor. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.	111
Figura 41 – Emissões específicas de CO com variação da razão de equivalência total (originadas pelas restrições parciais do ar de admissão), para diferentes cargas e rotações do motor. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.	112

Figura 42 – Emissões específicas de NO_x com variação da razão de equivalência total (originadas pelas restrições parciais do ar de admissão), para diferentes cargas e rotações do motor. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.

113

Lista de tabelas

Tabela 1 – Principais impactos ambientais à saúde humana.	20
Tabela 2 – Comparação entre as propriedades físico-químicas do GN e do óleo Diesel.	27
Tabela 3 – Composição média do gás natural fornecido pela CEG	29
Tabela 4 – Dados técnicos do motor (Fonte: MWM motores diesel, 2006).	47
Tabela 5 – Especificações técnicas dos transdutores de pressão.	52
Tabela 6 – Dados técnicos para a caixa analisadora Testo 350 XL	56

Lista de Símbolos

(A/C) – Razão ar combustível

$(A/C)_{D,e}$ – Razão ar/Diesel estequiométrica

$(A/C)_{gás,e}$ – Razão ar/gás natural estequiométrica

(C/A) – Razão combustível ar

C – Carbono

cec – Consumo específico de combustível (g/kW.h)

CO – Monóxido de carbono

CO₂ – Dióxido de Carbono

CH₃ – Radical de metila

CH₄ – Metano

C₂H₆ – Etano

C₃H₈ – Propano

C_4H_{10} – Butano
 C_6H_{14} – Hexano
 $C_{12}H_{26}$ – Dodecano (Óleo Diesel Leve)
 $C_{16}H_{34}$ – Cetano (n-hexadecano)
 C_xH_y – Representação geral de um hidrocarboneto
 C_d – Coeficiente de descarga
 d – Diâmetro do orifício dos bocais (m)
EGR – Recirculação dos gases de escapamento
ETC – Ciclo estacionario europeu
F1 – Fator para conversão de concentrações em base seca para base úmida (-)
H – Hidrogênio
He – Helio
HC – Hidrocarbonetos não queimados
 H_2O – Vapor d'água
HMN – Heptametilnonano
mA – mili-Ampere
 m_{ar} – Massa de ar
 m_{comb} – Massa de combustível
 M_{ar} – Massa molecular do ar
 M_{comb} – Massa molecular do combustível
MP – Material particulado
 \dot{m} – Vazão mássica (kg/h)
N – Velocidade Angular (rpm)
 N_2 – Nitrogênio
NO – Óxido Nítrico
 NO_2 – Dioxido de Nitrogenio
NOx – Óxidos de nitrogênio
NC – Número de cetano
 n_{ar} – Número molar do ar
 n_{comb} – Numero molar do combustível
 O_2 – Oxigênio
P – Potência (W)
 P_{ar} – Pressão barometrica (kPa)
PCI – Poder calorífico Inferior (J/kg)
Pd – Paladium
 P_{sat} – Pressão de saturação do vapor d'água à temperatura ambiente (kPa)
PMS – Ponto morto superior
Pt – Platina
ppm – partes por milhão
 R_{ar} – Constante do ar (kJ/kg.K)
 $R_{gás}$ – Constante do gás (kJ/kg.K)

Re – Número de Reynolds
SO₂ – Dióxido de enxofre
T – Torque (N.m)
THC – Total de hidrocarbonetos
TS – Taxa de Substituição (%)
U_r – Umidade relativa (%)
V_{bocal} – Velocidade nos bocais ASME (m/s)
V_d – Volume deslocado por ciclo (m³)
 \dot{V} – Vazão Volumetrica (m³/h)
w – Umidade absoluta (kg de vapor d'água/kg ar seco)

Subscritos e Letras Gregas

ar – Relativo à vazão mássica do ar
D – Relativo à vazão mássica do Diesel.
D,O – Relativo ao consumo de Diesel original (expressão da taxa de substituição)
esc,u – Relativo à vazão do gás de escape em base úmida
gás – Relativo à vazão mássica do gás
 α – Posição da haste da bomba injetora (%)
 ρ_{ar} – Massa específica do ar (kg/m³)
 $\rho_{gás}$ – Massa específica do gás natural (kg/m³)
 ΔP_{ar} – Diferencial de pressão no tambor de ar (Pa)
 $\Delta P_{gás}$ – Diferencial de pressão no tambor de gás (Pa)
 $\eta_{T,D}$ – Rendimento termico no modo Diesel (%)
 $\eta_{T,D/g}$ – Rendimento Termico no modo Diesel-gás (%)
 η_V – Eficiência volumétrica (%)
 ϕ – Razão de equivalência (-)

1 Introdução

Nas últimas décadas, especial atenção tem sido dada ao problema de formação de compostos poluentes durante a operação de motores de combustão interna. Devido aos contínuos efeitos negativos sobre a saúde humana destes compostos tóxicos, as legislações ambientais tornam-se cada vez mais rígidas quanto ao nível máximo de emissões em veículos de transporte.

Por outro lado, a crise do petróleo dos anos 70 impôs a revisão da política energética em nível mundial, tendo como diretriz fundamental a economia da energia e a substituição dos derivados do petróleo por combustíveis mais baratos.

Assim, a decisão por uma fonte energética leva em conta fatores técnicos, econômicos, sociais e políticos. Com o aumento do interesse pela manutenção da qualidade de vida no planeta, a importância dos fatores ambientais também vem aumentando.

Dentre os combustíveis alternativos, é notória a evolução do gás natural no consumo total de fontes primárias de energia no Brasil. O percentual de participação do gás natural na matriz energética brasileira cresceu de 0,2% para 7,5% entre os anos 1970 e 2006. As reservas nacionais passaram de 72,4 bilhões de m³, em 1982, para 316 bilhões de m³ em 2006. Estima-se até 2010 uma expansão das reservas, podendo atingir a 657 bilhões de m³. Com respeito ao consumo, projeta-se durante este mesmo período um crescimento anual de 14,2 % (Cecchi, 1995; Fontes e Fontes, 1995; Vera, E. 1996; Oliveira, N. 2006).

Neste último ano foram adotadas novas medidas, tal como a antecipação de 2012 para 2008, da produção de 24,2 milhões de m³/dia de gás natural das bacias de Santos (SP), de Campos (RJ) e do Espírito Santo. Assim, visa-se diminuir a dependência externa e assegurar a fonte energética a longo prazo (De Oliveira, N. 2006, MME, 2006).

Atualmente os derivados de petróleo, em conjunto, respondem por 28,4% do total de energia consumida no Brasil. Dentre estes, se destaca o óleo Diesel, segundo energético na matriz, e derivado mais empregado. Hoje se consome no

Brasil cerca de 100 milhões de litros de óleo Diesel por dia. Destaca-se o transporte rodoviário interurbano, com 78,1 milhões de litros diários. Logo após, vem o transporte coletivo urbano, responsável pelo consumo de outros 12 milhões de litros por dia. O volume de Diesel importado é aproximadamente igual ao volume demandado no transporte coletivo urbano nacional. Caso energéticos renováveis ou alternativos viessem a substituir este volume de Diesel, mesmo que parcialmente, a dependência brasileira relativa ao derivado importado poderia, se não eliminada, ser ao menos reduzida (Pereira, 2006).

No nível mundial, o foco de atuação dos países que vêm implantando gradativamente o uso de gás natural como combustível alternativo no setor de transporte, concentra-se nos grandes centros urbanos, priorizando a substituição dos combustíveis tradicionais como óleo Diesel e gasolina (Dondero, 2002).

Atualmente existem disponíveis, no âmbito nacional e internacional, motores do ciclo Otto operando com gás natural, que devido ao seu nível de octana relativamente alto, é ideal para tal funcionamento. Contudo, a razão de compressão deste tipo de motor não pode ser tão alta quanto àquelas em motores Diesel, devido à ocorrência da combustão anormal (detonação). Como resultado, o rendimento térmico dos motores a gás natural no ciclo Otto é inferior àqueles nos motores Diesel convencionais. Para superar esta desvantagem, a combustão Diesel-gás, em motores originalmente Diesel, utiliza de forma combinada os combustíveis óleo Diesel e gás natural (Kusaka et al., 2000).

Do ponto de vista ambiental, diversos resultados experimentais da combustão no motor Diesel-gás apresentaram reduções significativas das emissões de poluentes, tais como o material particulado e os óxidos de nitrogênio, comparados à operação Diesel tradicional. Porém, as emissões de CO e HC alcançaram elevados patamares em relação ao modo original.

Assim, deve-se otimizar a redução de emissões em motores Diesel-gás, já que, tecnicamente, existem soluções que podem vir atender às legislações ambientais cada vez mais rigorosas.

1.1. Poluição Atmosférica e Veículos Automotores

A poluição atmosférica é definida como a presença ou o lançamento na atmosfera de um ou mais poluentes (partículas, cinzas, gases ou vapores), em concentrações, características e tempo de vida suficiente para causar danos ao ser humano, à fauna, à flora, materiais.

Os poluentes atmosféricos possuem um grande volume por unidade de massa e, uma vez lançados na atmosfera, misturam-se com ar e são levados pelas correntes de vento, em um movimento basicamente incontrolável. Frequentemente pode-se ver e sentir o odor dos poluentes atmosféricos, não sendo necessário dispor-se de uma instrumentação para verificar sua presença em muitos locais (Andrade, J. e Teixeira, P.; 2003).

A poluição urbana do ar, a chuva ácida e as mudanças climáticas globais, por exemplo, são devidas, principalmente, à queima de combustíveis fósseis, tanto em fontes móveis (veículos automotores), como em fontes fixas (termelétricas, indústrias, entre outros).

Os principais agentes causadores de poluição atmosférica e presentes nos gases de combustão dos veículos automotores são: material particulado (MP), dióxido de enxofre (SO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC) (Dondero, 2002).

A seguir, se define as características de cada um destes poluentes, enfocando os oriundos do óleo Diesel e do gás natural.

Material Particulado

As partículas estão entre os poluentes que apresentam maiores riscos ao meio ambiente. A maior parte das partículas tem diâmetro variando entre 0,1 e 10 µm. Partículas muito pequenas movem-se aleatoriamente como moléculas de gás e, na prática, não se depositam no solo, permanecendo na atmosfera durante períodos indefinidos de tempo.

O particulado com tamanho inferior a 0,1 µm é denominado fuligem. É observada com maior intensidade em chamas de combustível líquido, principalmente pela maior dificuldade de mistura entre o combustível vaporizado e o oxigênio (Andrade, J. e Teixeira, P.; 2003).

O material particulado, em veículos automotores, resulta da combustão das frações mais complexas de hidrocarbonetos em condições de insuficiência de oxigênio e tempo para uma queima adequada (Dondero, 2002).

As partículas emitidas por motores Diesel e motores Diesel-gás são todas menores que 1 μm (Rabl, A. 2002).

Dióxido de Enxofre

A concentração resultante de SO_2 nos produtos da combustão é uma função da porcentagem de enxofre¹ contida no combustível e da razão ar/combustível.

O gás natural em sua composição primária é livre de enxofre. No entanto, uma pequena quantidade de enxofre é acrescentada ao gás por questão de segurança, para que ele deixe de ser inodoro. Mesmo com esse acréscimo, o gás natural apresenta uma emissão de SO_2 insignificante em relação à contribuição do óleo Diesel (Andrade, J. e Teixeira, P; 2003).

Parte do SO_2 lançado para a atmosfera é oxidado para SO_3 e este, pela reação com vapor d'água, é convertido em H_2SO_4 . O ácido é depositado no solo, nas águas e nas plantas com a chuva. Geralmente essa chuva também possui ácido nítrico formado a partir de NO_x . Os danos causados pela *chuva ácida* ao meio ambiente são sérios (www.epa.gov/airmarkets/acidrain).

Óxidos de Nitrogênio

NO_x é o termo geral que designa a soma de óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2). Os dois componentes de nitrogênio são emitidos em processos de combustão. Normalmente, as quantidades de NO formadas são muito maiores que as de NO_2 . Contudo, uma vez lançado na atmosfera, o NO rapidamente se transforma em NO_2 (Andrade, J. e Teixeira, P; 2003). As emissões de NO_x têm a

¹ Em 2005, no Brasil, foi introduzido o óleo Diesel S500 (500ppm de enxofre), substituindo o Diesel metropolitano (2000ppm de enxofre), reduzindo, portanto, 75% do teor de enxofre contido no óleo Diesel.

sua formação regulada, principalmente, pelas altas concentrações de oxigênio e as altas temperaturas no interior da câmara de combustão (Heywood, 1988).

Monóxido de Carbono

O monóxido de carbono resulta da combustão incompleta e tem sua formação regulada principalmente pela relação oxigênio/combustível presente na câmara de combustão e pela eficiência da queima da mistura ar-combustível (Dondero, 2002).

Hidrocarbonetos

Os hidrocarbonetos também conhecidos como combustíveis não queimados², ou ainda como frações de compostos orgânicos, são frações do combustível que não foram oxidadas, bem como os produtos da degradação térmica do combustível primário em hidrocarbonetos de menor peso molecular (exemplo: metano), que são descarregados na atmosfera sem sofrer oxidação completa (Lefebvre, 1983; Dondero, 2002).

Verifica-se também, a emissão de CO₂, que embora não seja considerado um poluente clássico, devido a sua baixa toxicidade, deve ser levado em conta, tendo em vista a sua participação na intensificação do Efeito Estufa ou aquecimento global.

Considerando-se que, diariamente, cerca de 12 m³ (15 kg) de ar são inalados pela maioria dos indivíduos, quantidade essa que pode variar com a idade e nível de atividade de cada pessoa, é de se esperar que a qualidade do ar respirado afete o funcionamento do metabolismo celular do organismo e, portanto, a saúde do indivíduo (Braun, 2003). A Tabela 1 resume o impacto ambiental dos principais poluentes atmosféricos à saúde humana (Dondero, 2002).

² Os hidrocarbonetos não queimados também são designados como UHC (*Unburned Hydrocarbons* na literatura inglesa).

Tabela 1 – Principais impactos ambientais à saúde humana.

Poluentes	Impacto á saúde humana
Material Particulado (MP)	Toxicidade aumentada em combinações com outros poluentes. Irritação, defesa imunológica alterada, toxicidade sistemática, função pulmonar diminuída e estresse do coração. Reduz a visibilidade.
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	Irritação respiratória, falta de ar, função pulmonar prejudicada, aumento da suscetibilidade a infecções, doenças do aparelho respiratórias inferior, doenças crônicas do pulmão, diminui a visibilidade, forma chuva ácida.
Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	Irritação dos olhos e do nariz, doença respiratória, função pulmonar diminuída e estresse do coração. Porém, seu mais grave efeito é seu juntar à umidade dos pulmões, formando ácido nítrico diluído, que em longo prazo pode trazer efeitos perigosos.
Monóxido de Carbono (CO)	Interfere no transporte de oxigênio do sangue, diminui reflexos. Pode produzir danos ao coração e ao cérebro, percepção prejudicada, asfixia e, em doses menores, fraqueza, fadiga, dores de cabeça e náuseas.
Hidrocarbonetos (HC)	Causam dores de cabeça, vertigem e irritação de olhos. Alguns hidrocarbonetos, como os benzopirenos, são tidos ainda como poderosos agentes cancerígenos. Outros tipos de hidrocarbonetos reagem na atmosfera promovendo a formação de SMOG fotoquímico (“ <i>smoke+fog</i> ” ou fumaça+ neblina).

Fonte: (Silveira, R., 1983; Dondero, 2002).

Outro fator a ser considerado é que essas emissões causam grande incômodo aos pedestres próximos às vias de tráfego. No caso da fuligem (fumaça preta), a coloração intensa e o odor desta emissão causam, de imediato, uma atitude de repulsa e pode ainda ocasionar diminuição da segurança e aumento de acidentes de trânsito pela redução da visibilidade (CETESB, 2006).

Atualmente, os veículos automotores têm se constituído como a principal fonte de emissão de poluentes para atmosfera, em especial nos grandes centros urbanos. Na Região Metropolitana de Rio de Janeiro (RMRJ), os veículos automotores que circulam nas principais vias, são responsáveis por 98% das emissões de **CO**, 67% das emissões de **HC**, 66% das emissões de **NO_x**, além de serem importantes contribuintes na emissão de dióxido de enxofre (**SO₂**) e material particulado³ (**MP10**); é por este motivo que as emissões veiculares desempenham hoje um papel de destaque no nível de poluição do ar na cidade (FEEMA, 2004). A Figura 1 apresenta um levantamento de emissões considerando as fontes fixas e as fontes móveis na RMRJ.

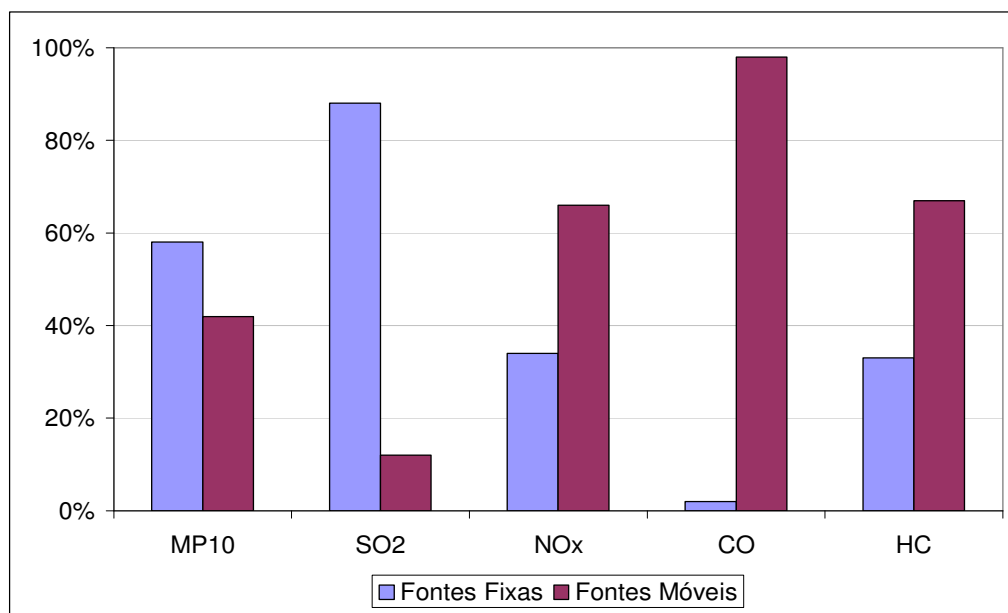


Figura 1 – Emissões por tipo de fonte na região metropolitana do Rio de Janeiro.

Fonte: FEEMA, 2004 (Modificado).

Diferentes estudos ambientais, como o realizado pela FEEMA (2004) no Município do Rio de Janeiro, apontam os veículos automotores como as maiores fontes da poluição urbana do ar atmosférico. Estes veículos são movidos por motores de ignição por centelha ou por motores Diesel.

³ MP10 são partículas com diâmetro $\leq 10\mu\text{m}$, também chamadas de partículas inaláveis.

Infelizmente, o motor Diesel é aquele que produz a maior quantidade de poluentes, sendo também o mais utilizado em veículos de transporte de passageiros e de cargas, além da maioria das instalações estacionárias (Bet, 1991). A geração de particulados num motor Diesel é complexa e depende de muitos fatores, especialmente do chamado balanço NO_x/MP , já que a redução simultânea de ambos poluentes se torna difícil (Braun, 2003).

Assim, nos últimos anos a ignição homogênea de misturas comprimidas (ar-combustível gasoso), tem sido investigada por muitos pesquisadores, principalmente sobre o conceito promissor da combustão de misturas pobres, permitindo a redução de NO_x e MP em relação aos motores Diesel tradicionais. A redução de SO_x também é conseguida, já que o gás natural contém menos compostos de enxofre dissolvidos. Neste panorama, o gás natural é considerado como um combustível alternativo importante, já que este emite uma menor quantidade de poluentes em relação ao óleo Diesel (Ando, T. et al.; 2003).

Por outro lado, as concentrações de CO e HC no sistema de escape dos motores Diesel-gás são maiores do que as encontradas na operação convencional Diesel, com o HC sendo o mais crítico.

Pelas normas sobre emissões de hidrocarbonetos, o gás natural não teria vantagem sobre os outros combustíveis devido ao mencionado no parágrafo anterior. Entretanto, a toxicidade dos hidrocarbonetos provém de cadeias maiores (principalmente benzopirenos e aldeídos, de acordo com Patrakhaltsev, 1994) sendo, portanto, necessária uma discriminação das emissões de HC do metano e HC não metano, a qual favoreceria aos motores Diesel-gás.

1.2. Objetivos do Presente Trabalho

Neste trabalho, os esforços são concentrados em otimizar a redução de emissões atmosféricas em motores Diesel-gás. Assim, tem-se por objetivos:

1. Testar em dinamômetro de bancada estacionário um motor Diesel, com turbocompressor e *intercooler*, empregado na propulsão de diversos caminhões leves, funcionando no modo bi combustível (Diesel-gás). Busca-se assim, comparar os dados de desempenho e emissões do motor convertido em relação à operação tradicional (Diesel puro).
2. Avaliar a influência da restrição parcial do ar de admissão no motor Diesel-gás, a fim de produzir uma mistura efetivamente mais rica para a mesma quantidade de combustível gasoso. Assim, busca-se a oxidação mais completa do gás natural e, conseqüentemente, a redução de poluentes atmosféricos.

1.3. Descrição da Dissertação

O presente trabalho é composto por seis capítulos. O primeiro capítulo refere-se à introdução e à apresentação dos objetivos da dissertação.

A seguir, no capítulo dois, faz-se a revisão bibliográfica do tema. Especificam-se as características dos combustíveis Diesel e gás natural, os processos de combustão perfeita e real, os mecanismos de formação dos poluentes e os métodos teóricos e experimentais, propostos por diversos pesquisadores, para a redução de emissões em motores Diesel-gás.

O aparato experimental empregado será apresentado no capítulo três.

No capítulo quatro descreve-se a metodologia utilizada para a realização dos ensaios. Neste, também é detalhado o equacionamento empregado na redução de dados e os cálculos das variáveis de interesse.

A apresentação dos resultados experimentais e suas análises constituem o quinto capítulo do presente trabalho.

A dissertação é concluída com o capítulo seis, onde se apresentam as conclusões e recomendações. A análise das incertezas experimentais e planilhas são mostradas nos apêndices A e B, respectivamente.

2 Revisão Bibliográfica

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica com a finalidade de estabelecer, inicialmente, os conceitos teóricos de combustíveis, combustão e formação de poluentes na operação de um motor Diesel-gás. Posteriormente são apresentados os métodos, propostos por diversos pesquisadores, para a redução das emissões.

2.1. Propriedades do Gás Natural e do Óleo Diesel

Gás Natural

O gás natural é um fluido homogêneo de baixa densidade e viscosidade, constituído por uma mistura de hidrocarbonetos e outros componentes gasosos que se encontram naturalmente em acumulações (bacias sedimentares). Os constituintes não hidrocarbonetos como gás sulfúrico, gás carbônico e nitrogênio são, geralmente, considerados como impurezas. Hélio e vapor d'água, ocasionalmente, podem também ser encontrados na mistura gasosa.

A composição típica de um gás natural pode ser dada como (Pedrosa, 2005):

- Metano (CH_4) → usualmente > 80%;
- Etano (C_2H_6) → 2 a 10%;
- Propano (C_3H_8) → < 5%;
- Butano Normal ($\text{n-C}_4\text{H}_{10}$) e Isobutano ($\text{i-C}_4\text{H}_{10}$) → <2%;
- Pentano Normal ($\text{n-C}_5\text{H}_{12}$) Isopentano ($\text{i-C}_5\text{H}_{12}$) → <1%;
- Hexano (C_6H_{14}) → <0,5%;
- Outros componentes parafínicos:
 - Heptano e frações mais pesadas ($\text{C}_7\text{H}_{16}^+$) → traços
- Hidrocarbonetos cíclicos e aromáticos: ocasionalmente podem ocorrer em pequenas proporções;

- Impurezas comuns: Nitrogênio (N_2), Dióxido de Carbono (CO_2) e Gás Sulfídrico (H_2S);
- Outros gases: Hélio (He), Vapor d'água (H_2O).

As propriedades físico-químicas do gás natural dependem de sua composição, que de maneira semelhante ao petróleo, pode variar de uma reserva para outra (Petrobras, 1989). Assim, mais adiante na Tabela 3, é apresentada a composição típica do gás natural fornecida pela Companhia Distribuidora de Gás do Estado do Rio de Janeiro (CEG).

Um fato importante sobre o gás natural é que exibe a razão mais alta de H/C entre todos os combustíveis fósseis. Isto origina as emissões mais baixas tanto de CO_2 quanto de material particulado. Em combustíveis fósseis, somente o carbono (C) e hidrogênio (H) contribuem significativamente ao conteúdo energético dos mesmos. Se a combustão é executada sob as melhores condições (quantidade correta de oxigênio), hidrogênio levará a formação de vapor d'água, enquanto carbono será transformado em dióxido de carbono. Considerando que as emissões de água não têm impacto ambiental, para reduzir-se as emissões de CO_2 , então, é preferível utilizar-se combustíveis com elevadas relações de H/C (Pascoli et al., 2001).

O gás natural tem uma temperatura de auto-ignição relativamente alta, resultado do elevado percentual de metano (CH_4), com alto número de octana. Esta é uma vantagem frente aos outros combustíveis gasosos, pois assim a razão de compressão de muitos motores Diesel pode ser mantida na operação Diesel-gás (Papagiannakis e Hountalas, 2003).

Em situações que o gás natural contenha um elevado percentual de Propano (C_3H_8), que possui octanagem inferior ao do metano, poderá ocorrer detonação em motores com taxas de compressão excessivamente elevadas (Verdi, 2002).

Óleo Diesel

O óleo Diesel, ou simplesmente Diesel, é obtido do petróleo cru, através do processo de destilação fracionada, sendo constituído basicamente por hidrocarbonetos (compostos orgânicos que contém átomos de Carbono e Hidrogênio) e baixas concentrações de enxofre, nitrogênio e oxigênio.

Embora a composição do Diesel seja muito complexa em virtude do grande número de hidrocarbonetos pesados que dele fazem parte, esta pode ser representada por um hidrocarboneto específico e dividida em grupos. Uma divisão característica seria (Taylor, 1976):

Óleo Diesel Leve	$C_{12}H_{26}$ (dodecano)
Óleo Diesel Médio	$C_{13}H_{28}$ (tridecano)
Óleo Diesel Pesado	$C_{14}H_{30}$ (tetradecano)

O óleo Diesel leve é o mais recomendado para motores acima de 1200 rpm, sendo utilizado em aplicações veiculares e estacionários (Obert, 1971).

O combustível Diesel veicular é produzido de modo a atender requisitos definidos de qualidade, que visam garantir que o produto apresente condições de assegurar as exigências dos motores.

A qualidade de ignição do Diesel pode ser medida por seu número de cetano (NC), que em certa medida, caracteriza a cinética de combustão, tendo assim influência no espectro de substâncias emitidas pelo motor. A escala do número de cetano é definida por mistura de dois combustíveis referenciais de hidrocarbonetos puros. Cetano (n-hexadecano, $C_{16}H_{34}$), um hidrocarboneto com alta qualidade de ignição, representa o topo da escala com um $NC=100$. Um Isocetano, também denominado Heptalmetilnonano (HMN), o qual tem uma qualidade muito baixa de ignição, representa o fundo da escala com $NC=15$. O motor usado na determinação do número de cetano é padronizado (monocilíndrico). Assim o número de cetano é dado por (Heywood, 1988):

$$NC = (\% n\text{-hexadecano}) + 0,15 \times (\% HMN) \quad (1)$$

O número de cetano para motores Diesel, em geral, situa-se na faixa de 40 e 60. Valores inferiores a 40 podem causar fumaça na descarga, com aumento de consumo, perda de potência e aumento de ruído (batida). Quanto maior for o número de cetano, menor será o retardo de ignição, por conseguinte, melhor será sua capacidade de queima (Obert, 1971).

Outras características relevantes do combustível Diesel (para emissões) são: a densidade, a viscosidade, a razão H/C, o teor de enxofre, a presença de contaminantes, o teor de hidrocarbonetos cíclicos (aromáticos, derivados da cadeia fundamental do benzeno) e obviamente, o poder calorífico.

A Tabela 2 apresenta uma comparação entre algumas características físico-químicas do Gás Natural (GN) e do Óleo Diesel.

Tabela 2 – Comparação entre as propriedades físico-químicas do GN e do óleo Diesel.

Propriedades	Gás Natural	Óleo Diesel
Fórmula química do hidrocarboneto principal	CH ₄	C ₁₂ H ₂₆
Relação atômica H/C do combustível	3,82 ^a	1,85 ^b
Massa molecular [g/mol]	17,7	170
Massa específica [kg/m ³], 20°C e 1 atm	0,736	830
Razão ar/combustível estequiométrica [kg/kg]	16,99/1	14,99/1
Temperatura de auto-ignição [°C]	632	254
Poder calorífico superior [kJ/kg]	53.970	45.590
Poder calorífico inferior [kJ/kg]	48.750	42.450
Limite de inflamabilidade no ar [% por vol.]	5-15	0,7-0,5
Número de octana	130	20
Número de cetano [NC]	-	44-50
Calor de combustão de 0,028m ³ de mistura estequiométrica a 1 atm e 15,6 °C [kcal/kg]	771	773,5
Velocidade de propagação da chama [cm/s]	33,5	33-47
Viscosidade a 37,8 °C [cSt]	-	2-4

Fontes: (Taylor, 1976; Bet, 1991; Baukal, 2001; ^aCEG, 2004; ^bNBR 14489, 2000;)

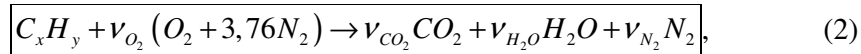
2.2. Combustão em Motores Diesel-gás

A combustão da mistura combustível-ar no interior do cilindro do motor é um dos processos que influenciam a potência, rendimento e emissões do motor (Heywood, 1988). Alguns conceitos preliminares e relevantes na combustão de motores Diesel-gás e seus efeitos na emissão de poluentes serão abordados para um melhor entendimento da operação do motor dual.

2.2.1. Combustão Perfeita e Real

A combustão perfeita é realizada com a quantidade de ar teórico¹ ou de oxigênio estequiométrico, resultando numa combustão completa do combustível.

Quando se consegue a combustão completa dos reagentes com o ar teórico, os produtos resultantes não contém oxigênio. A equação geral para a combustão de um hidrocarboneto com ar apresenta a seguinte forma (Wyllen, 1995):



onde os coeficientes relativos às substâncias são conhecidos como os coeficientes estequiométricos. A conservação das espécies químicas fornece a quantidade de ar teórica. Assim:

$$\begin{aligned} C : \nu_{CO_2} &= x \\ H : 2\nu_{H_2O} &= y \\ N_2 : \nu_{N_2} &= 3,76\nu_{O_2} \\ O_2 : \nu_{O_2} &= \nu_{CO_2} + (\nu_{H_2O} / 2) = x + (y/4) \end{aligned} \quad (3)$$

Outro parâmetro importante é a relação ar combustível (A/C) ou seu recíproco (C/A). Estas relações são calculadas em base mássica, sendo também calculadas em base molar. Assim;

$$\begin{aligned} (A/C) &= \frac{m_{ar}}{m_{comb}} \\ (A/C)_{molar} &= \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \end{aligned} \quad (4)$$

Tais relações são vinculadas através das massas moleculares do ar (M_{ar}) e do combustível (M_{comb}), isto é:

$$(A/C) = \frac{m_{ar}}{m_{comb}} = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \frac{M_{ar}}{M_{comb}} = (A/C)_{molar} \frac{M_{ar}}{M_{comb}} \quad (5)$$

¹ O ar teórico é a quantidade de ar atmosférico que fornece a quantidade exata de moléculas de oxigênio necessárias para efetuar a combustão estequiométrica. A composição do oxigênio atmosférico é aproximadamente 21% em volume e 23% em massa.

Para uma combustão perfeita ou estequiométrica, utiliza-se o subscrito “e” para indicar que a relação se refere a 100% do ar teórico ou estequiométrico.

Em seguida, serão determinadas as equações de combustão estequiométricas e as razões $(A/C)_e$ para o gás natural e o óleo Diesel.

Gás Natural

O primeiro passo será obter a representação geral do gás natural (C_xH_y) a partir da composição, típica deste, sendo esta fornecida pela Companhia Distribuidora de Gás – CEG (Tabela 3).

Tabela 3 – Composição média do gás natural fornecido pela CEG

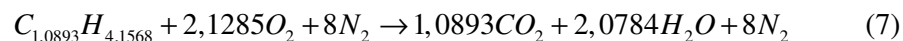
COMPONENTE	FORMULA	% VOLUME	% MASSA
Metano	CH ₄	90,17	81,93
Etano	C ₂ H ₆	7,46	12,71
Propano	C ₃ H ₈	1,28	3,19
Nitrogênio	N ₂	0,65	1,03
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,41	1,02
Outros componentes	IC ₄ +NC ₄ +IC ₅ +NC ₅ +C ₆	0,03	0,12

Fonte: (CEG, 2004).

Para esta composição tem-se:

$$\begin{array}{c}
 [C] \qquad [H] \\
 \begin{bmatrix} 0,9017 & CH_4 \\ 0,0746 & C_2H_6 \\ 0,0128 & C_3H_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0,9017 \\ 0,1492 \\ 0,0384 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 3,6068 \\ 0,4476 \\ 0,1024 \end{bmatrix} \Rightarrow C_{1,0893}H_{4,1568} \quad (6)
 \end{array}$$

Logo, $C_{1,0893}H_{4,1568}$ é a representação geral do hidrocarboneto do gás natural. Depois de identificados os coeficientes estequiométricos, relativos às substâncias, pode ser determinada a equação de combustão perfeita já balanceada:



A relação ar-gás estequiométrica em base molar é:

$$(A/C)_{gás,molar} = \frac{(2,1285+8)}{1} = 10,1285 \text{ kmol de ar / kmol de gás} \quad (8)$$

A relação ar-gás estequiométrica em base mássica pode ser encontrada introduzindo-se as massas moleculares do ar e do gás natural.

$$(A/C)_{gás_e} = (A/C)_{gás,molar} \frac{M_{ar}}{M_{gás}} = 10,1285 \frac{28,97}{(1,0893 \times 12) + (4,1568 \times 1,008)} \quad (9)$$

$$\boxed{(A/C)_{gás_e} = 16,99 \frac{kg_{ar}}{kg_{gás}}} \quad (10)$$

Então, quando se tem 16,99 quilogramas de ar para cada quilograma de gás natural, tem-se a combustão estequiométrica.

Óleo Diesel

Como já dito anteriormente, em motores Diesel de média e alta rotação, o óleo Diesel leve (dodecano, $C_{12}H_{26}$) é o mais utilizado (Taylor, 1976).

Então, a equação de combustão do dodecano já balanceada será:



Logo, a relação ar-Diesel estequiométrica em base molar é:

$$(A/C)_{D,molar} = \frac{(18,5+69,56)}{1} = 88,06 \text{ kmol de ar / kmol de Diesel} \quad (12)$$

A relação ar-Diesel estequiométrica em base mássica pode ser encontrada introduzindo-se as massas moleculares do ar e do óleo Diesel.

$$(A/C)_{D_c} = (A/C)_{D_{molar}} \frac{M_{ar}}{M_D} = 88,06 \frac{28,97}{(12 \times 12) + (26 \times 1,008)} \quad (13)$$

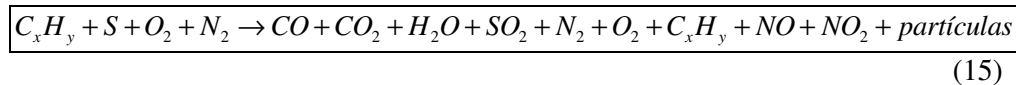
$$(A/C)_{D_c} = 14,99 \frac{kg_{ar}}{kg_{Diesel}} \quad (14)$$

Quando se tem 14,99 quilogramas de ar para cada quilograma de Diesel, tem-se a combustão estequiométrica.

2.2.2. Combustão Real

Embora as equações de combustão estequiométrica do gás natural e do óleo Diesel sejam de uso comum, o processo real da combustão não ocorre de maneira tão simples. Este processo é de complexa natureza química e física, cujo início e desenvolvimento, dependem das velocidades das reações e das condições de transferência de energia e massa na zona da chama.

A combustão real ocorre com maior ou menor excesso de ar e com presença de alguma quantidade de produtos intermediários da combustão. Assim, para uma reação genérica de combustão de um hidrocarboneto com ar, com poluentes nos produtos, ter-se-á seguinte equação não balanceada (Andrade, J. e Teixeira, P.; 2003):



2.2.3. Processo de Combustão em Motores Diesel-gás

Os motores Diesel-gás admitem uma mistura ar-gás natural pobre, e não homogênea, durante o percurso de admissão, e só chega a ser homogênea durante a etapa de compressão (Ishida et al., 2001).

Perto do final da etapa de compressão da mistura ocorre a injeção de um pequeno volume de óleo Diesel. Este combustível pulverizado evapora e se inflama rapidamente ao entrar em contato com os gases aquecidos no interior do cilindro, exatamente da mesma maneira como ocorre durante a operação de um motor com ignição por compressão tradicional. A ignição acontece nas vizinhanças das gotículas do óleo injetado (Yang et al., 1992; Shenghua et al.,

2003). Uma vez que a combustão inicia-se em poucos pontos, formam-se frentes de chama turbulenta, que se propagam por toda a carga contida na câmara de combustão, consumindo assim, a pré-mistura de ar e gás natural (Badr et al., 1999; Mansour et al. 2001; Selim, 2003).

A combustão da mistura ar-gás natural é caracterizada por um longo tempo de ignição. Aumentando-se o teor de gás da mistura, deve-se aumentar o atraso de ignição ótimo do jato piloto de Diesel, devido ao maior calor específico da mistura (Karim, 1980; Selim, 2003; Shenghua, 2003; Papagiannakis e Hountalas, 2003; Bhandari, 2005).

Resultados experimentais também mostram que o atraso de ignição ótimo ocorre até um valor limite, a partir do qual, o enriquecimento adicional diminui tal atraso (Karim, 1980). Outras razões para o atraso de ignição podem ser: a concentração de oxigênio, reduzido devido ao deslocamento do ar por gás natural, e um efeito quimicamente inibidor do combustível alternativo na taxa de reação do combustível Diesel (Nielsen et al., 1987).

Como resultado da combustão no motor dual pode-se obter leve aumento da eficiência térmica em condições de plena carga, tanto ao verificado em seu funcionamento original Diesel, como o obtido dos motores do ciclo Otto dedicados ao gás natural (McLean e Lave, 2003; Selim, 2003; Bhandari, 2005). Também são verificadas operações com significantes reduções de fumaça ou material particulado (Badr et al., 1999; Pereira et al., 2005) e com uma reduzida produção de NO_x em relação ao motor Diesel tradicional (Badr et al., 1999; Kusaka et al., 2000; Papagiannakis e Hountalas, 2003).

Por outro lado, são dois os principais problemas envolvendo a combustão em motores Diesel-gás: queima incompleta do combustível gasoso em misturas pobres em cargas baixas e a mudança do regime para a detonação (Karim, 1980).

Queima Incompleta em Cargas Baixas

Uma característica da operação do motor Diesel-gás é o menor rendimento em cargas baixas, especialmente quando utilizamos pequenas quantidades de Diesel piloto (altas taxas de substituição Diesel por gás natural). Observa-se incremento do consumo de energia específica e operação instável do motor (Badr et al., 1999; Pereira et al., 2005), além de altas emissões de CO e HC relativas aos

correspondentes níveis de operação Diesel tradicional (Badr, et al., 1999; Kusaka et al., 2000; Papagiannakis e Hountalas, 2003).

Em cargas muito baixas, uma proporção significativa de gás não queima totalmente, devido ao grande excesso de ar existente. Ainda que o combustível piloto inflame normalmente, as chamas nas regiões de ignição com Diesel, não se propagam rapidamente e o tempo disponível é insuficiente para que a mistura pobre seja consumida totalmente (Karim, 1980; Badr et al., 1999). Este fato também é conhecido como o aumento do retardo de ignição, resultando em combustão atrasada na etapa de expansão (Nwafor, 2000; Selim, 2003; Shenghua, 2003).

Isto impõe limites à operação destes motores com um bom rendimento e menor taxa de emissões. Assim, Karim (1986) afirma que a tendência, em conversão de motores Diesel para Diesel-Gás, é de manter a operação apenas com óleo Diesel em baixas cargas.

Detonação

O fenômeno de ignição espontânea que causa a detonação é governado por altas pressões e temperaturas, em partes ou em toda região da mistura. Uma vez iniciada a ignição da mistura combustível-ar, a frente de chama turbulenta se propaga através da mistura comprimida por toda a câmara de combustão. Na medida em que a frente de chama avança, as pressões e temperaturas aumentam na mistura ainda não queimada, o que origina uma combustão súbita ou espontânea. Ocorre liberação extremamente rápida de muita energia contida na mistura combustível-ar, resultando em altas pressões locais. A natureza não homogênea desta distribuição de pressão causa ondas de pressão ou ondas de choque que se propagam através da câmara. Tais ondas podem causar a ressonância da câmara em sua frequência natural. Sob condições de detonação, o avanço da frente de chama é mais veloz, consumindo a mistura restante de modo muito mais rápido do que ocorreria às velocidades normais da chama. Portanto, a velocidade de propagação das frentes de chama (ou velocidade de queima) é um fator que influencia o fenômeno da detonação. A ocorrência e severidade da detonação também dependem da resistência do combustível à detonação e das características do motor para evitá-la (Heywood, 1988).

Karim (2003) define a detonação como um processo de combustão anormal que acontece usualmente em altas cargas.

Diversos resultados experimentais mostram que em altas cargas o desempenho do motor Diesel-gás supera a do apresentado na operação Diesel puro. Entretanto, uma limitação desta potência passa a ser a detonação e as temperaturas de admissão elevadas (Badr et al., 1999), mesmo que o gás natural seja composto quase exclusivamente de metano, hidrocarboneto com alto número de octana², o qual permite altas taxas de compressão (Karim, 1986,2003; Nwafor e Rice, 1994; Bhandari, 2005).

O incremento do combustível gasoso até o limite da detonação no motor dual leva à queda do rendimento térmico e da potência (Selim, 2003).

A região de detonação com gás natural será mais sensível quando são utilizados motores turbinados, devido às altas razões de compressão, ou quando a composição do gás natural incluir concentrações significativas de hidrocarbonetos mais pesados, em especial o propano (baixa resistência à detonação). Nesta última situação, o percentual de substituição do óleo Diesel no motor deverá ser reduzido (Badr et al., 1999; Verdi, 2002; Selim, 2003). O incremento da taxa de compressão geralmente aumenta a possibilidade de auto-ignição do combustível gasoso devido as maiores pressões e temperaturas alcançadas na câmara de combustão (Selim, 2003).

Karim e Zhigang (1992) estabelecem que a redução da detonação em motores Diesel-gás pode ser conseguida através de medidas como: diminuição das temperaturas e pressões na câmara de combustão, diminuindo a temperatura da água de arrefecimento do motor, otimizando as quantidades do combustível piloto injetado e regulando o início da injeção.

2.3. Formação de Poluentes em Motores Diesel-gás

Nos gases de escapamento do **motor Diesel**, a fuligem (fumaça preta que contém partículas sólidas e líquidas, com algum adicional de hidrocarboneto

² O número de octana mede a resistência à detonação. Os combustíveis gasosos têm maiores número de octana que os combustíveis líquidos convencionais.

absorvido), sob a denominação geral de material particulado (MP), representa uma fonte importante de emissão em motores Diesel.

O combustível Diesel contém muitas impurezas, como por exemplo o enxofre. No processo de combustão o enxofre é oxidado, produzindo dióxido de enxofre (SO₂), do qual uma fração pode ser oxidada para SO₃, que combinado com água pode formar aerossol de ácido de enxofre (Heywood, 1988).

Em **motores Diesel-gás** os níveis de MP são mais baixos, comparados aos do motor convencional Diesel. Na queima da mistura muito pobre do gás natural nenhuma fuligem é gerada por este.

Os níveis de concentrações de NO_x são mais baixos que aqueles relacionados aos motores convencionais Diesel, especialmente em altas cargas.

Por outro lado, as emissões de CO e HC são geralmente altas (Badr, et al., 1999; Kusaka et al., 2000; Papagiannakis e Hountalas, 2003).

Em seguida, detalham-se os mecanismos de formação dos principais poluentes em motores Diesel-gás.

2.3.1. Formação de MP

O material particulado produzido por um **motor Diesel** consiste, basicamente, de aglomerados de núcleos de carbono (fuligem), hidrocarbonetos, SO₃ ou ácido sulfúrico e água absorvidos ou condensados sobre esses núcleos (Braun, 2003). O maior percentual de material particulado resulta da combustão incompleta do óleo Diesel e alguma contribuição do óleo lubrificante (Heywood, 1988).

Em **motores Diesel-gás**, o material particulado e fumaça podem ser reduzidos devido à menor quantidade de combustível Diesel utilizado para a combustão (Karim, 1980; Kusaka *et al.*, 2000; Ishida *et al.*, 2001; Papagiannakis e Hountalas, 2003).

Pereira *et al.* (2005), através de resultados experimentais, como apresentado na Figura 2, indicam que as reduções das concentrações de material particulado, assim como a opacidade, decaem exponencialmente conforme se aumenta a taxa de substituição do Diesel por gás natural. A plena carga, a concentração de

particulados na descarga diminui em uma ordem de grandeza entre as condições de funcionamento original Diesel e com 50% de taxa de substituição Diesel/gás³.

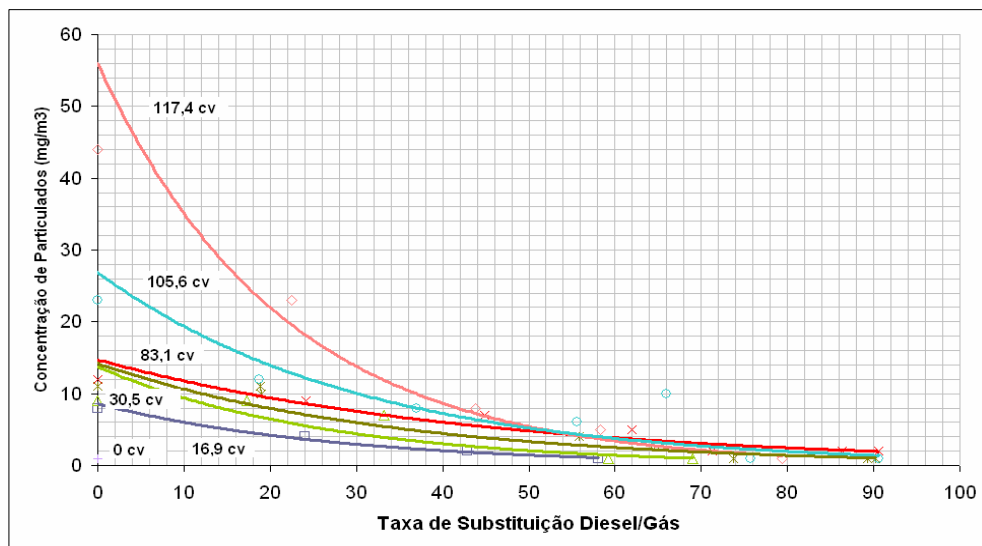


Figura 2—Particulados no escape - variação com carga e taxa de substituição (1800 rpm). Motor MWM 4.10 TCA.

Fonte: (Pereira *et al.*, 2005).

Bhandari (2005) também afirma que em condições de baixas cargas, o escapamento será sempre com menor nível de fumaça. Igualmente, operando em condições de máxima carga, a fumaça é ainda menor em relação a motores Diesel tradicionais.

Os melhores resultados obtidos em altas cargas e altas taxas de substituição, possivelmente, são devidos às maiores temperaturas alcançadas na combustão, do que aquelas em baixas cargas. Este fato promove uma maior taxa de oxidação de fuligem, contribuindo para a redução de MP no escapamento (Papagiannakis e Hountalas, 2003).

2.3.2. Formação de NO_x

Tanto óxido nítrico (NO) quanto o dióxido de nitrogênio (NO₂) são usualmente agrupados como NO_x, sendo o primeiro produzido em maior escala no interior do cilindro de um motor Diesel (Heywood, 1988).

³ A definição de taxa de substituição será especificada, mais adiante, no Capítulo 4.

Como reconhecido amplamente, a formação de NO é favorecido por altas concentrações de oxigênio e altas temperaturas da carga.

Os motores Diesel-gás “sofrem” com a baixa ignição do metano, que é o constituinte primário do gás natural. Experimentos em uma bomba de combustão têm mostrado que a auto-ignição do gás natural sob condições do piloto Diesel, exige temperaturas tão altas quanto 1100-1200 K. Este requisito de alta temperatura exige uma alta relação de compressão (aproximadamente 23:1) ou uma elevada temperatura do ar admitido. Tais opções trazem efeitos negativos no desempenho do motor e na formação de NO (Agarwal e Assanis, 1997).

No motor Diesel-gás, conforme se incrementa a razão de massa de gás natural⁴, consegue-se diminuir as concentrações de NO comparadas às de uma operação normal Diesel (vide Figura 3). As possíveis explicações para esta redução, são, a menor intensidade da combustão pré-misturada, a redução da temperatura do gás (devido ao incremento da capacidade de calor específico da mistura), a combustão mais atrasada e a redução da concentração de oxigênio devido à presença de massa de gás natural, a qual substitui uma quantidade igual de ar na carga do cilindro (Kusaka *et al.*, 2000; Papagiannakis e Hountalas, 2003).

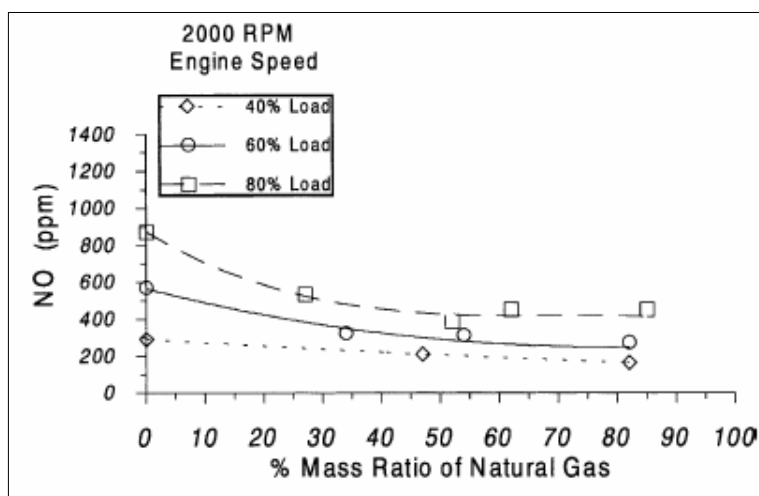


Figura 3 – NO com variação da razão da massa de gás natural, em 2000 rpm e varias cargas do motor.

Fonte: Papagiannakis e Hountalas, 2003.

⁴ A razão de massa de gás natural é a divisão do consumo de gás natural pelo consumo total (Diesel e gás natural).

2.3.3. Formação de CO

Resultados experimentais têm demonstrado o incremento das emissões de CO em motores Diesel-gás em relação aos motores Diesel puro. Tais resultados mostram que o índice de formação de CO é uma função da quantidade disponível de combustível gasoso não queimado (como observado na Figura 4) e da temperatura da mistura. Ambos controlam o índice de decomposição e oxidação do combustível (Heywood, 1988; Rakopoulos *et al.*, 1995; Kouremenos *et al.*, 1999).

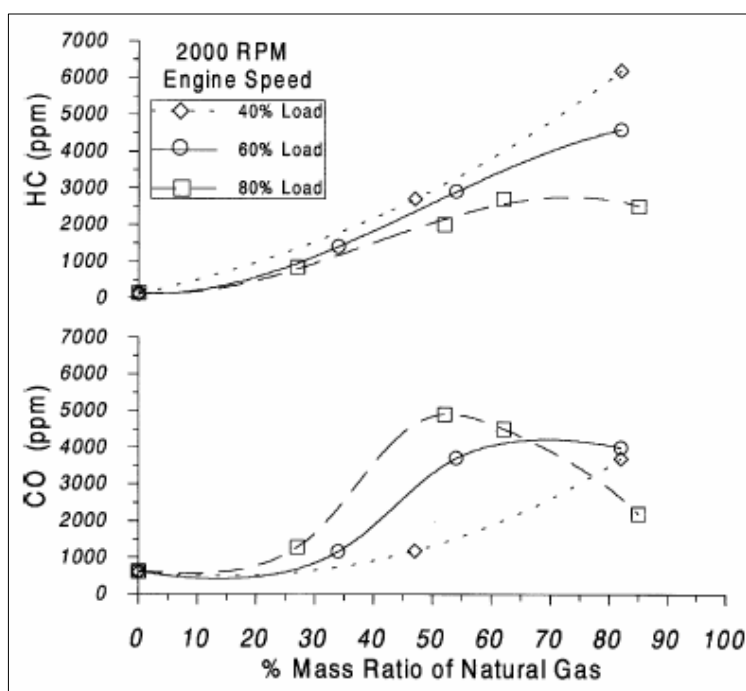


Figura 4 – HC e CO em função da razão da massa de gás natural, em 2000 rpm e varias cargas do motor.

Fonte: Papagiannakis e Hountalas, 2003.

Em cargas parciais, o incremento da quantidade de combustível gasoso, leva a um aumento agudo da concentração de CO. Isto é devido à taxa lenta da combustão do gás, a qual mantém a temperatura da carga em níveis baixos, resultando numa redução do processo de oxidação do monóxido de carbono.

Em altas cargas, as emissões de CO aumentam com o incremento do índice da massa de gás até certo valor, podendo depois, cair como resultado da elevada temperatura do gás e da taxa de combustão mais rápida (Papagiannakis e

Hountalas, 2003). Nestas condições de combustível gasoso, são atingidas certas faixas limitantes superiores, nas quais as frentes de chama “varrerão” todas as partes da mistura. Assim, ocorre uma taxa de liberação de calor muito alta e com uma queima mais completa, diminuindo, deste modo, a emissão de CO. Porém, ocorrem correspondentes aumentos da pressão e da temperatura que podem levar à detonação (Karim, 1980).

Outra hipótese razoável, apoiada em evidências experimentais, é que em misturas gasosas pobres a propagação da frente de chama a partir de vários centros de ignição não se estende para todas as partes do cilindro. Isto, mesmo que o combustível gasoso esteja homogeneamente dispersado, parte dele permanecerá inalterado, aumentando a emissão de CO e HC (Karim, 1980).

2.3.4. Formação de HC

A variação da quantidade de hidrocarbonetos não queimados nos gases de escapamento é consistente com a qualidade do processo de combustão do motor (Karim, 1980; Heywood, 1988).

Em baixas cargas do motor Diesel-gás, as emissões de HC se incrementam conforme aumentam as porcentagens do combustível gasoso, o qual não queima completamente. Em altas cargas, ocorre um aumento das emissões de HC com o incremento da massa de combustível gasoso até certo limite. A partir de tal limite observa-se uma redução de HC presente no escape. Isto é devido ao incremento da temperatura do gás queimado, o qual promove a oxidação dos hidrocarbonetos não queimados (vide figura 4).

Considerando as hipóteses já citadas para a redução de NO_x e aumento de CO, outra explicação aos consideráveis incrementos de HC sob a operação Diesel-gás, é que durante os processos de compressão e combustão dual, a pressão crescente do cilindro força parte do gás combustível a entrar nas frestas da câmara de combustão. Os volumes compreendidos entre o pistão, os anéis e a parede do cilindro constituem uma grande fração dessas frestas. A maior parte desse gás é mistura ar-gás não queimado, que não participa do processo primário da combustão, porque a dimensão destas frestas é estreita demais para permitir a entrada da chama, como observado na Figura 5. Esse gás, que deixa as frestas posteriormente, nas fases de expansão e exaustão, é uma fonte de emissão de

hidrocarboneto não queimado (Papagiannakis e Hountalas 2003; Shenghua, 2003). Cabe notar que este mecanismo de fonte emissora, foi afirmado também por Heywood (1988), para justificar incrementos de HC também em motores de ignição por centelha (vide Figura 5). Devido à baixa solubilidade de alcanos leves, que constituem o gás natural, no óleo lubrificante, é praticamente descartada a possibilidade de absorção de combustível gasoso nas paredes da câmara de combustão (Dondero, 2002; Bhandari, 2005).

Segundo Parise (2005), em motores Diesel puro, durante o período de encontro das válvulas ou cruzamento (avanço da válvula de admissão e atraso da válvula do fechamento do escape) é completada a lavagem interna do motor com ajuda do ar de admissão. Por outro lado, no motor Diesel-gás, se o tempo de cruzamento não é alterado em relação ao Diesel original, ou seja, for mantido o mesmo eixo de comandos de válvulas, a mistura ar-gás participaria do processo de lavagem, sendo que esta poderia fluir através do escapamento, contribuindo assim para as emissões de HC.

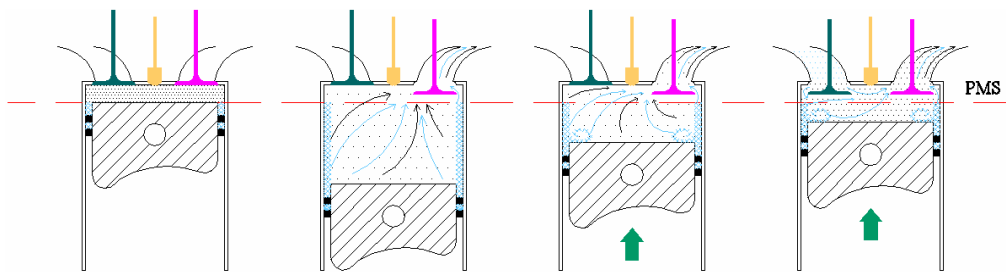


Figura 5 – Regiões de formação de hidrocarbonetos não queimados no motor Diesel-gás.

Segundo Heywood (1988), enquanto a emissão de hidrocarbonetos é uma medida útil da ineficiência da combustão, esta não é necessariamente um índice significativo de emissões de poluente. Os gases de escape contêm uma variedade larga de compostos hidrocarbonetos. Assim, HC pode-se dividir em duas classes: metano e hidrocarbonetos não metanos, provavelmente a melhor divisão para todas as emissões de HC. Todos os hidrocarbonetos, exceto o metano, reagem na atmosfera, produzindo “smog” (smoke + fog).

Nabert et al. (1994), sinalizam que o radical metila⁵ (CH_3), o qual predomina na ignição do metano, é difícil de oxidar. Este fato implicaria, portanto, em se ter altas emissões de hidrocarbonetos totais em motores Diesel-gás.

2.4. Métodos Utilizados na Redução de Emissões em Motores Diesel-gás

Nos últimos anos, diversos estudos vêm sendo realizados para superar os problemas associados às emissões em motores Diesel-gás.

Assim, Karim (1980) mencionou diversos métodos *para a utilização mais completa do combustível gasoso em cargas relativamente baixas*, tais como:

a) Aquecimento da Mistura de Entrada

O pré-aquecimento da mistura ar-gás proporciona temperaturas maiores do que àquelas atingidas com a admissão à temperatura ambiente. Isto diminui a porcentagem de gás não queimado. Em plena carga, este aquecimento pode provocar detonação e queda da eficiência volumétrica.

b) Restrição Parcial do Ar de Admissão

Através da restrição parcial do ar da carga pode-se obter uma melhora de funcionamento em cargas parciais, a fim de produzir uma mistura efetivamente mais rica para a mesma quantidade de adição de combustível gasoso. Uma combinação equilibrada de aquecimento da mistura com redução parcial do ar da carga pode ser particularmente eficiente.

⁵ Na combustão do metano diversas etapas são envolvidas. Metano forma um radical metila (CH_3) que reage com o formaldeído (HCHO ou H_2CO). O formaldeído reage para formar o radical (HCO), que então forma o monóxido de carbono (CO). O processo é chamado pirólise (ruptura da estrutura molecular pela ação do calor).

c) Sincronização Variável da Injeção de Diesel

Em baixas rotações a quantidade do jato piloto de Diesel deve ser grande o suficiente para garantir a ignição para a combustão adequada. Isto aumenta a atividade de oxidação parcial, pelo aumento da temperatura da mistura, proporcionando uma maior multiplicidade de centros de ignição e uma zona de combustão mais extensa. Por outro lado, em altas rotações ela deverá ser mantida em um valor mínimo associado à máxima redução de consumo de Diesel.

Em seguida, são apresentados outros métodos propostos por diversos pesquisadores, que através de resultados experimentais, também, obtiveram reduções significativas de algumas emissões em particular.

d) Recirculação dos Gases de Escapamento - EGR

(*Exhaust Gás Recirculation* na literatura inglesa)

A substituição do ar de admissão por outro gás inerte é uma estratégia para a redução de NO_x . Um método para a diluição do ar de admissão é a recirculação dos gases de escapamento (EGR), a qual efetivamente reduz as emissões de NO_x . Durante este processo, parte dos gases de escape é recirculada através do ar de admissão e induzido de volta ao interior da câmara de combustão. Os gases de escape recirculados absorvem uma porção da energia liberada durante a combustão, reduzindo os picos da temperatura, sendo este um parâmetro que favoreceria as altas formações de NO_x . Isto acontece principalmente porque o conteúdo de dióxido de carbono (CO_2) agora é incrementado significativamente. O CO_2 possui o dobro do valor do calor específico (por mol) do que o do nitrogênio (N_2). A fração da EGR desloca o oxigênio fresco e, assim, há menos O_2 disponível para a combustão, reduzindo a probabilidade de interação entre átomos de nitrogênio e oxigênio incluso em misturas pobres. Por outro lado, conforme é reduzida a concentração de oxigênio, o atraso de ignição aumenta. Outro efeito da EGR é a taxa mais lenta da liberação de calor, resultando numa redução dos picos de pressão no interior do cilindro (Heywood, 1988; NREL, 2003).

Em motores Diesel-gás, foi visto que o desempenho e emissões do motor “sofrem” em cargas baixas. Uma razão para isto é que as misturas pobres são mais

difíceis para a ignição e mais lentas para a queima. O uso da EGR é sugerido como um método para melhorar o desempenho do motor Diesel-gás e reduzir suas emissões, especialmente em cargas baixas. Por aumentar a temperatura de carga de entrada, a EGR quente pode promover uma melhor combustão. Algumas quantidades de HC serão “requeimadas” com este método, mas no entanto, níveis de NO_x talvez possam subir. Para reduzir esta tendência provocada pela EGR, é recomendável um resfriamento dos gases que serão recirculados, obtendo-se assim resultados mais benéficos (Selim, 2003).

Kusaka et al. (2000) reportam resultados indicando que o rendimento térmico e a emissão de HC em baixas cargas podem ser melhorados utilizando, de forma combinada, o método de aquecimento do ar de admissão, o sistema EGR e um catalisador de Platina (Pt), usado no sistema de escapamento.

A NREL (2003) reportou resultados experimentais da EGR com resfriamento sobre um motor Diesel-gás, onde encontraram uma redução de NO_x acima de 4% por cada 1% da fração de massa da EGR. Resultado adverso foi o incremento médio ponderado de 6,8% das emissões de hidrocarbonetos totais (THC), segundo o Ciclo Estacionário Europeu (ETC), para certificação de emissões dos motores Diesel.

e) Avanço do Tempo de Injeção Diesel

A combustão “satisfatória” no motor Diesel exige a auto-ignição do combustível próximo ao ponto morto superior (PMS). Por outro lado, um tempo mais longo entre injeção e ignição leva a índices inaceitáveis do crescimento da pressão (pancada de Diesel) porque muito combustível está “pronto para queimar” quando a combustão eventualmente ocorre.

Em motores Diesel-gás, foi notada uma maior “demora” na ignição e taxas lentas de queima, especialmente em cargas baixas, resultando numa combustão atrasada, durante a fase de expansão (Nwafor, 2000). Karim (1980, 1986) explica que este fenômeno é complexo e deve estar ligado às reações químicas que estão se desenvolvendo antes e após a injeção do óleo Diesel. O avanço do tempo de injeção do piloto Diesel tem como finalidade compensar este efeito (Nwafor, 2000).

f) Tratamento Externo dos Gases de Escape

Outro enfoque diferente para a redução de emissões, não associado à melhora do processo de combustão no interior do cilindro do motor, consiste na limpeza dos gases de exaustão através do uso de vários catalisadores para remover NO_x, CO, ou HC não queimado.

Metais nobres são mais convenientes como material catalítico. Eles mostram uma atividade específica alta para a oxidação de HC, maior atividade térmica em baixas temperaturas dos gases de escape e são desativados com menor frequência pelo enxofre presente no combustível, que oxida o metal base.

Uma mistura de Platina (Pt) e Paladium (Pd) é a mais usada. Para a oxidação de CO e CH₄, a atividade específica do Pd é mais alta do que a da Pt. (Heywood, 1988).

3

Aparato Experimental

Todas as experiências foram realizadas na bancada de testes de motores, localizada no Laboratório de Engenharia Veicular (LEV) da PUC-Rio.

A seguir, na Figura 6, ilustra-se o esquema do arranjo experimental montado para a realização dos ensaios. Também estão representadas, além das grandezas básicas de desempenho medidas pelo dinamômetro (torque e rotação), os pontos onde se tomaram as demais medidas necessárias à avaliação completa do motor.

Posteriormente, serão detalhados os equipamentos de medição e controle, acompanhados por uma série de figuras que facilitarão um melhor entendimento dos experimentos.

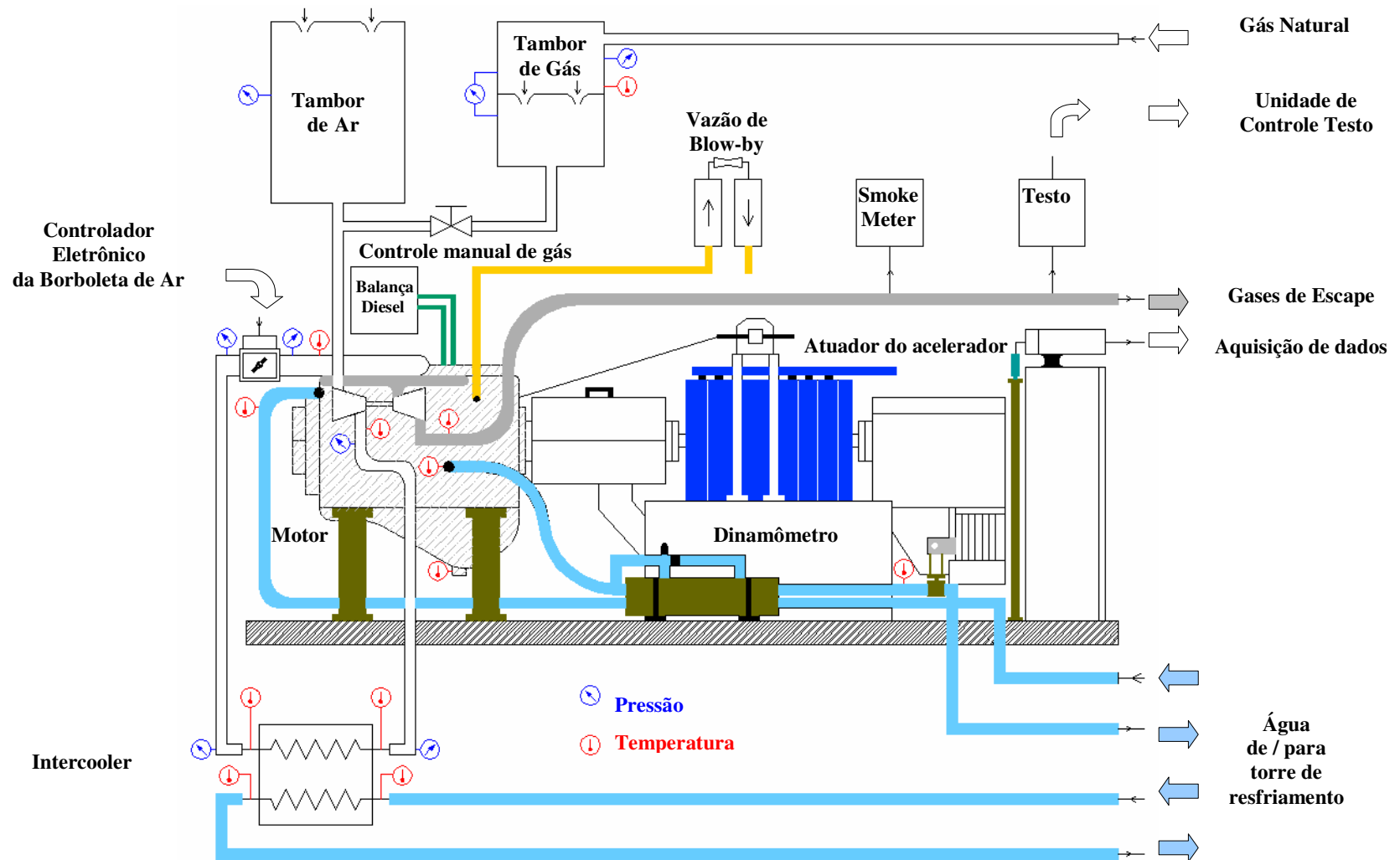


Figura 6 – Esquema do aparato experimental

3.1. Equipamentos e Dispositivos de Medição e Controle

3.1.1. Motor Diesel

Foi utilizado para os testes um motor Diesel de quatro tempos, de fabricação MWM Motores Diesel e empregado na propulsão de diversos caminhões leves. Trata-se de um modelo com turbocompressor e *intercooler*.

A seguir, são apresentadas as fotografias e principais características técnicas do motor utilizado.

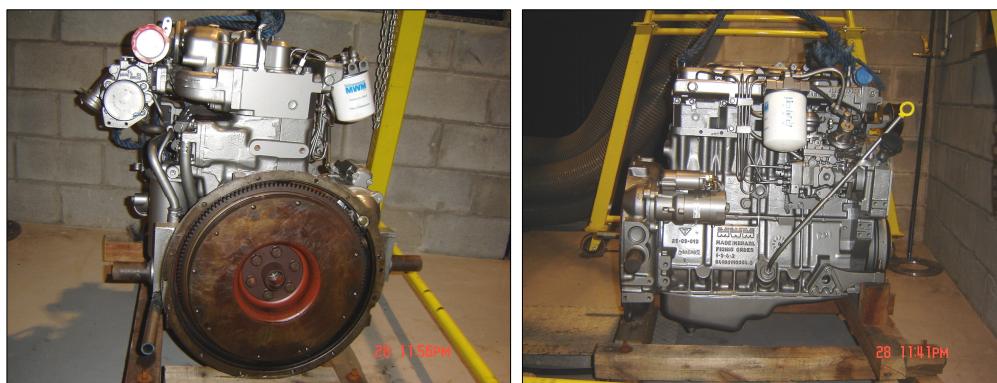


Figura 7 – Vistas do motor MWM, modelo 4.10 TCA.

Tabela 4 – Dados técnicos do motor (Fonte: MWM motores diesel, 2006).

Ficha Técnica do Motor Veicular	
Fabricante / Modelo	MWM Motores Diesel / 4.10 TCA
Aspiração	Turbo Aftercooler
Ciclo de Funcionamento	4 tempos
Número de cilindros e disposição	4 em linha
Cilindrada Total	4.3 litros
Diâmetro x Curso	103 x 129
Sistema de Injeção	Mecânico
Taxa de Compressão	17:1
Potência Máxima	107 kW (145 cv)
Rotação de Potência Máxima	2600 rpm
Torque Máximo	500 Nm
Rotação de Torque Máximo	1600 rpm
Peso Seco	380 kg

3.1.2. Dinamômetro Elétrico de Bancada

O dinamômetro elétrico empregado é da marca AVL, modelo Alpha 240. Este é refrigerado por água e têm capacidade de testar motores com potência efetiva de até 240 kW, torque máximo efetivo de 600 Nm e rotação máxima de 8000 rpm. A incerteza na medição do torque do motor é $\pm 0,2\%$ do fundo de escala, enquanto a incerteza na medição da rotação é ± 1 rpm.

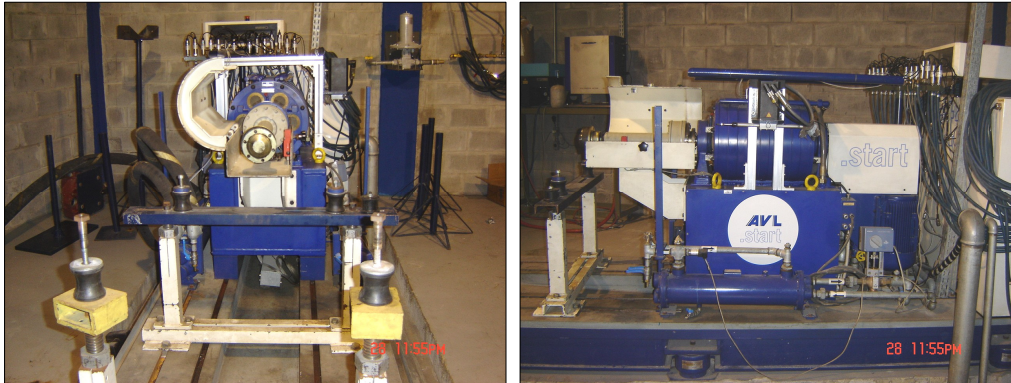


Figura 8 – Vistas da bancada do dinamômetro AVL, modelo Alpha 240.

3.1.3. Atuador Eletrônico da Bomba de Injeção Diesel

A regulagem do combustível Diesel é por meio de um atuador eletrônico, da marca LENZE e modelo MDSKRS050-23, que permite operar o motor sem a intervenção manual e com razoável precisão.

Para regular o curso do acelerador, o LEV dispõe de um regulador de curso linear, marca AVL e modelo THA 10. Este equipamento permite regular a posição entre 0 e 100% da haste da bomba injetora, informando o curso linear em milímetros.

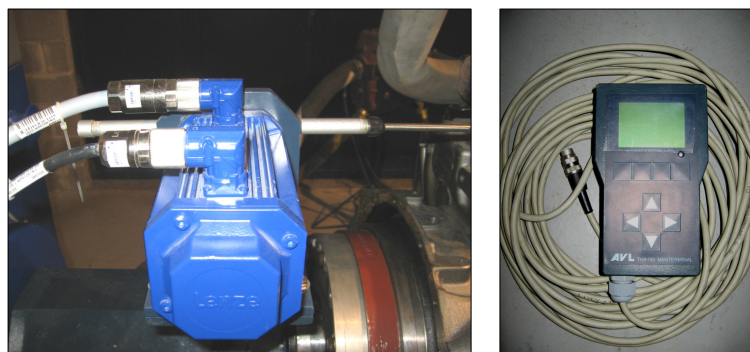


Figura 9 – Atuador eletrônico da bomba de injeção diesel (lado esquerdo) e regulador do curso do Acelerador (lado direito).

3.1.4. Controlador Eletrônico do Ar de Admissão

Para a regulação da vazão mássica do ar de admissão foi adquirida uma borboleta eletrônica da marca BOSCH, utilizada atualmente em motores do ciclo Otto. Tal dispositivo era controlado através de um circuito eletrônico, construído no próprio LEV, permitindo regular a vazão mássica do ar por meio da pressão no coletor de admissão.

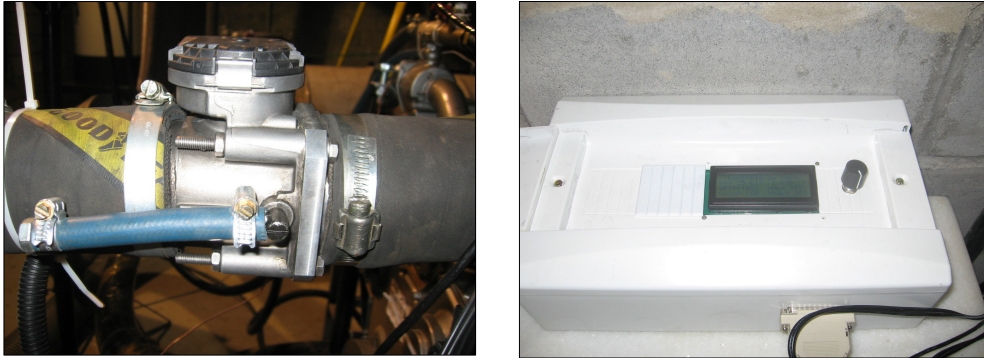


Figura 10 – Borboleta eletrônica do ar de admissão (lado esquerdo) e controlador eletrônico da borboleta (lado direito).

3.1.5. Medição do Consumo de Óleo Diesel

O consumo de Diesel foi determinado via balança de combustível AVL, modelo 733S, com capacidade de medição entre 0 a 160 kg/h e incerteza de $\pm 0,2\%$. No interior desta balança, existe um pequeno reservatório que mede, através de uma célula de carga em certo intervalo de tempo, a diferença entre o combustível de fornecimento e o de retorno. Assim, tinha-se o consumo efetivo de Diesel (kg/h) apresentado pelo motor. Este equipamento opera com o dinamômetro de bancada, enviando, através do software de controle, os valores médios de consumo de óleo Diesel.



Figura 11 – Balança do combustível diesel.

3.1.6. Medição do Consumo de Ar de Admissão

Para a medição do consumo de ar utilizou-se uma montagem, já existente no LEV, na qual o princípio da queda de pressão de escoamentos, através de orifícios, foi empregado. Tal sistema é composto de um tambor de amortecimento, que visa corrigir a natureza intermitente do processo de admissão. Este tambor é dividido internamente por uma placa que permite a instalação de até dois bocais de medição em paralelo, com diferentes diâmetros de orifício e uma conexão para tomada de pressão negativa. Especificamente nesta etapa experimental, foram utilizados dois bocais com diâmetro de orifício de 40 mm instalados em paralelo (vide Figura 12).

Para a correção da vazão mássica do ar, em relação às condições ambientais da sala de testes, foi necessária a medição da pressão atmosférica, temperatura ambiente e a umidade relativa. Estes dois últimos parâmetros foram medidos através de um sensor do tipo “microfone” da marca Omega Engineering, modelo HX94C, com capacidade para a medição de temperatura ambiente entre 0 a 100 °C ($\pm 0,6$ °C de precisão), e para a umidade relativa, entre 3% a 95 % (± 2 % de precisão). Estes dois sensores fornecem saída analógica (4 a 20mA).

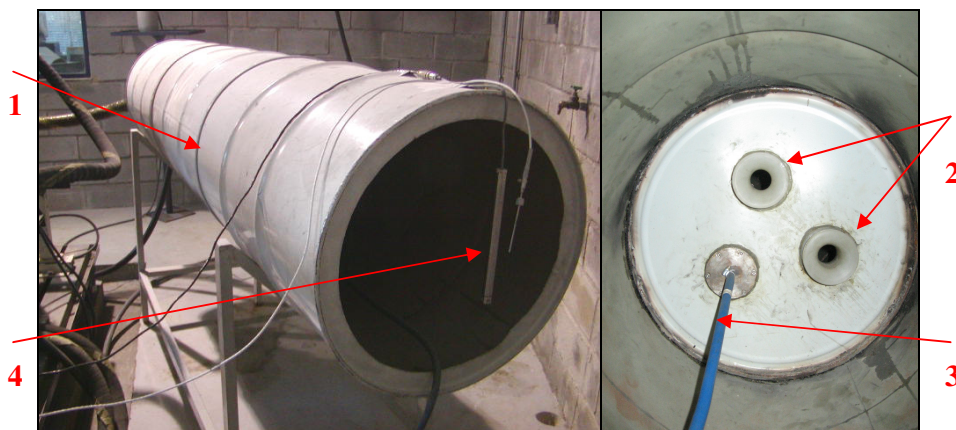


Figura 12 – Tambor para a medição do consumo de ar do motor

1 – Tambor para a medição da vazão de ar; 2 – Bocais de $\text{Ø}40$ mm de orifício; 3 – Tomada de pressão; 4 – Sensor de temperatura ambiente e umidade relativa, tipo “microfone”.

3.1.7. Medição do Consumo de Gás Natural

O LEV conta com gás natural encanado, fornecido pela Companhia Estadual de Gás do Rio de Janeiro (CEG), à pressão de 1 bar.

Para a medição do consumo de gás natural utilizou-se uma montagem também existente no LEV, com o mesmo princípio utilizado na medição do consumo de ar. Trata-se de um tambor de amortecimento que é dividido interiormente por uma placa que permite instalar até dois bocais de medição em paralelo com diferentes diâmetros de orifício. Nesta etapa experimental utilizou-se dois bocais com orifício de 5 mm de diâmetro instalados em paralelo para vazões entre 0 e 13 kg/h e um bocal com orifício de 10 mm de diâmetro para vazões entre 13 e 21 kg/h (vide Figura 13).

Depois de passar pelo tambor, o gás natural foi dosado no duto de ar de admissão do motor, através de válvulas manuais.

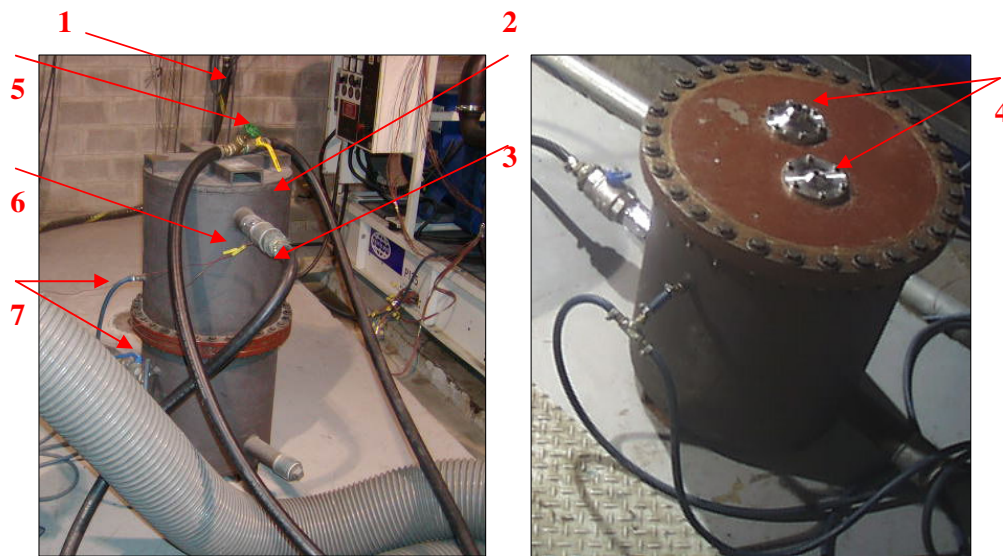


Figura 13 – Sistema de medição do gás natural

- 1 – Linha de fornecimento do gás natural; 2 – Tambor de gás; 3 – Linha de saída de gás para o motor; 4 – Arranjo dos bocais de medição de gás; 5 – Válvulas manuais para a dosagem do gás; 6 – Sensor de temperatura do gás; 7 – Tomadas de pressão do gás.

3.1.8. Medição da Pressão

Foram utilizados transdutores de pressão com saídas analógicas de 4-20mA, da marca HONEYWELL, os quais têm uma incerteza na medição de $\pm 0,10\%$.

A seguir é apresentado o arranjo dos transdutores utilizados (Figura 14) e as respectivas especificações técnicas (Tabela 5).



Figura 14 – Arranjo dos transdutores de pressão.

Tabela 5 – Especificações técnicas dos transdutores de pressão.

Tipo de Transdutor	Modelo	Faixa de Operação	Medição
Diferencial	FPA-1-UR-2p-5b-6q	26-32 inHg	Pressão barométrica.
Absoluta	FPA-1-BN-2p-5b-6q	0-50 psia	Pressão do ar na descarga do compressor.
Absoluto	FPA-1-BN-2p-5b-6q	0-50 psia	Pressão do ar na entrada do intercooler.
Absoluto	FPA-1-BM-2p-5b-6q	0-30 psia	Pressão do ar na saída do intercooler.
Absoluto	FPA-1-BM-2p-5b-6q	0-30 psia	Pressão do ar antes da borboleta.
Absoluto	FPA-1-BM-2p-5b-6q	0-30 psia	Pressão do ar depois da borboleta.
Absoluto	FPA-1-BN-2p-5b-6q	0-50 psia	Pressão do ar no coletor de admissão.
Absoluto	FPA-1-BM-2p-5b-6q	0-30 psia	Pressão no tambor de gás natural.
Diferencial	FDW-1-WA-2p-5a-6q	0-10 inH ₂ O	Pressão diferencial no tambor de gás.
Diferencial	FDW-1-WA-2p-5a-6q	0-10 inH ₂ O	Pressão diferencial no tambor de ar.

Fonte: (HONEYWELL, 2006).

3.1.9. Medição da Temperatura

Foram utilizados termopares tipo K (NiCr-NiAl), da marca Omega, com faixa de temperatura entre 0 e 750 °C e incerteza de $\pm (0,75\%)$.

A seguir, detalham-se a distribuição dos pontos para a medição da temperatura:

- ❑ Temperatura do ar na descarga do compressor.
- ❑ Temperatura do ar na entrada do intercooler.
- ❑ Temperatura do ar na saída do intercooler.
- ❑ Temperatura do ar no coletor de admissão.
- ❑ Temperatura de entrada do combustível Diesel.
- ❑ Temperatura de retorno do combustível Diesel.
- ❑ Temperatura da água de entrada ao motor.
- ❑ Temperatura do óleo no cárter do motor.
- ❑ Temperatura do tambor de gás natural.
- ❑ Temperaturas dos gases de escape (4 termopares instalados).

3.1.10. Computador e Software de Controle Start

O software Star de AVL, instalado no computador da bancada do dinamômetro, possui uma interface do tipo “Windows” de fácil manipulação e configuração. Entre suas principais funções, tem-se:

- ❑ Medição e controle da rotação e torque, definido pelo operador.
- ❑ Controle da bomba de injeção do óleo Diesel, através do atuador eletrônico.
- ❑ Monitorar e armazenar os valores do consumo de óleo Diesel, por meio da balança de combustível.
- ❑ Monitorar e armazenar os sinais de todos os sensores instalados (transdutores de pressão, termopares e sensor de umidade relativa), através de uma placa de aquisição de dados de 32 canais de entrada analógica.
- ❑ Monitorar e armazenar as medições das emissões do material particulado dos gases de escape, através do *Smoke Meter* e dos gases do cárter do motor por meio do *Blow-by*;
- ❑ Ativar os sistemas de alarmes para o caso de superaquecimento, limitações do torque e rotação, entre outras variáveis solicitadas pelo operador.



Figura 15 – Computador da bancada do dinamômetro.

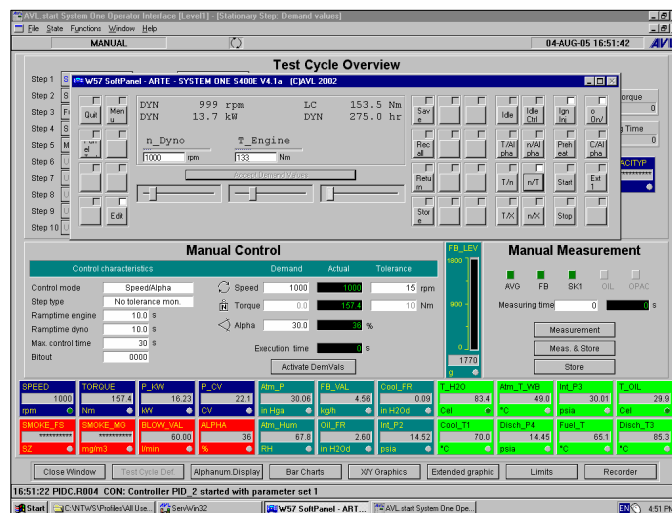


Figura 16 – Interface de controle e monitoramento do software “START”

3.1.11. Medição de Emissões

Mediante um sistema portátil da marca Testo, modelo 350 XL, foi possível analisar as concentrações das emissões de CO, HC e NO_x nos gases de escape.

Para a avaliação do MP, foi utilizado o *Smoke Meter* da marca AVL, modelo 415s. Cabe mencionar que, com este equipamento não foi possível acompanhar todos os experimentos, devido a problemas técnicos apresentados pelo mesmo.

Testo 350 XL

O sistema portátil Testo é composto por:

- ❑ A caixa analisadora dos gases de escape.
- ❑ Unidade de controle.
- ❑ Sonda de gases.
- ❑ Cabos de conexão de data e energia (vide Figura 17).

A caixa analisadora contém:

- ❑ Bomba para transporte da mostra dos gases de escape.
- ❑ Unidade condensadora.
- ❑ Bomba de purga de condensados.
- ❑ Filtros.
- ❑ Os sensores ou células de medição do gás (O₂, CO, NO, NO₂, SO₂ e HC).
- ❑ Eletrônica de avaliação e armazenamento.

A unidade de controle tem como função ativar, monitorar e programar as medições das emissões.



Figura 17 – Equipamento de medição de emissões Testo.

- 1 - Unidade de controle; 2 – Caixa analisadora 350XL; 3 – Sonda dos gases de combustão.
4 – Conexão elétrica; 5 - Cabo de conexão para sinais de medição.

Através da sonda de gases, instalada no tubo de escape do motor, a bomba de transporte coleta a amostragem dos gases. Posteriormente, esta amostra de gás é levada até uma unidade condensadora, onde o gás é repentinamente resfriado, originando uma precipitação do condensado com adsorção baixa de NO₂ e SO₂. A seguir, os condensados são transportados por uma bomba peristáltica, a intervalos regulares, até o tanque de condensados localizado na parte inferior da caixa analisadora do Testo. Logo, o *gás seco* passa através do filtro de partículas e, estando liberado de MP, é bombeado até os sensores de medição do gás. Aqui, uma porção pequena se difunde através dos diafragmas destes sensores, os quais emitem um sinal para a unidade de controle do Testo. Finalmente, a insignificante porção do gás que não foi utilizado na medição, vai para a atmosfera através de um orifício de saída localizada na caixa analisadora.

A seguir, são apresentados alguns dados técnicos dos sensores utilizados:

Tabela 6 – Dados técnicos para a caixa analisadora Testo 350 XL

Sensor de Medição	Faixa de Medição	Resolução Mínima	Incerteza do valor medido
CO	0 – 10.000 ppm	1 ppm	±10 ppm (0-99 ppm) ±5% (100-2.000 ppm) ±10% (2001-10.000 ppm)
NO _x	0 – 3.000 ppm	1 ppm	±10 ppm (0-99 ppm) ±5% (100-2.000 ppm) ±10% (2001-3.000 ppm)
HC	100 – 40.000 ppm	10 ppm	<400 ppm (100-4.000 ppm) ±10% (> 4.000 ppm)

Fonte: (Manual de Instruções Testo).

Smoke Meter 415s

Este equipamento, após de recolher em um filtro a mostra dos particulados contidos nos gases de escapamento, é capaz de determinar pela reflexão de um feixe de luz, neste filtro “sujo”, a massa dos poluentes particulados emitidos por

unidade de volume dos gases de escape. A concentração da medição varia entre 0 e 32000 mg/m³, enquanto o nível de poluição varia entre 0 a 100%. Alternativamente mede-se o FSN (*filter smoke number*), que indica o grau de fumaça que enegrece o filtro de papel branco, numa escala que varia de 0 a 10. As respectivas resoluções de medição são 0,01 mg/m³, 0,01 % e 0,001 FSN.

O desvio padrão das medidas, em FSN, é $\sigma \leq \pm (0,005 \text{ FSN} + 3\% \text{ do valor medido})$.

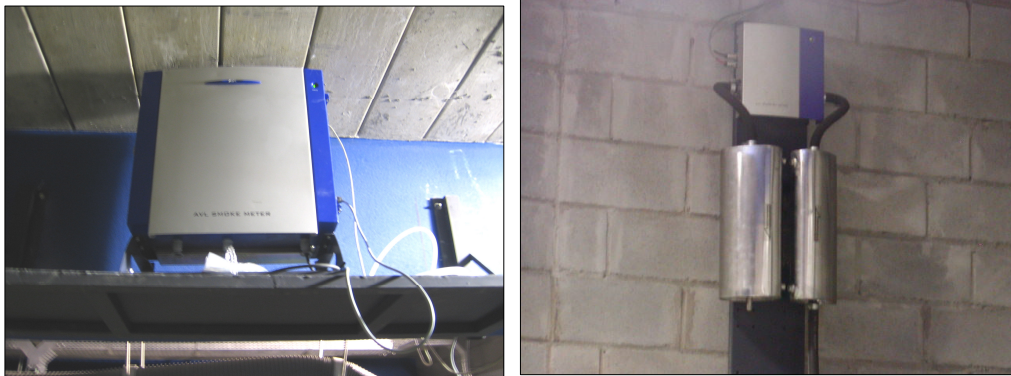


Figura 18 – *Smoke Meter* (lado esquerdo) e medidor de *Blow-by* (lado direito).

3.1.12. Medidor de *Blow-by*

Para a medição dos gases oriundo do cárter de óleo do motor, o LEV conta com um medidor *Blow-by* da marca AVL, modelo 442. A medida dessa vazão, nos testes de bancada, serve para o monitoramento do desgaste e desempenho do motor. O método de medição, utilizado neste equipamento, é baseado no princípio da medida do diferencial de pressão do fluxo que passa por um orifício. A unidade de medição é litro por minuto (l/min) com uma incerteza de 1,5 % do valor medido. Tais medidas não serão, entretanto, exploradas em detalhe uma vez que, fundamentalmente, em nada diferem das da operação original Diesel (Figura 18).

3.1.13. Equipamentos de Apoio

O sistema de refrigeração d'água do motor e do dinamômetro da bancada, é composto por uma bomba de motor elétrico marca WEG com potência de 15 cv e uma torre de arrefecimento, modelo 25/2-SG-11-INS-E, com vazão máxima de 10,8 m³/h e pressão de 1,2 mca.

A refrigeração do ar de admissão é através de um *intercooler*, refrigerada por água e interligada ao circuito da torre de arrefecimento através uma bomba, marca DANCOR de 1,5 cv.

O óleo Diesel é armazenado em dois tanques com capacidade de 125 litros cada uma, utilizados para suprir o motor em testes (vide Figura 15).



Figura 19 – Equipamentos de apoio

- 1 – Torre de arrefecimento; 2 – Bomba da torre; 3 – Bomba d'água do intercooler;
4 – Compressor de ar; 5 – Tanques de óleo diesel.

A seguir, são apresentadas figuras adicionais que detalham a configuração do aparato experimental.

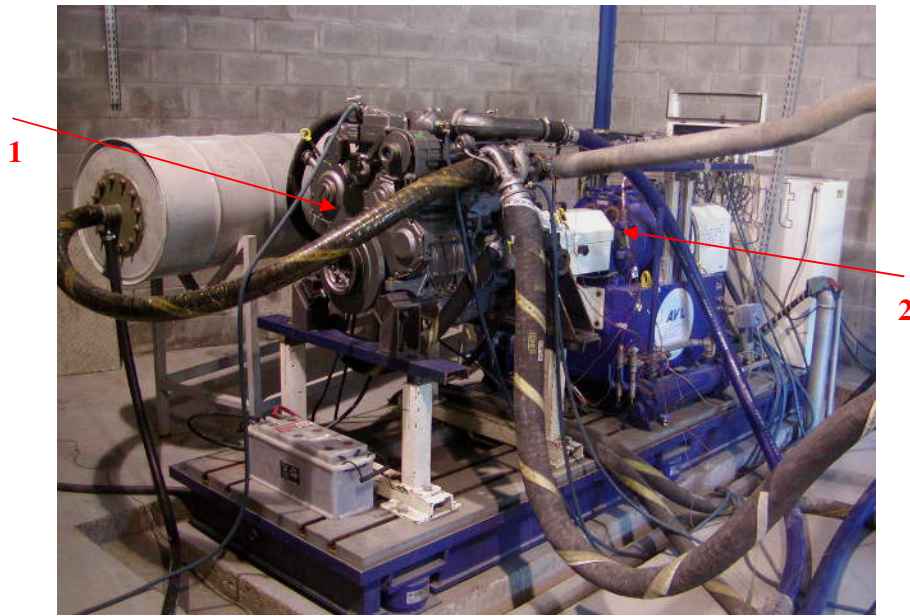


Figura 20 – Montagem do motor na bancada do dinamômetro

1 – Motor MWM 4.10TCA; 2 – Dinamômetro AVL Alpha 240.

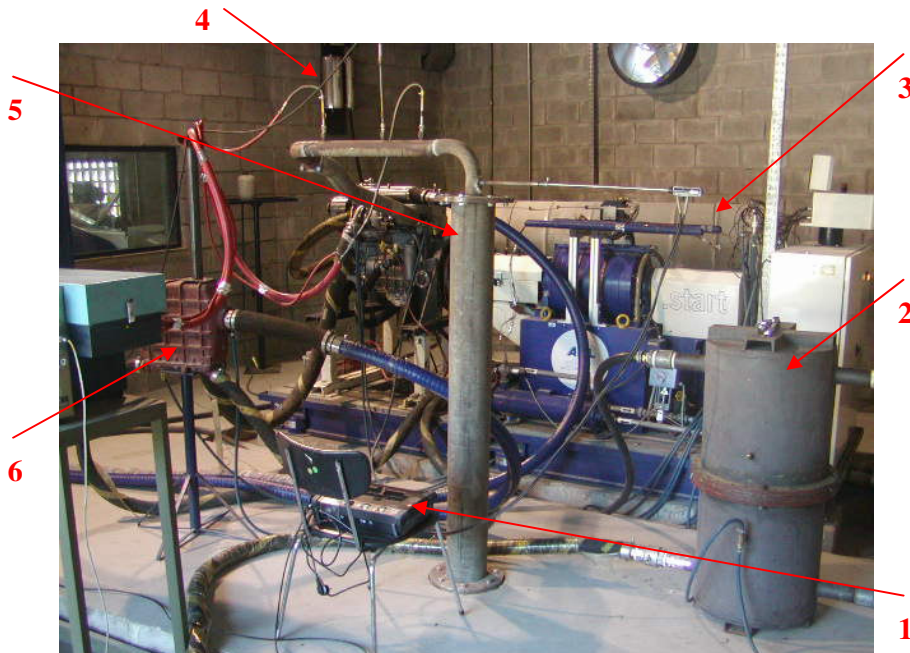


Figura 21 – Vista geral do experimento

1 – Caixa analisadora Testo 350XL; 2 – Tambor de medição de gás; 3 – Tambor de medição de ar; 4 – Blow-by; 5 – Tubo de escape; 6 – Intercooler.

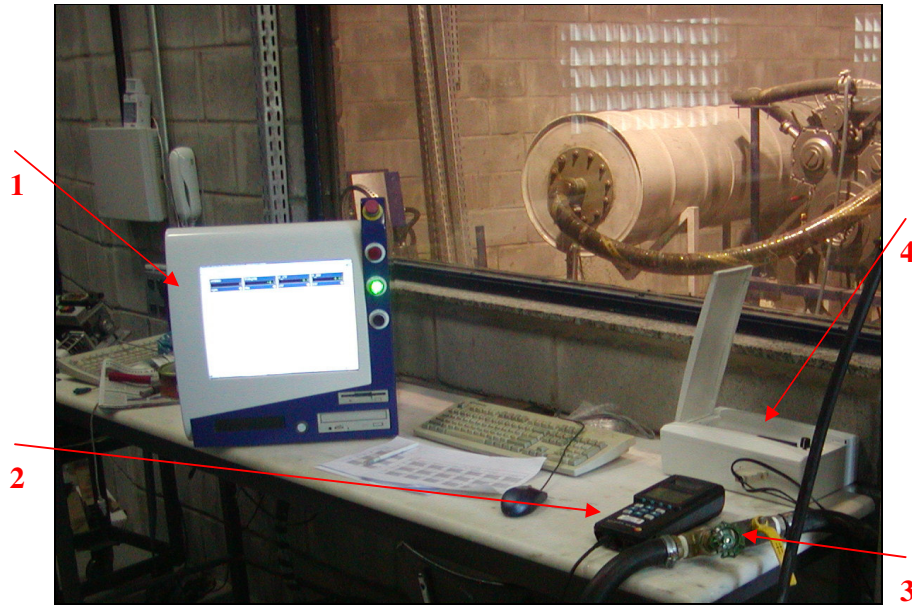


Figura 22 – Cabine de controle e monitoramento

1 – Computador dedicado; 2 – Unidade de controle Testo 350XL; 3 – Válvula de controle de gás natural; 4 – Controlador eletrônico da borboleta de vazão de ar.

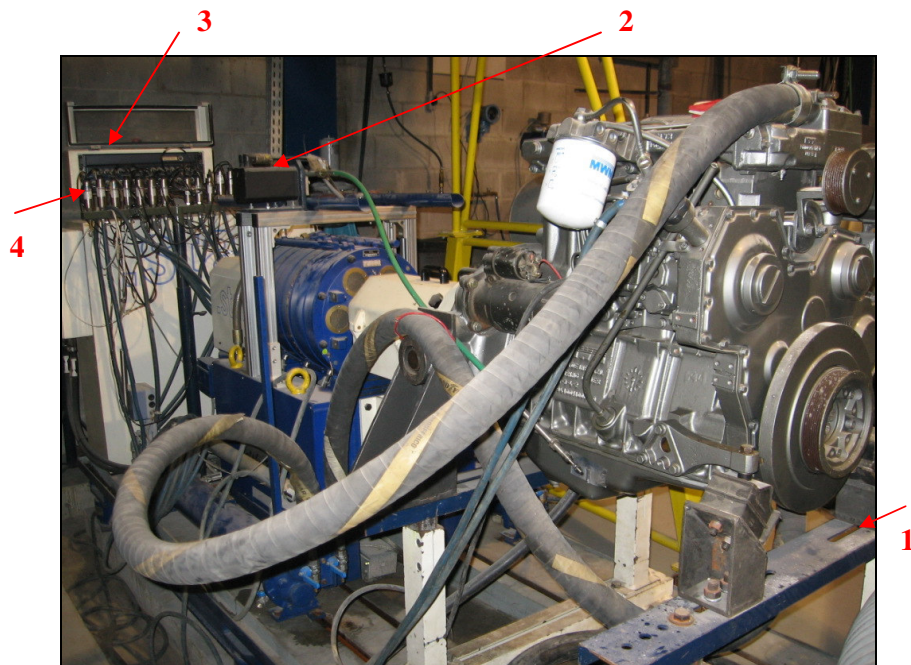


Figura 23 – Vista lateral esquerda do motor e dinamômetro

1 – Regulador de curso do acelerador; 2 – Atuador eletrônico da bomba de injeção diesel; 3 – Caixa de entrada analógica dos sensores; 4 – Transdutores de pressão.

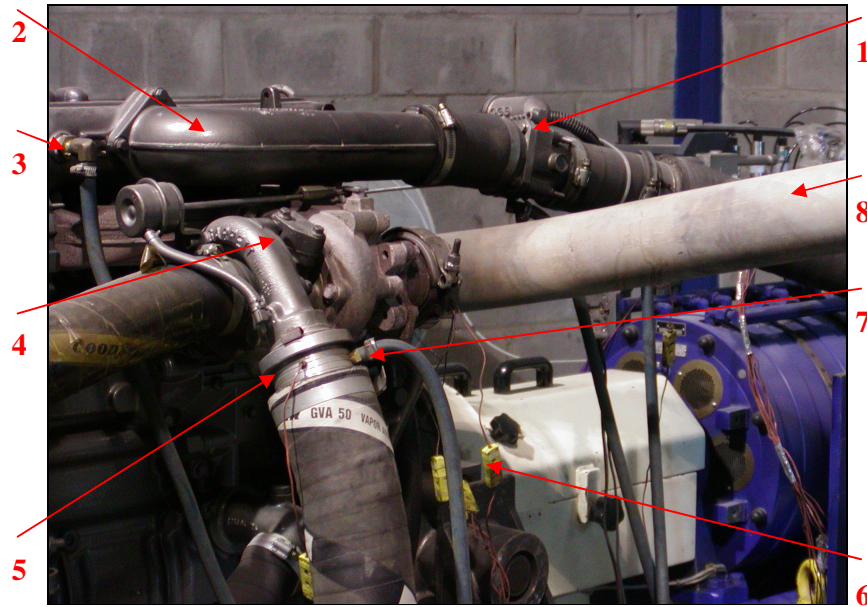


Figura 24 – Vista lateral direita do motor e dinamômetro

1 – Borboleta de controle eletrônico do ar; 2 – Coletor de admissão de ar; 3 – Tomada de pressão no coletor de admissão; 4 – Turbo - compressor; 5 – Termopar instalado na saída do turbo; 6 – Termopares instalados no escapamento; 7 – Tomada de pressão na saída do turbo; 8 – Tubo de escape.

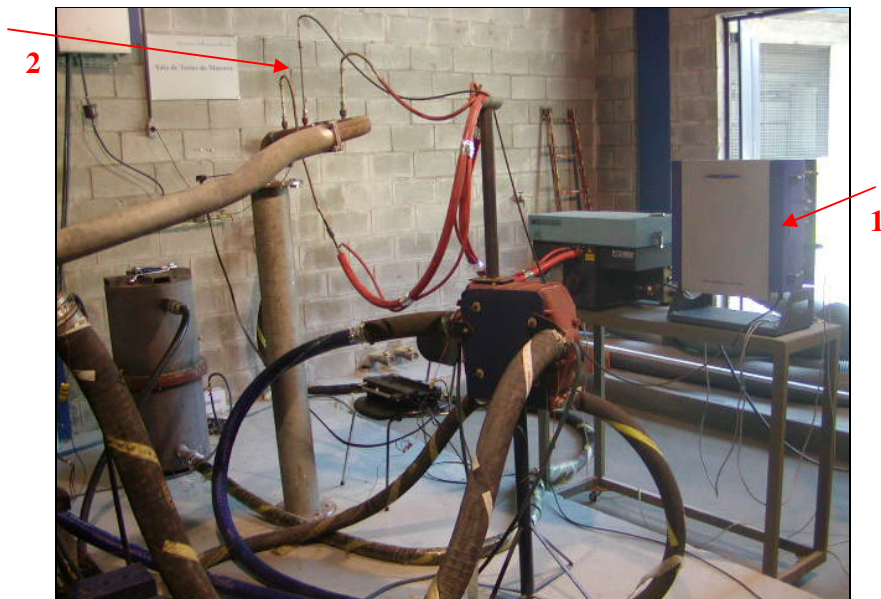


Figura 25 – Smoke Meter

1 – Smoke Meter; 2 – Sonda de gases do Smoke Meter.

4

Metodologia e Desenvolvimento dos Ensaio

A metodologia dos ensaios foi elaborada de maneira a cumprir os objetivos inicialmente propostos. Assim, com o motor sobre bancada de dinamômetro estacionário, a seqüência dos testes foi planejada de maneira a avaliar o comportamento do motor operando no modo Diesel-gás, concentrando a atenção nos níveis de emissões e desempenho do motor. Para estes propósitos, foi instalado um sistema de conversão Diesel-gás. Este sistema permitiu o controle manual do fluxo de gás natural e o controle eletrônico do ar admitido. Com isso, procurou-se verificar a influência da qualidade da mistura ar/combustível sobre as emissões e desempenho do motor.

A avaliação dos testes de emissões foi baseada na norma NBR 14489. Apesar desta norma não contemplar em seu escopo a operação bi-combustível em motores Diesel, foi a que melhor se adaptou às necessidades. Assim, foram medidas as concentrações de CO, NO_x, HC e MP.

Para a execução dos ensaios foi adotada uma gama de rotações abrangendo a de marcha lenta, de máximo torque e a máxima permitida, segundo o especificado pelo fabricante. Assim, para o mapeamento do motor, foram selecionadas seis rotações: 1000, 1300, 1600 (máximo torque), 1850, 2100 e 2600 rpm (máxima potência). O torque foi medido para 10%, 25%, 50%, 75% e 100% da carga máxima em todas as rotações acima mencionadas. Ao finalizar esta etapa foi obtido um volume de dados grande o suficiente para que fossem feitos os estudos propostos.

Para a realização dos testes não foi feita nenhuma alteração com relação à regulagem do motor, ou seja, os parâmetros de injeção de óleo Diesel e de taxa de compressão não foram alterados.

Para facilitar o entendimento do experimento, o procedimento de ensaio foi dividido em três fases: a primeira no modo Diesel puro, a segunda no modo Diesel-gás e a última no modo Diesel-gás com restrição parcial do fluxo de ar.

4.1. Ensaio Motor Diesel

O objetivo desta fase foi determinar as curvas características do motor em termos de emissões e desempenho e gerar um conjunto de dados que serviria de base de comparação para os resultados dos ensaios do motor Diesel-gás.

Para efeitos de adaptação do motor à bancada de ensaios utilizou-se a seguinte configuração: filtro de ar retirado e coletor de admissão ligado diretamente ao tambor de medição de consumo do ar; ventilador de refrigeração retirado; cano de descarga conectado a uma linha de amostragem para medição de emissões e conduzida para fora do laboratório por um duto de descarga; sistema original de refrigeração d'água substituído pelo sistema de arrefecimento do laboratório.

Em cada par torque x rotação, foram registrados os seguintes dados:

- Velocidade de rotação do eixo do motor (rpm);
- Torque (N.m);
- Posição da haste da bomba injetora de Diesel (%);
- Potência líquida (kW);
- Consumo de óleo Diesel (kg/h);
- Temperatura do ar de admissão (°C);
- Temperatura do ar na descarga do compressor (°C);
- Temperatura do ar na entrada do *intercooler* (°C);
- Temperatura do ar na saída do *intercooler* (°C);
- Temperatura do ar no coletor de admissão do motor (°C);
- Temperatura de entrada do combustível Diesel (°C);
- Temperatura de retorno do combustível Diesel (°C);
- Temperatura da entrada de água do motor (°C);
- Temperatura de óleo lubrificante (°C);
- Temperaturas dos gases de escape (°C);
- Umidade relativa (%);
- Pressão barométrica (bar);
- Pressão do ar na descarga do compressor (psia);
- Pressão do ar na entrada do *intercooler* (psia);
- Pressão do ar na saída do *intercooler* (psia);

- ❑ Pressão diferencial no bocal do tambor de ar (inH₂O);
- ❑ Densidade do material particulado (mg/m³);
- ❑ Concentração do monóxido de carbono: CO (ppm);
- ❑ Concentração dos óxidos de nitrogênio: NO_x (ppm);
- ❑ Concentração dos hidrocarbonetos não queimados: HC (ppm).

Todas as medições e aquisições de dados foram realizadas depois de estabilizado cada ponto de ensaio (torque x rotação). As concentrações de CO, NO_x e HC, obtidas através do equipamento portátil Testo, foram armazenadas manualmente em planilhas desenvolvidas para fins de controle. Os parâmetros restantes foram medidos e armazenados pelo software *Start* do dinamômetro estacionário, em intervalos de 30 segundos.

O conjunto de dados assim obtidos caracteriza um ponto de ensaio.

4.2. Ensaio Motor Diesel-gás

O objetivo desta fase foi reproduzir o desempenho do motor original trabalhando no modo bi-combustível, buscando alcançar a maior taxa de substituição possível e verificando os níveis de emissões nestas condições. Posteriormente, estes valores seriam comparados aos obtidos nos ensaios do motor Diesel puro.

Foi necessário preparar um sistema de controle manual para que fosse possível controlar a dosagem de gás natural injetado. Tal sistema foi composto basicamente por uma válvula de acionamento manual, instalada entre o tambor de medição de gás e a linha de admissão de ar, que permite que o cilindro aspire uma mistura previamente formada de ar mais gás natural.

Uma vez feitas as adaptações necessárias, partiu-se para os ajustes e respectivas verificações do motor, dinamômetro e equipamentos de medição e controle.

Assim, o primeiro passo executado neste ensaio foi determinar a máxima taxa de substituição de Diesel pelo gás natural. Este procedimento consistiu em fixar uma rotação e torque específico em modo Diesel puro e, posteriormente, foi injetado o gás natural de forma gradual e controlada, através de uma válvula manual, até se notar uma operação anormal do motor.

Em cargas elevadas, a máxima taxa de substituição foi limitada pelo que parecia ser detonação audível. Já em baixas cargas, normalmente se verificava falha da combustão com fortes flutuações de torque e rotação. A partir destes pontos extremos, foi verificado, para o mesmo ponto de ensaio selecionado, o desempenho do motor com taxas de substituição intermediárias de 10%, 25%, 50% e 75% da máxima taxa de substituição admissível.

A injeção de óleo Diesel foi totalmente controlada pelo atuador eletrônico do dinamômetro, que atua diretamente sobre a haste da bomba injetora. Assim, quando o gás natural é injetado no sistema de admissão, a tendência natural do motor é aumentar a rotação e torque devido à maior energia disponível para a combustão. Nestas circunstâncias, o dinamômetro percebe esta variação e atua no sentido de manter a rotação e torque fixados inicialmente. Entretanto, a única maneira de estabilizar o ponto de ensaio é através da injeção de Diesel, ou seja, retraindo a haste de acionamento da bomba injetora até chegar novamente ao equilíbrio. Este modo de atuação permitiu identificar as posições da haste da bomba injetora na operação Diesel-gás e, conseqüentemente, a queda no consumo de óleo Diesel, para cada taxa de substituição do ponto de ensaio.

Em cada par torque e rotação fixado, com diferentes taxas de substituição, foram registrados os mesmos dados do ensaio com Diesel puro, além das seguintes medidas:

- Temperatura do tambor de medição de gás natural (°C);
- Pressão diferencial no tambor de gás natural (inH₂O);
- Pressão absoluta no tambor de gás natural (psia);

As medições seguiram as mesmas observações dos ensaios com Diesel puro.

As medições dos poluentes, através do Testo, também foram armazenadas depois que estes valores, registrados pelos sensores, ficavam (quase) estáveis.

4.3. Ensaio Motor Diesel-gás com Restrição Parcial do Ar de Admissão

Esta fase de ensaio é de especial atenção para o cumprimento do objetivo principal deste trabalho. Nesta, procura-se a otimização das emissões no motor Diesel-gás.

Através da restrição parcial do ar de admissão buscou-se alcançar a melhor relação entre emissões, taxa de substituição e rendimento térmico. Assim, tentou-se enriquecer a mistura ar/gás até se encontrar o melhor ponto de operação que atendessem à redução dos níveis de emissões, sem prejudicar o desempenho do motor.

Para efeitos da restrição do ar foi necessário utilizar uma borboleta de controle eletrônico, instalada entre a entrada ao coletor de admissão e a saída do ar do *intercooler* (vide Figuras 6 e 10).

Selecionado um par torque x rotação com uma taxa de substituição específica, o primeiro passo foi encontrar a maior redução do fluxo de ar, observada pelo valor da queda de pressão no coletor de admissão, até se notar uma operação anormal do motor. Em cargas baixas, até 50%, a máxima redução de ar foi limitada pela falha da combustão, com queda do torque e rotação, fortes ruídos e excesso de fumaça preta (reflexo da combustão incompleta). Em cargas elevadas a redução de ar se torna complicada, precisando-se de muito cuidado, pois normalmente se verifica a queda súbita do torque máximo, elevadas temperaturas de escape e ruído excessivo. Uma operação mais segura somente foi possível através da redução da taxa de substituição inicialmente especificada.

Determinada a mínima pressão do ar de admissão, ficou estabelecido o intervalo da queda de pressão no coletor de admissão. A seguir, foram selecionadas pressões parciais, correspondentes a 25%, 50% e 75% deste intervalo de queda de pressão. Com este procedimento buscava-se registrar, para o mesmo ponto de ensaio, o desempenho do motor Diesel-gás operando a pressões parciais dentro deste intervalo, com a finalidade de encontrar a melhor relação entre emissões e desempenho para cada um dos pontos testados.

Adicionalmente, somente para efeitos de comparação, também foi registrado o desempenho do motor Diesel original com restrição do ar de admissão. Nesta operação, como será detalhado no capítulo 5, quando o ar foi reduzido, se

observou uma tendência de queda do par torque/rotação. Nestas circunstâncias, a atuação do dinamômetro, a fim de estabilizar o ponto de ensaio, foi utilizar uma maior injeção de Diesel, ou seja, acionou mais a haste de acionamento da bomba injetora até chegar novamente ao equilíbrio. Este modo de atuação permitiu identificar os acréscimos do consumo de óleo Diesel quando a restrição de ar é executada na operação tradicional.

Para cada rotação e torque fixados, as quais incluíam a operação em diferentes taxas de substituição e diferentes pressões do coletor de admissão do ar, foram registrados os mesmos dados do ensaio anterior, além das seguintes medidas:

- Pressão do ar antes da borboleta eletrônica (psia);
- Pressão do ar no coletor de admissão (psia);

As medições e aquisições de dados seguiram as observações das fases anteriores.

4.4. Redução de Dados

Os valores médios que são disponibilizados pelo software START são os seguintes:

- Velocidade angular (N): [rpm];
- Torque (T): [N.m];
- Potência (P): [kW];
- Posição da haste da bomba injetora (α): [%];
- Consumo de óleo Diesel (\dot{m}_d): [kg/h].

A seguir é apresentado o equacionamento utilizado para obter os parâmetros de interesse.

4.4.1. Potência

A potência líquida entregue pelo motor é também conhecida como potência no freio. Medida no eixo de saída e absorvida pelo dinamômetro, este é o produto entre torque e a velocidade angular do eixo:

$$P = T \times 2\pi \times \frac{N}{60} \times 0,00134 \quad (16)$$

onde: P é a potência líquida no eixo em [cv], T é o torque no freio em [N.m] e N a velocidade angular média em [rpm]. A incerteza na medição do torque do motor é 0,2%, enquanto que a incerteza da medição da rotação é de ± 1 rpm.

4.4.2. Pressão Média Efetiva

O torque é uma medida valiosa da capacidade de um motor particular para realizar trabalho depende, entre outros, do porte de motor. Uma medida relativa mais útil de desempenho do motor é obtida pela divisão entre o trabalho por ciclo (W_c) e o respectivo volume deslocado (V_d), isto é, sua cilindrada. Este parâmetro obtido com unidades de força por unidade de área é chamado pressão média efetiva (pme). Assim, para um motor de quatro tempos, tem-se (Heywood, 1988):

$$pme = \frac{W_c}{V_d} = \frac{2P}{V_d N} \quad (17)$$

sendo P a potência líquida no eixo [W], V_d o volume deslocado por ciclo [litros] e N a velocidade angular média [rps].

4.4.3. Consumo de Ar Úmido e Ar Seco

Para o cálculo da massa de ar úmido suprido na unidade de tempo foi utilizada a equação de continuidade:

$$\dot{m}_{ar,u} = \frac{3600 \times \rho_{ar} \times V_{bocal} \times n_{bocais} \times \pi \times d_{ar}^2}{4} \quad (18)$$

O consumo de ar seco será:

$$\dot{m}_{ar,s} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{1+w} \quad (19)$$

onde: $\dot{m}_{ar,u}$ e $\dot{m}_{ar,s}$ são os consumos do ar úmido e ar seco em [kg/h], ρ_{ar} a massa específica do ar ambiente em [kg/m³], V_{bocal} a velocidade do ar nos bocais de medição em [m/s], n_{bocais} o número de bocais de ar utilizados (2), d_{ar} o diâmetro do orifício do bocal de medição de ar em [m] e w a umidade absoluta em [kg de vapor d'água/kg ar seco].

4.4.4. Cálculo da Massa Específica do Ar Ambiente

Segundo Wylen (1995):

$$\rho_{ar} = \frac{P_{ar}}{R_{ar} \times (273,15 + T_{amb})} \quad (20)$$

ρ_{ar} é a massa específica do ar ambiente em [kg/m³], P_{ar} a pressão barométrica em [kPa], T_{amb} a temperatura ambiente em [°C] e R_{ar} a constante do ar ambiente em [kJ/kg.K]. Onde, R_{ar} pode-se corrigir através da umidade absoluta (w):

$$R_{ar} = \frac{R_{ar,s} + R_{vapor} \times w}{1+w} \quad (21)$$

sendo $R_{ar,s}$ a constante do ar seco (0,287 kJ/kg.K) e R_{vapor} a constante do vapor d'água (0,46152 kJ/kg.K).

Cálculo da umidade absoluta

Para uma mistura ar-vapor d'água, segundo Wylen (1995):

$$w = \frac{0,622 \times \frac{U_r}{100} \times P_{sat}}{P_{ar} - \left(\frac{U_r}{100} \times P_{sat} \right)} \quad (22)$$

onde: U_r é a umidade relativa em [%] e P_{sat} a pressão de saturação do vapor d'água à temperatura ambiente [kPa]. Segundo Jones (1983):

$$P_{sat} = 10^{(30,59051 - 8,2 \log T_{amb} + 0,0024804 \times T_{amb} - 3142,31 / T_{amb})} \quad (23)$$

T_{amb} é a temperatura ambiente em [K].

4.4.5. Cálculo da Velocidade do Ar nos Bocais de Medição

Da equação de Bernoulli, introduzindo o coeficiente de descarga, a velocidade do ar é:

$$V_{bocal} = C_d \sqrt{\frac{2\Delta P_{ar}}{\rho_{ar}}} \quad (24)$$

onde: V_{bocal} é a velocidade do ar nos bocais de medição em [m/s], C_d o coeficiente de descarga nos bocais de ar, ΔP_{ar} o diferencial de pressão no tambor de ar em [Pa] e ρ_{ar} a massa específica (densidade) do ar ambiente em [kg/m³].

Cálculo do Coeficiente de Descarga nos Bocais de Ar

O melhor ajuste empírico para todos os valores do coeficiente de descarga (C_d) dos bocais de fluxo tipo ASME pode ser expresso por um polinômio de terceiro grau do logaritmo de Reynolds (Benedict, 1969):

$$C_d = 0,19436 + 0,15884(\ln Re_d) - 0,0097785(\ln Re_d)^2 + 0,00020903(\ln Re_d)^3 \quad (25)$$

Re_d é o número de Reynolds na garganta do bocal de ar, calculado por:

$$Re_d = \frac{\rho_{ar} \times V_{bocal} \times d_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (26)$$

Para o Cálculo da variação da viscosidade do ar é utilizada a correlação empírica de Sutherland (Fox, 1985):

$$\mu_{ar} = \frac{b_{ar} \times T_{amb}^{3/2}}{S_{ar} + T_{amb}} \quad (27)$$

μ_{ar} é a viscosidade dinâmica do ar em [N.s/m²], T_{amb} a temperatura ambiente em [K], as constantes $b_{ar} = 1,458 \times 10^{-6}$ kg/m.s.K^{1/2} e $S_{ar} = 110,4$ K.

4.4.6. Consumo de Gás

A massa de gás natural suprida na unidade de tempo foi determinada através da equação de continuidade:

$$\dot{m}_{gás} = \frac{3600 \times \rho_{gás} \times V_{bocal,gás} \times n_{bocais} \times \pi \times d_{gás}^2}{4} \quad (28)$$

onde: $\dot{m}_{gás}$ é o consumo de gás em [kg/h], $\rho_{gás}$ a massa específica do gás em [kg/m³], $V_{bocal,gás}$ a velocidade do gás nos bocais de medição em [m/s], n_{bocais} o número de bocais de gás utilizados e $d_{gás}$ o diâmetro do orifício do bocal de medição de gás em [m].

4.4.7. Cálculo da Massa Específica do Gás Natural

Da equação de estado:

$$\rho_{gás} = \frac{P_{gás}}{R_{gás} \times (273,15 + T_{gás})} \quad (29)$$

$\rho_{gás}$ é a massa específica do gás natural em [kg/m³], $P_{gás}$ a pressão no tambor de gás em [kPa], $T_{gás}$ a temperatura no tambor de gás em [°C] e $R_{gás}$ a constante do gás natural (0,4713 kJ/kg.K).

4.4.8. Cálculo da Velocidade do Gás nos Bocais de Medição

Da equação de Bernoulli, introduzindo o coeficiente de descarga, a velocidade do gás nos bocais de medição é:

$$V_{bocal, gás} = C_{d, gás} \sqrt{\frac{2\Delta P_{gás}}{\rho_{gás}}} \quad (30)$$

sendo $V_{bocal, gás}$ a velocidade real do gás nos bocais de medição em [m/s], $C_{d, gás}$ o coeficiente de descarga nos bocais de gás, $\Delta P_{gás}$ o diferencial de pressão no tambor de gás em [Pa] e $\rho_{gás}$ é a massa específica do gás natural em [kg/m³].

Cálculo do Coeficiente de Descarga nos bocais de gás:

Para o cálculo do coeficiente de descarga nos bocais de gás tipo ASME é utilizada a mesma correlação de Benedict (1969):

$$C_{d, gás} = 0,19436 + 0,15884(\ln Re_{d, gás}) - 0,0097785(\ln Re_{d, gás})^2 + 0,00020903(\ln Re_{d, gás})^3 \quad (31)$$

$Re_{d, gás}$ é o número de Reynolds do gás natural na garganta do bocal, dado por:

$$Re_{d, gás} = \frac{\rho_{gás} \times V_{bocal, gás} \times d_{gás}}{\mu_{gás}} \quad (32)$$

Como o gás utilizado é essencialmente metano, então pode-se assumir que a variação da viscosidade do gás natural tem similar variação a do metano. Assim da correlação empírica de Sutherland (Fox, 1985):

$$\mu_{gás} = \frac{b \times T_{gás}^{3/2}}{S + T_{gás}} \quad (33)$$

onde: $\mu_{gás}$ é a viscosidade dinâmica do gás (considerando metano puro): $[N.s/m^2]$, $T_{gás}$ e a temperatura do gás natural em $[K]$ e as constante do metano $b = 1,585 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s.K}^{1/2}$ e $S = 442,5 \text{ K}$.

4.4.9. Consumo Específico de Combustível

Este parâmetro mede como eficientemente um motor usa o combustível fornecido para a produção de trabalho útil.

Modo Diesel

O consumo específico é dado pela razão entre o consumo do combustível Diesel e a potência líquida no eixo do motor:

$$cec_D = \frac{\dot{m}_d}{P} \quad (g / kW.h) \quad (34)$$

ou

$$cec_D = \frac{\dot{m}_d}{P} \times 0,745 \quad (g / cv.h) \quad (35)$$

Modo Diesel-gás

Na operação bi-combustível foi utilizado o conceito de consumo equivalente do Diesel, i.e., a vazão de Diesel é corrigida pela razão entre o poder calorífico inferior (PCI) do Diesel e o PCI do gás natural. Assim tem-se, no numerador, um termo representando o fornecimento de energia equivalente, caso o motor Diesel-gás consumisse apenas óleo Diesel:

$$cec_{D/g} = \frac{\dot{m}_D + \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} \times \dot{m}_{gás}}{P} \quad (g / kW.h) \quad (36)$$

Ou

$$cec_{D/g} = \frac{\dot{m}_D + \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} \times \dot{m}_{gás}}{P} \times 0,745 \quad (g / cv.h) \quad (37)$$

onde P é a potência líquida no eixo em [kW], \dot{m}_D o consumo de Diesel em [g/h], $\dot{m}_{gás}$ o consumo de gás natural em [g/h], PCI_D o poder calorífico inferior do Diesel em [kJ/kg] e $PCI_{gás}$ o poder calorífico inferior do gás natural em [kJ/kg].

O PCI_D metropolitano vale 42,45 MJ/kg e o $PCI_{gás}$ distribuído pela CEG tem o valor de 48,53 MJ/kg.

4.4.10. Rendimento Térmico

Como já visto, o cec é um parâmetro dado em g/kW.h ou g/cv.h.

Um parâmetro adimensional que relacione a produção desejada do motor (potência) à taxa de entrada necessária de energia (vazão de combustível) seria mais adequado. Assim, para este propósito, a potência líquida obtida no eixo e o calor total obtido pela combustão do combustível são relacionados através do rendimento térmico (η_T) (Heywood, 1988).

Modo Diesel puro

O rendimento térmico de um motor tradicional é dado conforme a razão abaixo:

$$\eta_{T,D} = \frac{P}{\dot{m}_D \times PCI_D} = \frac{1}{cec_D \times PCI_D} \quad (38)$$

Modo Diesel-gás

Similar ao consumo específico de combustível, aqui também foi utilizada o conceito de consumo equivalente, assim:

$$\eta_{T,D/g} = \frac{P}{\left(\dot{m}_D + \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} \times \dot{m}_{gás} \right) PCI_D} = \frac{P}{\dot{m}_D \times PCI_D + \dot{m}_{gás} \times PCI_{gás}} \quad (39)$$

onde: P é a potência líquida no eixo em [kW], \dot{m}_D é o consumo de Diesel em [kg/h], $\dot{m}_{gás}$ o consumo de gás natural em [kg/h], PCI_D e $PCI_{gás}$ são os poderes caloríficos inferiores do Diesel e do gás em [kJ/kg].

4.4.11. Eficiência Volumétrica

No sistema de admissão do motor, existem várias restrições que impedem o enchimento completo dos cilindros. Para o caso de motor testado, por exemplo, as restrições podem ser os bocais de medição de consumo do ar, a borboleta e as válvulas de admissão. A eficiência volumétrica é o parâmetro utilizado para medir a taxa efetiva de volume de ar deslocado pelo êmbolo.

A deficiência no enchimento do motor depende do seu desenho, devido as suas restrições e perdas de carga pelos dutos de admissão e, ainda, da posição da borboleta, utilizada para a restrição do ar. Pode-se relacionar a eficiência volumétrica da seguinte forma:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar}V_d N} \quad (40)$$

$\dot{m}_{ar,u}$ é a vazão de ar úmido que entra no motor em [kg/s], ρ_{ar} é a massa específica do ar na admissão em [kg/m³], V_d é o volume deslocado por ciclo em [m³] e N é a velocidade angular média [rps].

Cabe mencionar que, alguns autores modificam a fórmula da eficiência volumétrica (equação 40) para a operação Diesel-gás, substituindo a vazão de toda a mistura admitida (ar+gás natural) pela vazão do ar. Entretanto, aqui será respeitada a definição original.

4.4.12. Razão Ar/Combustível

Em testes de motores, a vazão mássica do ar seco ($\dot{m}_{ar,s}$) e a vazão mássica do combustível (\dot{m}_c) são normalmente medidas. A razão destas taxas (A/C) é útil para definir as condições de operação do motor. Logo:

$$(A/C) = \frac{\dot{m}_{ar,s}}{\dot{m}_c} \quad (41)$$

O intervalo de operação normal para motores de ignição por compressão, utilizando combustível Diesel é de $18 \leq (A/C) \leq 70$ (Heywood, 1988).

4.4.13. Razão de Equivalência

A composição dos produtos da combustão é significativamente diferente para misturas ricas e pobres e a razão combustível/ar estequiométrico $(C/A)_e$ depende da composição do combustível. Portanto, um parâmetro mais informativo para definir a composição da mistura será a razão entre (C/A) real, ou atual, pela $(C/A)_e$ (Taylor, 1971; Heywood, 1988):

$$\phi = \frac{(C/A)}{(C/A)_e} \quad (42)$$

Logo, substituindo (14) em (42), tem-se a razão de equivalência para o motor Diesel:

$$\phi_D = \frac{14,99 \times \dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (43)$$

Razão de Equivalência Total

Esta definição representa uma aplicação geral da equação (42), mesmo que o ar e os combustíveis utilizados na combustão representem uma mistura complexa. Assim, Karim (1980), iguala os valores dos consumos de combustíveis real e estequiométrico, i.e., $C = C_e$, resultando na relação entre o consumo de ar estequiométrico (A_e) dividido pelo consumo do ar atual (A), para a mesma massa de combustível. Encontra-se, assim, a razão de equivalência total para o motor Diesel-gás:

$$\phi_{D/g} = \frac{A_e}{A} = \frac{A_{D,e} + A_{gás,e}}{A} = \frac{[A_{D,e} \times (C_D / C_{D,e})] + [A_{gás,e} \times (C_{gás} / C_{gás,e})]}{A} \quad (44)$$

Substituindo as equações (10) e (14) em (43):

$$\phi_{D/g} = \frac{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (45)$$

onde: $\dot{m}_D = C_D$ é o consumo de Diesel em [kg/h], $\dot{m}_{gás} = C_{gás}$ é o consumo de gás natural em [kg/h] e \dot{m}_{ar} o consumo do ar seco em [kg/h].

Quando a razão de equivalência (ϕ) for menor que um, a mistura atual será pobre, ou seja, tem-se ar em excesso. Se $\phi = 1$, a mistura está na condição de estequiometria e quando $\phi > 1$, a mistura atual está rica e o excesso de combustível não será queimado.

Os motores Diesel sempre operam em misturas pobres (Heywood, 1988). O grande excesso de ar fornecido aos motores de ignição por compressão se justifica por suas emissões. Dado ao pouco tempo disponível à mistura do combustível com ar, este é fornecido em excesso. Apenas assim se garante que o combustível será queimado adequadamente. Dificilmente motores do ciclo Diesel operam sem emissão de fumaça quando se impõe a estes uma razão de equivalência superior a, tipicamente, 0,75 (Taylor, 1985; citado por Pereira, 2006).

Taylor (1985) reportou valores típicos para a razão de equivalência da mistura **metano/ar**, em motores do ciclo Otto, de 0,46 como limite inferior e 1,64 como limite superior. Como a razão **ar/metano** estequiométrica vale 17,22, seria possível, usando a informação deste autor, manter a queima de combustível em misturas de razão ar/metano compreendida na faixa de 10,5 a 37,5. O valor superior desta faixa concorda com a razão máxima, igual a 40, reportada por Goto e Narusawa (1996) para motores Otto a gás natural.

Resultados experimentais em diversos motores (Pereira, 2006) mostram que os motores Diesel-gás podem operar em baixas cargas, de forma suave e sem falha de combustão (mesmo com uma substancial taxa de substituição de Diesel por gás), ainda bem mais pobre que o limite para propagação de motores Otto a gás natural.

4.4.14. Taxa de Substituição

Modo Diesel-gás (com ou sem restrição parcial do ar)

A taxa de substituição é definida como sendo a quantidade mássica de óleo Diesel que foi substituído pelo gás natural durante o processo de combustão.

$$TS_{D/g} = \left(1 - \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,o}} \right) \times 100 (\%) \quad (46)$$

$TS_{D/g}$ é a taxa de substituição em [%], \dot{m}_D é o consumo de óleo Diesel no modo Diesel-gás em [kg/h] e $\dot{m}_{D,o}$ o consumo de Diesel no modo original em [kg/h].

Modo Diesel (com restrição parcial do ar de admissão)

Como será detalhada mais adiante, no capítulo 5, a operação Diesel com restrição parcial do ar leva ao acréscimo do consumo de óleo Diesel. Portanto, para a taxa de substituição, continua se utilizando a equação 46, com a única diferença que \dot{m}_D , em [kg/h], representará ao consumo de óleo Diesel no modo com restrição parcial do ar de admissão. Finalmente, observando-se que neste caso $\dot{m}_D > \dot{m}_{D,o}$, é de se esperar valores negativos da taxa de substituição nesta operação.

4.4.15. Emissões Específicas

A análise e determinação dos gases e do material particulado, emitidos por motores do ciclo Diesel, foram realizadas de acordo com as especificações da Associação Brasileira de Normas Técnicas (NBR 14489). Apesar desta norma não contemplar em seu escopo a operação bi-combustível em motores Diesel, foi a que melhor se adaptou as necessidades. Assim, foram medidos os níveis de óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarboneto não queimado (HC) e material particulado (MP).

As concentrações dos gases emitidos pelo motor são usualmente medidas em partes por milhão (ppm). Um indicador padronizado para a medição dos níveis de

emissões é a *emissão específica* [g/kW.h], a qual é definida como a vazão mássica do poluente por unidade de potência líquida (Heywood, 1988):

$$\begin{aligned} sNO_x &= \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P} \\ sCO &= \frac{\dot{m}_{CO}}{P} \\ sHC &= \frac{\dot{m}_{HC}}{P} \\ sMP &= \frac{\dot{m}_{MP}}{P} \end{aligned} \quad (47)$$

onde: \dot{m}_{CO} , \dot{m}_{NO_x} , \dot{m}_{HC} , \dot{m}_{MP} são as vazões mássicas das emissões de CO, NO_x, HC e MP em [g/h] e P é a potência líquida no eixo em kW. É importante detalhar que o prefixo “s” (*specific*) é indicado para diferenciar as emissões específicas dos poluentes de suas respectivas concentrações. Porém, no presente trabalho, este índice não será utilizado, mas sim o termo “emissão específica”.

Cálculo da Vazão Mássica do Gás de Escape

Para o cálculo das emissões específicas é necessário conhecer a vazão do gás de escape, que será determinada utilizando a *Medição Indireta*, obtida a partir das medições das vazões mássicas do ar de admissão e do combustível:

$$\dot{m}_{esc,u} = \dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_c \quad (48)$$

onde: $\dot{m}_{esc,u}$ é a vazão mássica do gás de escape em base úmida: [kg/h], $\dot{m}_{ar,u}$ a vazão mássica do ar de admissão em base úmida: [kg/h] e \dot{m}_c a vazão mássica do combustível em [kg/h].

O sistema de medição portátil Testo, utilizado nos experimentos, mede as concentrações em base seca do NO_x, CO e HC. No entanto, como os poluentes presentes no gás de escapamento se encontram em base úmida, deve-se utilizar

sempre esta base para a determinação de suas concentrações. Assim é necessário aplicar a seguinte transformação para base úmida:

$$P_{CONC,u} = P_{CONC,s} \times F_1 \quad (49)$$

sendo: $P_{CONC,u}$ a concentração do poluente em base úmida [ppm], $P_{CONC,s}$ a concentração do poluente em base seca [ppm] e F_1 é o fator para a conversão de concentrações medidas em base seca para base úmida, calculado de acordo com a seguinte formulação:

$$F_1 = 1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \quad (50)$$

onde: 1,85 = Relação atômica hidrogênio/carbono do combustível Diesel.

Para a operação Diesel-gás é razoável considerar o valor da relação atômica hidrogênio/carbono do gás natural (3,82 conforme análise da composição média da CEG: $C_{1,0893}H_{4,1568}$). Portanto, uma representação mais geral de F_1 , seria utilizando a média ponderada em função dos consumos de ambos combustíveis:

$$F_1 = 1 - (\text{relação } H / C \text{ do combustível}) \times \left(\frac{\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \quad (51)$$

$$F_1 = 1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \quad (52)$$

As vazões mássicas em [g/h] do monóxido de carbono (\dot{m}_{CO}), óxidos de nitrogênio (\dot{m}_{NO_x}) e hidrocarbonetos não queimados (\dot{m}_{HC}), são calculados através da vazão do gás de escape ($\dot{m}_{esc,u}$) em [g/h]:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO} &= 0,000966.CO_{CONC,u} \times \dot{m}_{esc,u} \\ \dot{m}_{NO_x} &= 0,001587.NO_{xCONC,u} \times \dot{m}_{esc,u} \\ \dot{m}_{HC} &= 0,000478.HC_{CONC,u} \times \dot{m}_{esc,u} \end{aligned} \quad (53)$$

onde: $CO_{CONC,u}$, $NO_{xCONC,u}$, $HC_{CONC,u}$ são as concentrações em [ppm] das emissões de CO, NO_x e HC em base úmida.

A vazão mássica do material particulado \dot{m}_{MP} em [g/h] é dado por:

$$\dot{m}_{MP} = \frac{\rho_{MP} \times \dot{V}_{esc,u}}{1000} \quad (54)$$

onde: ρ_{MP} é a massa específica do material particulado na amostragem do *Smoke Meter* em [mg/m³], $\dot{V}_{esc,u}$ é a vazão volumétrica, em base úmida, do gás de escape em [m³/h] que é calculada através da seguinte correlação:

$$\dot{V}_{esc,u} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77\dot{m}_c \quad (55)$$

sendo $\rho_{ar,u}$ a massa específica, em base úmida, do ar de admissão em [kg/m³], $\dot{m}_{ar,u}$ a vazão mássica, em base úmida, do ar de admissão em [kg/h] e \dot{m}_c a vazão mássica dos combustíveis em [kg/h].

5 Resultados e Discussões

Para o melhor entendimento do presente capítulo, observou-se que seria interessante dividir as cargas em dois grupos: um denominado “cargas baixas”, composto por 10%, 25% e 50% da plena carga, e outro “cargas altas”, com 75% e 100% da carga máxima.

A **Figura 26** apresenta as curvas típicas de desempenho em plena carga do motor MWM 4.10 TCA, operando no modo Diesel e no modo Diesel-gás com a máxima taxa de substituição. Em termos comparativos, pode-se verificar uma boa aproximação entre as curvas de torque e potência. Na operação Diesel-gás, o valor do torque a 2100 rpm foi superior, em aproximadamente 3%, ao valor encontrado na operação Diesel. O torque máximo, para os dois casos, foi de aproximadamente 437 Nm a 1600 rpm e a potência máxima de aproximadamente 100 kW em 2600 rpm. Estes resultados foram diferentes dos informados pelo fabricante (500 Nm a 1600 rpm e 107 kW a 2600 rpm), conforme Tabela 4. Tais resultados, em parte, poderiam ser atribuídos às diferentes condições em que foram efetuados os testes e também ao fato do motor utilizado nos testes não estar “amaciado”.

Em motores com turbocompressor, segundo Heywood (1988), podem-se alcançar valores de consumo específico de combustível (c.e.c.) entre 210 e 220 g/kW.h, com valores de rendimento térmico de 0,4 a 0,38, respectivamente. A Figura 26, também apresenta a evolução do consumo específico de combustível em plena carga, com a variação da rotação. Na operação Diesel, o consumo específico alcançou 220 g/kW.h a 1600 rpm (rotação de torque máximo). No modo Diesel-gás, os pontos relativos a 1000 rpm, 1850 rpm e 2100 rpm alcançaram os menores consumos específicos em relação à operação Diesel. Assim, estes pontos indicam quão bem o motor transformou a combinação de ambos os combustíveis em trabalho útil. Tal efeito é, entretanto, mais acentuado a 2100 rpm, onde o consumo específico foi de 217 g/kWh. A 1600 rpm o valor do c.e.c. foi igual ao valor do modo Diesel, porém superior ao valor da MWM (211 g/kW.h a 1600 rpm).

Motor MWM 4.10 TCA
Curvas de Desempenho em Plena Carga

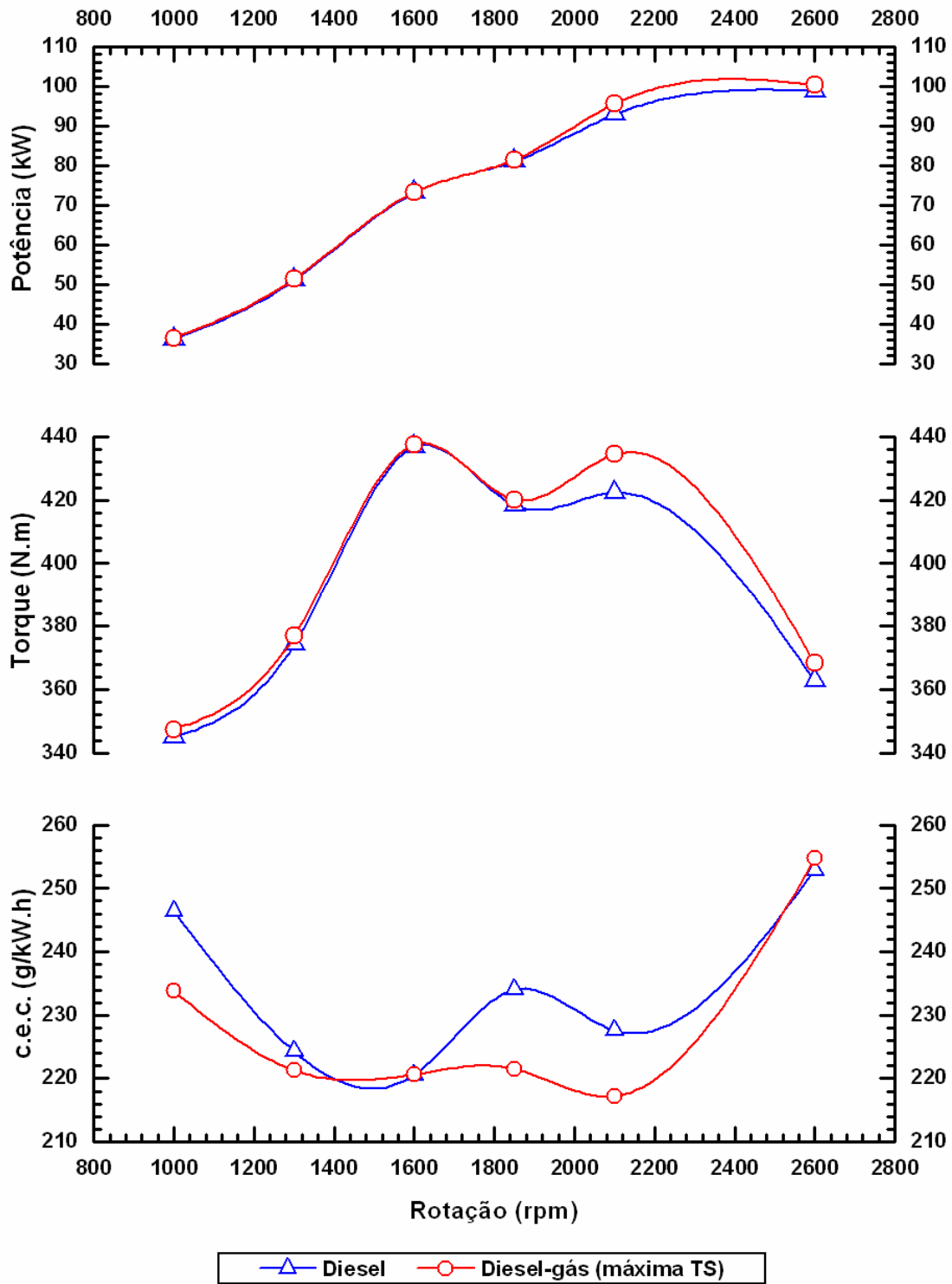


Figura 26 – Curvas de potência, torque e consumo específico de combustível em plena carga variando com a rotação, para as operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).

Cabe citar que, exceto em plena carga, o consumo específico de combustível é consideravelmente superior quando comparado à operação Diesel (vide tabelas e planilhas no apêndice B). Tal incremento é, entretanto, maior em baixas cargas, onde o c.e.c. da operação Diesel-gás tende a dobrar, comparado ao modo Diesel original. Nestas condições, como será detalhado mais adiante, as emissões de hidrocarbonetos não queimados alcança os maiores patamares, o que confirma simplesmente que o gás natural não é queimado completamente.

A razão de equivalência é definida pela relação entre o consumo de ar estequiométrico e o consumo de ar real para a mesma massa de combustível, ou combustíveis, utilizados (equações 43 e 45). Observa-se, na **Figura 27**, que a razão de equivalência no modo Diesel-gás é superior ao modo Diesel em toda a faixa de rotação a diferentes cargas avaliadas. Tal constatação poderia ser atribuída à mistura ar-gás. O gás natural, aspirado pelo motor, deslocaria alguma porção de ar que poderia ter ocupado o cilindro. Como menos ar é admitido, é de se esperar que a razão de equivalência aumente.

Nota-se que a razão de equivalência sofre grandes influências do aumento da carga do motor. Observa-se que, com o aumento da carga, as razões de equivalência das misturas das operações Diesel-gás e Diesel tendem a se aproximar. Assim, por exemplo, para 10% da carga máxima a 1600 rpm, a diferença entre as razões de equivalência foi da ordem de 55%, caindo até aproximadamente 7% a plena carga. Por outro lado, em altas cargas, a razão de equivalência Diesel-gás diminui ligeiramente conforme se aumenta a rotação do motor.

Embora haja muita variação em função da carga e da rotação, o motor Diesel-gás não aceitou misturas com razões acima de 0,83 da estequiométrica e praticamente não trabalhou com razões inferiores a 0,30 para as máximas taxas de substituição.

5.1. Resultados das Emissões nas Operações Diesel e Diesel-gás

As **Figuras 28 a 30** mostram as curvas características das emissões específicas de CO, HC e NO_x com a variação da rotação e da carga do motor nas operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).

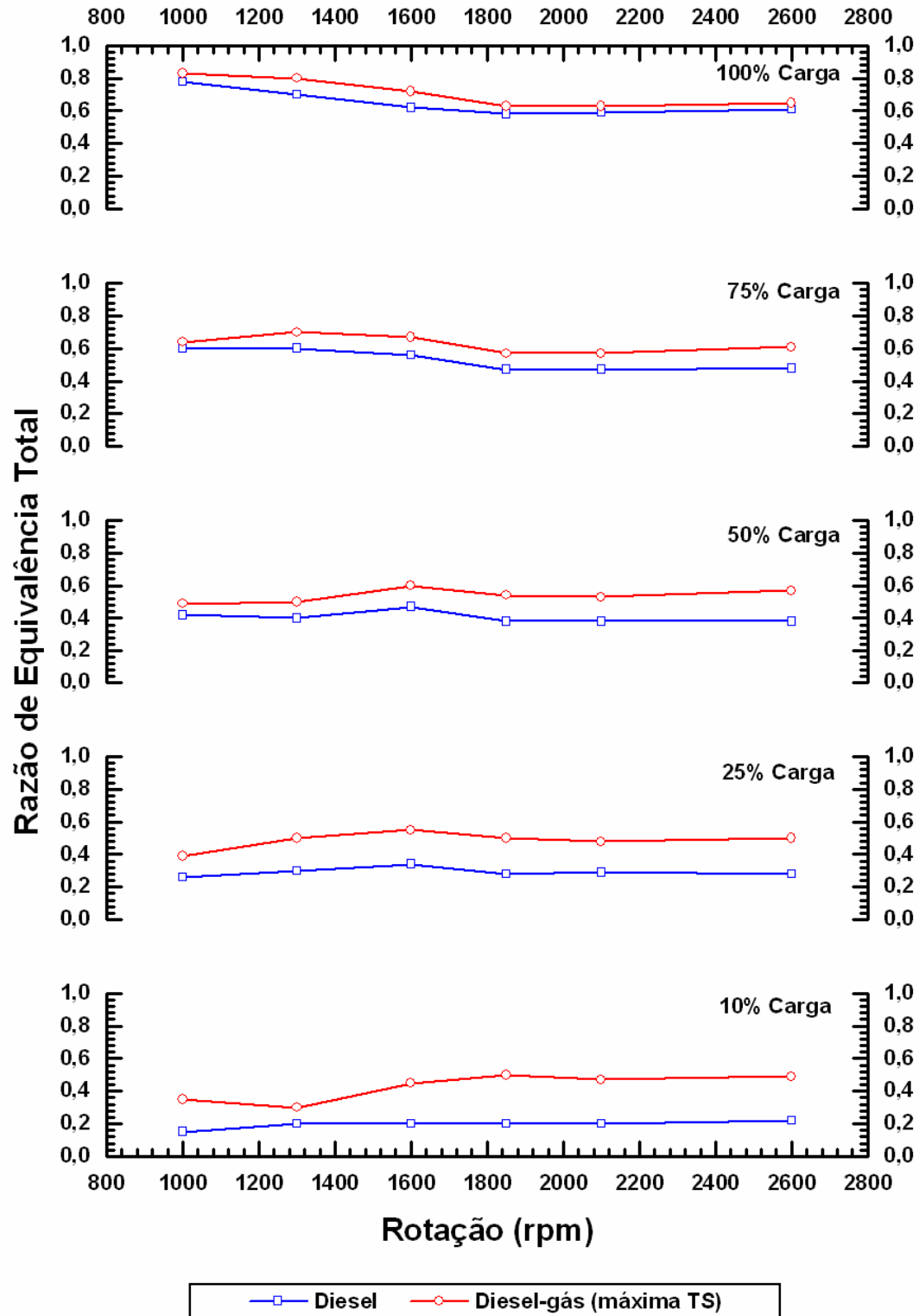


Figura 27 – Razão de equivalência versus rotação e carga, para as operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).

As emissões de material particulado (MP) não serão apresentadas nesta seção, já que não foi possível medir o MP em todas as rotações e cargas pré-fixadas.

Emissões de Monóxido de Carbono

A taxa de formação de CO é uma função da quantidade disponível do combustível não queimado (HC) e da temperatura da mistura, já que ambos controlam a taxa de decomposição e oxidação do combustível. Essa relação pode ser confirmada nas Figuras 28 e 29. Por outro lado, como será visto mais adiante, conforme foram reduzidas as emissões de NO_x (Figura 30), verificou-se o correspondente aumento nas emissões de CO. Tal relação inversa poderia ser atribuída à menor temperatura da combustão.

Em baixas cargas, nota-se um comportamento mais complexo, que varia não só em função da rotação, mas também de quanto é rica a mistura e, possivelmente, das diferentes temperaturas atingidas. Observa-se, para cargas de até 25%, que a faixa de emissões de CO esteve entre 20 e 85 g/kWh.

Com o aumento da carga do motor, as emissões de CO entre os modos de operação Diesel-gás e Diesel, tendem a se aproximar, como resultado da elevada temperatura e das taxas de combustão mais rápidas, originadas pela maior “riqueza” da mistura. Entre 50% e 100% da plena carga, a faixa de emissões de CO esteve entre 20 e 3 g/kWh respectivamente.

Emissões de Hidrocarbonetos não Queimados

A **Figura 29** apresenta as emissões específicas de HC com a variação da rotação, para diferentes cargas do motor. Os resultados do modo original Diesel, confirmaram os baixos níveis de HC, típicos desta operação. Por outro lado, como foi afirmado anteriormente, na operação Diesel-gás, verificou-se a relação existente entre as emissões de HC e as de CO.

As maiores emissões de HC foram observadas em baixas cargas. Assim, para cargas de até 25%, a faixa de emissões de HC esteve entre 88 e 416 g/kWh. Isto confirma um dos grandes problemas envolvendo a combustão bi-combustível: a queima incompleta do gás natural em misturas pobres. Tal efeito, como explicado

no item 2.4, é devido à propagação da frente de chama, que a partir de vários centros de ignição não se estende por toda a mistura pobre, sendo que parte do gás permanecerá inalterado, aumentando as já observadas emissões de HC e CO.

Em altas cargas do motor, onde ocorrem as maiores razões de equivalência, são evidentes as reduções significativas de HC. Para cargas de 75% a 100%, o nível das emissões de HC esteve entre 1,8 e 23 g/kWh. Novamente, pode-se associar tais resultados ao incremento da temperatura do gás, consequência do aumento da carga, a qual poderia promover a oxidação dos hidrocarbonetos não queimados.

De forma geral, pode-se dizer que as emissões de CO e HC, durante a operação Diesel-gás, são consideravelmente elevadas quando comparadas à operação Diesel.

Emissões dos Óxidos de Nitrogênio

Na **Figura 30**, pode-se verificar as reduções significativas de NO_x na operação Diesel-gás (com máxima taxa de substituição) em relação ao modo Diesel. Como é reconhecido amplamente, a formação de NO_x é favorecida pelas altas concentrações de oxigênio e altas temperaturas da mistura.

Em altas cargas da operação Diesel-gás, as emissões de NO_x foram reduzidas conforme era incrementada a rotação do motor. Tal efeito é, entretanto, acentuado a partir de 1600 rpm. Assim, o tempo de residência dos gases dentro do cilindro poderia ser considerado um fator importante na formação de NO_x . Observa-se também que a redução de NO_x poderia ter uma relação com a variação da razão de equivalência (Figura 27), a qual diminui ligeiramente a partir de 1600 rpm. Este efeito induziria uma propagação de chama mais lenta e, conseqüentemente, uma menor oxidação do nitrogênio.

Em baixas cargas da operação Diesel-gás, as emissões de NO_x foram sempre inferiores quando comparadas ao modo Diesel. Foram alcançadas reduções da ordem de até 50%, o que pode ser explicado pela menor temperatura. Tal fato, já observado por muitos pesquisadores (capítulo 2.3), também poderia ser atribuído à menor quantidade de oxigênio, devido à presença do gás natural, e ao maior atraso da ignição, o que resultaria em menores temperaturas de combustão.

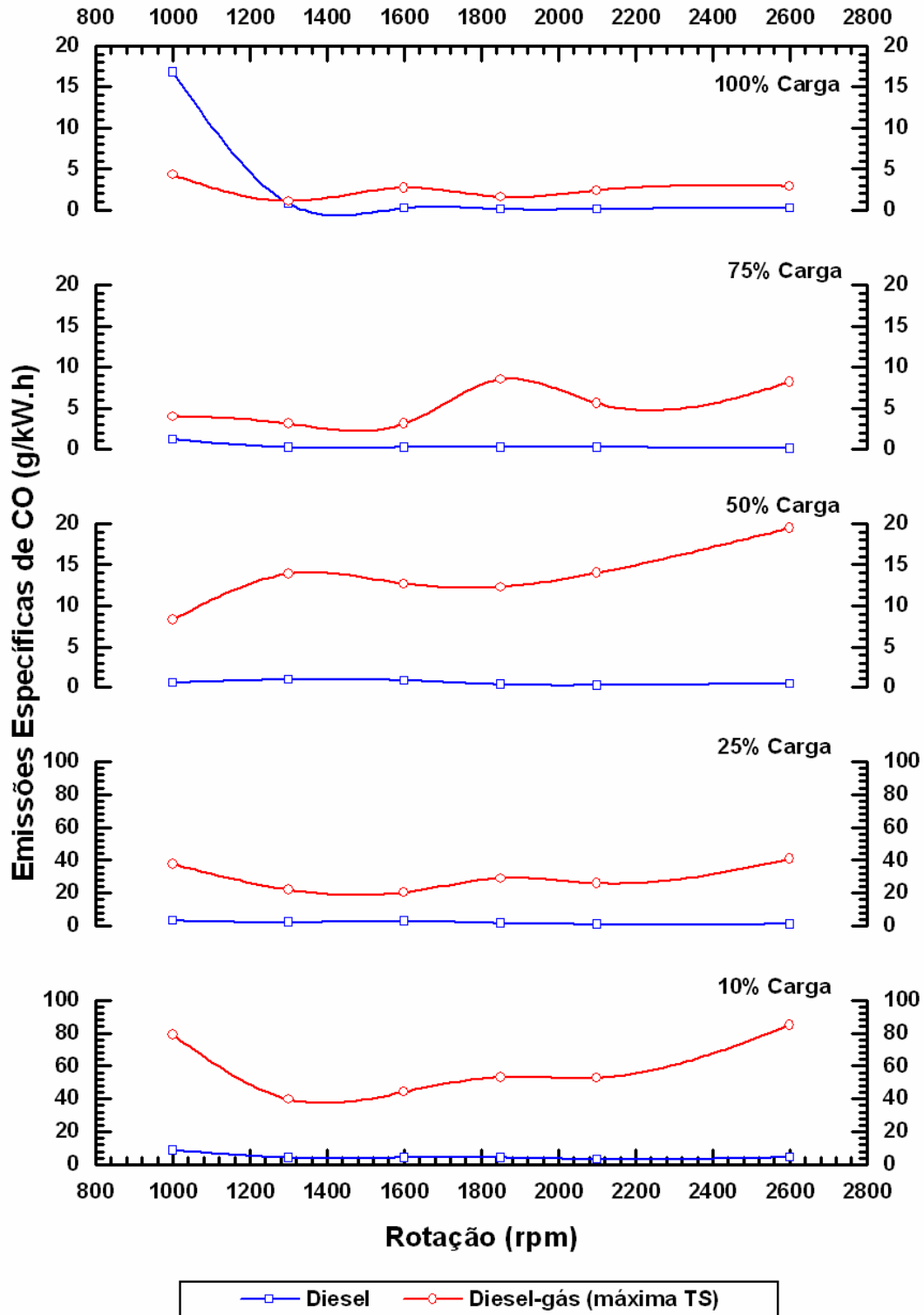


Figura 28 – Emissões específicas de monóxido de carbono (CO) com variação da rotação e carga para as operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).

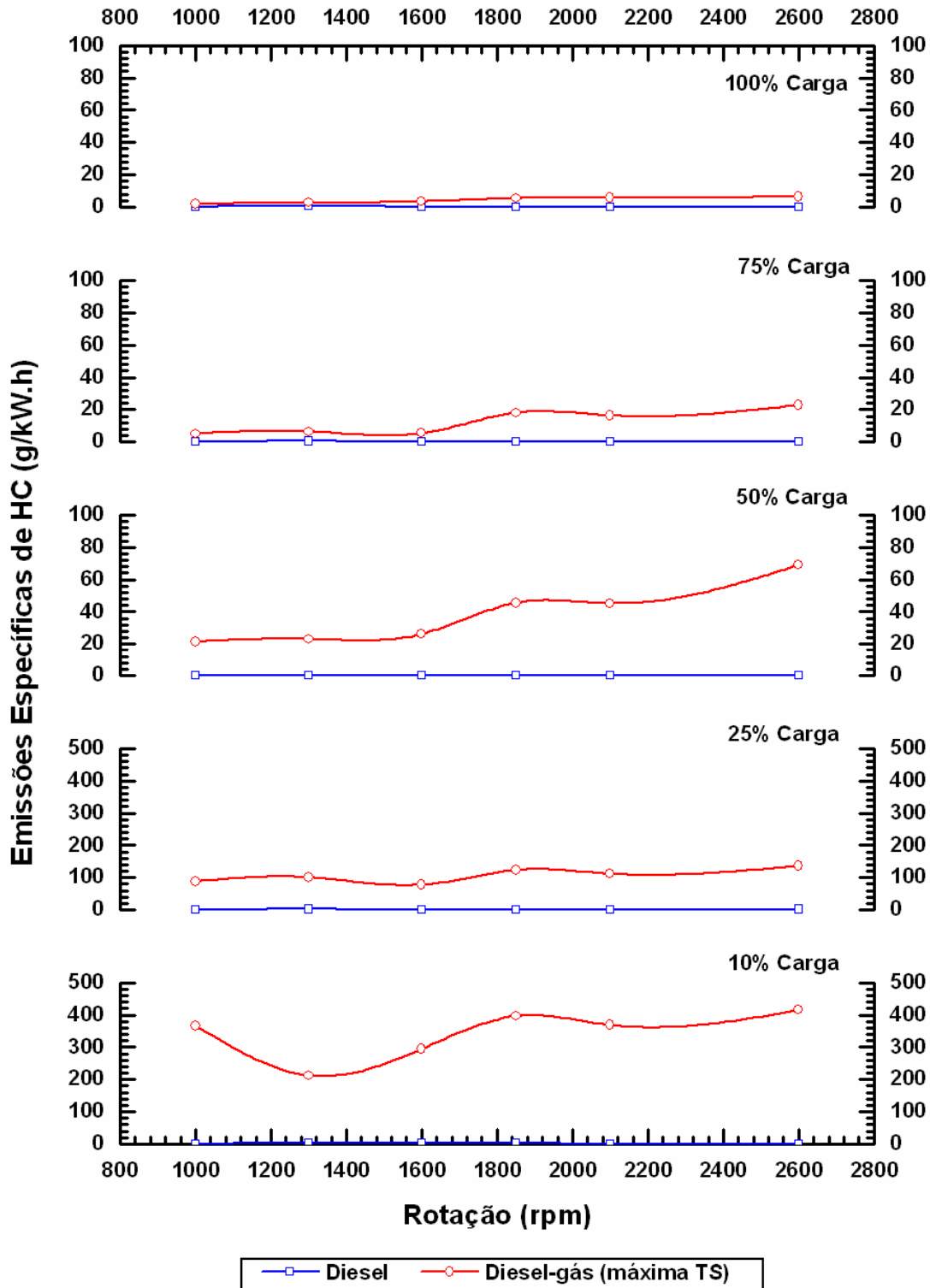


Figura 29 – Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados (HC) com variação da rotação e carga para as operações Diesel e Diesel-gás (com máxima taxa de substituição).

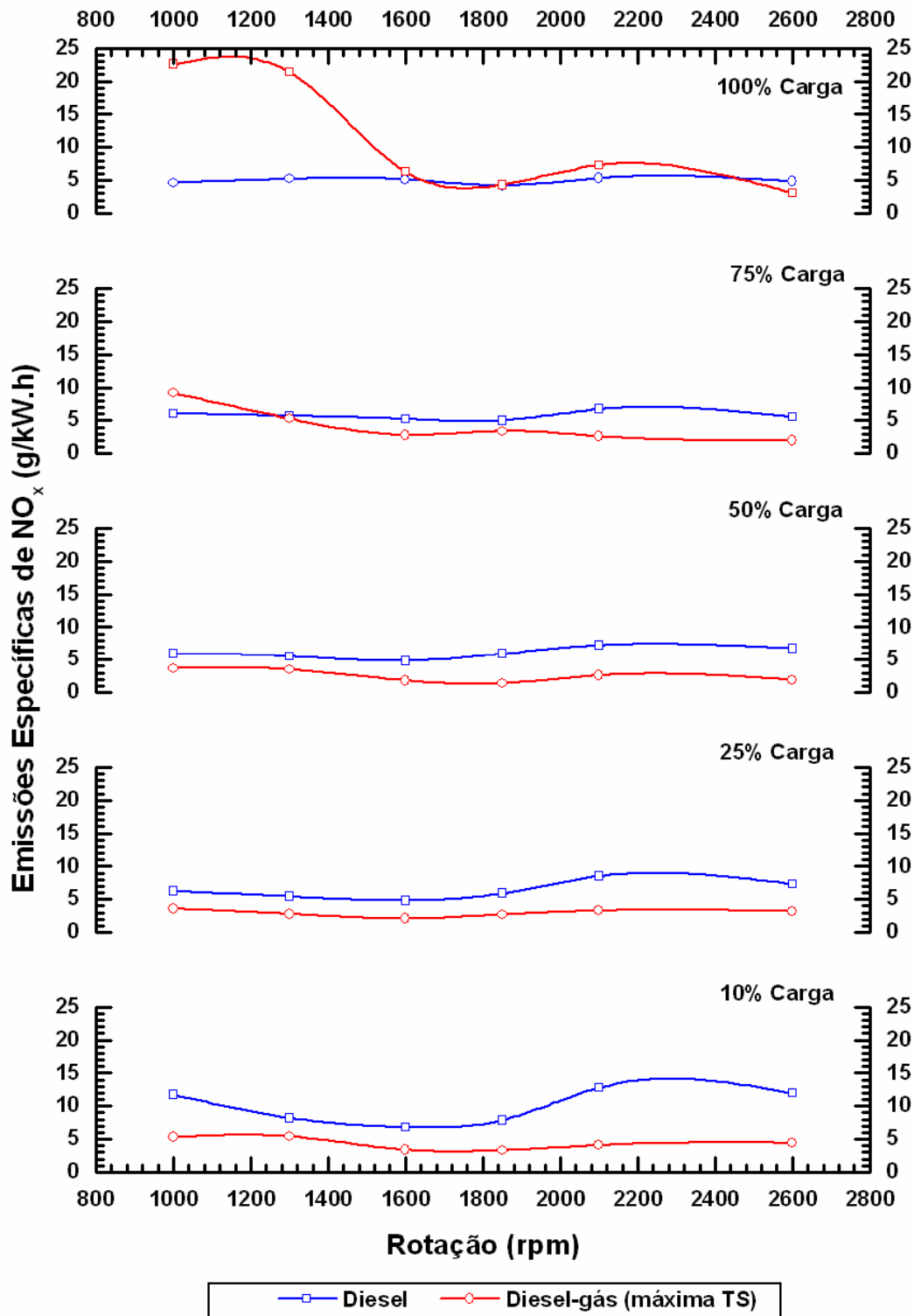


Figura 30 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio (NO_x) com variação da rotação e carga para as operações Diesel e Diesel-gás (máxima taxa de substituição).

5.2. Resultados das Emissões e Parâmetros de Desempenho na Operação Diesel-gás com Restrição Parcial do Ar de Admissão

As **Figuras 31 a 37** ilustram alguns dos resultados obtidos em função das taxas de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão. Embora se tenha mapeado o motor por toda a sua faixa de funcionamento, aqui apenas são mostrados os pontos experimentais levantados a **1600 rpm**, rotação que melhor representa o comportamento dos resultados obtidos.

Com respeito à taxa de substituição, ressalta-se que estas foram superiores em altas cargas. Assim, observa-se que até 25% da plena carga, a máxima taxa de substituição esteve entre 60% e 80%. Para cargas acima de 50%, o intervalo ficou entre 80% e 92%.

A restrição parcial do ar foi monitorada através da queda de pressão no coletor de admissão. Os resultados experimentais mostram que, conforme aumenta a carga do motor, a faixa aceitável de pressão do ar fica mais restrita, ou seja, torna-se mais difícil diminuir a massa admitida de ar. Em baixas cargas, como é o caso das curvas relativas a 10% e 25% da plena carga, foi possível reduzir a pressão do ar entre 29% e 40% do valor original. Para cargas superiores, de 50% a 100%, a queda de pressão esteve entre 17% e 27%.

A 75% e 100% da plena carga, foi realizado um “refinamento” da pressão do ar de admissão, onde somente foram consideradas as medições na máxima taxa de substituição; estes dois pontos são reconhecidos nos gráficos pela cor rosa. Este refinamento consistiu, basicamente, da redução gradual da pressão do ar até que valores mínimos de emissões fossem alcançados, sem prejudicar a taxa de substituição e a operação normal do motor.

É interessante ressaltar que, em todas as cargas avaliadas, existe uma relação direta entre a mínima pressão do ar e sua reduzida taxa máxima de substituição. Tal efeito é, entretanto, mais acentuado em altas cargas, onde a máxima taxa de substituição, para a máxima redução do ar, caiu entre 28% e 38% do seu valor encontrado na operação Diesel-gás sem restrição do ar. Esta situação pode ser explicada devido ao incremento do consumo de óleo Diesel, que foi adicionado, através da atuação do dinamômetro, de forma a evitar a queda do par pré-fixado (torque x rotação), induzida pela redução da massa de ar.

Nas Figuras 31 a 36, chama-se também atenção para o fato de se ter obtido taxas de substituição negativas. Estes valores correspondem à operação Diesel, avaliadas a diferentes pressões do ar admitido. As taxas negativas representam o maior consumo de óleo Diesel, quando o ar é restringido. Deste resultado, se constata que o desempenho do motor Diesel original está relacionado com a sua capacidade de aspiração (ver também figura 35).

Emissões de Monóxido de Carbono

A **Figura 31** apresenta o comportamento das emissões de monóxido de carbono (CO) para diferentes cargas do motor, variando com a taxa de substituição e a pressão do ar no coletor de admissão.

A operação Diesel-gás, sem restrição do ar, gera um aumento nas emissões de CO em relação ao modo Diesel convencional. Nota-se que, conforme aumenta a carga do motor, os níveis máximos de CO começam a diminuir. Para cargas superiores a 25% da plena carga, as emissões de CO aumentam conforme é incrementada a taxa de substituição. Quando a substituição Diesel/gás alcança um valor entre 60% e 70%, as emissões de CO diminuem. Isto, provavelmente, se deve ao aumento da temperatura da mistura e a taxa de combustão mais rápida. Para 10% da carga, o incremento da taxa de substituição causa um aumento agudo das emissões específicas de CO (45 g/kWh a 69% de substituição). Isto, possivelmente, se deve à taxa mais lenta da combustão do gás natural, a qual mantém a temperatura da mistura em níveis mais baixos resultando numa redução do processo de oxidação do monóxido de carbono.

Em forma geral, as emissões de CO sobre a operação Diesel-gás são consideravelmente elevadas comparadas ao modo Diesel original.

Operação Diesel-gás com restrição parcial do ar

A restrição parcial do ar ocasionou uma notável diminuição nas emissões de CO, especialmente em cargas baixas. Porém, tal efeito é mais evidente em 50% de carga e com 56% da taxa de substituição, onde as emissões de CO reduziram de aproximadamente 13,6 g/kWh (verificado na operação Diesel-gás sem restrição do ar, 19,5 psia), para 4,4 g/kWh a 73% da pressão original do ar (14,2 psia). Esta redução corresponde a 68 % das emissões de CO.

1600 rpm

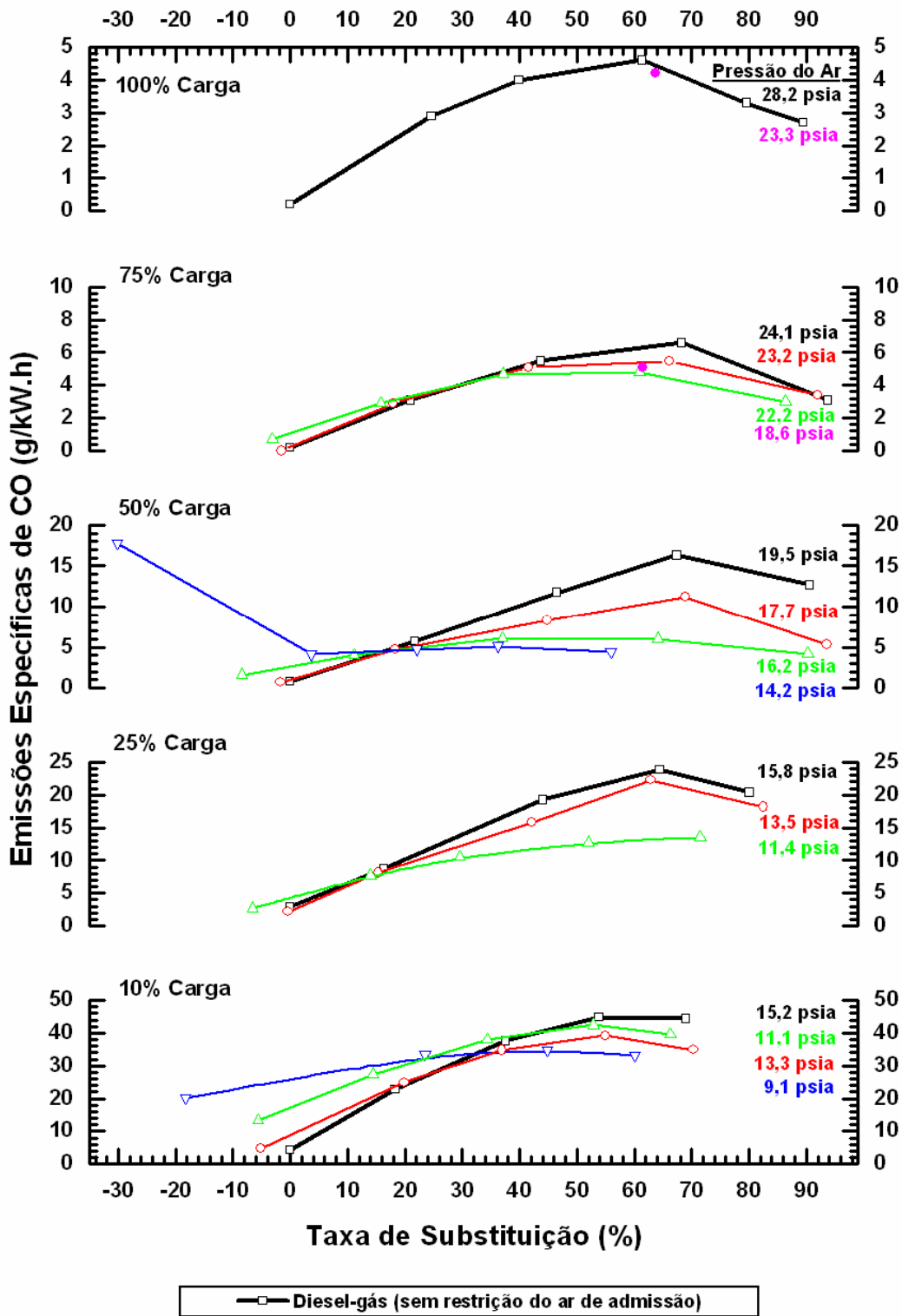


Figura 31 – Emissões específicas de monóxido de carbono com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.

Nas cargas dedicadas ao refinamento pontual da pressão do ar, 75% e 100% da plena carga, as reduções de CO foram pequenas. Contudo, tal efeito é mais proeminente à plena carga e com 62 % de taxa de substituição, onde o CO diminuiu ligeiramente de aproximadamente 4,4 g/kWh (na operação sem restrição do ar, 24,1 psia), para 4,2 g/kWh a 77% da pressão original do ar (18,6 psia). Esta redução corresponde a 5% das emissões de CO.

Emissões de Hidrocarbonetos Não Queimados

A **Figura 32** apresenta as emissões específicas dos hidrocarbonetos não queimados (HC), para as diferentes cargas do motor, variando com a taxa de substituição e a pressão do ar no coletor de admissão.

Na operação Diesel-gás sem restrição do ar, verifica-se uma elevação abrupta nas emissões de HC, que diminuem conforme se aumenta a carga do motor. Em baixas cargas, o aumento da substituição eleva os patamares de HC. Porém, tal resultado é mais agudo em 10% de carga, onde as emissões alcançam 295 g/kWh a 69% de substituição. Para altas cargas, as emissões de HC aumentam conforme é incrementada a taxa de substituição. Quando a substituição alcança um valor entre 62% e 68%, os níveis de HC começam a diminuir. Normalmente associa-se isto ao acréscimo da temperatura do gás queimado, o qual promoveria a oxidação dos hidrocarbonetos não queimados.

Operação Diesel-gás com restrição parcial do ar

Observando os efeitos da restrição parcial do ar, nota-se uma expressiva redução das emissões de HC. É interessante observar que as menores emissões de HC são alcançadas na combinação de mínima pressão do ar admitido e a máxima taxa de substituição.

Em baixas cargas, é notável a queda das emissões de HC. Tal efeito é, analogamente ao CO, mais evidente em 50% de carga e 56% de substituição, onde o HC diminuiu de aproximadamente 14,2 g/kWh (na operação sem restrição do ar, 19,5 psia), para 3,9 g/kWh a 73% da pressão original do ar (14,2 psia). Este valor corresponde a 72% na redução das emissões de HC.

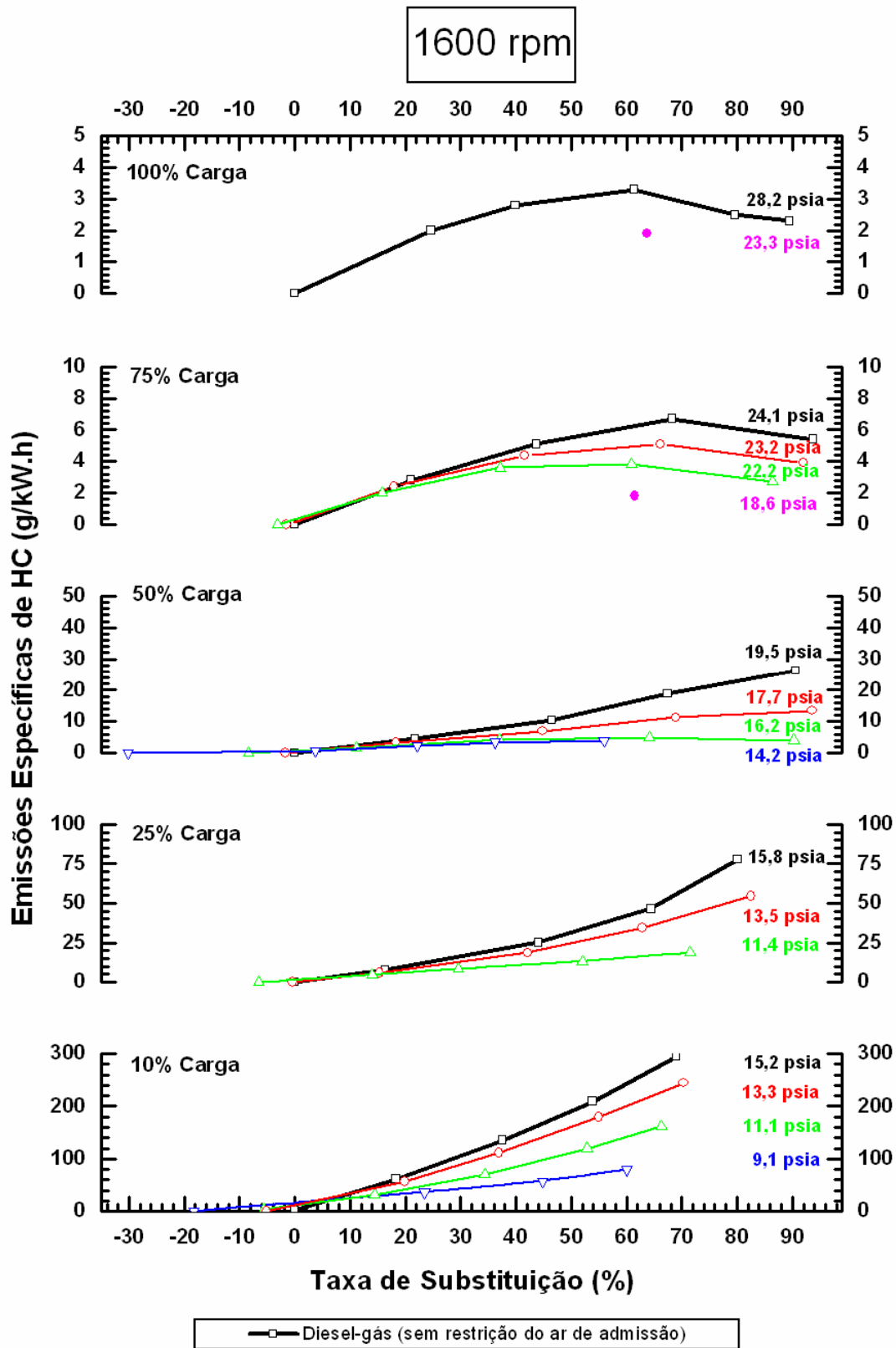


Figura 32 – Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.

Em altas cargas, os ganhos foram menores. Assim, a plena carga e 64 % de substituição, o HC diminuiu de aproximadamente 3,2 g/kWh (na operação sem restrição do ar, 24,1 psia), para 1,9 g/kWh a 77% da pressão original do ar (18,6 psia). Isto corresponde a 41% na redução de HC.

Emissões dos Óxidos de Nitrogênio

A **Figura 33** mostra as emissões dos óxidos de nitrogênio (NO_x) com variação da carga do motor, taxa de substituição e a pressão do ar no coletor de admissão.

Na operação Diesel-gás, sem restrição do ar, com exceção da curva a plena carga, observa-se uma notável diminuição das emissões de NO_x conforme aumenta-se a taxa de substituição. A maior redução foi encontrada a 50% da carga com 90% de substituição, onde as emissões de NO_x diminuíram de 4,8 g/kWh, verificado na operação apenas com Diesel, para 1,8 g/kWh. Isto corresponde a uma redução de 62% nas emissões de NO_x . Já em plena carga, conforme se aumentou a substituição Diesel/gás, verificou-se um ligeiro acréscimo de NO_x devido principalmente ao incremento da temperatura. Assim, de 5,1 g/kWh, observado no funcionamento convencional, verificou-se o aumento das emissões para 6,3 g/kWh, em 90% de substituição. Tal diferença corresponde ao incremento de 19% nas emissões específicas de NO_x .

Operação Diesel-gás com restrição parcial do ar

A restrição parcial do ar originou um aumento nas emissões de NO_x . A plena carga e a 64% de taxa de substituição, estas, aumentaram de aproximadamente 6 g/kWh (verificados na operação Diesel-gás sem restrição do ar, 28,2 psia), para 8,6 g/kWh a 82% da pressão original do ar (23,3 psia). Isso corresponde a um incremento de 30% nas emissões específicas de NO_x . Para 25%, 50% e 75% da plena carga correspondem os maiores aumentos destas emissões. Sendo, contudo, mais acentuado em 25% de carga e 71,5% de substituição Diesel/gás, onde as emissões de NO_x aumentaram de aproximadamente 2,2 g/kWh (verificado na operação Diesel-gás sem restrição do ar, 15,8 psia), para 4 g/kWh a 72% da pressão original do ar (11,4 psia). Isso corresponde a 82% no incremento de NO_x .

Para 10% da carga, a redução do ar quase não causou efeito nenhum.

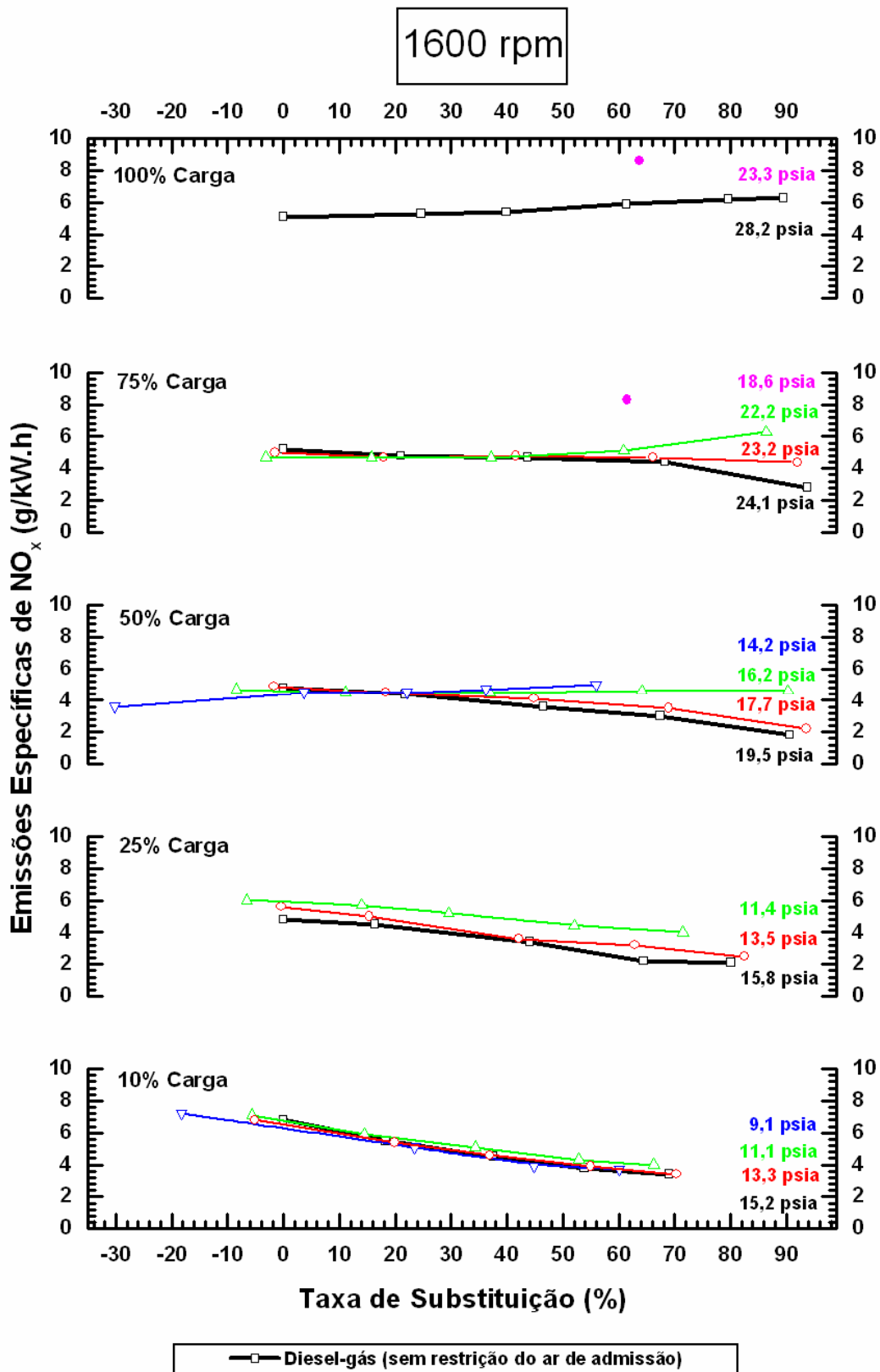


Figura 33 – Emissões específicas dos óxidos de nitrogênio com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.

Emissões de Material Particulado

A **Figura 34** ilustra as emissões específicas do material particulado (MP) versus taxa de substituição para diferentes cargas e pressões do ar admitido.

Na operação Diesel-gás, sem restrição do ar, observa-se que as emissões de MP decaem conforme se aumenta a taxa de substituição. Nota-se que, em altas taxas de substituição, os valores de MP alcançam valores ínfimos. Logo, é evidente que a redução do consumo de óleo Diesel leva a uma notável queda das emissões de MP.

Operação Diesel-gás com restrição parcial do ar

Para 10% da carga, conforme é reduzida a pressão do ar e elevada a taxa de substituição, conseguiu-se reduzir as emissões específicas de MP. Caso bem distinto se verifica em curvas acima de 25% da plena carga, onde as emissões de MP apresentam um aumento, na medida em que é reduzida a pressão do ar. Entretanto, esta diferença começa a diminuir conforme se aumenta a taxa de substituição, tornando-se insignificante em máximas taxas.

É interessante também ressaltar o refinamento pontual da pressão do ar, realizado em 75% e 100 da plena carga. Nestes casos, os valores de MP foram quase desprezíveis.

Rendimento Térmico

A **Figura 35** indica a variação do rendimento térmico em função da carga do motor, taxa de substituição e pressão do ar no coletor de admissão.

O rendimento térmico é afetado pela presença do gás natural. Em baixas cargas na operação Diesel-gás, sem restrição do ar, o rendimento térmico é consideravelmente menor em comparação ao modo Diesel convencional. Uma tendência semelhante é observada em altas cargas, mas neste caso a queda é menos acentuada conforme se aumenta a taxa de substituição. À plena carga e máxima taxa de substituição (90%), o rendimento térmico foi igualado ao valor registrado no modo Diesel.

Estes resultados revelam uma deficiente utilização do gás natural, como já verificado através das emissões dos hidrocarbonetos não queimados (Figura 34).

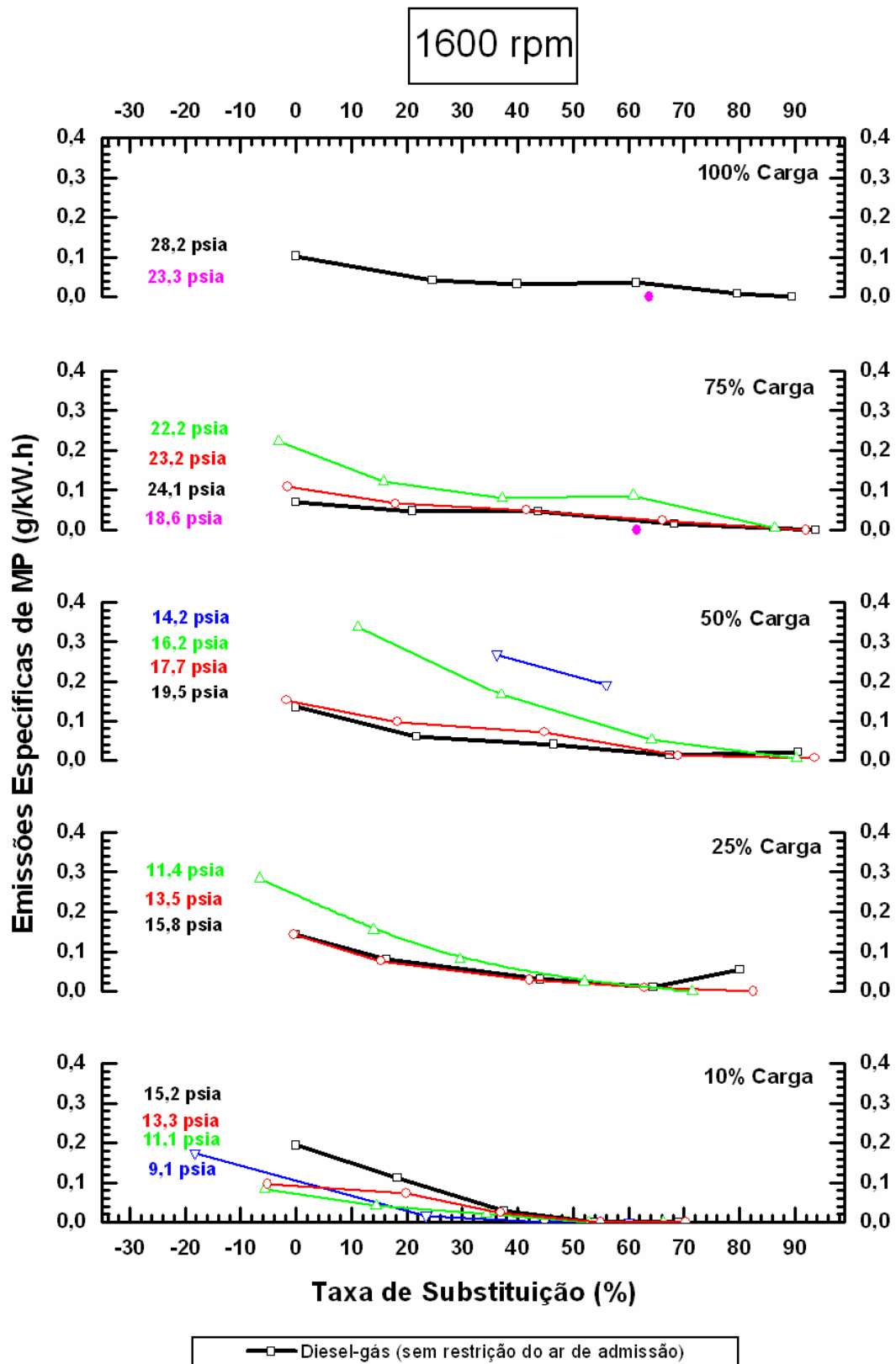


Figura 34 – Emissões específicas do material particulado com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.

Tal fato, já observado por muitos pesquisadores (capítulo 2), é atribuído principalmente pela menor temperatura no interior da câmara de combustão e pelo maior atraso da ignição. Embora o gás natural possua um poder calorífico maior que o óleo Diesel (Tabela 2), a sua energia de combustão é inferior à esperada, favorecendo o rendimento térmico da operação Diesel convencional.

Operação Diesel-gás com restrição parcial do ar

A redução da pressão do ar resulta numa diminuição do rendimento térmico, o qual cai conforme cresce a taxa de substituição. Nota-se que, alcançado certo valor de substituição (entre 20% a 50%, para baixas cargas), as curvas de rendimento térmico invertem a sua tendência, i.e. tendem a aumentar conforme é reduzida a pressão do ar e incrementada a taxa de substituição.

À plena carga e a 64% de taxa de substituição, o rendimento térmico aumenta ligeiramente de aproximadamente 37,4% (verificados na operação Diesel-gás sem restrição do ar, 28,2 psia), para 38,4 g/kWh a 82% da pressão original do ar (23,3 psia). Isso corresponde a um pequeno incremento de 2,7% no rendimento térmico.

Para cargas 50% e 75% da plena carga, os melhores ganhos foram exibidos antes de alcançar a pressão mínima do ar. Contudo, isto é mais evidente em 50% da carga e 90% de substituição, onde o rendimento térmico aumentou de 28,7% (verificado na operação Diesel-gás sem restrição do ar, 19,5 psia), para 32,8% a 83% da pressão original do ar (16,2 psia). Tal diferença corresponde ao incremento de 14% no rendimento térmico. Ressalta-se que, nesta mesma carga, para a mínima pressão do ar (14,2 psia) e com 56% de taxa de substituição, o rendimento térmico foi de 32,5% (valor perto do alcançado a 16,2 psia), porém, o incremento do rendimento térmico correspondeu a 1% em relação ao modo sem restrição do ar de admissão.

Por outro lado, os melhores ganhos no rendimento térmico, através do método da restrição parcial, foram alcançados em 10% e 25% da plena carga. Tal efeito é mais relevante em 10% de carga, onde o rendimento térmico aumentou de aproximadamente 10,3% a 60% de substituição (correspondente à operação Diesel-gás sem restrição do ar, 15,2 psia), para 13% a 60% da pressão original do ar (9,1 psia). Isto representou um incremento de 26% do rendimento térmico.

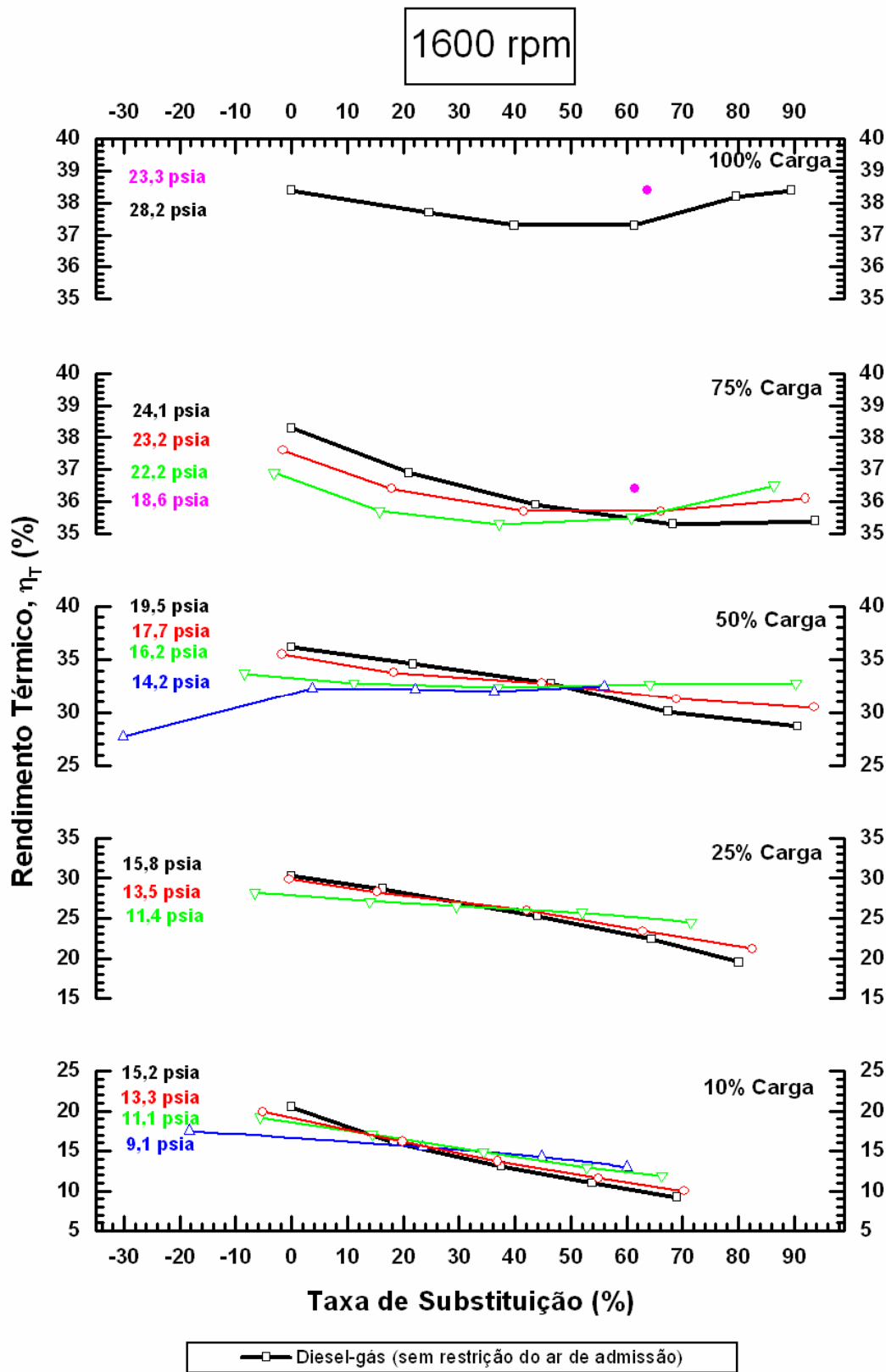


Figura 35 – Rendimento térmico com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.

Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar admitido são apresentadas na **Figura 36**.

Observa-se que, no modo Diesel a eficiência volumétrica, em geral, é maior que 100%. Isto, devido à operação do turbocompressor, que eleva a pressão do ar no coletor de admissão acima da pressão atmosférica, fazendo com que, no mesmo volume, seja possível depositar maior massa de ar. Entretanto, tal efeito aumenta conforme é incrementada a carga do motor.

Na operação Diesel-gás, sem restrição do ar, observa-se que a eficiência volumétrica diminui ligeiramente em relação ao modo Diesel conforme aumenta a taxa de substituição. Esta diminuição é menor em 10% e 50% da plena carga (~2%). Para 25% de carga, a maior diferença encontrada foi de 8,9% em 44,1% de substituição. Já em altas cargas e com as máximas taxas de substituição, verificou-se uma queda entre 10% e 15%. Nota-se que a maior diferença acontece em máxima carga, onde o consumo de gás tende a aumentar. Assim, a queda da eficiência volumétrica ocorre basicamente pelo deslocamento parcial do ar, devido ao gás natural.

Operação Diesel-gás com restrição parcial do ar

Neste modo, como era esperado, observa-se uma diminuição da eficiência volumétrica comparada ao modo Diesel-gás sem restrição do ar. Isto ocorre em função de dois motivos: o aumento da perda de carga pelo estrangulamento do ar através da borboleta eletrônica e o deslocamento parcial do ar pelo gás natural admitido. Quantitativamente, observa-se que as menores diferenças ocorrem em altas cargas, onde a borboleta operou com uma restrição inferior, comparado às cargas baixas, provocando a menor perda de carga. Por outro lado, em baixas cargas, surgem as menores eficiências volumétricas devido ao maior fechamento da borboleta. Assim, para 10% de carga e 60% de taxa de substituição (no modo Diesel-gás sem restrição do ar, 15,2 psia), a eficiência volumétrica foi de 98,1% para 61,9% a 58% da pressão original do ar (9,1 psia). Isso corresponde a 37% na redução da eficiência volumétrica. É interessante chamar a atenção para a relação existente entre a eficiência volumétrica e as emissões de CO e HC (Figuras 31, 32 e 36).

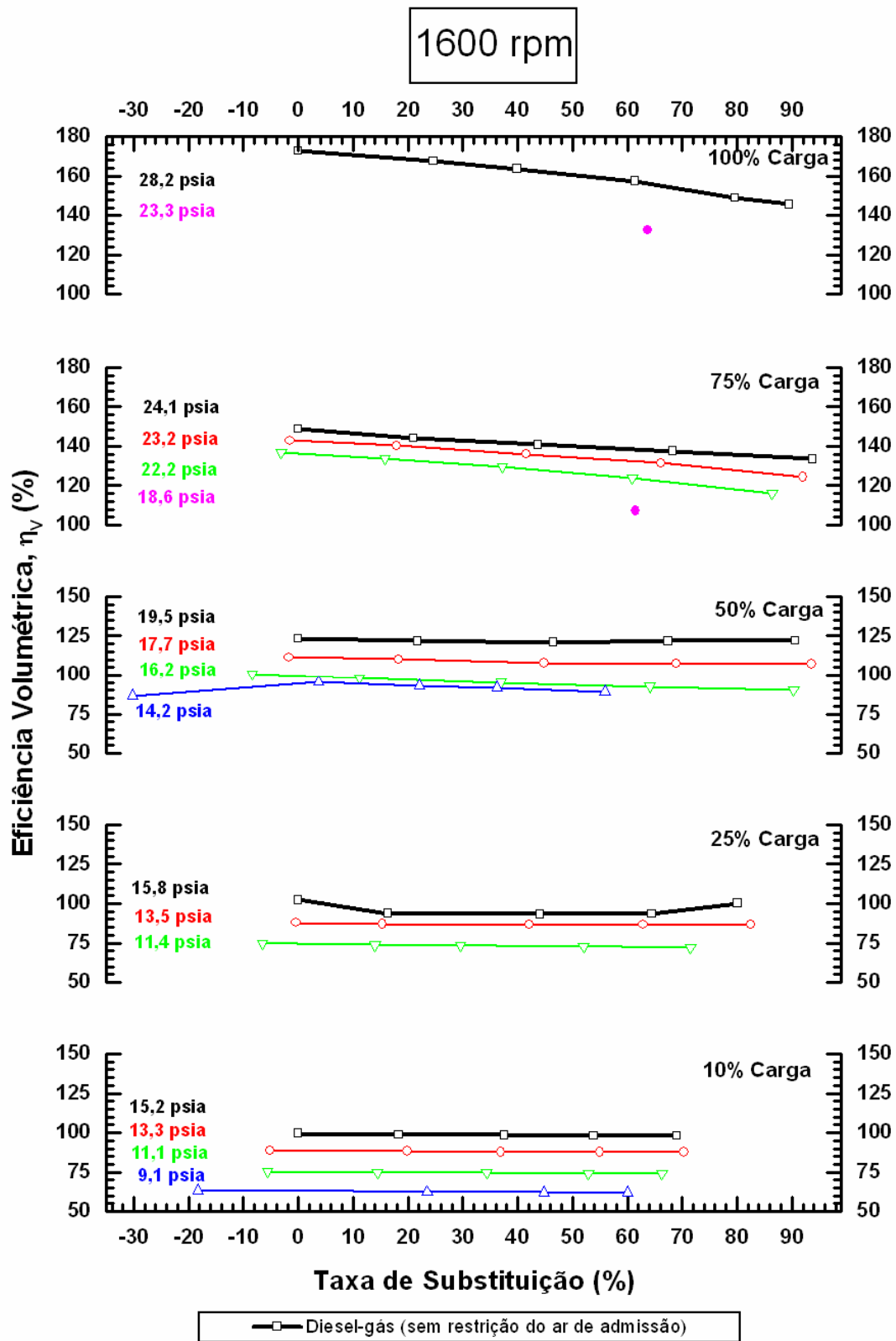


Figura 36 – Eficiência volumétrica com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.

As menores eficiências volumétricas, em baixas cargas, originam as maiores reduções das emissões de CO e HC. Neste ponto vale ressaltar que, no período de cruzamento de válvulas, aumentaria a tendência da mistura “queimada”, total ou parcialmente, ser novamente aspirada pelo motor, uma vez que a queda de pressão causada pela borboleta faz com que a pressão de escapamento seja maior que a de admissão. Assim, esta mistura já “queimada” ocuparia o lugar da nova mistura, contribuindo também para uma adicional queda da eficiência volumétrica. Isto explicaria, em parte, a mencionada relação em baixas cargas. Entretanto, como dito por Taylor (1976), este efeito diminui rapidamente com o aumento da velocidade, porque diminui o tempo no cruzamento de válvulas.

Temperatura de Escape

O comportamento da temperatura dos gases de escape em função da taxa de substituição, cargas do motor e pressões do ar admitido são apresentadas na **Figura 37**. Observa-se que até 75% da plena carga, na operação Diesel-gás sem restrição do ar, a temperatura de escape aumenta à medida que se eleva a taxa de substituição. Já em plena carga, verifica-se uma redução de 23 graus na diferença das temperaturas de escape entre o funcionamento original Diesel (487 °C) e o funcionamento Diesel-gás com 90% de substituição (464 °C). Nota-se que existe uma relação entre esta redução e o incremento do rendimento térmico (Figura 35). Nestas condições, existe um melhor aproveitamento da energia liberada na combustão para o trabalho efetivo, resultando numa menor quantidade de energia perdida pelo escapamento.

Operação Diesel-gás com restrição parcial do ar

É verificada a relação existente entre a temperatura de escape e a redução parcial do ar de admissão. A redução do ar admitido ocasiona aumento na temperatura de escape. Isto ocorre como consequência de uma maior parcela de calor liberado na combustão, da qual parte é transformada em trabalho mecânico e parte é liberada pelo escapamento. Tal fato pode ser verificado pelos resultados das emissões e rendimento térmico (Figuras 31 a 35).

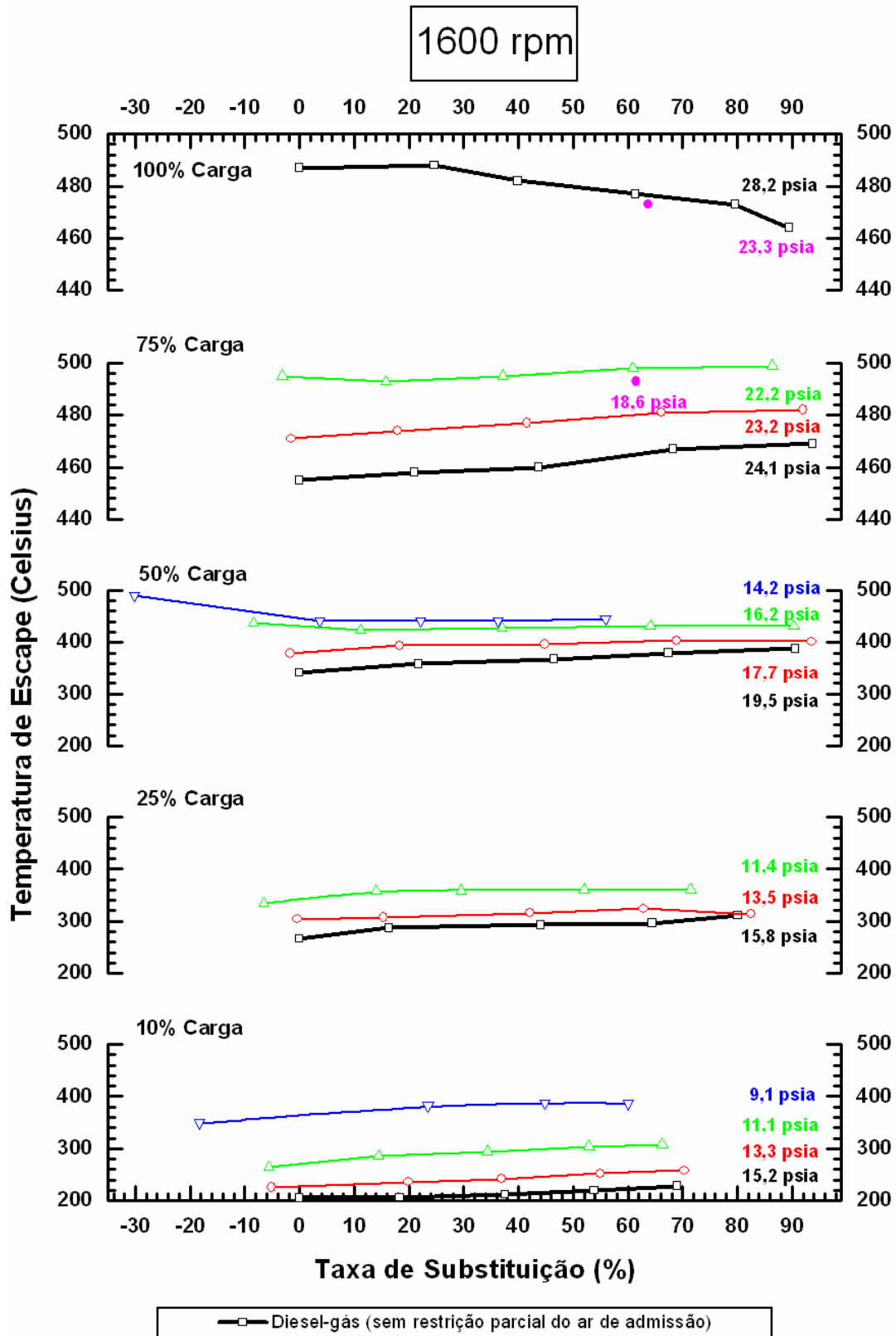


Figura 37 – Temperatura de escape com variações da taxa de substituição, cargas do motor e restrição parcial do ar de admissão.

Para cargas entre 10% e 75%, a redução da pressão do ar origina um aumento da temperatura de escape. Entretanto, tal diferença cai conforme se aumenta a carga do motor. Assim, para 10% de carga e 60% de substituição (no modo Diesel-gás sem restrição do ar, 15,2 psia) a temperatura de escape foi de 223 °C para 386 °C a 60% da pressão original do ar (9,1 psia). Tal diferença corresponde a 73% no incremento da temperatura de escape. Já em plena carga, esta diferença foi quase imperceptível.

Emissões de HC, CO e NO_x versus a Razão de Equivalência

As **Figuras 38 a 39** apresentam a variação das emissões específicas de HC, CO e NO_x com a razão de equivalência total, para **1600 rpm** e máximas taxas de substituição Diesel/gás. A operação Diesel-gás sem restrição do ar é reconhecida pela notação de “100% AR”. As diminuições parciais da vazão de ar são identificadas por seus respectivos percentagens. Outro detalhe, já observado na Figura 27, é que acréscimos da carga ocasionam o aumento da razão de equivalência total.

Cabe destacar que, para cada carga, também foram representados os pontos correspondentes às pressões parciais do ar com taxa máxima de substituição. Tais pontos obtiveram os melhores índices de redução nas emissões de HC e CO e, conseqüentemente, os melhores rendimentos em relação ao modo Diesel-gás sem restrição do ar (vide Figuras 31, 32 e 35).

Nas Figuras 38 e 39, somente para demonstração, também foram representadas as barras de incerteza correspondentes aos valores médios das emissões específicas. Observa-se que as incertezas são mais representativas, em ordem de grandeza, nos pontos correspondentes às baixas cargas. Entretanto, todas as incertezas calculadas, em todas as rotações e cargas do motor, são apresentadas nas planilhas do Apêndice B.

Emissões de HC e CO (1600 rpm)

Observa-se que as emissões de HC e CO decaem conforme aumenta a carga do motor, originado pelo incremento da razão de equivalência total. Nestas curvas, pode-se também apreciar os pontos relativos às reduções parciais da vazão do ar, os mesmos que levam à diminuição destas emissões.

Verifica-se que as emissões de HC e CO diminuem numa elevada ordem de grandeza quando alcançam uma razão de 0,73 (valor correspondente 50% da carga com a mínima redução da vazão do ar, 71%). Logo, a partir deste valor, as emissões de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono, tornam-se praticamente inalteradas por uma maior razão de equivalência. Isto é o indicativo do limite da razão de equivalência para o qual a propagação da chama, desde os centros de ignição, seja bem sucedida.

Verifica-se também que, com razões de equivalência acima de 0,73, as emissões de CO resultam em níveis semelhantes aos obtidos em baixas cargas da operação Diesel tradicional.

Emissões de NO_x (1600 rpm)

Na operação Diesel-gás, sem restrição do ar, verifica-se que para cargas até 25% da plena carga (0,55 da razão de equivalência), as emissões de NO_x tendem a diminuir. Já em cargas superiores a este valor, as emissões de NO_x aumentam conforme é incrementada a carga do motor.

Diminuições da vazão do ar acarretam aumentos da razão de equivalência total e, conseqüentemente, aumentos nas emissões de NO_x. Note-se que esta tendência é contrária ao comportamento das emissões de HC e CO.

Novamente, é interessante ressaltar o ponto correspondente a 50% da carga com 71% da vazão de ar e conseqüente razão de equivalência de 0,73. Observa-se que razões de equivalência abaixo deste valor resultam em menores emissões de NO_x em relação às encontradas no modo Diesel. Já em razões de equivalência acima deste valor, onde foram encontradas as menores emissões de HC e CO, as emissões de NO_x aumentaram conforme foi incrementada a razão de equivalência.

Por outro lado, a maior razão de equivalência (0,8) foi alcançada em plena carga com a mínima redução da vazão de ar (85%). Neste ponto, o valor de HC foi o mínimo encontrado (1,9 g/kW.h) e, como era de se esperar, as emissões de NO_x chegaram ao valor máximo (8,6 g/kW.h). Embora, as emissões de CO também foram baixas (4,2 g/kW.h), este valor foi superior ao mínimo encontrado, à mesma carga sem restrição do ar (2,7 g/kW.h com razão de equivalência igual a 0,72). Este incremento de CO poderia ser atribuído ao maior consumo de óleo Diesel quando o ar de admissão é restringido. Isto é observado na elevada queda da máxima taxa de substituição, de 89,5% para 63,7% (vide Figura 31).

As **Figuras 40 a 42** tratam das emissões específicas de HC, CO e NO_x (funcionamentos Diesel-gás e Diesel-gás com restrição do ar) **em todas as rotações** e cargas do motor, correlacionando estas com a razão de equivalência total. Como comentado anteriormente, nos pontos dedicados à restrição parcial do ar, somente foram considerados aqueles correspondentes à taxa máxima de substituição.

Embora haja muita variação em função da carga e da rotação, o motor Diesel-gás não aceitou misturas com razões acima de 0,83 da estequiométrica e praticamente não trabalhou com razões inferiores a 0,30 para as máximas taxas de substituição. Observe que este resultado já foi mostrado anteriormente na operação Diesel-gás sem restrição do ar (Figura 27).

Emissões de HC e CO (todas as rotações)

Comparando as Figuras 38a, 38b, 41 e 42, observa-se o mesmo comportamento na queda das emissões de HC e CO. Em baixas cargas, conforme aumentam as rotações do motor, são elevadas as razões de equivalência total.

É observado que as emissões de HC e CO diminuem significativamente até a razão de equivalência total de 0,67. Acima deste valor, estas emissões tornam-se praticamente inalteradas. Os pontos onde a razão é superior a 0,67, foram obtidos tipicamente acima de 50% da plena carga. Nesta região, entre 0,67 e 0,83 da razão de equivalência, as emissões de CO apresentaram valores compreendidos entre 2 g/kWh e 7 g/kWh, assim como as emissões de HC apresentaram um valor próximo a 2 g/kWh.

Os máximos valores de HC e CO foram, respectivamente, 416 g/kWh e 85 g/kWh, ambos em 2600 rpm, 10% da plena carga e 100% do ar admitido.

Emissões de NO_x (todas as rotações)

Das Figuras 39 e 42, pode-se confirmar a mesma tendência relativa às emissões específicas de NO_x, ou seja, o comportamento destas emissões se mostrou o inverso dos resultados de CO e HC. Para o intervalo entre 0,67 a 0,83 da razão de equivalência total, os valores de NO_x alcançaram os máximos patamares, compreendidos entre 4,3 g/kWh e 22,6 g/kWh.

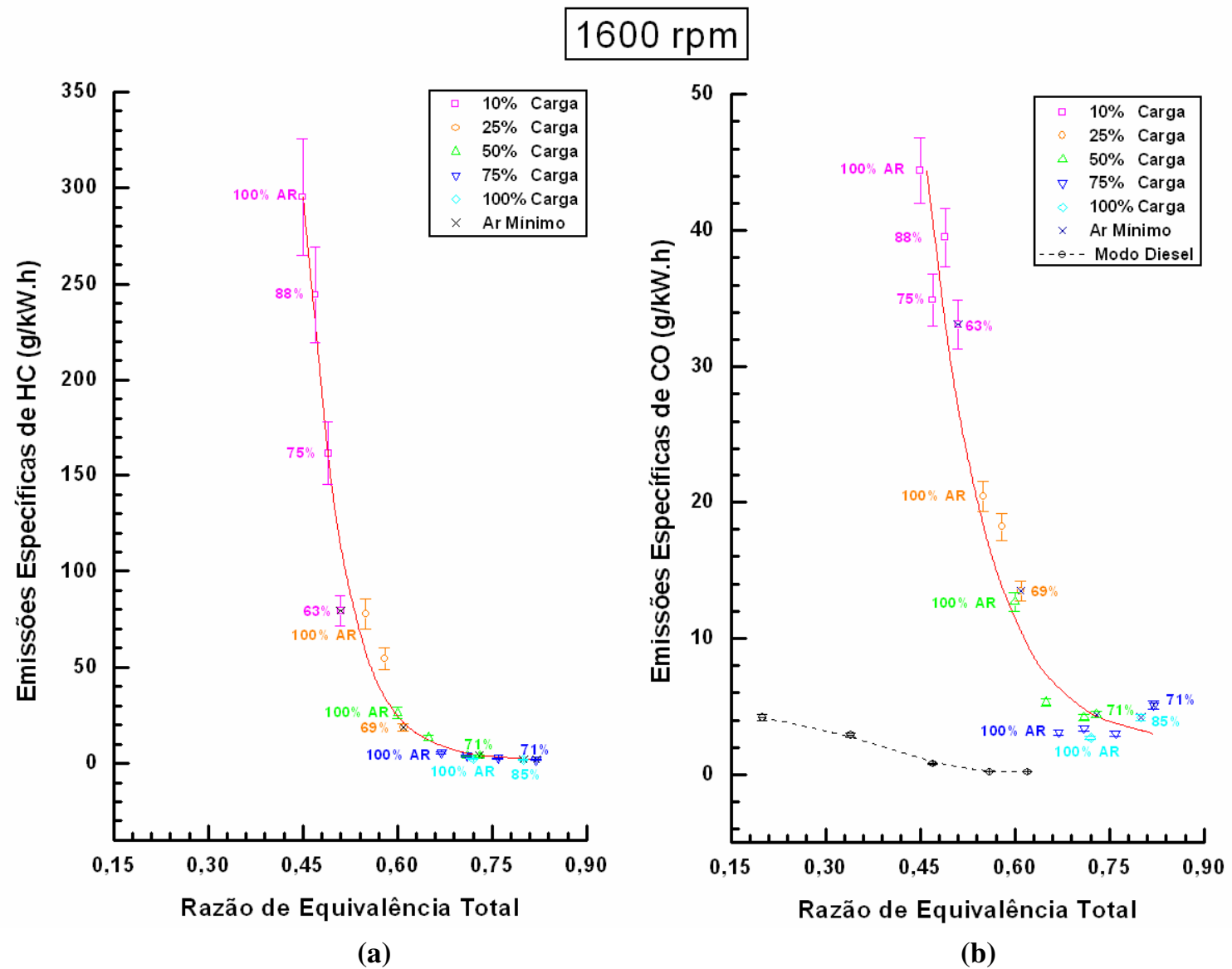


Figura 38 – Emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono com variação da razão de equivalência total, para diferentes cargas e restrições parciais do ar de admissão. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.

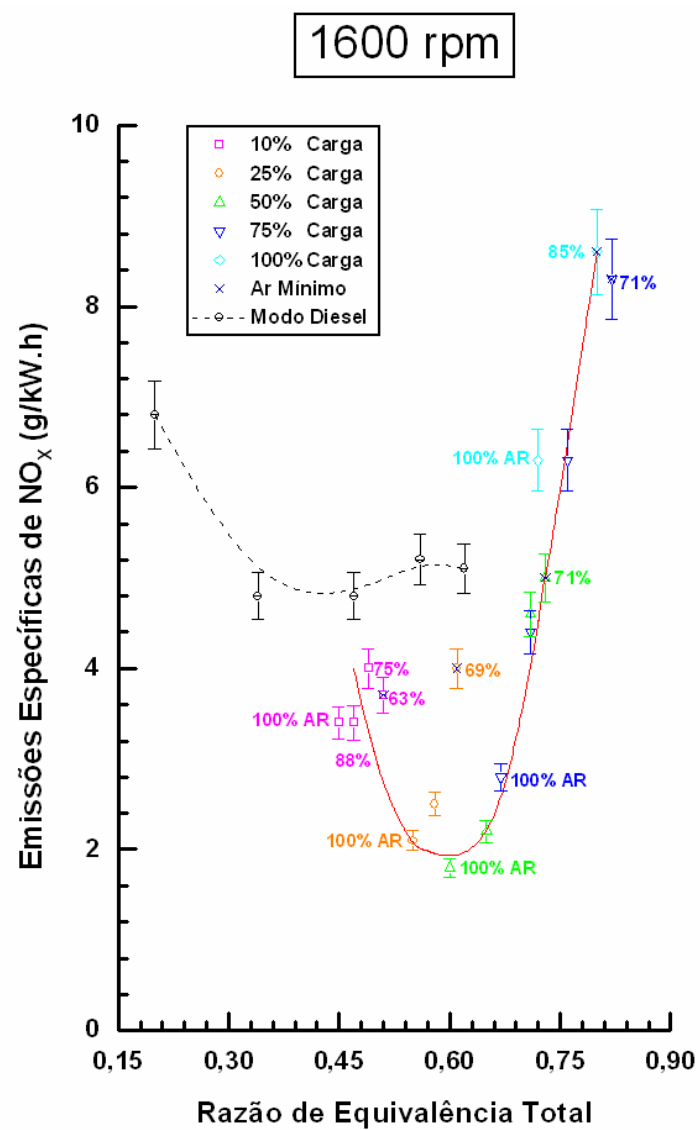


Figura 39 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio com variação da razão de equivalência total, para diferentes cargas e restrições parciais do ar de admissão. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.

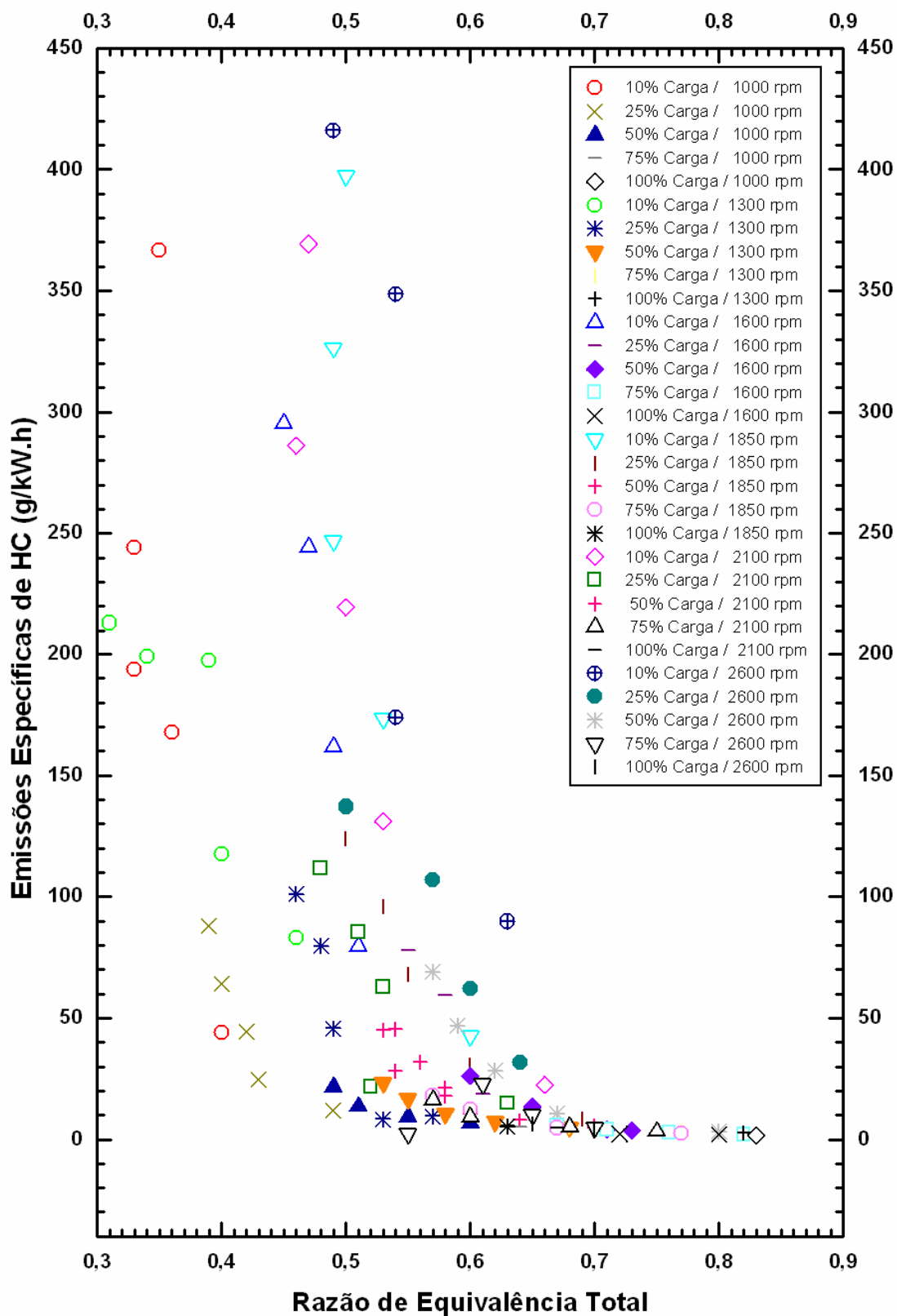


Figura 40 – Emissões específicas de HC com variação da razão de equivalência total (originadas pelas restrições parciais do ar de admissão), para diferentes cargas e rotações do motor. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.

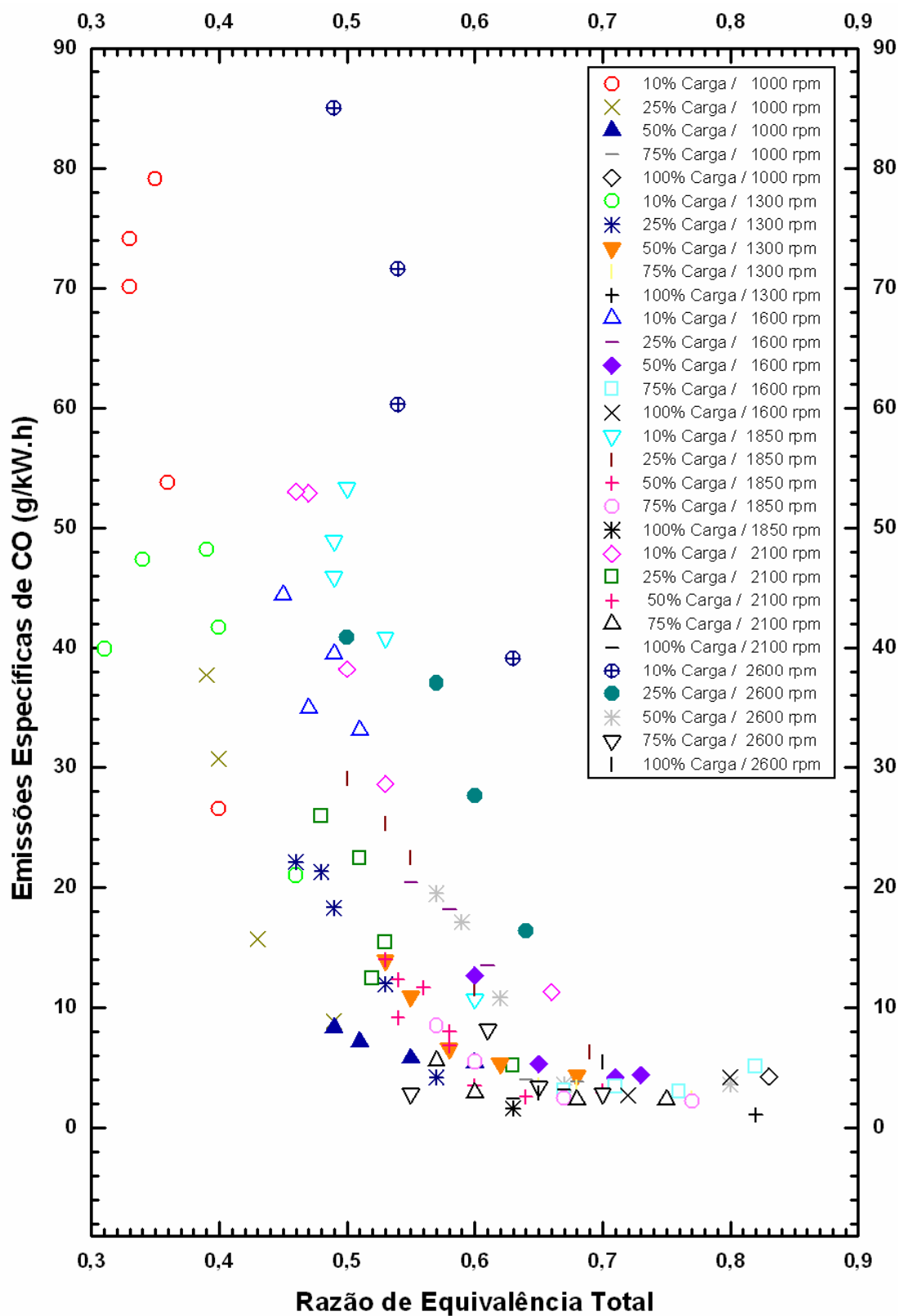


Figura 41 – Emissões específicas de CO com variação da razão de equivalência total (originadas pelas restrições parciais do ar de admissão), para diferentes cargas e rotações do motor. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.

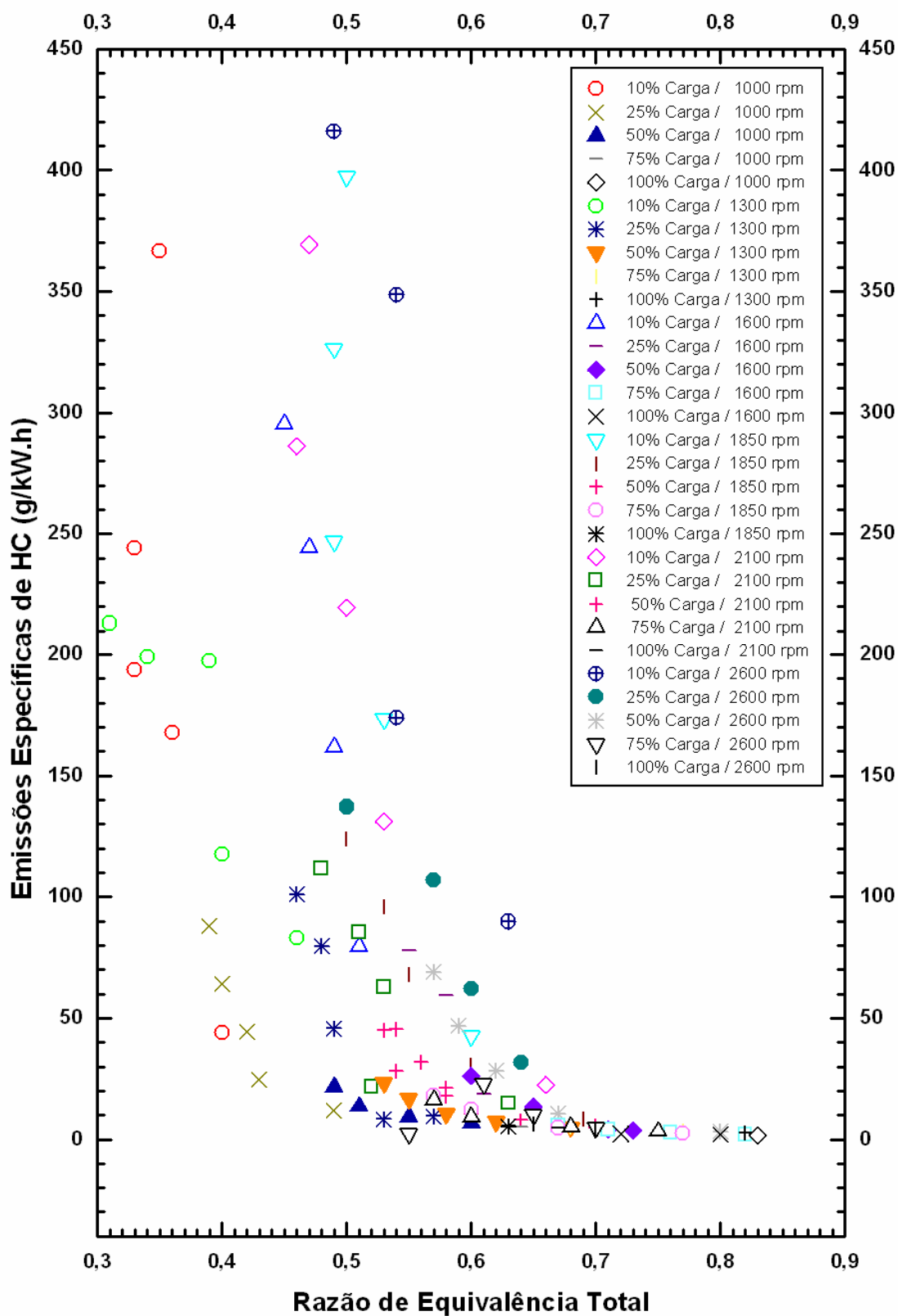


Figura 42 – Emissões específicas de NO_x com variação da razão de equivalência total (originadas pelas restrições parciais do ar de admissão), para diferentes cargas e rotações do motor. Operação Diesel-gás com máxima taxa de substituição.

6 Conclusões e Recomendações

De acordo com os resultados apresentados no capítulo anterior, chegaram-se às seguintes conclusões:

Emissões de CO e HC

Sobre a operação Diesel-gás sem restrição do ar, as emissões específicas de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC), são consideravelmente elevadas quando comparadas à operação Diesel. À medida que se aumenta a taxa de substituição, observa-se um crescimento nos índices destas emissões e, somente em altas cargas e máximas taxas, uma queda é observada.

Na operação Diesel-gás, o enriquecimento da mistura, através da restrição parcial do ar, causa uma queda notável nas emissões de CO e HC e, conseqüentemente, aumento no rendimento térmico. Porém, estes resultados são mais acentuados em baixas cargas, com a mínima vazão do ar e a máxima taxa de substituição.

Os níveis de CO e HC apresentam uma queda acentuada até a razão de equivalência alcançar um valor de 0,67. Acima deste valor, tipicamente em cargas superiores a 50% e com restrição da vazão do ar, estas emissões tornam-se praticamente inalteradas. As emissões de CO para razões superiores a 0,67 resultam em índices semelhantes aos obtidos em baixas cargas da operação Diesel tradicional.

Emissões de NO_x

Ao que se refere às emissões específicas de óxidos de nitrogênio (NO_x) na operação Diesel-gás sem restrição do ar, o nível destas é mais baixo quando comparado à operação Diesel tradicional. Porém, à plena carga, em baixas rotações e operando com máxima taxa de substituição, as emissões de óxidos de

nitrogênio são levadas a níveis superiores. Assim, o tempo de residência dos gases dentro do cilindro, maior em baixas rotações, seria um fator que contribui no acréscimo deste poluente.

A restrição parcial do ar acarreta certo aumento nas emissões de NO_x , tendendo a serem maiores em altas cargas. Por outro lado, em baixas cargas e certas rotações (onde a vazão de ar não é extremamente reduzida), os índices destes poluentes permanecem inferiores aos da operação Diesel.

Razões de equivalência acima de 0,67, nas quais encontraram-se as menores emissões de HC e CO, causam os maiores acréscimos das emissões de NO_x .

Emissões de MP

Como também é verificado, existe uma boa diminuição das emissões específicas do material particulado (MP) na operação Diesel-gás. Este efeito é, contudo, mais acentuado em altas cargas do motor e altas taxas de substituição.

A restrição parcial do ar origina um pequeno incremento do MP. Entretanto, estes começam a cair conforme aumenta a taxa de substituição, tornando-se insignificantes em máximas taxas. Já em mínima carga, a queda da vazão do ar gerou uma diminuição deste poluente.

Outras Observações

O motor Diesel-gás, operando com máxima taxa de substituição, inclusive com restrição parcial do ar de admissão, não aceitou misturas com razões de equivalência total acima de 0,83 da estequiométrica, e praticamente não trabalhou com razões inferiores a 0,3. Contudo, estes valores foram sempre superiores, em toda a faixa de operação, quando comparados ao modo Diesel.

A máxima redução do ar origina uma queda notável no valor da máxima taxa de substituição. Entretanto, este efeito é mais acentuado em altas cargas. Tal fato deve-se ao aumento do jato piloto Diesel, a fim de garantir a correspondente combustão adequada.

Em relação ao rendimento térmico, verificou-se que os aumentos alcançados através da redução do ar são alcançados acima de certo valor de taxa de substituição (entre 20% e 50%, para baixas cargas). Em plena carga, esta redução da vazão do ar acarreta rendimentos superiores à operação Diesel. Já em baixas cargas, foram alcançados os melhores ganhos, porém, estes ainda são inferiores aos verificados na operação Diesel.

Verificou-se que a eficiência volumétrica da operação Diesel é ligeiramente superior quando comparada à operação Diesel-gás sem restrição do ar. Tal efeito é, entretanto, superior em máxima carga e altas taxas de substituição, basicamente pelo maior deslocamento parcial do ar, devido ao gás natural.

A adição da borboleta de restrição parcial da vazão do ar, na versão Diesel-gás, é o principal fator limitador de seu desempenho, principalmente em baixas cargas (devido ao maior fechamento da borboleta). As menores eficiências volumétricas, em cargas baixas, originam as maiores reduções das emissões de CO e HC e, como era de se esperar, os maiores incrementos no rendimento térmico e temperatura de escape.

Cabe também destacar a contribuição do presente trabalho, no que diz respeito à redução parcial de um dos principais problemas envolvendo a combustão em motores Diesel-gás: a queima incompleta de misturas pobres em cargas baixas. Embora os resultados de emissões ainda sejam superiores aos encontrados na operação Diesel, estas foram notavelmente reduzidos.

Sugere-se que, em trabalhos futuros, para altas cargas do motor, seja evitada a redução excessiva da vazão do ar, a fim de prevenir um maior aumento nas emissões de óxidos de nitrogênio.

Também se recomenda que, especialmente em baixas cargas, sejam avaliados os efeitos do avanço da injeção do óleo Diesel, o pré-aquecimento da mistura e a recirculação parcial dos gases de escapamento (EGR), a fim de se estabelecer até que ponto estes métodos podem melhorar a redução das emissões obtidas (sobretudo as de CO e HC), sem diminuir o desempenho do motor.

O hidrocarboneto predominante na troposfera é o metano, considerado um gás de efeito estufa. Portanto, a fim de reduzir este efeito, se torna importante a redução das emissões de hidrocarbonetos totais na operação Diesel-gás.

Referencias Bibliográficas

Agarwal A. and Assanis, D.N. (1997); **Modeling the Effect of Natural Gas Composition on Ignition Delay Under Compression Ignition Conditions**; SAE Paper 971711.

Andrade, J. e Teixeira, P., (2003); **Emissões em Processos de Combustão**; Ed. UNESP; São Paulo, SP.

Badr, O. et al. (1999); **An Examination of the Flame Spread Limits in a Dual Fuel Engine**; Applied Thermal Engineering; 19; pp. 1071 – 1080.

Baukal, C. E. e Schwartz, R. E., 2001; **The John Zinc Combustion Handbook**; Ed. CRC Press LLC; Florida, N.W.

Bet, L. (1991); **Avaliação do Comportamento de um Motor Diesel, Refrigerado a Ar, Funcionando Como Motor Dual Diesel-GNC**; Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

Bhandari, K. et al. (2005); **Performance and emissions of natural gas Fuelled internal combustion engine: A review**; Journal of Scientific and Industrial Research; Vol. 64; pp. 333 – 338.

Braun, S. et al. (2003); **A poluição Gerada por Máquinas de Combustão Interna Movidas a Diesel – A questão dos Particulados. Estratégias atuais para a Redução e Controle das Emissões e Tendências Futuras**; Quim. Nova, Vol. 27; No. 3, pp. 472 – 482.

Casado, L.M. (2005); **Desenvolvimento de um Sistema de Alimentação de Combustível para Motores Diesel-Gás**; Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica; PUC-Rio; Rio de Janeiro, RJ.

Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental (2006); **“Emissão Veicular”**; Disponível na Internet no site: <http://www.cetesb.sp.gov.br>; acessado em 10/04/2006.

Composição Química e Física do Gás Natural (2004); Informação Disponibilizada pela Companhia Estadual de Gás (CEG).

De Oliveira, N. (2006); **Expansão das reservas de gás pode garantir abastecimento por até 30 anos**; Artigo Disponível na Internet no site: <http://www.gasnet.com.br>; acessado em 26/05/2006.

Dondero, L.Z. (2002); **Uso de Gás Natural em Veículos Leves e Mecanismo de Desenvolvimento Limpo no Contexto Brasileiro**; Tese de doutorado, Universidade de São Paulo, SP.

Fox W. Robert (1985); **Introdução a Mecânica dos Fluidos**; 3ª Edição, Ed. Guanabara, São Paulo, SP.

Fundação Estadual de Engenharia do Meio Ambiente (2006); **“Emissões por tipo de fonte na Região Metropolitana de Rio de Janeiro”**; Disponível na Internet no site: <http://www.feema.rj.gov.br>; acessado em 13/04/2006.

Heywood, J.B. (1988); **Internal Combustion Engine Fundamentals**; McGraw-Hill Book Co.; New York.

Ishida, A. et al. (2001); **The Development of the ECOS – DDF Natural Gas Engine for Medium – Duty Trucks: Exhaust Emission Reduction Against Base Diesel Engine**; JSAE Review; 22; pp. 237 – 243.

Jóvaj, M.S. y Malov, G.S. (1973); **Motores de Automóvil**; 1ª ed. Moscow, Editorial Mir; 533p.

Karim, G. A. (1980); **A Review of Combustion Processes in the Dual Fuel Engine–The Gas Diesel Engine**; Prog. Energy Combust. Sci.; Vol. 6; pp. 277 – 285.

Karim, G.A.; Klat, S.R.; Moore, N.P.W. (1966); **Know in Dual – Fuel Engines**; Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Internal Combustion Engines Group, 1966-1967.

Karim, G. A. (2003); **Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type**; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power; Vol. 125, pp. 827-836.

Karim, G.A. (2006); **Comunicação pessoal** em Maio de 2006.

Kouremenos, D.T. et al. (1999); **Experimental Investigation of the Effect of Fuel Composition on The Formation of Pollutants in Direct Injection Diesel Engines**; SAE Paper 1999-01-0527.

Kusaka, J. et al. (2000); **Combustion and Exhaust Gas Emission Characteristics of a Diesel Engine Dual – Fueled with Natural Gas**; JSAE Review; 21; pp. 489 – 496.

MacLean, H. L. and Lave, L. B. (2003); **Evaluating Automobile Fuel / Propulsion System Technologies**; Progress in Energy and Combustion Science; 29; pp. 1 – 69.

Mansour, C. et al. (2001); **Gas–Diesel (Dual–Fuel) Modeling in Diesel Engine Environment**; Int. J. Therm. Sci.; 40; pp. 409 – 424.

Mbarawa, M. et al. (2001); **Experiments and Modelling of Natural Gas Combustion Ignited by a Pilot Diesel Fuel Spray**; Int. J. Therm. Sci.; 40; pp. 927 – 936.

Ministério de Minas e Energia. Disponível na Internet no site: <http://www.mme.gov.br>, acessado em 26/05/2006.

National Renewable Energy Laboratory – NREL (2003); **Next Generation Natural gas Vehicle Program Phase I: Clean Air Power 0.5 g/hp-h NOx Engine Concept**; Final Report.

Norma NBR 14489 (2000); **Motor diesel – Análise e determinação dos gases e do material particulado emitidos por motores do ciclo diesel – Ciclo de 13 pontos**; ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.

Nunes, R. (1992); **Motores a Combustão Interna com Taxa de Compressão Variável – Uma Análise Teórica e Experimental**; Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica; PUC-Rio; Rio de Janeiro, RJ.

Nwafor, O.M.I. and Rice, G. (1994); **Combustion Characteristics and Performance of Natural Gas in High Speed Indirect Injection Diesel Engine**; Renewable Energy; Vol. 5; Part II; pp. 841 – 848.

Nwafor, O.M.I. (2000); **Effect of Choice of Pilot Fuel on the Performance of Natural Gas in Diesel Engines**; Renewable Energy; 21; pp. 495 – 504.

Obert, E.F. (1971); **Motores de Combustão Interna**; Trad. por Luiz Carraro. 2ª ed.; Porto Alegre; Ed. Globo; 618p.

Papagiannakis, R.G. and Hountalas, D.T. (2003); **Experimental Investigation Concerning the Effect of Natural Gas Percentage on Performance and Emissions of a DI Dual Fuel Diesel Engine**; Applied Thermal Engineering; 23; pp. 353 – 365.

Parise, J.A. (2005); PUC-Rio, Depto. Engenharia Mecânica; **Comunicação Pessoal.**

Pascoli, S. et al. (2001); **Natural Gas, Cars and the Environment. A (relatively) “Clean” and Cheap Fuel Looking for Users**; Ecological Economics; 38; pp. 179 – 189.

Pedrosa, O.A. (2005); **Curso de Engenharia de Gás Natural**; PUC-Rio, Notas de Aula No. 2.

Pereira, R. H.; Braga, S. L.; Valois, M. B. (2004); **Substituição Parcial do Óleo Diesel pelo Gás Natural em Motores – Atratividade da Tecnologia e sua Avaliação Experimental**; III Congresso Nacional de Engenharia Mecânica; Belém/PA.

Pereira, R.H. (2006); **Avaliação Experimental e Previsão do Desempenho de Motores Diesel Consumindo Gás Natural**; Tese de Doutorado; Departamento de Engenharia Mecânica; PUC-Rio; Rio de Janeiro, RJ.

Petrobras (1989); **Utilização do Gás Natural Comprimido em Motores Veiculares Aspirados do Ciclo Diesel**; Petrobras Distribuidora S/A – Gerencia de Produtos Químicos de Comercialização de Energéticos; 31p.

Rabl, A. (2002); **Environmental Benefits of Natural Gas for Buses**; Transportation Research; Part D7; pp. 391 – 405.

Rakopoulos, C.D. et al. (1995); **Analysis of Combustion and Pollutants Formation in a Direct Injection Diesel Engine Using a Multi-Zone Model**; Int. J. Energy Res. 19(1); pp. 63–88.

Selim, M.Y.E. (2003); **Sensitivity of Dual Fuel Engine Combustion and Knocking Limits to Gaseous Fuel Composition**; Energy Conversion and Management; Vol.44; pp. 707 – 721.

Shenghua, Liu et al. (2003); **Combustion Characteristics of Compressed Natural Gas/Diesel Dual Fuel Turbocharged Compressed Ignition Engine**; Proc. Instn Mech. Engrs; Vol. 217; Part D: J. Automobile Engineering; pp. 833 – 838.

Silveira, R. (1983); **Emissões de Poluentes por Motores de Combustão Interna Utilizando Etanol Hidratado e Gasolina como Combustíveis – Medidas e Métodos de Cálculo**; Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica; PUC-Rio; Rio de Janeiro, RJ.

Taylor, C.F. (1976); **Análise dos Motores de Combustão Interna**; Trad. por Mauro Ormeu C. Amorelli. 2a ed.; São Paulo, Edgar Blücher e Edusp.; Vols.1 e 2.

U.S. Environmental Protection Agency (2006); Disponível na Internet no site: www.epa.gov/; acessado em 10/04/2006.

Van Wylen, G.J. e Sonntag, R.E., (1995); **Fundamentos da Termodinâmica Classica**; Ed. Edgard Blücher LTDA, São Paulo, SP.

Vera, E. (1996); **Modelo de Simulação para um motor Diesel-Gás**; Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica; PUC-Rio; Rio de Janeiro, RJ.

Yang, V. et al. (1992); **Combustion of Liquid – Fuel Droplets in Supercritical Conditions**; Combustion and Flame; 89; pp. 299 – 319.

Apêndice A

Análise das Incertezas Experimentais

Análise da propagação de incerteza nos cálculos

Suponha que medições das variáveis independentes, x_1, x_2, \dots, x_n , que serão utilizadas para calcular algum resultado (R), sejam feitas no laboratório. A incerteza relativa a cada grandeza, medida independentemente, é estimada como u_i . Desejamos analisar como os erros nos x_i 's propagam-se no cálculo de R a partir dos valores medidos.

Em geral, R pode ser expresso matematicamente como $R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$. O efeito sobre R de um erro na medição de um x_i , individual, pode ser estimado por analogia com a derivada de uma função (Young, H.D., 1962; citado por Fox, W.R., 2004). Uma variação de, δx_i , em x_i causa uma variação δR_i em R ,

$$\delta R_i = \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \quad (A1)$$

A variação relativa em R é

$$\frac{\delta R_i}{R} = \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i = \frac{x_i}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} \frac{\delta x_i}{x_i} \quad (A2)$$

A equação (A.2) pode ser usada para estimar a incerteza relativa no resultado devido à incerteza em x_i . Introduzindo a notação de incerteza relativa, obtemos:

$$u_{R_i} = \frac{x_i}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} u_{x_i} \quad (A3)$$

Como podemos estimar a incerteza relativa em R causada pelos efeitos combinados das incertezas relativas em todos os x_i 's?

O erro aleatório em cada variável tem uma faixa de valores dentro do intervalo de incerteza. É improvável que todos os erros tenham valores adversos ao mesmo tempo.

Pode ser demonstrado (Kline, S.J. and McClintok, F.A., 1953) que a melhor representação para a incerteza relativa do resultado é:

$$u_R = \pm \left[\left(\frac{x_1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} u_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} u_{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} u_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A4)$$

Uma situação típica em trabalhos de engenharia é o experimento de “amostra única”, em que apenas uma medição é feita para cada ponto. Uma estimativa razoável da incerteza de medição devido ao erro aleatório em um experimento de amostra única é, geralmente, mais o menos a metade da menor divisão da escala (*a contagem ou leitura mínima*) do instrumento.

A.1 Incerteza na vazão mássica

A vazão mássica, seja de ar úmido ou gás natural, é calculada pelas equações (18), (24), (28) e (30):

$$\dot{m} = \dot{m}(C_d, d, \rho, \Delta P) = (cte.) \times C_d \times d^2 \times \sqrt{2 \times \rho \times \Delta P} \quad (A5)$$

As derivadas parciais são:

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial C_d} = (cte.) \times d^2 \times \sqrt{2 \times \rho \times \Delta P}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial d} = (cte.) \times C_d \times 2 \times d \times \sqrt{2 \times \rho \times \Delta P}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho} = (cte.) \times C_d \times d^2 \times \sqrt{2 \times \Delta P} \times \frac{1}{2} \times \rho^{-1/2}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial \Delta P} = (cte.) \times C_d \times d^2 \times \sqrt{2 \times \rho} \times \frac{1}{2} \times \Delta P^{-1/2}$$

Da equação (A.3) obtemos as incertezas relativas:

$$u_{\dot{m}, C_d} = \frac{\delta \dot{m}_{C_d}}{\dot{m}} = \frac{C_d}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial C_d} u_{C_d} = u_{C_d}$$

$$u_{\dot{m},d} = \frac{\delta \dot{m}_d}{\dot{m}} = \frac{d}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial d} u_d = 2u_d$$

$$u_{\dot{m},\rho} = \frac{\delta \dot{m}_\rho}{\dot{m}} = \frac{\rho}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho} u_\rho = \frac{1}{2} u_\rho$$

$$u_{\dot{m},\Delta P} = \frac{\delta \dot{m}_{\Delta P}}{\dot{m}} = \frac{\Delta P}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial \Delta P} u_{\Delta P} = \frac{1}{2} u_{\Delta P}$$

Da equação (A4), a incerteza relativa no cálculo da vazão é:

$$u_{\dot{m}} = \pm \left[\left(u_{C_d} \right)^2 + \left(2u_d \right)^2 + \left(\frac{u_\rho}{2} \right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta P}}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A6})$$

Para o termo referente ao C_d , Bean (1971) sugere adotar uma incerteza de $\pm 2\%$. O diâmetro foi medido com leitura mínima de 0,1 mm, assim, a incerteza relativa ao diâmetro é estimada como: $u_d = \pm \frac{0,05}{d}$.

Todos os modelos de transdutores utilizados para as medições de pressão, segundo informação do fabricante, têm incerteza relativa de $\pm 0.1\%$.

No que se refere à massa específica, a incerteza relativa é obtida da seguinte expressão:

$$\rho = \rho(P, R, T) = \frac{P}{R \times T}$$

Diferenciando e, introduzindo a incerteza relativa aos termopares ($\pm 0,75\%$) e desprezando a relativa à R , obtemos a equação para a incerteza relativa à densidade:

$$u_\rho = \pm \left[\left(u_P \right)^2 + \left(-u_T \right)^2 \right]^{1/2} = \pm \left[\left(\pm 0,001 \right)^2 + \left(\pm 0,0075 \right)^2 \right]^{1/2} = \pm 0,76\% \quad (\text{A7})$$

Logo, substituindo os termos parciais na equação (A6), obtemos a equação para o cálculo de incerteza da vazão do ar úmido ($u_{\dot{m}_{ar,u}}$) ou gás natural ($u_{\dot{m}_{gás}}$):

$$u_{\dot{m}} = \pm \left[\left(0,02 \right)^2 + \left(\frac{0,1}{d} \right)^2 + \left(0,0076 \right)^2 + \left(0,0005 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A8})$$

Para o caso do ar, o diâmetro do bocal utilizado foi de 40mm, assim, a incerteza relativa na medição do ar úmido será de $u_{\dot{m}_{ar,u}} = \pm 2,15\%$. Já para o gás natural, utilizando um bocal com diâmetro de 10 mm, a incerteza será de $u_{\dot{m}_{gás}} = \pm 2,36\%$. Portanto, estas incertezas encontradas são representativas, em ordem de grandeza, para toda a faixa de experimentos.

A.2 Incerteza na vazão de ar seco

A vazão mássica de ar seco é calculada pela equação (19):

$$\dot{m}_{ar,s} = \dot{m}_{ar,s}(\dot{m}_{ar,u}, w) = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{1+w} \quad (A9)$$

Diferenciando, obtemos:

$$d\dot{m}_{ar,s} = \frac{\partial \dot{m}_{ar,s}}{\partial \dot{m}_{ar,u}} d\dot{m}_{ar,u} + \frac{\partial \dot{m}_{ar,s}}{\partial w} dw$$

posto que:

$$\frac{\partial \dot{m}_{ar,s}}{\partial \dot{m}_{ar,u}} = \frac{1}{1+w} \quad \text{e} \quad \frac{\partial \dot{m}_{ar,s}}{\partial w} = -\frac{\dot{m}_{ar,u}}{(1+w)^2}$$

Logo, calculando as incertezas relativas:

$$u_{\dot{m}_{ar,s}, \dot{m}_{ar,u}} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,s}} \frac{\partial \dot{m}_{ar,s}}{\partial \dot{m}_{ar,u}} u_{\dot{m}_{ar,u}} = u_{\dot{m}_{ar,u}}$$

$$u_{\dot{m}_{ar,s}, w} = \frac{w}{\dot{m}_{ar,s}} \frac{\partial \dot{m}_{ar,s}}{\partial w} u_w = -\frac{w}{1+w} u_w$$

Da equação (A4), a incerteza relativa no cálculo da vazão de ar seco é:

$$u_{\dot{m}_{ar,s}} = \pm \left[\left(u_{\dot{m}_{ar,u}} \right)^2 + \left(-\frac{w}{1+w} u_w \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A10)$$

A incerteza relativa à vazão de ar úmido ($u_{\dot{m}_{ar,u}}$) é dada pela equação (A7) e a parcela referente à umidade absoluta (w) é obtida através da equação (22):

$$w = w(U_r, P_{sat}, P_{ar}) = \frac{0,622 \times \frac{U_r}{100} \times P_{sat}}{P_{ar} - \left(\frac{U_r}{100} \times P_{sat} \right)} \quad (A11)$$

Diferenciando e desprezando a incerteza relativa à P_{sat} , encontramos:

$$u_w = \pm \left[\left(\frac{P_{ar}}{P_{ar} - \left(\frac{U_r}{100} \times P_{sat} \right)} u_{U_r} \right)^2 + \left(- \frac{P_{ar}}{P_{ar} - \left(\frac{U_r}{100} \times P_{sat} \right)} u_{P_{ar}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Substituindo as incertezas relativas à umidade relativa ($\pm 2\%$) e da pressão barométrica ($\pm 0.1\%$) na equação (A12), tem-se:

$$u_w = \pm \left(\frac{0,145 P_{ar}}{P_{ar} - \left(\frac{U_r}{100} \times P_{sat} \right)} \right) \quad (A12)$$

Finalmente, substituindo a equação (A12) em (A10):

$$u_{\dot{m}_{ar,s}} = \pm \left\{ (0,0215)^2 + \left[- \frac{0,145 \times w \times P_{ar}}{(1+w) \left[P_{ar} - \left(\frac{U_r}{100} \times P_{sat} \right) \right]} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (A13)$$

A.3 Incerteza na taxa de substituição

A taxa de substituição é calculada pela equação (19):

$$TS = TS(\dot{m}_{D,O}, \dot{m}_D) = 100 \left(\frac{\dot{m}_{D,O} - \dot{m}_D}{\dot{m}_{D,O}} \right) \quad (A14)$$

Diferenciando:

$$dTS = \frac{\partial TS}{\partial \dot{m}_{D,O}} d\dot{m}_{D,O} + \frac{\partial TS}{\partial \dot{m}_D} d\dot{m}_D = \left(100 \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,O}^2} \right) d\dot{m}_{D,O} + \left(-\frac{100}{\dot{m}_{D,O}} \right) d\dot{m}_D$$

Então, as incertezas relativas serão:

$$u_{TS, \dot{m}_{D,O}} = \frac{\dot{m}_{D,O}}{TS} \frac{\partial TS}{\partial \dot{m}_{D,O}} u_{\dot{m}_{D,O}} = \frac{\dot{m}_D}{(\dot{m}_{D,O} - \dot{m}_D)} u_{\dot{m}_{D,O}}$$

$$u_{TS, \dot{m}_D} = \frac{\dot{m}_D}{TS} \frac{\partial TS}{\partial \dot{m}_D} u_{\dot{m}_D} = -\frac{\dot{m}_D}{(\dot{m}_{D,O} - \dot{m}_D)} u_{\dot{m}_D}$$

A incerteza da balança de combustível é $\pm 0,2\%$. Logo, da equação (A4), a incerteza relativa para o cálculo da taxa de substituição é:

$$u_{TS} = \pm \frac{0,0028 \dot{m}_D}{(\dot{m}_{D,O} - \dot{m}_D)} \quad (A15)$$

A.4 Incerteza na razão de equivalência total

Na **operação Diesel-gás**, a razão de equivalência total ($\phi_{D/g}$) é calculada pela equação (19):

$$\phi_{D/g} = \phi_{D/g}(\dot{m}_{ar,s}, \dot{m}_D, \dot{m}_{gás}) = \frac{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (A16)$$

Diferenciando (A16), obtemos:

$$\begin{aligned} d\phi_{D/g} &= \frac{\partial\phi_{D/g}}{\partial\dot{m}_{ar,s}} d\dot{m}_{ar,s} + \frac{\partial\phi_{D/g}}{\partial\dot{m}_D} d\dot{m}_D + \frac{\partial\phi_{D/g}}{\partial\dot{m}_{gás}} d\dot{m}_{gás} \\ &= \left(-\frac{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}^2} \right) d\dot{m}_{ar,s} + \left(\frac{14,99}{\dot{m}_{ar,s}} \right) d\dot{m}_D + \left(\frac{16,99}{\dot{m}_{ar,s}} \right) d\dot{m}_{gás} \end{aligned}$$

Logo, as incertezas relativas são:

$$\begin{aligned} u_{\phi_{D/g}, \dot{m}_{ar,s}} &= \frac{\dot{m}_{ar,s}}{\phi_{D/g}} \frac{\partial\phi_{D/g}}{\partial\dot{m}_{ar,s}} u_{\dot{m}_{ar,s}} = -u_{\dot{m}_{ar,s}} \\ u_{\phi_{D/g}, \dot{m}_D} &= \frac{\dot{m}_D}{\phi_{D/g}} \frac{\partial\phi_{D/g}}{\partial\dot{m}_D} u_{\dot{m}_D} = \frac{14,99 \times \dot{m}_D}{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}} u_{\dot{m}_D} \\ u_{\phi_{D/g}, \dot{m}_{gás}} &= \frac{\dot{m}_{gás}}{\phi_{D/g}} \frac{\partial\phi_{D/g}}{\partial\dot{m}_{gás}} u_{\dot{m}_{gás}} = \frac{16,99 \times \dot{m}_{gás}}{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}} u_{\dot{m}_{gás}} \end{aligned}$$

As incertezas relativas às vazões do gás natural, ar seco e Diesel ($u_{\dot{m}_{gás}}$, $u_{\dot{m}_{ar,s}}$, u_D) são determinadas pelas respectivas equações (A7), (A11) e (A13), assim, a partir da equação (A4), obtemos a expressão para o cálculo da incerteza relativa à razão de equivalência total:

$$u_{\phi_{D/g}} = \pm \left[\left(-u_{\dot{m}_{ar,s}} \right)^2 + \left(\frac{0,02998\dot{m}_D}{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}} \right)^2 + \left(\frac{0,400964\dot{m}_{gás}}{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A17)$$

De forma análoga, para a **operação Diesel puro**, da equação (43):

$$\phi_D = \phi_D(\dot{m}_{ar,s}, \dot{m}_D) = \frac{14,99 \times \dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (A18)$$

$$u_{\phi_D} = \pm \left[(0,002)^2 + \left(-u_{\dot{m}_{ar,s}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (A19)$$

A.5 Incertezas nas emissões específicas de CO, HC e NO_x

Na **operação Diesel-gás**, as emissões específicas de CO são calculadas pelas equações (47) a (53):

$$sCO = sCO(CO_{CONC,S}, \dot{m}_D, \dot{m}_{gás}, \dot{m}_{ar,s}, \dot{m}_{ar,u}, P) =$$

$$\left\{ P^{-1} \times 0,000966 \cdot CO_{CONC,S} \times \left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right] \right\}$$

(A20)

Diferenciando:

$$d(sCO) = \frac{\partial sCO}{\partial CO_{CONC,S}} dCO_{CONC,S} + \frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_D} d\dot{m}_D + \frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_{gás}} d\dot{m}_{gás} +$$

$$\frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_{ar,s}} d\dot{m}_{ar,s} + \frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_{ar,u}} d\dot{m}_{ar,u} + \frac{\partial sCO}{\partial P} dP$$

Logo, as incertezas relativas serão dadas por:

$$u_{sCO, CO_{CONC,S}} = \frac{CO_{CONC,S}}{sCO} \frac{\partial sCO}{\partial CO_{CONC,S}} u_{CO_{CONC,S}} = u_{CO_{CONC,S}}$$

$$u_{sCO, \dot{m}_D} = \frac{\dot{m}_D}{sCO} \frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_D} u_{\dot{m}_D} =$$

$$\left\{ \frac{\left[\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 1,85\dot{m}_{ar,u} - 3,7\dot{m}_D - 5,67\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right\} u_{\dot{m}_D}$$

$$u_{sCO, \dot{m}_{gás}} = \frac{\dot{m}_{gás}}{sCO} \frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_{gás}} u_{\dot{m}_{gás}} = \left\{ \frac{\left[\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 3,82\dot{m}_{ar,u} - 5,67\dot{m}_D - 7,64\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right\} u_{\dot{m}_{gás}}$$

$$u_{sCO, \dot{m}_{ar,s}} = \frac{\dot{m}_{ar,s}}{sCO} \frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_{ar,s}} u_{\dot{m}_{ar,s}} = \left\{ \frac{\left[\frac{1}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[1,85\dot{m}_D + 3,82\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right]} \right\} u_{\dot{m}_{ar,s}}$$

$$u_{sCO, \dot{m}_{ar,u}} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{sCO} \frac{\partial sCO}{\partial \dot{m}_{ar,u}} u_{\dot{m}_{ar,u}} = \left\{ \frac{\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás}} \right\} u_{\dot{m}_{ar,u}}$$

$$u_{sCO, P} = \frac{P}{sCO} \frac{\partial sCO}{\partial P} u_P = -u_P$$

Para o cálculo da incerteza relativa à potência, reescrevemos a equação (16) em unidades de kW:

$$P = P(T, N) = \frac{\pi}{30000} \times T \times N$$

A seguir, calculamos e introduzimos as incertezas do dinamômetro para as leituras do torque e rotação, isto é:

$$u_P = u_T + u_N = 0,002 + \frac{0,5}{N} \quad (A21)$$

Utilizando a equação (A4) e substituindo todos os termos das incertezas relativas (incluindo o valor de $\pm 5\%$ para as concentrações de CO), obtemos a incerteza parcial para as emissões específicas de monóxido de carbono, apresentada abaixo.

$$u_{sCO} = \pm \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{0,002 \left[\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 1,85\dot{m}_{ar,u} - 3,7\dot{m}_D - 5,67\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right]^2 + \\ & \left[\frac{0,0236 \left[\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 3,82\dot{m}_{ar,u} - 5,67\dot{m}_D - 7,64\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right]^2 + \\ & \left[\frac{\left[\frac{1}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[1,85\dot{m}_D + 3,82\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right]} u_{\dot{m}_{ar,s}} \right]^2 + \\ & \left[\frac{0,0215\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás}} \right]^2 + [0,05]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 \end{aligned} \right\}^{1/2} \quad (A22)$$

As incertezas relativas para as emissões específicas de HC e NO_x são obtidas de forma análoga aos cálculos da incerteza de CO, logo:

$$u_{sHC} = \pm \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{0,002 \left[\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 1,85\dot{m}_{ar,u} - 3,7\dot{m}_D - 5,67\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right]^2 + \\ & \left[\frac{0,0236 \left[\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 3,82\dot{m}_{ar,u} - 5,67\dot{m}_D - 7,64\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right]^2 + \\ & \left[\frac{\left[\frac{1}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[1,85\dot{m}_D + 3,82\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right]} u_{\dot{m}_{ar,s}} \right]^2 + \\ & \left[\frac{0,0215\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás}} \right]^2 + [0,1]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 \end{aligned} \right\}^{1/2} \quad (A23)$$

$$u_{sNO_x} = \pm \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{0,002 \left[\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 1,85\dot{m}_{ar,u} - 3,7\dot{m}_D - 5,67\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right]^2 + \\ & \left[\frac{0,0236 \left[\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 3,82\dot{m}_{ar,u} - 5,67\dot{m}_D - 7,64\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás} \right]} \right]^2 + \\ & \left[\frac{\left[\frac{1}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[1,85\dot{m}_D + 3,82\dot{m}_{gás} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right]} u_{\dot{m}_{ar,s}} \right]^2 + \\ & \left[\frac{0,0215\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D + \dot{m}_{gás}} \right]^2 + [0,05]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 \end{aligned} \right\}^{1/2} \quad (A24)$$

Repetindo o mesmo procedimento para a **operação Diesel** (identificado pelo subscrito D), obtemos as incertezas relativas às emissões específicas de CO, HC e NO_x :

$$u_{sCO_D} = \pm \left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{0,002 \left[\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 1,85\dot{m}_{ar,u} - 3,7\dot{m}_D \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D \right]} \right]^2 + \left[\frac{0,0215\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D} \right]^2 + \\ & \left[\frac{\left[\frac{1,85\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right]} u_{\dot{m}_{ar,s}} \right]^2 + [0,05]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 \end{aligned} \right\}^{1/2} \quad (A25)$$

$$u_{sHC_D} = \pm \left\{ \left[\frac{0,002 \left[\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 1,85\dot{m}_{ar,u} - 3,7\dot{m}_D \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D \right]} + \left[\frac{0,0215\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D} \right]^2 \right]^2 + \left[\frac{1,85\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right]^2 u_{\dot{m}_{ar,s}}^2 + [0,1]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (A26)$$

$$u_{sNOx_D} = \pm \left\{ \left[\frac{0,002 \left[\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right] \left[\dot{m}_{ar,s} - 1,85\dot{m}_{ar,u} - 3,7\dot{m}_D \right]}{\left[1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \right] \left[\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D \right]} + \left[\frac{0,0215\dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_D} \right]^2 \right]^2 + \left[\frac{1,85\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right]^2 u_{\dot{m}_{ar,s}}^2 + [0,05]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (A27)$$

A.6 Incertezas nas emissões específicas do material particulado

Na **operação Diesel-gás**, as emissões específicas de CO são calculadas pelas equações (47) a (53):

$$sMP = sMP(\rho_{MP}, \rho_{ar,u}, \dot{m}_{ar,u}, \dot{m}_D, \dot{m}_{gás}, P) = 10^{-3} \times P^{-1} \times \rho_{MP} \times \left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right] \quad (A28)$$

Diferenciando:

$$d(sMP) = \frac{\partial sMP}{\partial \rho_{MP}} d\rho_{MP} + \frac{\partial sMP}{\partial \rho_{ar,u}} d\rho_{ar,u} + \frac{\partial sMP}{\partial \dot{m}_{ar,u}} d\dot{m}_{ar,u} + \frac{\partial sMP}{\partial \dot{m}_D} d\dot{m}_D + \frac{\partial sMP}{\partial \dot{m}_{gás}} d\dot{m}_{gás} + \frac{\partial sMP}{\partial P} dP$$

Logo, considerando a mínima resolução na medição de MP (0.01 mg/m³), obtemos as seguintes incertezas relativas:

$$u_{sMP, \rho_{MP}} = \frac{\rho_{MP}}{sMP} \frac{\partial sMP}{\partial \rho_{MP}} u_{\rho_{MP}} = u_{\rho_{MP}} = \pm \frac{0,005}{\rho_{MP}}$$

$$u_{sMP, \rho_{ar,u}} = \frac{\rho_{ar,u}}{sMP} \frac{\partial sMP}{\partial \rho_{ar,u}} u_{\rho_{ar,u}} = - \frac{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} \right]}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right]} u_{\rho_{ar,u}}$$

$$u_{sMP, \dot{m}_{ar,u}} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{sMP} \frac{\partial sMP}{\partial \dot{m}_{ar,u}} u_{\dot{m}_{ar,u}} = \frac{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} \right]}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right]} u_{\dot{m}_{ar,u}}$$

$$u_{sMP, \dot{m}_D} = \frac{\dot{m}_D}{sMP} \frac{\partial sMP}{\partial \dot{m}_D} u_{\dot{m}_D} = \frac{0,77\dot{m}_D}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right]} u_{\dot{m}_D}$$

$$u_{sMP, \dot{m}_{gás}} = \frac{\dot{m}_{gás}}{sMP} \frac{\partial sMP}{\partial \dot{m}_{gás}} u_{\dot{m}_{gás}} = \frac{0,77\dot{m}_{gás}}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right]} u_{\dot{m}_{gás}}$$

$$u_{sMP, P} = \frac{P}{sMP} \frac{\partial sMP}{\partial P} u_P = -u_P = - \left[\frac{0,002}{T} + \frac{0,5}{N} \right]$$

Utilizando a equação (A4) e substituindo os termos das incertezas parciais, obtemos a incerteza parcial para as emissões específicas do material particulado:

$$u_{sMP} = \pm \left\{ \left[\frac{0,0228 \left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} \right]}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right]} \right]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 + \left[\frac{0,005}{\rho_{MP}} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (A29)$$

$$\left\{ \left[\frac{0,00154\dot{m}_D}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right]} \right]^2 + \left[\frac{0,018172\dot{m}_{gás}}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77(\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}) \right]} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

Para a **operação Diesel puro**, analogamente aos cálculos anteriores, tem-se:

$$u_{sMP_D} = \pm \left\{ \left[\frac{0,0228 \left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} \right]}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77\dot{m}_D \right]} \right]^2 + \left[0,002 + \frac{0,5}{N} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (A30)$$

$$\left\{ \left[\frac{0,005}{\rho_{MP}} \right]^2 + \left[\frac{0,00154\dot{m}_D}{\left[\frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77\dot{m}_D \right]} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

Apêndice B

Planilhas

Planilha de Ensaio do Motor MWM 4.10 TCA (1300 rpm)

Table with 25 columns: Torque, Rotação, Potência, Presão do ar no coletor de admissão, Consumo de ar úmido, Consumo de ar seco, Consumo de Diesel, Consumo de gás natural, Taxa de substituição, Razão de equivalência, Razão ar/gás, CO, NOx, HC, MP, Consumo específico, Rend. térmico, Eff. volumétrica, Temperatura gases de escape. Rows are categorized by load: 0% Carga, 10% Carga, 25% Carga, 50% Carga, 75% Carga, 100% Carga.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)