

# Análise Experimental de um Motor Diesel de Médio Porte em Operação Mono e Bicombustível

Dener Fachinelli dos Santos\*, Carlos Roberto Altafini\*, Giovanni Acordi Costa\*, Henrique Bracht Maino\* e Marcelo Godinho\*

## Resumo

Este trabalho tem por objetivo analisar o desempenho de um motor operando em modo mono combustível com óleo diesel (OD) e em modo bicombustível, utilizando como combustível primário o gás natural (GN) e como secundário, a injeção piloto de OD. No modo bicombustível de funcionamento, o GN é admitido junto com o ar de combustão, sendo a mistura comprimida e entra em combustão após a ignição do OD injetado. O motor estudado é de seis cilindros em linha, ciclo Diesel e turboalimentado. Os ensaios de desempenho (torque, potência, consumo específico de combustível e emissões gasosas) do motor mencionado foram realizados em um banco dinamométrico, cujo freio (*retarder*) é do tipo eletromagnético arrefecido a ar. Os dados obtidos dos ensaios foram corrigidos de acordo com a norma NBR ISO 3046/1. Um primeiro conjunto de ensaios foi realizado para avaliar o desempenho do motor operando somente com óleo OD. As tendências das curvas de torque, potência e consumo específico de combustível pela rotação do motor foram similares àquelas correspondentes do fabricante, mas, quantitativamente, os valores ficaram aquém. Os experimentos em modo bicombustível (OD-GNV) foram realizados a 1800 RPM e se conseguiu um percentual de substituição do óleo diesel de quase 73%, representando uma redução nos custos com combustíveis, especialmente de OD, de quase 29%. Com o maior percentual de substituição de OD também houve o maior rendimento térmico do motor (31,1%) em comparação ao modo OD100 (25,6%).

## Palavras-chave

Motor à combustão ignição por compressão; Operação em modo mono e bicombustível; Injeção piloto de óleo diesel.

# Experimental Analysis of a Medium-Sized Diesel Engine on Mono and Dual-Fuel Operation

## Abstract

This work aims to analyze the performance of an engine operating in mono fuel mode with diesel oil (DO) and in dual fuel mode using compressed natural gas (CNG) as primary fuel, and DO as secondary fuel in the form of a pilot injection. In the dual fuel operation mode, CNG intake is made with combustion air, being the mixture compressed and is ignited after the DO ignition. The engine studied is a six-cylinder, Diesel cycle, and is turbocharged. Performance tests (torque, power, fuel specific consumption and gas emissions) of the engine have been conducted on a dynamometer whose brake (*retarder*) is an electromagnetic type air-cooled. The data of the tests were corrected in accordance with ISO 3046/1 standard. A first set of tests was conducted to evaluate the performance of the engine operating only with diesel oil. The trends of torque, power and fuel specific consumption curves versus the engine speed were similar to those of the manufacturer, but quantitatively the values fell short. The experiments in dual fuel mode (DO-CNG) were conducted at 1800 RPM and achieved a percentage of diesel oil replacement of about 73%, representing a reduction in fuel costs, especially OD, of almost 29%. With the highest percentage of DO replacement was also the largest engine thermal efficiency (31.1%) compared to the DO100 mode (25.6%).

## Keywords

Combustion engine with compression ignition; Mono fuel and dual fuel operation; Diesel oil pilot injection.

## I. INTRODUÇÃO

A redução da dependência pelos combustíveis fósseis nas últimas décadas tem estimulado grande esforço pelo mundo afora, tanto no meio acadêmico, quanto no meio industrial na busca por soluções que cumpram esse objetivo, como também reduzam as emissões gasosas na atmosfera na combustão desses combustíveis. Nesse sentido, especial

atenção tem sido direcionada para o estudo do funcionamento dos motores de combustão interna (MCI) ciclo Otto e ciclo Diesel, com combustíveis alternativos no modo *flex* (como no Brasil é conhecido) ou no modo bicombustível (*dual fuel* do inglês), respectivamente. A diferença entre os dois modos de operação está na forma como os combustíveis são empregados no motor. Ou seja, no modo *flex*, os combustíveis (líquido ou gás) são usados

\*Centro de Ciências Exatas e da Tecnologia – Universidade de Caxias do Sul.

E-mails: craltafi@ucs.br, godinho99@gmail.com

Data de envio: 16/01/2016

Data de aceite: 06/03/2016

<http://dx.doi.org/10.18226/23185279.v4iss1p38>

alternadamente, enquanto que no modo bicomcombustível, os combustíveis são usados simultaneamente [(misturas homogêneas de diesel e biodiesel e de diesel e óleo vegetal *in natura*, e misturas separadas de óleo diesel (OD) e de gás natural (GN)]. Embora, nos motores *flex*, também se utiliza dois combustíveis líquidos como é o caso da própria gasolina comum comercializada hoje no Brasil (com 27% de etanol diluído na gasolina) e outras proporções de gasolina e de etanol que são possíveis de se usar: isso caracteriza o modo bicomcombustível de operação. Na concepção do modo bicomcombustível, o GN passa a ser o combustível primário, enquanto o OD passa a ser o combustível secundário, sendo substituído gradativamente pelo combustível gasoso.

Segundo Wei e Geng [1], o GN é injetado no coletor de admissão do motor onde se mistura uniformemente com o ar, que são introduzidos nos cilindros. A ignição da mistura combustível ar-GN se faz ao final da compressão pela injeção piloto de OD. Conforme os autores, a temperatura de auto-ignição do GN é em torno de 650 °C e a do OD fica entre 180 e 220 °C, de modo que durante a compressão da mistura ar-GN, a temperatura da câmara de combustão aumenta e supera àquela de auto-ignição do diesel, dando início à sua combustão e aumentando mais a temperatura da câmara, faz o GN entrar em combustão também. Isso se dá em uma posição do pistão no cilindro mais próxima do ponto morto superior (PMS). Outros autores [2]-[6] relatam a existência de dois momentos de elevação de pressão observados em diagramas de pressão versus ângulo de manivela, implicando na ocorrência dos dois processos de combustão mencionados antes.

A literatura [1], [2] e [6] descrevem diferentes técnicas que identificam o caminho do GN e outros gases combustíveis bio-derivados no interior do cilindro e fontes de ignição, além do modo convencional bicomcombustível de operação dos MCI ignição por compressão (ICO). Ou seja, os dois outros métodos principais de uso dos gases combustíveis nos motores diesel são os seguintes: injeção direta do gás a alta pressão no cilindro após a injeção piloto de OD quase ao final do curso de compressão, sendo que a combustão desse último é a fonte de ignição do combustível gasoso; injeção direta do gás a alta pressão no cilindro próximo ao PMS com a fonte de ignição fornecida por uma vela incandescente. O segundo método não deixa de ser uma otolização do motor diesel para operar com combustíveis gasosos, em que a vela incandescente seria substituída por uma vela de centelhamento. Entretanto, os métodos citados requerem sistemas eletrônicos apropriados para o gerenciamento da injeção dos combustíveis utilizados e que hoje já estão disponibilizados comercialmente por várias empresas [7].

As revisões [2] e [3] e o estudo desenvolvido em [8] elencam os principais fatores relacionados aos parâmetros operacionais e de projeto do motor que apresentam um importante papel no seu desempenho operando em modo bicomcombustível: magnitude da carga e da velocidade, ponto de injeção do OD e sua quantidade, taxa de compressão, condições de entrada na admissão (especialmente relacionadas à recirculação dos gases de descarga do motor – *exhaust gas recirculation* - EGR) e composição do gás combustível.

Importantes estudos foram realizados com motores de 4 e 6 cilindros operando em modo bicomcombustível. Em [9] são reportados resultados obtidos com um motor de 4 cilindros

ensaiado em dinamômetro, com o qual não foi conseguido elevadas taxas de substituição de OD por GN (a parcela remanescente de OD consumido é o que se denomina de injeção piloto) em cargas baixas. Todavia, para a faixa de carga próxima a 70%, o rendimento térmico teve diminuição com a elevação do percentual de substituição. Referente às emissões, os autores observaram que o material particulado, os óxidos de nitrogênio e a opacidade diminuem com o aumento da taxa de substituição, sendo que para uma mesma faixa de carga do motor, a diminuição do rendimento térmico conduziu a um aumento da temperatura dos gases de descarga.

Egúsqüiza [10], empregando também um motor de 4 cilindros, operando em modo bicomcombustível em freio dinamométrico, verificou potências mais altas que no modo mono combustível, ou seja, somente com óleo diesel (OD100). O autor afirma que a razão de equivalência foi maior no modo bicomcombustível em taxas de substituição superiores a 75%, uma vez que o GN passou a ocupar parte do ar aspirado no modo OD100. Com relação às emissões gasosas, o autor observou que o monóxido de carbono (CO) foi quase sempre maior no modo OD-GN em cargas altas e taxas de substituição maiores que 75%. Resultados similares foram também constatados para as emissões de hidrocarbonetos (HC) não combustos. Efeitos contrários foram observados nas emissões dos óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>), cuja formação é favorecida pelas maiores temperaturas de combustão e concentrações de O<sub>2</sub>.

Uma investigação experimental foi desenvolvida em [11] com um motor de 4 cilindros ciclo Diesel turboalimentado para estudar as emissões e desempenho de combustão, utilizando biodiesel-biogás. A injeção de biogás ocorreu por dois injetores controlados eletronicamente e instalados no coletor de admissão do motor após o compressor. A baixas cargas, o pico de pressão e de calor liberado obtidos em modo biodiesel-biogás foram ligeiramente menores comparados ao modo OD-biogás. A 60% de carga, a combustão biodiesel-biogás obteve valores de pico de pressão, taxa de rejeição de calor e de pressão média efetiva, ligeiramente superior daqueles na operação em modo OD 100. Ainda, as emissões de NO<sub>x</sub> foram significativamente menores nos dois modos de operação bicomcombustível usados e em todas as condições de carga ensaiadas.

Em [6] é estudado um motor de 6 cilindros similar ao analisado no trabalho aqui apresentado e que também não possui sistema de resfriamento do ar após o turbocompressor. A taxa de substituição de OD por GN variou de 25 a 53% nas rotações de 1000, 1200 e 2200 RPM, sendo averiguados os efeitos das injeções de GN antes e após o compressor. Nesse trabalho foi observado que em baixas cargas do motor, o consumo de GN é praticamente igual para sua injeção antes ou após o compressor. Contudo, para altas cargas, o consumo de GN foi um pouco menor, sugerindo que nessas condições de operação o motor tenha apresentado melhoria na sua eficiência volumétrica.

Para entender melhor o efeito da combustão e emissões da injeção piloto de OD, característico dos motores bicomcombustíveis, um estudo detalhado foi conduzido em [12] para avaliar o ponto de injeção em um motor diesel eletrônico de 6 cilindros com *intercooler* em operações de carga leves. O ponto de injeção de OD foi controlado ao longo de uma gama muito ampla, sendo o ponto de injeção de GN feita após uma borboleta instalada no coletor de

admissão do motor e após o *intercooler*. Em uma configuração do modo de autoignição em dois estágios, os autores conseguiram simultaneamente um bom rendimento térmico do motor (35%) e baixas emissões:  $\text{NO}_x$  menor que 60 ppm (partes por milhão) e HC de 0,4%; com o ponto de injeção a 42,5° antes do PMS.

No trabalho apresentado em [13] com o mesmo motor utilizado em [11], os autores conceberam um método efetivo para analisar o processo de combustão na operação em modo bicombustível OD-GN em baixas cargas. Para tanto, foram definidos dois indicadores quantitativos: um baseado no sequenciamento de tempos em que ocorre a combustão do OD e do GN; e outro baseado na taxa de calor liberada nos processos de combustão dos mesmos. Com base em um dos modos de combustão definidos, adiantando significativamente o ponto de injeção do OD, usando grande taxa de EGR e aumentando apropriadamente a razão de equivalência ar-GN, foi possível efetivamente reduzir as emissões de HC e melhorar o rendimento térmico do motor a baixas cargas com relativamente altas taxas de substituição de OD por GN.

Costa [14] realizou experimentos em um grupo motor-gerador, operando em modo mono combustível OD100 e bicombustível OD-GN. O motor utilizado foi de 6 cilindros, turboalimentado e bomba injetora convencional, sendo que as taxas de substituição de OD por GN variaram de 78,7 % até 88,5 %. Em termos de emissões, o motor apresentou maiores teores de CO, operando em modo bicombustível do que em modo mono combustível. Já as emissões de  $\text{NO}_x$  foram menores na operação bicombustível até médias cargas em comparação ao modo mono combustível. Porém, em altas cargas, as emissões de  $\text{NO}_x$  foram maiores na operação OD-GN em relação à operação OD100.

Muitos outros experimentos foram realizados em motores diesel 4 tempos, monocilíndricos em modo bicombustível. Rao et al. [15] realizaram ensaios em dinamômetro com um motor de 5,2 kW no modo OD-GLP com percentuais de substituição entre 10 e 50%, sendo que houve acréscimo do rendimento térmico do motor em todas as faixas de carga junto com o percentual de substituição. O consumo específico de combustível foi menor quando o motor operou em modo OD100 em cargas baixas. Entretanto, em cargas elevadas, o consumo específico de combustível foi menor em modo bicombustível, sendo também menor a opacidade dos gases de escape.

Tendências de resultados semelhantes aos já mencionados nesse estado da arte são também identificados nos seguintes trabalhos: Papagiannakis e Hountalas [16] em que avaliaram experimentalmente um motor monocilíndrico de 476 cm<sup>3</sup>, refrigerado a ar, injeção direta; Papagiannakis et al. [17] avaliando o mesmo motor; Correia [18] analisou um motor monocilíndrico de 435 cm<sup>3</sup>, operando em modo bicombustível OD-GLP; já Camargo [19], Altafini et al. [21] e Rosa [22] trabalharam com motores semelhantes de 668 cm<sup>3</sup> em modo bicombustível OD-GN.

Nesse artigo é avaliado o desempenho de um motor MWM de 6 cilindros com injeção mecânica, operando no modo mono combustível com óleo diesel, contendo 7% em volume de biodiesel (porém, aqui denotado por OD100), conforme disponível nos postos de combustíveis, e no modo bicombustível óleo diesel-gás natural (OD-GN) em um dinamômetro elétrico tipo *retarder*.

## II. MATERIAIS E MÉTODOS

A análise apresentada nesse artigo baseou-se totalmente na experimentação em banco dinamométrico para avaliar o desempenho do motor (torque, potência e consumo específico dos combustíveis usados) nos modos mono e bicombustível, sendo também verificadas as emissões gasosas emitidas pelo motor. No modo bicombustível adotado, com a injeção do GN na admissão do compressor do turbo, praticamente nenhuma alteração foi feita no motor, sendo o controle do débito de OD realizada através de um parafuso na bomba injetora, próprio para essa função. No modo mono combustível OD100, comparou-se os resultados de desempenho do motor com aqueles fornecidos pelo fabricante e, no modo bicombustível, foram realizados experimentos na rotação de 1800 RPM, simulando uma condição de operação em grupo motor-gerador.

O motor analisado é da marca MWM, modelo Sprint 6.07T – GMT400, ICO, 6 cilindros em linha (4,2 L), turboalimentado, sem *intercooler*, taxa de compressão de 17,8:1 e refrigerado a água por um radiador e ventilador axial. O motor é acoplado a um dinamômetro elétrico através de dois acoplamentos flexíveis da marca Antares, modelo AT70.

O dinamômetro disponível no Laboratório de Motores da Universidade de Caxias do Sul é do tipo *retarder* axial muito utilizado para frenagem opcional de caminhões, sendo da marca Telma, modelo AC60–61, código CF23, torque até 900 N·m. Esse equipamento funciona eletricamente e é resfriado a ar por duas ventoinhas que fazem parte do mesmo, diferentemente da maioria dos dinamômetros que são refrigerados a água. Portanto, a sala do dinamômetro é devidamente provida de um sistema de exaustão, que faz a circulação de grande volume de ar externo pelo ambiente para dissipar o calor gerado pelo sistema durante a operação. O dinamômetro é montado sobre mancais que o deixam solto ligado, porém, em uma célula de carga por um braço de alavanca de 500 mm. A célula de carga utilizada é da marca Aeph, tipo “S” de 200 kg e com 5000 divisões, ou seja, com uma resolução de 0,04 kg. A potência despendida pelo motor para manter as duas ventoinhas de refrigeração girando é levada em consideração no programa supervisor do sistema dinamométrico para a medida de torque e potência do motor. Externamente, na parte traseira do dinamômetro, é montada uma roda dentada de 32 dentes e um sensor eletromagnético para a medida de rotação do conjunto. A figura 1 ilustra a montagem do motor acoplado ao banco dinamométrico.

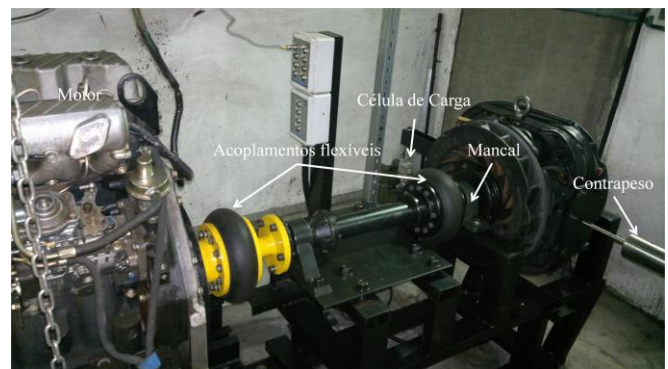


Fig. 1: Motor acoplado ao freio dinamométrico

Os parâmetros utilizados para avaliar o desempenho do motor foram a rotação, o torque, a potência e o consumo de combustível. A coleta de dados é realizada através de um supervisor (software que coleta os dados medidos pelo dinamômetro) com o motor operando nas diversas condições de carga. As coletas de dados são feitas a cada 1 segundo, gerando planilhas em extensão “csv”, que podem ser lidas pelo programa Excel®, por exemplo. A figura 2 ilustra uma tela do supervisor utilizado para comando e coleta de dados do sistema dinamométrico. É importante destacar que em termos de coleta de consumo de combustível, o supervisor está programado para só coletar o consumo de OD.



Fig. 2: Supervisor de comando e coleta de dados do dinamômetro

A figura 3 mostra o sistema de medida de consumo de OD, o qual é composto por um reservatório de 10 L, mantido suspenso por uma célula de carga de 25 kg e com um termopar tipo “K” para a medida de temperatura do diesel.



Fig. 3: Sistema de medição do consumo de OD

A figura 4 mostra um esquema da bancada experimental com seus principais componentes.

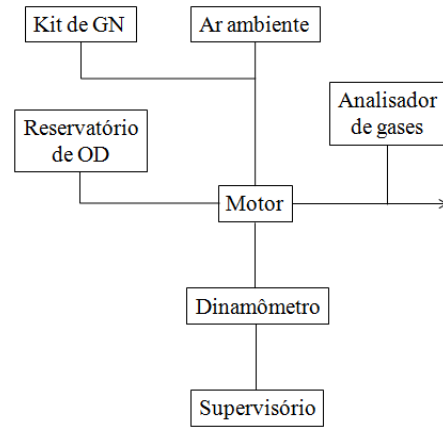


Fig. 4: Esquema experimental

O kit de GN é usado quando o motor opera em modo bicomcombustível e fazem parte desse kit os seguintes elementos: cilindro com capacidade para 30 L, pressão de até 220 bar e com tomada de abastecimento; válvula redutora de pressão; rotâmetro; manômetro; tanque pulmão de 50 L; válvula dosadora; e mesclador (válvula tipo Venturi). A válvula redutora de pressão é responsável em reduzir a pressão do gás aproximadamente à pressão atmosférica, já a válvula dosadora é responsável em liberar o gás para o motor. O rotâmetro é utilizado para medir a vazão do gás, sendo utilizados dois nos experimentos, ambos da marca OMEL, modelo “T”, constituídos de um tubo de vidro e um flutuador, com escalas: um deles de 0 a 5 Nm<sup>3</sup>/h (normal metro cúbico por hora), com resolução de 0,1 Nm<sup>3</sup>/h e outro de 0 a 40 Nm<sup>3</sup>/h, com resolução de 0,5 Nm<sup>3</sup>/h. Cada um deles foi instalado entre a válvula redutora de pressão e o tanque pulmão para evitar a oscilação do flutuador induzida pelo funcionamento alternativo do motor. Na figura 5 é apresentado o esquema de montagem do kit de gás natural.

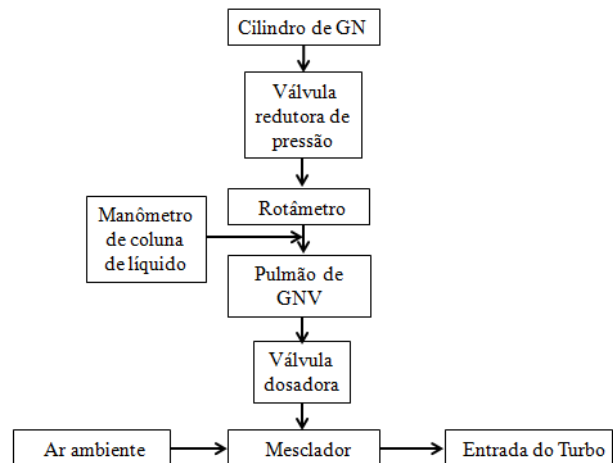


Fig. 5: Kit de gás natural

Para análise dos parâmetros de combustão foi utilizado um analisador de gases portátil marca Eurothron, modelo GreenLine 8000. Das amostras de gases de combustão coletadas na descarga do motor (a aproximadamente 1,20 m do coletor de descarga do motor), o analisador mede os percentuais de O<sub>2</sub> e de CO<sub>2</sub>, as concentrações em ppm de CO, SO<sub>2</sub> e de NO<sub>x</sub>, o fator λ (excesso de ar), o rendimento de combustão e a temperatura dos gases quentes.

Os valores das propriedades do OD são reportados na

tabela 1 e se baseiam em uma análise feita pelo Instituto Nacional de Tecnologia – INT do Rio de Janeiro para uma amostra contendo um teor de enxofre semelhante ao óleo diesel S500.

Tab. 1: Propriedades adotadas para o óleo diesel

| Propriedade                    | Unidade           | Valor |
|--------------------------------|-------------------|-------|
| Teor de enxofre                | ppm               | 388,4 |
| Massa específica a 20 °C       | kg/m <sup>3</sup> | 856,2 |
| Ponto de fulgor                | °C                | 51,0  |
| Viscosidade cinemática a 40 °C | cSt               | 3,022 |
| Índice de cetano calculado     | —                 | 45    |
| Poder Calor Superior – PCS     | kJ/kg             | 44286 |
| Poder Calor Inferior – PCI     | kJ/kg             | 41759 |

Para o GN são consideradas a composição e valores de algumas propriedades fornecidas nos relatórios que acompanham a fatura de consumo do energético às empresas consumidoras. Os relatórios são elaborados pela empresa Transportadora Brasileira Gasoduto Brasil-Bolívia S.A. Os valores médios da composição volumétrica do GN são os seguintes: CH<sub>4</sub>=89,40%; C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>=5,93%; C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>=1,64%; C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>=0,90%; N<sub>2</sub>=0,71%; e CO<sub>2</sub>=1,43%. Os valores médios das principais propriedades são: PCS=39750 kJ/Nm<sup>3</sup>; PCI=35946 kJ/Nm<sup>3</sup>; e densidade=0,631.

Através do supervisor do dinamômetro (figura 2) se ativa e se desativa a sua operação, se impõe carga sobre o motor e se comanda a aceleração e desaceleração do motor. Essa última ação é feita por um motor de passo conectado por cabo à bomba injetora, sendo o motor de passo também comandado pelo supervisor. Portanto, durante os experimentos se tem controle sobre a carga imposta sobre o motor pelo dinamômetro a dada rotação, o que determinará o torque, a potência e o consumo de OD desenvolvidos pelo motor.

Cada experimento é iniciado com o dinamômetro desativado (bobinas eletromagnéticas) e com o motor em rotação de marcha lenta (cerca de 700 RPM), movimentando todo o conjunto girante do sistema externo a ele (eixos, acoplamentos e ventoinhas de arrefecimento do freio). O sistema é mantido assim por alguns minutos, sendo a rotação gradativamente elevada, mas o freio (bobinas) ainda desativado, de modo que a temperatura do motor se eleve também gradualmente. Os ensaios se iniciam quando a temperatura da água de refrigeração do motor (medida por um termopar tipo “K” instalado junto à mangueira superior do radiador) atingir 85 °C. Nesse momento o freio é ativado, buscando-se a carga máxima para cada rotação do conjunto desejada, o que determinará o torque máximo para essa rotação. Para cada condição de carga-rotação, procurou-se mantê-la constante pelo menos por um tempo de 60 s, sendo os dados registrados pelo supervisor. Como a coleta de dados é feita a cada 1 s, tem-se pelo menos 60 medições para cada parâmetro de desempenho, sendo apresentados os valores médios. A faixa de rotação de trabalho do motor estudado foi de 1200 RPM a 3600 RPM, levantando-se seus parâmetros de desempenho na operação em modo mono combustível OD100. Para o modo bicombustível OD-GN foi empregado o mesmo procedimento só que para a rotação de 1800 RPM apenas.

Devido às diferenças de pressão do ar atmosférico, sempre que um motor operar em altitudes elevadas, a quantidade de ar diminui e a de combustível se mantém,

tornando a mistura rica e causando uma combustão incompleta. Por isso, após a obtenção dos dados foi necessário corrigir os mesmos para a condição de referência padrão: pressão barométrica de 100 kPa, temperatura do ar de 298 K e umidade relativa de 30%; parâmetros medidos pelo supervisor do sistema (figura 2). Os valores e cálculos para essa correção dos dados são regidos pela norma NBR ISO 3046/1. Essa norma especifica a condição padrão de referência e os métodos de declaração de potência e consumo específico de combustível. O método de correção especificado na norma resume-se na determinação dos fatores de ajustes do torque, da potência e do consumo específico de combustível. No modo mono combustível o cálculo do consumo específico de combustível foi realizado através da Equação (1).

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{P} \quad (1)$$

onde  $CEC$  é o consumo específico de combustível em g/kWh,  $\dot{m}$  é o consumo de combustível em kg/h e  $P$  é a potência ativa em kW.

Com base no consumo específico no modo mono combustível atrelado ao consumo equivalente total, encontra-se o percentual de substituição de combustível líquido por gasoso, através da Equação (2).

$$\%S = \left( \frac{\dot{m}_{OD,mono} - \dot{m}_{OD,bi}}{\dot{m}_{OD,mono}} \right) \cdot 100 \quad (2)$$

onde  $\%S$  é o percentual de substituição de OD por GN,  $\dot{m}_{OD,mono}$  é o consumo mássico de OD em modo mono combustível de operação (OD100) e  $\dot{m}_{OD,bi}$  é o consumo mássico de OD em modo bicombustível.

O rendimento térmico do motor em sua operação em modo OD100 ( $\eta_{OD100}$ ) é calculado pela Equação (3).

$$\eta_{OD100} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{CE_{OD} \cdot PCS_{OD}} \quad (3)$$

onde  $CE_{OD}$  é o consumo específico de OD no modo monocombustível expresso em g/kWh e  $PCS_{OD}$  é o poder calorífico superior do OD em kJ/kg.

Já o rendimento térmico do motor operando em modo bicombustível OD-GN ( $\eta_{OD-GN}$ ) é dado pela Equação (4).

$$\eta_{OD-GN} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{CE_{OD} \cdot PCS_{OD} + CE_{GN} \cdot PCS_{GN}} \quad (4)$$

sendo  $CE_{GN}$  o consumo específico de GN expresso em L/kWh e  $PCS_{GN}$ , o poder calorífico do GN expresso em kJ/Nm<sup>3</sup>.

### III. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados dos experimentos são apresentados em separado na sequência para o modo de operação mono combustível (OD100) e, posteriormente, para o modo bicombustível.

a. Resultados de desempenho para OD100

As curvas de torque, potência e de consumo específico de OD do motor fornecidas pelo fabricante são mostradas na figura 6, na qual se observa que os valores de máximo torque é de 42,5 daN·m a 2000 RPM, a potência máxima é de 123 kW a 3600 RPM e o consumo específico de OD mínimo é de 213 g/kWh a 2000 RPM. O rendimento térmico máximo [Eq. (3)] ocorre na condição de mínimo valor do  $CE_{OD}$ , sendo, portanto, nessa condição de 38,2%. Para cada tomada de dados, são medidos os valores das condições ambientais da sala de testes e obtidos os fatores de correção, segundo norma NBR ISO 3046. Seguindo os procedimentos mencionados na seção anterior, os ensaios foram efetuados para rotações entre 1200 a 3600 RPM, de 200 em 200 RPM. O valor médio do fator de correção para o torque e para a potência foi de 1,054, já o fator de correção médio para o consumo específico de combustível foi de 0,998. A partir dos desvios padrões calculados das medições de rotação, torque e potência obtidas, foram determinadas as variações percentuais por conjunto de medidas referente a cada condição de carga. Os valores médios das variações percentuais foram:  $\pm 2,1\%$  para a rotação;  $\pm 2,1\%$  para o torque; e  $\pm 2,7\%$  para a potência; valores esses considerados razoavelmente aceitáveis.

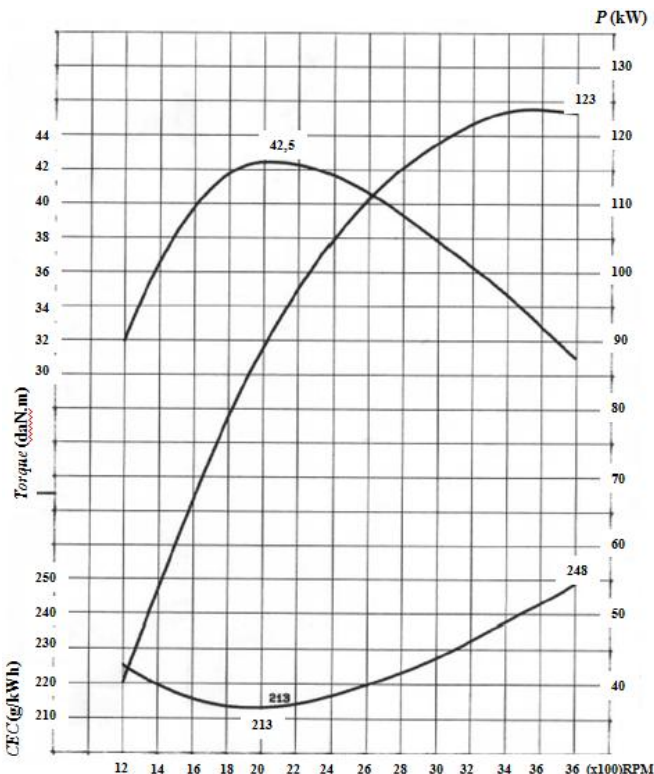


Fig. 6: Curvas do motor em estudo conforme fabricante

Na figura 7 é mostrada a curva de torque original do motor reproduzida da figura 6, os pontos representativos dos valores médios obtidos nos experimentos e uma linha de tendência ajustada para os dados obtidos (polinomial de ordem 2), que pelo valor do coeficiente de determinação ( $R^2$ ) mostrado, indica uma razoável pequena dispersão dos pontos. Na figura 7 são também identificados os valores máximos de torque obtidos.

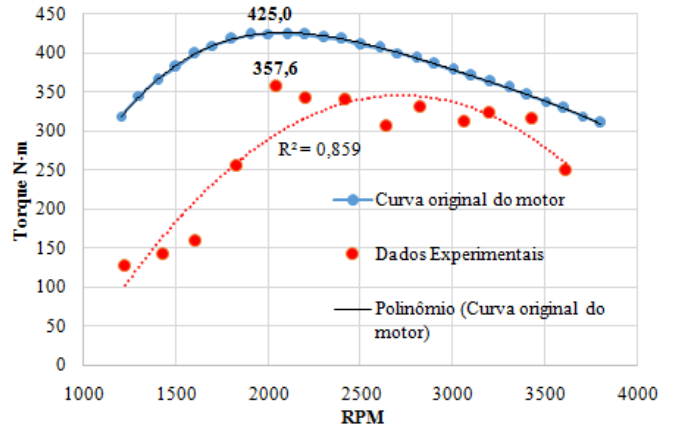


Fig. 7: Curva de torque experimental corrigida

Observa-se na figura 7 que o valor máximo de torque alcançado foi também a 2000 RPM, apesar de ser 15,9% menor que o valor indicado pelo fabricante. Pela linha de tendência, o máximo torque ficaria entre 2500 e 3000 RPM.

A figura 8 apresenta a curva de potência original do motor reproduzida da figura 6. Além da curva original, são apresentados os pontos representativos das potências médias experimentais obtidas, juntamente com a linha de tendência ajustada (polinomial de ordem 2), que pelo valor de  $R^2$  mostrado, indica uma pequena dispersão dos pontos. É importante destacar aqui, que a potência deriva do produto do torque pela velocidade angular do motor.

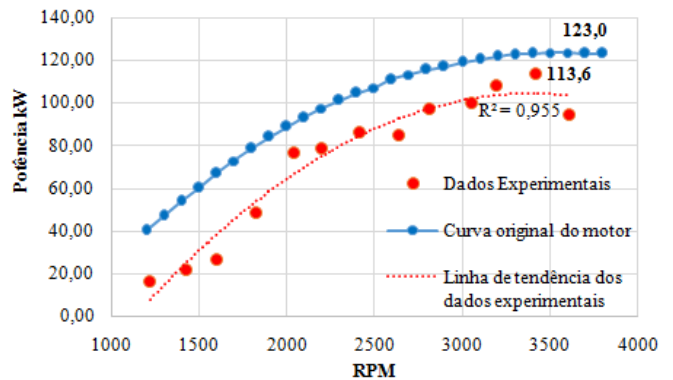


Fig. 8: Curva de potência corrigida

Pela figura 8 nota-se que a potência máxima obtida foi a 3400 RPM e não a 3600 RPM e o valor foi 7,6% menor que o valor indicado pelo fabricante. A figura 9 apresenta tanto a curva de consumo específico de OD original extraída da figura 6, quanto os pontos indicativos dos valores médios experimentais, além da linha de tendência ajustada a esses dados (polinomial de ordem 2), apesar da moderada dispersão dos mesmos ( $R^2 = 0,769$ ).

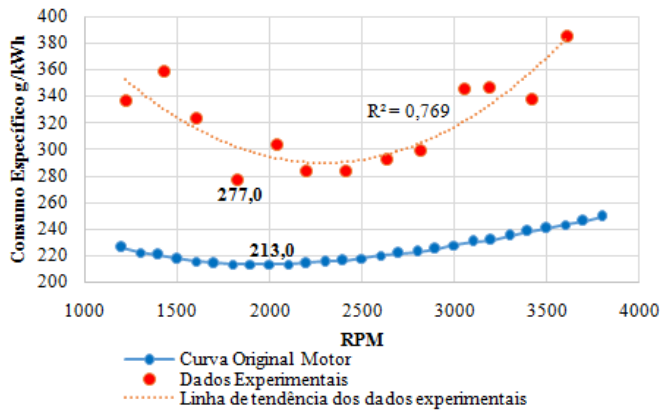


Fig. 9: Curva de consumo específico de OD corrigida

Na figura 9 observa-se que o consumo específico de OD médio experimental mínimo foi obtido a uma rotação de 1800 RPM, ao invés de 2000 RPM, como indicado pelo fabricante, sendo cerca de 30% maior que o valor original. O rendimento térmico do motor para o ponto de menor valor do  $CE_{OD}$  [Eq. (3)] foi de 29,4%, 8,8 pontos percentuais menores que o original alcançado (38,2%).

Atribui-se as diferenças identificadas nas figuras 7, 8 e 9 entre os valores indicados pelo fabricante e os valores médios encontrados nos experimentos, certamente a desgastes nos componentes internos do motor, pois o mesmo

possui mais de 15 anos de operação, sem nunca ter sido feita uma manutenção.

b. Resultados da taxa de substituição de OD por GN

Como mencionado na seção anterior, para a análise de desempenho do motor operando em modo bicombustível, decidiu-se pela sua operação a 1800 RPM, pensando na aplicação estacionária com geradores de energia elétrica, cuja operação, em geral, se faz nessa rotação. Além disso, a utilização de GN se mostra interessante nas operações de grupos moto-geradores. Portanto, na operação do motor em modo bicombustível, a rotação foi mantida constante e procuraram-se empregar diferentes percentuais de substituição de OD por GN, mantendo-se, para cada um, aproximadamente os mesmos valores de torque e potência obtidos na operação em modo OD100. Os percentuais de substituição são calculados pela Equação (2), sendo observados os procedimentos de controle de débito de OD e de uso do kit de GN identificados na seção antes apresentada. A tabela 2 apresenta os resultados dos experimentos feitos no modo OD-GN, sendo os valores médios de três ensaios para cada consumo volumétrico de GN.

Tab. 2: Resultados médios dos experimentos no modo bicombustível OD-GN

| GN<br>Nm <sup>3</sup> /h | OD<br>kg/h | %Subst. | RPM   | Torque<br>N·m | Potência<br>kW | CE <sub>OD</sub><br>g/kWh | CE <sub>GN</sub><br>L/kWh | η<br>% |
|--------------------------|------------|---------|-------|---------------|----------------|---------------------------|---------------------------|--------|
| 0,0                      | 14,7       | 0,0     | 1838  | 240,0         | 46,2           | 318,1                     | 0,0                       | 25,6   |
| 4,0                      | 11,3       | 22,8    | 1838  | 241,3         | 46,4           | 244,3                     | 86,2                      | 25,3   |
| 5,0                      | 9,4        | 35,9    | 1787  | 235,5         | 44,1           | 214,1                     | 113,5                     | 25,7   |
| 6,0                      | 7,8        | 46,8    | 1839  | 241,8         | 46,6           | 167,9                     | 128,9                     | 28,7   |
| 7,0                      | 6,7        | 54,7    | 1832  | 240,2         | 46,1           | 144,5                     | 151,9                     | 28,9   |
| 8,0                      | 5,7        | 61,3    | 1815  | 241,5         | 45,9           | 123,9                     | 174,3                     | 29,0   |
| 9,0                      | 4,0        | 72,9    | 1825  | 241,7         | 46,2           | 86,4                      | 194,9                     | 31,1   |
| Médias                   |            |         | 1825  | 240,3         | 45,9           |                           |                           |        |
| Desv. P.                 |            |         | 18,79 | 2,26          | 0,85           |                           |                           |        |

Como se observa dos valores apresentados na tabela 2, houve alguma instabilidade no sistema para manter a rotação constante e próxima do valor esperado (1800 RPM). Nota-se ainda, que foi possível obter-se um percentual de substituição de OD por GN de até 72,9%, a partir daí o sistema perdeu bastante a estabilidade. Para os menores consumos de GN o rendimento térmico ficou praticamente constante em torno de 25,5%, aumentando a partir de um consumo de 6,0 Nm<sup>3</sup>/h, ou seja, elevando-se até 31,1%.

A tabela 3 reporta os valores da diferença percentual no gasto de combustíveis (OD+GN) por hora de funcionamento do motor produzindo os valores médios de torque e potência identificados na tabela 2. O consumo volumétrico de OD é obtido dividindo-se o consumo mássico pela massa específica (856,2 kg/m<sup>3</sup> – tabela 1). Os custos médios do OD e do GN nos postos de combustíveis de Caxias do Sul (janeiro/2016) são R\$3,07/L e R\$2,58/Nm<sup>3</sup>, respectivamente. Portanto, considerando que se o motor aqui estudado operasse com a maior taxa de substituição obtida (72,9%), acoplado a um gerador elétrico correspondente, no período de ponta (3h) e durante 20 dias por mês (60h/mês), a economia mensal com os combustíveis usados seria de

R\$909,00 [(52,80-37,65)·100] e, por ano, a economia seria de R\$10.908,00.

Tab. 3: Consumos e gastos com os combustíveis

| OD<br>kg/h | %Subst. | OD<br>L/h | GN<br>Nm <sup>3</sup> /h | Custo<br>total<br>R\$/h | ≠%/h<br>nos<br>custos |
|------------|---------|-----------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|
| 14,7       | 0,0     | 17,2      | 0,0                      | 52,80                   | 0,0                   |
| 11,3       | 22,8    | 13,2      | 4,0                      | 50,84                   | -3,7                  |
| 9,4        | 35,9    | 11,0      | 5,0                      | 46,67                   | -11,6                 |
| 7,8        | 46,8    | 9,1       | 6,0                      | 43,42                   | -17,8                 |
| 6,7        | 54,7    | 7,8       | 7,0                      | 42,01                   | -20,4                 |
| 5,7        | 61,3    | 6,7       | 8,0                      | 41,21                   | -22,0                 |
| 4,0        | 72,9    | 4,7       | 9,0                      | 37,65                   | -28,7                 |

c. Análise das emissões gasosas

Durante os experimentos realizados foram feitas análises das emissões gasosas através da coleta de amostras da descarga do motor com o analisador de gases. A tabela 4 apresenta os resultados de emissões obtidos para o motor em carga para algumas rotações e operando em modo OD100. Os valores mostrados são pelo menos a média de duas

medidas para cada rotação.

Tab. 4: Parâmetros emissivos do motor em operação com OD100 em base seca

| Parâmetro               | RPM   |       |       |       |       |       |       |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                         | 2200  | 2400  | 2600  | 2800  | 3000  | 3400  | 3600  |
| O <sub>2</sub> (%)      | 12,5  | 12    | 13,1  | 11,7  | 7,4   | 11,1  | 8,4   |
| CO <sub>2</sub> (%)     | 8,1   | 6,5   | 5,8   | 6,7   | 9,9   | 7,1   | 9,1   |
| CO (ppm)                | 24    | 16    | 25    | 40    | 500   | 50    | 244   |
| NO (ppm)                | 1123  | 1188  | 1074  | 1153  | 1304  | 1127  | 1060  |
| NO <sub>x</sub> (ppm)   | 1165  | 1222  | 1111  | 1188  | 1344  | 1160  | 1093  |
| SO <sub>2</sub> (ppm)   | —     | —     | 4     | 4     | 125   | 61    | 147   |
| λ                       | 2,36  | 2,25  | 2,32  | 2,17  | 1,50  | 2,05  | 1,98  |
| η <sub>comb</sub> (%)   | 73,1  | 70,2  | 71,1  | 70,4  | 69,5  | 67,7  | 65,0  |
| T <sub>gases</sub> (°C) | 328,6 | 372,0 | 350,9 | 387,5 | 569,0 | 442,2 | 585,2 |

Como observado dos valores de λ (% de ar teórico acima de 200%) e, de consequência, os teores de O<sub>2</sub> obtidos, sugerem uma mistura ar-OD muito pobre, característica dos motores ciclo Diesel, fazendo que as temperaturas dos gases se distanciem bastante da temperatura teórica de combustão (mistura ar-combustível estequiométrica ⇒ temperatura adiabática de chama). Segundo [23] os teores de CO e de HC nos produtos da combustão aumentam à medida que aumenta a razão ar-combustível, enquanto que os teores de NO<sub>x</sub>, tendem a diminuir. No caso, nota-se que o λ decresce ligeiramente à medida que aumenta a carga sobre o motor (aumento da rotação), indicando o aumento na temperatura dos gases, contrariamente, um ligeiro aumento nos teores de CO e os teores de NO<sub>x</sub> se mantendo praticamente constantes. Exceção se faz nas três últimas rotações (3000, 3400 e 3600 RPM), em que houve uma redução brusca de λ, para depois subir um pouco. Consequência disso foi o aumento na temperatura dos gases e o aumento nos teores de CO. Considera-se que esse comportamento foi anômalo e não explicável, especialmente nas rotações de 3000 e 3600 RPM. A presença de SO<sub>2</sub> nas emissões se deve à presença de enxôfre no OD. A presença de CO nas emissões é indicativa de combustão incompleta e seu aumento nos gases de escape reflete na redução do rendimento de combustão, sendo isso observável na tabela 4.

A tabela 5 apresenta os resultados da análise de gases do motor operando a 1800 RPM, apresentando resultados para sua operação com OD100 e até 61,3% de substituição de Diesel por GN, onde houve uma injeção de 8 Nm<sup>3</sup>/h de GN.

Tab. 5: Parâmetros emissivos do motor em operação OD100 e OD-GN a 1800 RPM e em base seca

| Parâmetro               | OD100 | Nm <sup>3</sup> /h de GN |       |       |       |       |
|-------------------------|-------|--------------------------|-------|-------|-------|-------|
|                         |       | 4,0                      | 5,0   | 6,0   | 7,0   | 8,0   |
| O <sub>2</sub> (%)      | 8,4   | 7,3                      | 7,8   | 7,5   | 7,4   | 7,4   |
| CO <sub>2</sub> (%)     | 8,9   | 10,0                     | 8,6   | 9,8   | 9,9   | 10,0  |
| CO (ppm)                | 1122  | 2175                     | 1710  | 1755  | 1803  | 1599  |
| NO (ppm)                | 1112  | 1332                     | 1347  | 1380  | 1532  | 1650  |
| NO <sub>x</sub> (ppm)   | 1147  | 1375                     | 1389  | 1422  | 1579  | 1701  |
| SO <sub>2</sub> (ppm)   | —     | —                        | —     | —     | —     | —     |
| λ                       | 1,62  | 1,50                     | 1,55  | 1,51  | 1,52  | 1,52  |
| η <sub>comb</sub> (%)   | 77,0  | 74,0                     | 74,7  | 75,9  | 75,3  | 75,7  |
| T <sub>gases</sub> (°C) | 396,6 | 477,8                    | 451,5 | 436,4 | 448,1 | 439,0 |

A admissão de GN no motor determina menor disponibilidade de ar à combustão, tanto do OD como do GN. Esse efeito é observado nos menores valores de λ (média de 1,52 ⇒ 152% de ar teórico) e, de consequência, nos teores de O<sub>2</sub> na operação do motor em modo OD-GN em relação à operação OD100. Menos disponibilidade de ar,

conduz a maiores T<sub>gases</sub> (operação OD-GN para OD100), embora o valor para 4,0 Nm<sup>3</sup>/h (477,8 °C) seja maior que o valor para 8,0 Nm<sup>3</sup>/h, o que deveria ser contrário. Ainda, menor disponibilidade de ar, implica em combustão mais incompleta, refletindo na maior presença de CO nos gases de combustão no modo OD-GN em relação ao modo OD100 como observável. Porém, o efeito do aumento da taxa de substituição de OD por GN deveria fazer aumentar as concentrações de CO e reduzir as concentrações de NO<sub>x</sub>, o que não é observado nos resultados obtidos.

d. Comportamento do freio dinamométrico

O dinamômetro utilizado apresentou alguma instabilidade operacional na faixa de rotação de 1200 a 2000 RPM, tornando difícil o ajuste de carga para atingir uma dada condição desejada nessa faixa de trabalho. Mas, provavelmente, isso se deva a problemas de desajustes no sistema governante da bomba injetora do motor, que até o momento isso ainda não ficou comprovado. Por ser o freio um equipamento que se aquece muito, especialmente no entre ferro (sapatas das bobinas eletromagnéticas e paredes internas das ventoinhas de refrigeração), exige grande volume de ar circulando pelo ambiente. A figura 10 ilustra um termograma da parte do motor onde é instalado o turbocompressor, identificando a presença do freio no canto esquerdo inferior (ventoinha de arrefecimento dianteira). Nessa figura se identifica as altas temperaturas de trabalho das paredes da ventoinha e, mesmo com o sistema de exaustão disponível no ambiente, movimentando grande quantidade de ar externo, foi necessário instalar-se um ventilador axial próximo e diretamente direcionado para o dinamômetro. Isso evitou que a temperatura do freio subisse muito a ponto de fazê-lo desativar pelo supervisor do sistema.

Na figura 10 é também identificada a magnitude de temperatura atingida no corpo externo da turbina (611,6 °C) para uma condição de alta carga imposta ao motor. Temperatura essa, bem superior aos valores reportados na subseção anterior, onde o ponto de coleta dos gases de escape situou-se, como já mencionado, a aproximadamente 1,2 m da saída da turbina.

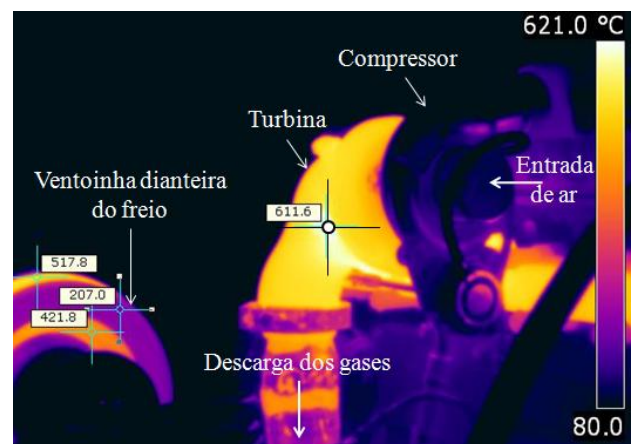


Fig. 10: Termograma do conjunto motor-freio

IV. CONCLUSÕES



Neste trabalho são apresentados os resultados de experimentos realizados com um MCI-ICO na operação em modo mono combustível (OD100) e em modo bicomcombustível OD-GN. Nos experimentos para obtenção das curvas de desempenho (torque, potência e consumo específico de combustível) na modalidade OD100, com o motor operando em toda a faixa de rotações, foram obtidos valores que divergem daqueles especificados pelo fabricante. Provavelmente isso foi ocasionado por se tratar de um motor com certo tempo de uso, de modo que o desgaste natural dos componentes internos do motor gera aumento de consumo e perda de torque e potência. A certeza disso somente poderá ser comprovada fazendo-se ensaios em outro sistema dinamométrico.

Na operação do motor em modo bicomcombustível a 1800 RPM foram obtidos resultados interessantes do ponto de vista de consumo, conseguindo-se quase 73% de substituição de OD por GN. Observou-se que quanto maior a taxa de substituição, menor o consumo específico do óleo combustível, mostrando que a partir de 20% de substituição, o modo bicomcombustível já se mostra uma boa alternativa para redução dos gastos com OD. Economicamente houve uma redução nos gastos com combustíveis de quase 29% com o motor operando com aproximadamente 73% de taxa de substituição. Percentual esse, que também garantiu o maior rendimento térmico do motor (31,1%) em comparação ao modo OD100 (25,6%).

Quanto às emissões gasosas, especialmente de monóxido de carbono e de óxidos de nitrogênio, houve um aumento significativo das mesmas para o motor operando no modo bicomcombustível, mostrando que a combustão do GN não se completa suficientemente. Para completar essa afirmação seria necessária a análise do teor de hidrocarbonetos não combustos nos gases de escape e se fazer mais amostragens nas diversas condições de funcionamento do motor.

De forma geral, pode-se notar que o uso de motores operantes em modo bicomcombustíveis, utilizando gás natural é satisfatório no que diz respeito à economia gerada no custo operacional. Entretanto, quanto às emissões atmosféricas, no presente trabalho, não foram encontradas melhoras e sim agravamento nos índices de emissões dos gases mais poluentes como o CO e os NO<sub>x</sub>.

Sabe-se ainda, e como já mencionado na seção inicial desse trabalho, hoje existem tecnologias mais avançadas para sistemas de alimentação de GN em motores, mais eficientes que os mescladores, que podem contribuir positivamente para melhorar o desempenho do sistema bicomcombustível OD-GN.

Para trabalhos futuros, sugerem-se estudos mais aprofundados em relação aos diferentes métodos de injeção de diesel e aos diferentes pontos de injeção. Ensaios com outros pontos de injeção poderiam ser realizados com o intuito de melhorar a combustão do GN, minimizando, talvez, as emissões gasosas poluentes. A proposição de uso de outros combustíveis gasosos é também interessante, como é o caso do biogás, bastante atrativo para as propriedades rurais. Além disso, sugere-se a realização de ensaios de longa duração, que possibilitariam resultados mais aproximados a uma real condição de funcionamento de motores do tipo aqui estudado.

## V. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer à Companhia Estadual de Energia Elétrica – CEEE do RS pelo apoio financeiro à realização desse trabalho, à Universidade de Caxias do Sul – UCS e a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande Sul – FAPERGS, pelas bolsas de iniciação científicas concedidas.

## VI. BIBLIOGRAFIA

- [1] L. Wei; P. Geng. "A review on natural gás/diesel dual fuel combustion, emissions and performance." *Fuel Processing Technology*, v. 142, p. 264-278, 2016.
- [2] B.B. Sahoo; N. Sahoo; U.K. Saha. "Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.13, p. 1151-1184, 2009.
- [3] B. Ashok; S.D. Ashok; C.R. Kumar. "LPG diesel dual fuel engine – A critical Engine." *Alexandria Engineering Journal*, v. 54, p. 105-126, 2015.
- [4] W. Li; Z. Liu; Z. Wang. "Experimental and theoretical analysis of the combustion process at low loads of a diesel natural gas dual-fuel engine." *Energy*, v. 94, p. 728-741, 2016.
- [5] R.G. Papagiannakis; D.T. Hountalas. "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine." *Applied Thermal Engineering*, v. 23, p. 353-365, 2003.
- [6] E.A. Kague. "Estudo experimental da combustão diesel-gás em motores de combustão interna." Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 180 p., 2010.
- [7] European Natural Gas Vehicle Association. "Dual fuel (Natural gás/Diesel) engines: operation, applications & contribution." 2 p., 2001. Disponível em: [http://www.unecce.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2001/wp29grpe/TRA\\_NS-WP29-GRPE-42-inf18.pdf](http://www.unecce.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2001/wp29grpe/TRA_NS-WP29-GRPE-42-inf18.pdf)> Acessado em 04/01/2016.
- [8] M.Y.E. Selim. "Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition." *Energy Conversion and Management*, v. 45, p. 411-425, 2004.
- [9] R.H. Pereira; S.L. Braga; C.V.M. Braga. "Substituição parcial do óleo diesel pelo gás natural em motores – atratividade da tecnologia e sua avaliação experimental." Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 12 p. Disponível em: [http://www.workoutenergy.com.br/publicacao\\_vencontro/trabalhos\\_tecnicos/download/ricardo\\_hernandez.pdf](http://www.workoutenergy.com.br/publicacao_vencontro/trabalhos_tecnicos/download/ricardo_hernandez.pdf)> Acessado em 05/01/2016.
- [10] J.C.C. Egúisquiza. "Redução das emissões em motores diesel-gás." Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 145 p., 2006.
- [11] S.H. Yoon; C.S. Lee. "Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine." *Fuel Processing Technology*, v. 92, p. 992-1000, 2011.
- [12] Z. Wang; Z. Zhao; D. Wang; M. Tan; Y. Han; Z. Liu; H. Dou. "Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine." *Fuel*, v. 167, p. 248-256, 2016.
- [13] W. Li; Z. Liu; Z. Wang. "Experimental and theoretical analysis of the combustion process at low loads of a diesel natural gas dual-fuel engine." *Energy*, v. 94, p. 728-741, 2016.
- [14] Y.J.R. da Costa. "Análise energética e exergetica de um motor de combustão interna operando com mistura de diesel e gás natural." Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos da Universidade Federal de Campina Grande, RN, 185 p., 2007.
- [15] G.A. Rao; A.V.S. Raju; K.G. Rajulu; C.V.M. Rao. "Performance evaluation of a dual fuel engine (Diesel+LPG)." *Indian Journal of Science and Technology*, v. 3, n. 3, p. 235-237, 2010.
- [16] R.G. Papagiannakis; D.T. Hountalas. "Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas." *Energy Conversion and Management*, v. 45, p. 2971-2987, 2004.
- [17] R.G. Papagiannakis; C.D. Rakopoulos; D.T. Hountalas; D.C. Rakopoulos. "Emission characteristics of high speed, dual fuel,

- compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions.” *Fuel*, v. 89, p. 1397-1406, 2010.
- [18] P.M.C. Correia. “Desenvolvimento de motor de combustível dual.” Dissertação apresentada ao Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestra em Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, Portugal, 99 p., 2011.
- [19] M.N. Camargo. “Estudo do comportamento de um motor de ignição por compressão, trabalhando com óleo diesel e gás natural.” Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrônômica da Universidade Federal de Santa Maria, RS, 160 p., 2003.
- [20] L.A. Baldissera. “Avaliação teórica e experimental de um motor quatro tempos diesel monocilíndrico em um ciclo bicombustível: diesel-gás natural.” Disponível em: [http://143.54.70.55/pss/diploct/Laura\\_Baldissera\\_B.pdf](http://143.54.70.55/pss/diploct/Laura_Baldissera_B.pdf)> Acessado em 05/06/2013.
- [21] C.R. Altafani; G.D. Telli; J.G.B. da Silva; M. Godinho; P.R. Wander; J.S. Rosa. “Emissive and thermomechanical performance evaluation of a small engine-generator group operating on mono fuel and dual fuels modes.” 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013), Ribeirão Preto, SP, 8 p., 2013.
- [22] J.S. Rosa. “Estudo de um motor ciclo Diesel monocilíndrico bicombustível.” Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos, RS, 102 p., 2014.
- [23] J.A. de Carvalho; M.Q. Mcquay. “Princípios de combustão aplicada.” Editora da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, SC, 176 p., 2007.