

# **Ciclo Miller e injeção de etanol com alto teor de hidratação para aumento de eficiência energética e redução de poluentes de motores diesel**

**Vinícius B. Pedrozo**

Brunel University London / Volkswagen do Brasil

**Thompson D. M. Lanza Nova**

**Lincoln M. P. Ferreira**

Universidade Federal de Santa Maria

**Hua Zhao**

Brunel University London

## **ABSTRACT**

Costly aftertreatment systems and advanced technologies have been introduced to heavy-duty diesel engines in order to meet stringent emissions and fuel efficiency regulations. To overcome the typical trade-off between exhaust emissions and engine running costs, this study investigated the effects of Miller cycle and wet ethanol injection on a single cylinder diesel engine with a displaced volume of 2 dm<sup>3</sup>. The experiments were performed at 1200 rpm and 24 bar of net indicated mean effective pressure, which corresponds to maximum load of the engine. A variable valve actuation system allowed for the exploration of Miller cycle via late intake valve closing (LIVC). The results revealed that the application of Miller cycle on a diesel-only mode decreased nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) emissions at the expense of higher soot emissions and lower net indicated efficiency. The combination of Miller cycle and port fuel injection of wet ethanol with 35% (v/v) of water reduced NO<sub>x</sub> emissions by up to 66% to 4,5 g/kWh while increasing the net indicated efficiency in 1,1%. The relatively lower the levels of NO<sub>x</sub> emissions also helped to minimise the estimated consumption of aqueous urea solution in the aftertreatment. Overall, the proposed combustion strategy allowed for a high efficiency, low emission, and potentially cost-effective full load engine operation, depending on fuel prices.

## **RESUMO**

Avançadas tecnologias e sistemas de pós-tratamento de gases de exaustão têm sido aplicados em motores diesel de veículos comerciais pesados a fim de adequá-los às rigorosas normas de emissões de poluentes e de eficiência energética. De forma a reduzir a típica dependência entre custos de operação do motor e suas emissões de gases nocivos, este estudo investigou os efeitos da aplicação de ciclo Miller e injeção de etanol hidratado no coletor de admissão de um motor diesel monocilíndrico de pesquisa com deslocamento volumétrico de 2 dm<sup>3</sup>. Os experimentos foram efetuados a 1200 rpm e 24 bar de pressão média efetiva líquida indicada (IMEP), correspondente à operação em carga plena. Um sistema de atuação variável das válvulas permitiu o uso de ciclo Miller por meio do fechamento tardio das válvulas de admissão (LIVC). Os resultados demonstraram que a aplicação do ciclo Miller em uma operação diesel convencional diminui as emissões de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) em troca de um aumento de emissões de fuligem e de menor eficiência líquida indicada. Alternativamente, a combinação de ciclo Miller e injeção de etanol com teor de hidratação de 35% (v/v) reduziu as emissões de NO<sub>x</sub> em 66% para 4,5 g/kWh enquanto aumentou a eficiência líquida indicada em 1,1%. Os níveis relativamente baixos de emissões de NO<sub>x</sub> também ajudaram a minimizar o consumo estimado de agente redutor líquido de NO<sub>x</sub> automotivo no sistema de pós-tratamento. Em geral, a estratégia de combustão proposta obteve um regime de plena carga de alta eficiência, baixa emissão de poluentes e custo de operação competitivo, dependendo do preço dos combustíveis.

## INTRODUÇÃO

Motores diesel são amplamente utilizados no setor de veículos comerciais pesado devido à sua alta capacidade de torque, confiabilidade e elevada eficiência energética [1]. Entretanto, a combustão convencional diesel fica sujeita a uma ampla variedade de razões de equivalência ar-combustível e de temperaturas dentro do cilindro, que podem resultar na formação de NOx e fuligem [2]. Essas emissões prejudicam a qualidade do ar se não forem controladas por tecnologias de pós-tratamento de gases de exaustão e medidas intra-cilindro. Regulamentações rigorosas acerca da eficiência energética e emissões de poluentes têm sido implementadas em diversos países para limitar a emissão de gases nocivos à saúde e ao meio ambiente e de gases responsáveis pelo efeito estufa (GEE) na atmosfera.

No Brasil, a norma PROCONVE P8 equivalente ao Euro VI para veículos comerciais pesados rodoviários foi introduzida pela Resolução N° 490 do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), órgão do Ministério do Meio Ambiente [3,4]. Os fabricantes serão obrigados a garantir a conformidade com os limites de emissão do P8 a partir de janeiro de 2022 para novas homologações e de janeiro de 2023 para todos os registros. A massa de material particulado e o número de partículas começarão a ser controlados, enquanto o limite de emissões de NOx diminuirá para 0,4 g/kWh, representando uma redução de 80% em comparação com os valores máximos estabelecidos pelo PROCONVE P7 [5]. Também foi estabelecida uma restrição para a amônia, a fim de controlar o excesso de Agente Redutor Líquido de NOx Automotivo (Arla 32) nos gases de exaustão, uma vez que esse fluido é utilizado em sistemas de pós-tratamento por catalizadores de redução seletiva (SCR) para converter NOx em gases não nocivos [6]. Por fim, surge um novo desafio com a obrigatoriedade de monitoramento e registro de emissões de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e de consumo de combustível sob condições reais de condução.

Até certo ponto, a combinação de medidas intra-cilindro, como alta pressão de injeção de diesel, gerenciamento aprimorado de ar e recirculação de gases de escape (EGR), apresenta potencial de reduzir as emissões do motor por meio de uma melhor mistura ar-combustível e de temperaturas de combustão mais baixas [7]. No entanto, uma alta restrição nos valores máximos de emissões de NOx pode afetar a eficiência energética do motor, assim como elevar as emissões de material particulado devido aos diferentes mecanismos de formação [8,9]. Por outro lado, os níveis de NOx à montante do SCR podem aumentar de 10 g/kWh para 14 g/kWh quando busca-se um incremento de 1% na eficiência energética [10]. A fim de controlar as emissões veiculares de NOx e manter uma eficiência energética elevada, o consumo de Arla 32 no sistema de pós-tratamento SCR normalmente varia entre 2% e 5% do uso de diesel [11–14], o que afeta negativamente o custo operacional do veículo (TCO, *total cost of ownership*). Portanto, há uma

dependência entre as emissões de poluentes e o consumo total de fluido dos motores diesel aplicados em veículos comerciais pesados.

Tecnologias alternativas de combustão foram desenvolvidas para otimizar o processo de oxidação de combustíveis e superar os desafios relatados acima [15]. Esses conceitos são geralmente voltados à redução da razão de equivalência local e das temperaturas de combustão, o que ajuda a minimizar condições no cilindro que propiciem a formação de material particulado e de NOx, respectivamente. Tais estratégias são denominadas como modos de combustão à baixa temperatura (LTC, *low temperature combustion*).

A combustão *dual-fuel* de ignição por compressão está entre as estratégias de LTC propostas, e é obtida através do uso de dois combustíveis de diferente reatividade. Dessa forma, é possível controlar a reatividade da carga e a razão de equivalência no interior do cilindro [16]. Um combustível de baixa reatividade, como gasolina, gás natural ou etanol, é injetado no coletor de admissão para criar uma carga homogênea com os gases admitidos pelo motor. O combustível de alta reatividade (e.g. diesel) é injetado diretamente na câmara de combustão e serve como gatilho de ignição.

A operação do motor em regime *dual-fuel* pode gerar maior eficiência energética e menores emissões de NOx quando comparada à combustão diesel convencional [7,17]. Essas melhorias podem minimizar o TCO das aplicações equipadas com sistemas de pós-tratamento SCR devido a uma diminuição no consumo de Arla 32. Além disso, o uso de combustíveis de baixo teor de carbono como o etanol pode diminuir as emissões de GEE de veículos comerciais pesados dependentes exclusivamente de diesel [18].

No entanto, a operação *dual-fuel* em condições de alta carga tem se mostrado extremamente desafiadora devido à elevados valores de pressão máxima no interior do cilindro (P<sub>MAX</sub>) [19] e/ou aumento excessivo da taxa de aumento de pressão (PRR, *pressure rise rate*) [20,21]. Geralmente, esses efeitos são causados pela autoignição descontrolada do combustível de baixa reatividade [20], o que restringe a quantidade injetada à frações muito baixas e reduz os benefícios introduzidos pela tecnologia *dual-fuel*.

A combinação da combustão *dual-fuel* com um sistema de atuação variável das válvulas (VVA) tem sido investigada de forma a expandir o limite de operação para regiões de alta carga [22,23]. A justificativa para tal interesse é que o VVA permite reduzir a razão de compressão efetiva (ECR) através da aplicação do ciclo Miller, normalmente obtido com um fechamento tardio (LIVC) ou precoce (EIVC) das válvulas de admissão [24]. Essa modificação no instante de fechamento reduz a temperatura média do gás no cilindro durante a compressão e potencializa um melhor controle da

autoignição dos combustíveis em regime de alta carga [25,26]. Entretanto, os benefícios podem ser parcialmente ou completamente perdidos em comparação com a combustão diesel convencional dependendo dos impactos na quantidade de ar admitida e na eficiência energética.

Alternativamente, a aplicação de etanol com maiores teores de água à combustão *dual-fuel* pode trazer benefícios termodinâmicos e estender os limites operacionais do motor sem redução de eficiência energética [27]. Primeiramente, a presença de água introduz efeitos térmicos e de diluição no processo de autoignição do etanol [28]. O alto calor de vaporização e capacidade térmica da água ajudam a reduzir a temperatura da carga no interior do cilindro, aumentando o atraso de ignição [29,30]. Em segundo lugar, a mistura ar-combustível é diluída com o aumento massa de água injetada, o que pode diminuir a velocidade das reações de oxidação do etanol [31,32] e as emissões de NOx. Por fim, o uso de etanol com elevados teores de água pode trazer vantagem econômica quando comparado à injeção de etanol anidro ou de mistura azeotrópica de aproximadamente 95% de etanol em água. Isso se deve ao fato de que é possível economizar energia durante o processo de produção de etanol hidratado com maiores teores de água [33–37] o que poderia propiciar a redução do preço final do combustível ao consumidor.

Portanto, este estudo investigou experimentalmente os efeitos da injeção de etanol com até 35% de água e da aplicação do ciclo Miller na combustão *dual-fuel* em regime de plena carga. O objetivo do estudo foi demonstrar uma alternativa de maior eficiência, baixas emissões de poluentes e com menor TCO que a operação diesel convencional. As características de combustão, as emissões de poluentes, os níveis de eficiência líquida indicada e os custos de operação do motor foram analisados e discutidos.

## ESTRUTURA EXPERIMENTAL

**ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR** - As especificações básicas do hardware estão descritas na Tabela 1. O motor possui um sistema VVA no eixo do comando de admissão, incorporando uma válvula solenoide e um tucho hidráulico no lado de acionamento das válvulas [38]. Isso permitiu o uso do ciclo Miller através de fechamento tardio das válvulas de admissão (LIVC), atrasado em relação à posição de referência do motor. O uso de LIVC reduz a massa de ar retida no interior do cilindro, já que parte da carga é expelida pelo pistão de volta para o coletor de admissão. Como consequência, atrasa-se o início efetivo da fase de compressão, resultando em uma menor ECR.

**INSTALAÇÕES EXPERIMENTAIS** – A Figura 1 apresenta um diagrama esquemático da estrutura experimental do motor diesel monocilíndrico de pesquisa. O ar de admissão foi fornecido ao motor através de um compressor externo com controle de pressão de

sobrealimentação em malha fechada. Uma borboleta, localizada à montante do *plenum* de admissão, propiciou um controle preciso da pressão do ar no coletor de admissão. A temperatura do ar foi controlada usando um trocador de calor ar-água. A vazão mássica de ar foi medida com um anemômetro de filme quente. Uma válvula de contrapressão de exaustão controlada eletronicamente, localizada à jusante do *plenum* de exaustão, foi usada para obter a pressão desejada no coletor de escape.

Emissões gasosas como NOx, monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não-queimados (HC) foram medidas com um sistema analisador de gases Horiba MEXA-7170 DEGR. As emissões de hidrocarbonetos obtidas através de detectores de ionização por chama (FID) podem levar a uma interpretação incorreta das tendências de HC devido à relativa insensibilidade do dispositivo à álcoois e aldeídos [39]. Portanto, as emissões reais de HC foram calculadas e corrigidas usando o método mostrado em [40]. O sistema de medição de opacidade AVL 415SE de filtro de papel para fuligem (ou *soot*) foi usado para determinação dos níveis dessas emissões em mg/m<sup>3</sup> (ou FSN).

A pressão no interior do cilindro foi medida usando um sensor de pressão piezoelétrico. As pressões de admissão e exaustão foram medidas com dois sensores de pressão absoluta piezoresistivos. O perfil de abertura da válvula de admissão foi monitorado continuamente por um transdutor localizado na parte superior do retentor da mola das válvulas. O sinal de injeção de diesel foi obtido com uma sonda de corrente, a qual permitiu a determinação da corrente elétrica enviada pela unidade de controle do motor (ECU) para a solenoide do injetor.

Tabela 1 - Especificações do motor diesel monocilíndrico de pesquisa.

Parâmetro	Valor
Volume deslocado	2,026 dm <sup>3</sup>
Curso	155 mm
Diâmetro	129 mm
Comprimento de biela	256 mm
Número de válvulas	4
Tipo de pistão	<i>Re-entrant bowl</i>
Razão de compressão geométrica	16,8
Máxima pressão no interior do cilindro (P <sub>MAX</sub> )	180 bar
Sistema de injeção de diesel	Bosch <i>common rail</i> , 500–2200 bar, injetor com 8 orifícios de diâmetro nominal de 0,176 mm e ângulo de spray de 150°
Sistema de injeção de etanol	PFI Marelli IWP069, 3 bar (relativa), ângulo de spray de 15°

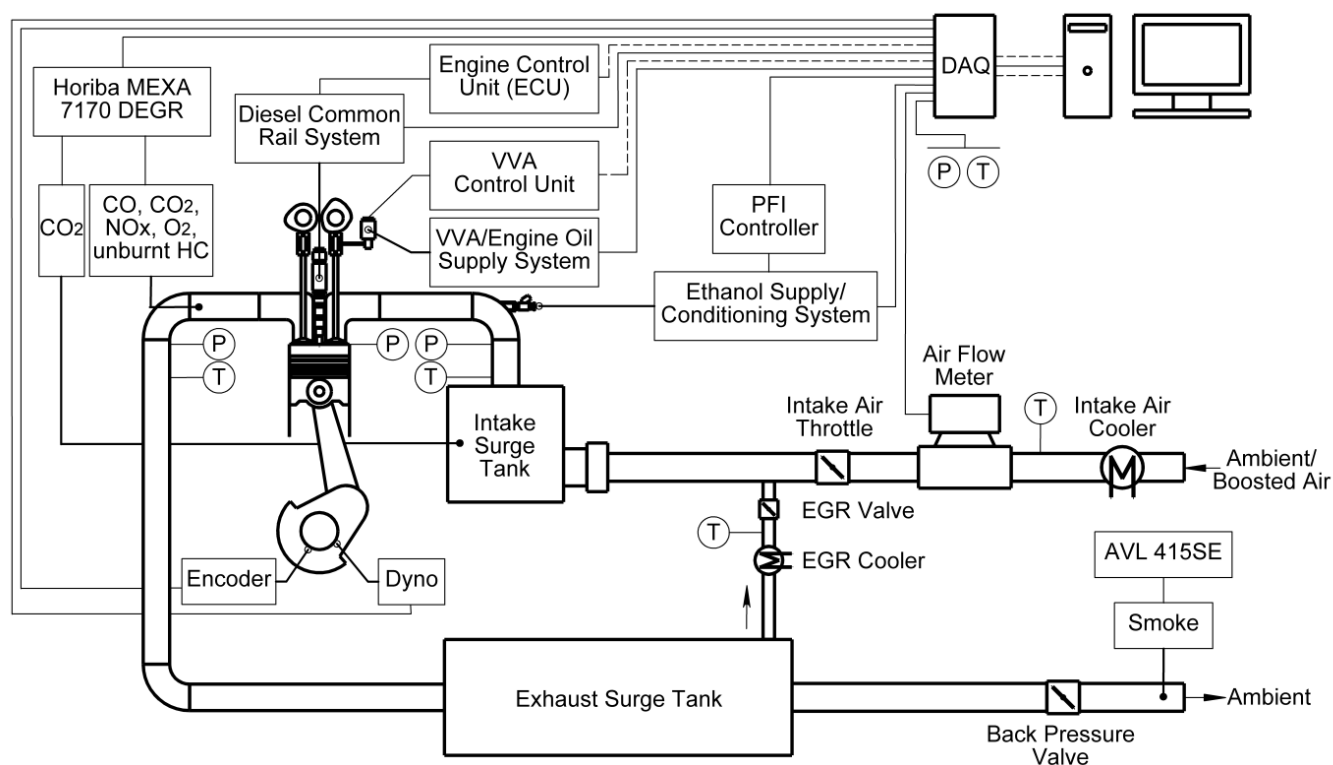


Figura 1 - Diagrama esquemático da estrutura experimental de teste do motor.

Dois sistemas de aquisição de dados (DAQ) National Instruments foram utilizados para adquirir os sinais dos dispositivos de medição. Um DAQ de alta velocidade recebeu os dados resolvidos no ângulo de virabrequim, sincronizados com um *encoder* óptico de resolução de 0,25 graus de ângulo de virabrequim (CAD, *crank angle degree*). Simultaneamente, um DAQ de baixa velocidade adquiriu os dados de baixa frequência, como velocidade do motor, torque, além de temperaturas e pressões em locais relevantes. Os dados foram calculados e exibidos ao vivo por um software desenvolvido na própria universidade.

**ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL** – A Tabela 2 mostra as principais propriedades dos combustíveis de teste. Durante a operação *dual-fuel*, etanol anidro (E100) ou etanol hidratado contendo 35% de água destilada em volume (E65W35) foram introduzidos no motor através de um injetor de combustível localizado no coletor de admissão (PFI). Uma unidade de controle de injeção desenvolvida internamente foi utilizada para configurar a duração do pulso do PFI, a qual era ajustada de acordo com a quantidade de etanol desejada.

Tabela 2 - Propriedades dos combustíveis.

Propriedade	Diesel	Etanol Anidro (E100)	Etanol Hidratado (E65W35)
Massa Específica a 293 K	0,827 kg/dm <sup>3</sup>	0,789 kg/dm <sup>3</sup>	0,898 kg/dm <sup>3</sup>
Número de Cetano	>45	-	-
RON	-	109 [41]	-
Teor de Álcool	-	99,1–99,5% (v/v)	~65% (v/v) [42]
Teor de Água	< 0,2 g/kg	< 1,14% (w/w)	~57,2% (w/w) [42]
Ponto de Ebulição	443-643 K	351 K	-
Calor de Vaporização	270 kJ/kg [41]	900 kJ/kg [41]	~1482 kJ/kg
Teor de Carbono	86,6%	52,1%	-
Teor de Hidrogênio	13,2%	13,1%	-
Teor de Oxigênio	0,2%	34,8%	-
Poder Calorífico Inferior	42,9 MJ/kg	26,9 MJ/kg [41]	~15,4 MJ/kg
Densidade Energética (Calculada)	35,5 MJ/dm <sup>3</sup>	21,0 MJ/dm <sup>3</sup>	~13,8 MJ/dm <sup>3</sup>

A fração energética de etanol (%Etanol) foi definida como a razão entre o conteúdo de energia do etanol e a energia total de combustível fornecida ao motor através de

$$\%Etanol = \frac{\dot{m}_{etanol}LHV_{etanol}}{\dot{m}_{etanol}LHV_{etanol} + \dot{m}_{diesel}LHV_{diesel}} \times 100 \quad (1)$$

onde  $LHV_{etanol}$  e  $LHV_{diesel}$  são os poderes caloríficos inferiores de etanol anidro e diesel, respectivamente. O termo  $\dot{m}_{etanol}$  representa a vazão mássica de etanol anidro, calculado através da subtração do conteúdo mássico de água ( $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ ) da vazão total de etanol hidratado obtido por um medidor de vazão mássica Coriolis. As frações de massa e volume de água no etanol hidratado foram determinadas usando a massa específica de combustível medida pelo medidor de vazão e uma tabela de alcoometria [42]. Um alcoômetro foi utilizado para confirmar o teor de água. A pressão de injeção de etanol foi monitorada continuamente, de modo que uma pressão relativa de 3 bar fosse mantida constante através do injetor. Um trocador de calor manteve a temperatura do etanol em 303 K.

O diesel foi fornecido ao motor usando um sistema de injeção *common rail* de alta pressão. As injeções de diesel foram controladas através de uma ECU dedicada. Dois medidores de vazão mássica Coriolis foram usados para determinar o consumo de diesel ( $\dot{m}_{diesel}$ ), permitindo a subtração da vazão de diesel presente no retorno do injetor da vazão total de combustível fornecida à bomba de alta pressão.

**ANÁLISE DE DADOS** – As curvas de pressão de cilindro com base no ângulo de virabrequim foram calculadas pela média de 200 ciclos consecutivos para cada ponto de operação e usados para calcular a pressão média efetiva líquida indicada (IMEP) e a taxa de liberação de calor aparente (HRR). Assumiu-se um valor constante de razão de calores específicos ( $\gamma$ ) de 1,33 para todo o evento de combustão. A fração de massa queimada (MFB) foi calculada através da integração do HRR. A duração da combustão (CA10-CA90) foi representada pelo período de tempo entre os ângulos de virabrequim de 10% (CA10) e 90% de MFB (CA90). A temperatura média do gás no interior do cilindro foi calculada usando a lei dos gases ideais [41].

PRR foi determinada pela média das taxas máximas de aumento de pressão no interior do cilindro de 200 ciclos consecutivos. O índice de instabilidade de combustão foi medido pelo coeficiente de variação do IMEP ( $COV_{IMEP}$ ) ao longo dos ciclos amostrados. A pressão média no cilindro e o HRR resultante foram pós-processados usando um filtro Savitzky-Golay de terceira ordem com uma janela de cinco

pontos para minimizar o ruído do sinal nos gráficos apresentados.

A razão ar-combustível estequiométrica foi determinada pela conservação da massa dos elementos químicos presentes nos reagentes [41]. A razão de excesso de ar, parâmetro operacional denominado *lambda*, foi calculada usando as vazões mássicas de ar admitido e de combustível. A eficiência de combustão foi determinada pela razão entre o calor total liberado na combustão e a quantidade de energia presente nos combustíveis fornecidos ao motor [41]. Por fim, a eficiência energética foi avaliada pela eficiência líquida indicada, que representa a razão entre a potência líquida indicada produzida pelo motor ( $P_{ind}$ ) e a taxa de energia de combustível fornecida ao mesmo.

$$Eficiência\ Líquida\ Indicada\ [\%] = \frac{3,6 \times P_i \times 100}{\dot{m}_{etanol}LHV_{etanol} + \dot{m}_{diesel}LHV_{diesel}} \quad (2)$$

## METODOLOGIA

As condições de operação do motor para os experimentos em carga plena estão resumidas na Tabela 3. A operação estável do motor foi quantificada por  $COV_{IMEP}$  menor que 3%. Foram utilizados valores de PRR de 30 bar/CAD e de PMAX de 180 bar como limites para o processo de otimização de calibração. Os experimentos foram realizados sem EGR externo para simplificar a análise e minimizar as perdas por bombeamento.

Tabela 3 - Condições de operação do motor.

Parâmetro	Valor
Rotação do motor	1200 rpm
Carga do motor	24 bar IMEP
Torque medido	360 Nm
Pressão de injeção de diesel	1800 bar
Pressão absoluta no coletor de admissão	3,0 bar
Pressão absoluta no coletor de exaustão	2,9 bar
Concentração de EGR externa	0%
Temperatura do ar no coletor de admissão	318 K

A abertura das válvulas de admissão foi posicionada a -355 CAD depois do ponto morto superior (ATDC, *after top dead centre*), e foi determinada para 0,5 mm de abertura das válvulas. A posição de referência para o fechamento das válvulas de admissão foi estabelecida a -154 CAD ATDC, atingindo uma ECR de 16,8. Para a operação em ciclo Miller, atrasou-se o início do processo de compressão através de LIVC ajustado a -108 CAD ATDC, diminuindo a ECR de 16,8 para 14,4. É importante notar que a ECR foi calculada usando o volume efetivo do cilindro quando há a interseção de uma curva de compressão politrópica extrapolada da fase de compressão com a pressão média do gás no coletor de

admissão [25,43]. A razão de expansão permaneceu constante devido ao acionamento mecânico e fixo do comando de válvulas de exaustão.

A Tabela 4 mostra os cinco casos explorados neste estudo. O caso 1 foi denominado *Baseline* pois representa a operação de referência somente a diesel com uma ECR de 16,8. O caso 2 foi obtido através da aplicação de ciclo Miller via LIVC em uma operação somente a diesel, sendo nomeado *Miller*. Os casos 3-5 representam operações *dual-fuel* em ciclo Miller. O caso 3 empregou o maior %Etanol E100 possível, limitado em 19%. O caso 4 foi adicionado para fins de comparação, uma vez que possui o mesmo %Etanol de 19% aplicado ao caso 3, porém com um teor de hidratação mais elevado. Já o caso 5 representa a operação *dual-fuel* de maior eficiência líquida indicada quando utilizando E65W35 como combustível pré-misturado de baixa reatividade. O %Etanol de 51% é um indicativo de que os efeitos térmicos e de diluição introduzidos pela presença de água no combustível E65W35 permitem o aumento da fração energética de etanol.

O início das injeções de diesel (SOI) foi otimizado para obter a máxima eficiência líquida indicada, observando os limites de P<sub>MAX</sub> e de PRR. Nos casos 1-3, o diesel foi introduzido no cilindro através uma única injeção (SOI<sub>main</sub>) perto do ponto morto superior (TDC). No entanto, o uso de E65W35 nos casos 4 e 5 exigiu a aplicação de uma pré-injeção de diesel (SOI<sub>pre</sub>) com um volume estimado de 3 mm<sup>3</sup> a 1,0 ms (ou 7,2 CAD a 1200 rpm) da injeção principal de diesel. A modificação da estratégia de injeção de diesel foi necessária para reduzir o atraso da ignição e manter os níveis de PRR dentro do limite de 30 bar/CAD.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

**DESEMPENHO E EMISSÕES DO MOTOR** - Os principais resultados dos experimentos são apresentados nas Figuras 2-4. A operação de referência a diesel (caso 1) obteve uma eficiência líquida indicada de 45,0% associada a valores de ISSoot de 0,8 mg/kWh e ISNOx de 13,4 g/kWh. Apesar de serem emissões brutas do motor (e.g. sem a utilização de um sistema de pós-tratamento), o nível de NOx medido foi significativamente maior do que o limite do

PROCONVE P8 de 0,4 g/kWh. Isso destaca a necessidade de modos de combustão avançados que possam oferecer simultaneamente alta eficiência e baixas emissões de poluentes.

A operação somente a diesel em ciclo Miller (caso 2) obteve um ISNOx de 8,2 g/kWh, o que representou uma redução de 39% nas emissões de NOx em comparação ao caso 1. Em contrapartida, a eficiência líquida indicada foi reduzida em 4,5% e os níveis de ISSoot aumentaram significativamente para 11 mg/kWh (veja Figura 4). A menor eficiência líquida indicada foi, provavelmente, causada por maiores perdas por transferência de calor induzidas por um  $\lambda$  mais rico de 1,17 e por uma duração de combustão mais longa, conforme mostrado na Figura 3. A elevação das emissões de soot foi atribuída a reduções de temperaturas locais de combustão e a diminuição da disponibilidade de oxigênio [26], as quais afetaram a oxidação da fuligem.

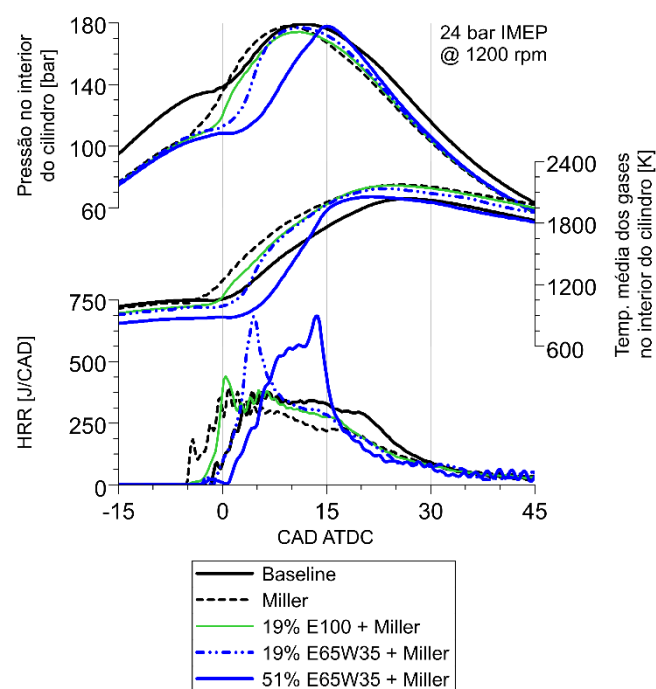


Figura 2– Efeitos da aplicação de Ciclo Miller e da injeção de etanol anidro (E100) ou com alto teor de hidratação (E65W35) no processo de combustão em plena carga.

Tabela 4 – Descrição dos casos avaliados neste estudo.

Caso	Nome	ECR [-]	%Etanol [%]	SOI <sub>pre</sub> [CAD ATDC]	SOI <sub>main</sub> [CAD ATDC]
1	Baseline	16,8	-	-	-3,5
2	Miller	14,4	-	-	-7,8
3	19% E100 + Miller	14,4	19%	-	-2,8
4	19% E65W35 + Miller	14,4	19%	-10,5	-3,3
5	51% E65W35 + Miller	14,4	51%	-8,5	-1,3

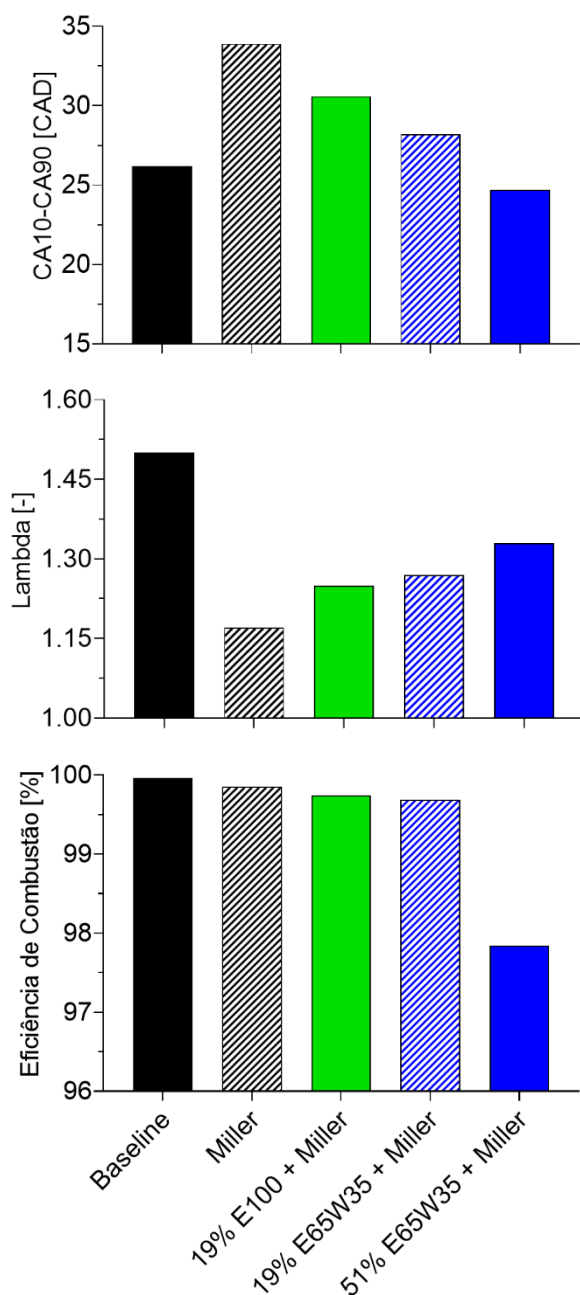


Figura 3 - Duração de combustão (CA10-CA90),  $\lambda$  e eficiência de combustão.

A combinação de ciclo Miller com injeção de E100 (caso 3) manteve as emissões de NOx em torno de 8,0 g/kWh, porém com uma eficiência líquida indicada próxima àquela obtida no caso 1. Apesar do uso de uma ECR relativamente baixa de 14,4, as altas temperaturas e pressões no interior cilindro provocaram a autoignição do E100 antes do mesmo do início da injeção de diesel. Isso limitou o %Etanol em 19% para manter os níveis de PRR em 28 bar/CAD. De qualquer forma, a obtenção de um ISSoot de 1,4 mg/kWh demonstra uma redução significativa nas emissões de fuligem quando comparado ao caso 2. O

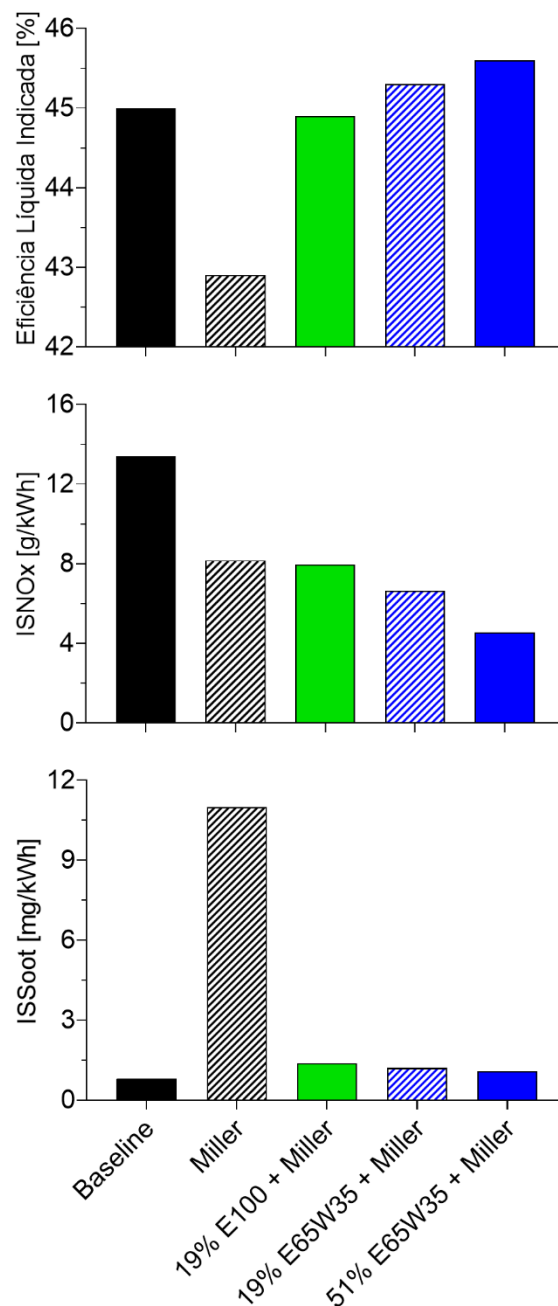


Figura 4 - Eficiência líquida indicada e emissões líquidas indicadas de NOx (ISNOx) e soot (ISSoot)

resultado foi associado a menor quantidade de diesel injetada e a uma duração de combustão mais curta, o que proporcionou um processo de combustão mais eficiente e um aumento na disponibilidade de oxigênio (e.g.  $\lambda$  de 1,25) para conversão do soot.

Pode-se inferir através da Figura 2 ainda que a injeção de etanol com alto teor de hidratação (caso 4) diminuiu as temperaturas ao final da compressão e retardou o processo de autoignição do etanol quando comparado à injeção de E100 (caso 3). Esses efeitos podem ser atribuídos às

diluições térmica e química introduzidas pela presença de água no etanol, as quais estão associadas aos elevados valores de calor específico e calor latente de vaporização da água, à maior massa total de combustível injetada e ao aumento da concentração de gases inertes no interior do cilindro, como o vapor de água [28–32]. Como resultado, o uso de E65W35 produziu maior eficiência líquida indicada e menores emissões de NOx e de *soot* quando comparados aos valores obtidos com E100. Dessa forma, a combinação de injeção de E65W35 e ciclo Miller no caso 4 aumentou a eficiência líquida indicada em 0,7% e reduziu os níveis de ISNOx em aproximadamente 51% para 6,6 g/kWh quando comparados aos resultados do caso 1.

Por fim, a alta substituição de diesel e injeção de um %Etanol de 51% (caso 5) permitiu a obtenção do maior valor de eficiência líquida indicada e dos menores níveis de NOx entre todos os casos analisados. A aplicação de ciclo Miller combinado com a injeção de um alto %Etanol E65W35 reduziu as emissões de NOx em 66% para 4,5 g/kWh enquanto aumentou a eficiência líquida indicada em 1,1% para 45,6% quando comparado à operação de referência (caso 1). A redução significativa da fração energética de diesel ainda manteve as emissões de *soot* em 1,1 mg/kWh, valor dez vezes menor do que aquele medido no caso 2.

Simulações computacionais executadas por outros pesquisadores [44] demonstraram que o combustível de baixa reatividade não é completamente oxidado nas regiões próximas às paredes do cilindro e no interior dos *crevices* existentes na câmara de combustão, reduzindo eficiência de combustão de operações *dual-fuel*. O teor de água no etanol mostrou pouca influência nas emissões de CO e HC e, consequentemente, na eficiência de combustão de operações *dual-fuel* com %Etanol de 19%. No entanto, o uso de um alto %Etanol de 51% no caso 5 diminuiu significativamente as temperaturas de combustão e, assim, a eficiência de combustão.

**ANÁLISE DO CUSTO-BENEFÍCIO** – A utilização de etanol anidro ou hidratado em motores diesel dependerá, além de outros fatores, dos benefícios introduzidos pela tecnologia *dual-fuel* em termos de emissões de poluentes e custo de operação (TCO). Diferenças de custo estão associadas principalmente aos preços dos combustíveis e ao consumo total de fluidos. Portanto, foi realizada uma análise do custo-benefício dos casos avaliados neste estudo para determinar a maneira mais eficaz de operar um motor, de aplicação em veículos comerciais pesados, em regime de plena carga.

A regulamentação de emissões do PROCONVE P8 limita as emissões de material particulado em 10 mg/kWh [3]. Os níveis de emissão de *soot* dos casos 3-5 ficaram abaixo desse limite e poderiam ser reduzidos através do aumento da pressão de injeção de diesel [45]. No entanto, a

obtenção de emissões de NOx abaixo do limite de 0,4 g/kWh pode representar um desafio devido à limitada eficiência de conversão de NOx no sistema de pós-tratamento SCR e/ou ao alto consumo de Arla 32.

A eficiência de conversão de NOx dos sistemas SCR atuais varia entre 80% e 90% quando a temperatura dos gases de exaustão à jusante do turbo-compressor é superior a 573 K [46,47]. Uma eficiência de conversão de NOx de 97% pode ser alcançada através de um controle otimizado de injeção de Arla 32 em malha fechada [14] e/ou com a introdução de um segundo SCR combinado a um filtro de material particulado [48]. Uma estimativa da eficiência mínima de conversão de NOx necessária para atingir 0,4 g/kWh foi calculada através da equação (3).

$$\text{Mín. Efic. Conv. NOx} = \left(1 - \frac{0,4}{\text{ISNOx}}\right) \times 100 \quad (3)$$

A vazão mássica de Arla 32 ( $\dot{m}_{\text{Arla32}}$ ) utilizada no sistema SCR pode ser estimada como aproximadamente 1% da vazão mássica de diesel-equivalente por g/kWh de redução nas emissões de NOx [12–14,21,49].

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{Arla 32}} &= 0,01 \times (\text{ISNOx} - 0,4) \\ &\times \left( \dot{m}_{\text{diesel}} + \dot{m}_{\text{etanol}} \times \frac{\text{LHV}_{\text{etanol}}}{\text{LHV}_{\text{diesel}}} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

De forma a determinar o possível impacto da  $\dot{m}_{\text{Arla32}}$  nos custos de operação do motor, a relação entre o consumo volumétrico de Arla 32 e consumo volumétrico de diesel-equivalente foi calculada pela equação (5).

$$\begin{aligned} \% \text{Arla 32} &= \frac{\frac{\dot{m}_{\text{Arla 32}}}{1,09}}{\left( \dot{m}_{\text{diesel}} + \dot{m}_{\text{etanol}} \times \frac{\text{LHV}_{\text{etanol}}}{\text{LHV}_{\text{diesel}}} \right) / 0,827} \times 100 \\ &= 0,01 \times (\text{ISNOx} - 0,4) \times \frac{0,827}{1,09} \times 100 \end{aligned} \quad (5)$$

onde 0,827 e 1,09 representam a massa específica em kg/dm<sup>3</sup> de diesel e de Arla 32 [50], respectivamente.

Os requisitos estimados de um sistema de pós-tratamento SCR para os cinco casos investigados são apresentados na Figura 5. A eficiência mínima de conversão de NOx foi reduzida de 97%, na operação de referência a diesel (caso 1), para 91% ao aplicar ciclo Miller e injeção de um alto %Etanol E65W35 (caso 5). Essa diminuição do rigor nos requisitos do sistema de pós-tratamento SCR é resultado da obtenção de menores níveis de emissões de NOx.



Outra observação foi a redução significativa do percentual de Arla 32 que seria requerido no sistema SCR quando se opera o motor em modo *dual-fuel*. A necessidade de Arla 32 foi reduzida de 10%, na condição de referência (caso 1), para cerca de 3% do consumo volumétrico de diesel-equivalente, no caso 5. A modificação dos requisitos de eficiência mínima de conversão de NOx e do %Arla 32 influenciam tanto no custo variável do sistema de pós-tratamento quanto nos custos operacionais associados com os preços de combustível e de Arla 32.

Para avaliar a possibilidade de atingir a paridade entre os custos de operação do regime de referência (caso 1) e *dual-fuel* (casos 3-5), calculou-se os preços máximos de etanol anidro e hidratado ( $Máx. Preço_{etanol}$ ). Essa estimativa foi realizada através da equação 6. Diferenças no preço do veículo devido ao custo do sistema PFI e variações nos custos de seguro, depreciação e manutenção não foram consideradas nessa análise.

$$\begin{aligned} & Máx. Preço_{etanol} \left( \frac{\dot{m}_{etanol} + \dot{m}_{água}}{\rho} \right)_{caso i} \\ & = Preço_{diesel} \left[ \left( \frac{\dot{m}_{diesel}}{0,827} + \frac{\dot{m}_{Arla 32}}{1,09} \right)_{caso 1} - \left( \frac{\dot{m}_{diesel}}{0,827} + \frac{\dot{m}_{Arla 32}}{1,09} \right)_{caso i} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

onde  $\dot{m}_{água}$  é a vazão mássica de água injetada, dependente do grau de hidratação do etanol;  $\rho$  é a massa específica do etanol utilizado em cada caso, conforme determinada na Tabela 2;  $i$  representa os casos 3-5; e  $Preço_{diesel}$  é preço médio do diesel no Brasil entre Abril de 2019 e Março de 2020 de 3,72 R\$/dm<sup>3</sup> [51]. Estimou-se que Arla 32 possui o mesmo custo do diesel porque seu preço pode variar significativamente dependendo da região e da quantidade adquirida [14]. O caso 2 foi removido desse comparativo pois seu custo de operação foi aproximadamente 0,8% superior ao do caso 1.

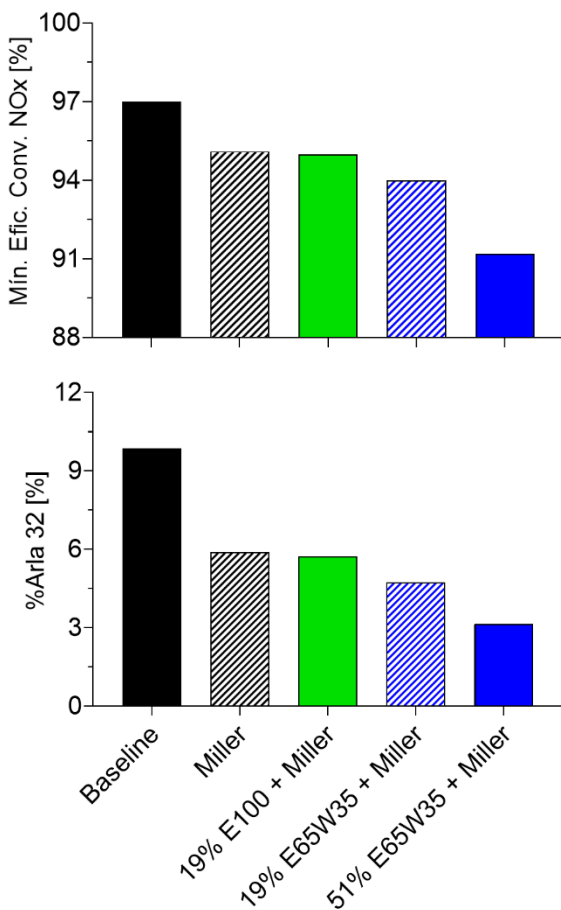


Figura 5 – Estimativa dos requisitos do sistema de pós-tratamento SCR em termos de eficiência mínima de conversão de NOx e uso de Arla 32.

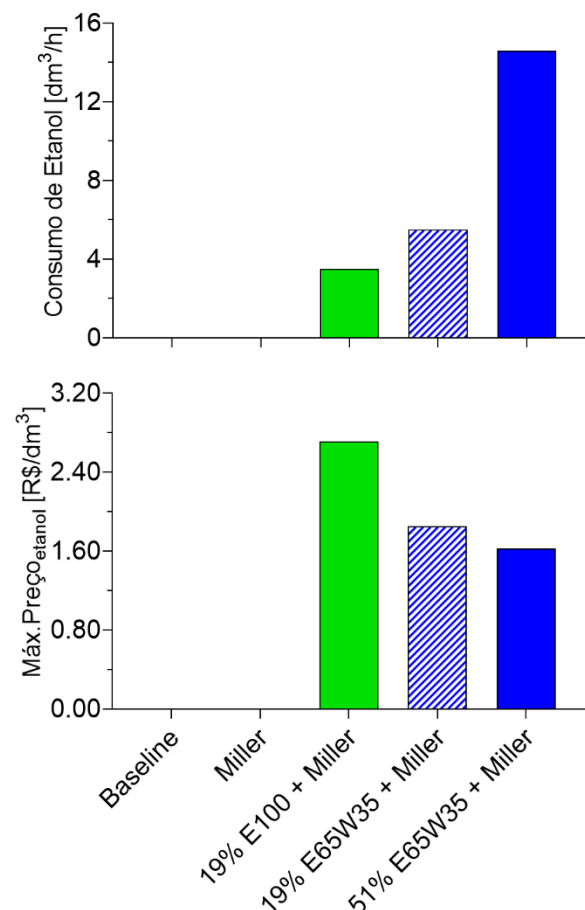


Figura 6 – Consumo e preços máximos de etanol anidro (E100) e hidratado (E65W35) para obter o mesmo custo de operação do motor na condição de referência (caso 1).

A Figura 6 apresenta o consumo (em  $\text{dm}^3/\text{h}$ ) e os preços máximos admitidos para E100 e E65W35. A principal desvantagem do E65W35 é a sua reduzida densidade energética de aproximadamente  $13,8 \text{ MJ}/\text{dm}^3$ , a qual é cerca de 61% menor do que a densidade energética do diesel e 34% inferior àquela presente em  $1 \text{ dm}^3$  de E100. Para compensar o aumento da vazão volumétrica, os cálculos revelaram a necessidade de preços mais competitivos do que o diesel, tanto para o E100 quanto para o E65W35.

Para equivaler aos custos de operação do motor na condição de referência (caso 1), o preço máximo admitido foi de  $2,71 \text{ R}\$/\text{dm}^3$  de E100 no caso 3 e de  $1,85 \text{ R}\$/\text{dm}^3$  de E65W35 no caso 4. Além disso, calculou-se que o aumento da vazão volumétrica no caso 5 irá requerer um preço de E65W35 ainda mais baixo e equivalente a  $1,63 \text{ R}\$/\text{dm}^3$ . Portanto, houve redução no valor do preço máximo aceitável de E65W35 apesar do aumento de 1,1% na eficiência líquida indicada e da diminuição significativa em  $\text{NO}_x$  e  $\dot{m}_{\text{Arla } 32}$  quando comparado ao caso 1.

Dessa forma, entende-se que o custo de operação pode ser um fator limitante para a introdução dessa tecnologia *dual-fuel*, uma vez que o etanol hidratado comercializado no Brasil, contendo aproximadamente 5% (v/v) de água (E95W5) [52], teve um preço médio de  $3,00 \text{ R}\$/\text{dm}^3$  entre Abril de 2019 e Março de 2020 [51]. Entretanto, é importante destacar que os custos de produção de E65W35 poderão ser menores que os de E95W5 devido à redução de parte da energia gasta nas fases de destilação e desidratação [33–37]. Portanto, existem oportunidades para obtenção de preços mais competitivos para o etanol de alto teor de hidratação e, consequentemente, uma redução dos custos de operação de veículos comerciais pesados.

Para a implementação da tecnologia *dual-fuel* em escala nacional, deve-se ainda analisar a segurança energética do país, uma vez que qualquer substituição de diesel por etanol reduziria a necessidade de importação do combustível fóssil. Além disso, se a redução de emissões de GEE for determinada como o fator principal de políticas nacionais, uma nova legislação poderia contemplar subsídios de acordo com o balanço de emissões de todo o ciclo de vida de ambos os combustíveis, de maneira a compensar o aumento no custo de operação em regime *dual-fuel* frente a provável redução de emissões de GEE [18].

Enfim, ressalta-se a necessidade de investigações adicionais para avaliar outros aspectos relacionados ao uso de mais de um combustível, como alterações no veículo (e.g. adição de um novo sistema de alimentação e de injeção de combustível); um provável aumento na complexidade e no tempo necessário para a execução de atividades de aplicação e validação do motor; a possível emissão de poluentes atualmente não regulamentados em veículos comerciais pesados (e.g. aldeídos e álcool não-queimado); e a elevação da massa do veículo devido à menor densidade energética do

etanol (e.g. maior volume de combustível). Os impactos da utilização de E100 e E65W35 na capacidade de carga útil transportada e nas emissões de GEE da cadeia logística também requerem análises mais detalhadas, já que esses dependerão do nível de substituição energética (%Etanol) da aplicação final e do ciclo de operação do veículo.

## CONCLUSÕES

Este estudo investigou experimentalmente os efeitos da injeção de etanol com alto teor de hidratação e de ciclo Miller em um motor diesel monocilíndrico equipado com um sistema VVA. A operação em ciclo Miller foi alcançada através de LIVC, permitindo a redução da razão de compressão efetiva (ECR) de 16,8 na condição de referência para 14,4 nos casos com LIVC. Os experimentos foram realizados em regime de plena carga de 24 bar IMEP a 1200 rpm. O início das injeções de diesel foi otimizado em cada caso para obter a máxima eficiência líquida indicada, observando os limites de calibração do motor (e.g. PMAX de 180 bar). Etanol anidro (E100) e etanol hidratado contendo 35% (v/v) de água (E65W35) foram injetados no coletor de admissão com o objetivo de aumentar a eficiência líquida indicada, diminuir as emissões de poluentes e minimizar os custos de operação do motor.

Os resultados experimentais demonstraram que a utilização de ciclo Miller (ECR de 14,4) em uma operação somente a diesel reduz as emissões de  $\text{NO}_x$  em 39%. Entretanto, houve uma significativa deterioração da eficiência líquida indicada e das emissões de fuligem em comparação com o caso de referência com ECR de 16,8. Esses efeitos negativos foram consequência da formação de uma mistura mais desfavorável (e.g. baixo  $\lambda$  de 1,17) e de um processo de combustão mais longo (e.g. menor trabalho de expansão). Estes são decorrentes, principalmente, da redução da quantidade de oxigênio disponível e diminuição das temperaturas locais de combustão ao aplicar um LIVC enquanto a pressão no coletor de admissão é mantida constante.

A injeção de um percentual energético (%Etanol) de E100 de 19% aumentou a velocidade de queima global e permitiu recuperar as perdas em eficiência líquida indicada para o mesmo valor obtido pelo caso de referência a diesel. Além disso, as emissões de  $\text{NO}_x$  se mantiveram cerca de 41% menores e os níveis de *soot* foram controlados em níveis próximos aos da combustão somente a diesel na ECR de 16,8.

A presença de um elevado teor de água no combustível E65W35 permitiu atrasar e controlar o processo de autoignição do etanol. Como resultado, foi possível elevar a quantidade de E65W35 injetada, atingindo-se a máxima eficiência líquida indicada de 45,6% com um %Etanol de 51%. Esse melhor processo termodinâmico também favoreceu a redução das temperaturas de combustão,

conforme demonstrado pelas baixas emissões de NOx de 4,5 g/kWh, cerca de 66% menores que as do caso de referência.

Por fim, a diminuição das emissões de NOx através da combinação de ciclo Miller e injeção de etanol com alto teor de hidratação reduziu significativamente os requisitos de eficiência do sistema de pós-tratamento SCR e o consumo estimado de Arla 32 necessários para atender o limite de emissões de NOx do PROCONVE P8. Consequentemente, existe potencial para reduzir os custos de operação de veículos equipados com tais sistemas. Entretanto, a implementação dessa tecnologia avançada de combustão em veículos comerciais pesados dependerá, além de outros aspectos, dos preços dos combustíveis, o que infere em necessidade de mudança nas legislações de GEE e de subsídios para os combustíveis utilizados pelo segmento.

## AGRADECIMENTOS

Dr. Pedrozo e Dr. Lanzanova gostariam de agradecer a CAPES e ao CNPq, respectivamente, por apoiarem seus cursos de doutorado pleno (PhD) na Brunel University London sob supervisão do Prof. Hua Zhao.

## REFERÊNCIAS

- [1] Reitz RD. Directions in internal combustion engine research. *Combust Flame* 2013;160:1–8. doi:10.1016/j.combustflame.2012.11.002.
- [2] Dec JE. A conceptual model of DI diesel combustion based on laser sheet imaging. *SAE Tech Pap* 1997. doi:10.4271/970873.
- [3] Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA. Resolução No 490, de 16 de Novembro de 2018. *Diário Of Da União* 2018;223:153.
- [4] Miller J, Posada F. Brazil PROCONVE P-8 emission standards. *ICCT Policy Updat* 2019.
- [5] Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA. Resolução No 403, de 11 de Novembro de 2008. *Diário Of Da União* 2008;220:92.
- [6] Posada F, Chambliss S, Blumberg K. Costs of emission reduction technologies for heavy-duty diesel vehicles. *ICCT White Pap* 2016.
- [7] Pedrozo VB, May I, Dalla Nora M, Cairns A, Zhao H. Experimental analysis of ethanol dual-fuel combustion in a heavy-duty diesel engine: An optimisation at low load. *Appl Energy* 2016;165:166–82. doi:10.1016/j.apenergy.2015.12.052.
- [8] Liu J, Wang H, Zheng Z, Zou Z, Yao M. Effects of Different Turbocharging Systems on Performance in a HD Diesel Engine with Different Emission Control Technical Routes. *SAE Tech Pap* 2016. doi:10.4271/2016-01-2185.
- [9] Dallmann T, Menon A. Technology Pathways for Diesel Engines Used in Non-Road Vehicles and Equipment. *ICCT White Pap* 2016.
- [10] Görsmann C. Improving air quality while reducing the emission of greenhouse gases. *Johnson Matthey Technol Rev* 2015;59:139–51. doi:10.1595/205651315X687524.
- [11] Delgado O, Lutsey N. The U.S. SuperTruck Program: Expediting the development of advanced heavy-duty vehicle efficiency technologies. *ICCT White Pap* 2014.
- [12] Charlton S, Dollmeyer T, Grana T. Meeting the US Heavy-Duty EPA 2010 Standards and Providing Increased Value for the Customer. *SAE Int J Commer Veh* 2010;3. doi:10.4271/2010-01-1934.
- [13] Johnson T V. Diesel Emissions in Review. *SAE Int J Engines* 2011;4. doi:10.4271/2011-01-0304.
- [14] Stanton DW. Systematic Development of Highly Efficient and Clean Engines to Meet Future Commercial Vehicle Greenhouse Gas Regulations. *SAE Int J Engines* 2013;6. doi:10.4271/2013-01-2421.
- [15] Imtenan S, Varman M, Masjuki HH, Kalam M a., Sajjad H, Arbab MI, et al. Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: A review. *Energy Convers Manag* 2014;80. doi:10.1016/j.enconman.2014.01.020.
- [16] Reitz RD, Duraisamy G. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Prog Energy Combust Sci* 2015;46:12–71. doi:10.1016/j.pecs.2014.05.003.
- [17] Pedrozo VB, May I, Zhao H. Exploring the mid-load potential of ethanol-diesel dual-fuel combustion with and without EGR. *Appl Energy* 2017;193:263–75. doi:10.1016/j.apenergy.2017.02.043.
- [18] Pedrozo VB, May I, Guan W, Zhao H. High efficiency ethanol-diesel dual-fuel combustion: A comparison against conventional diesel combustion from low to full engine load. *Fuel* 2018;230:440–51. doi:10.1016/j.fuel.2018.05.034.
- [19] May I, Pedrozo V, Zhao H, Cairns A, Whelan S, Wong H, et al. Characterization and Potential of Premixed Dual-Fuel Combustion in a Heavy Duty Natural Gas/Diesel Engine. *SAE Tech Pap* 2016. doi:10.4271/2016-01-0790.
- [20] Goldsworthy L. Fumigation of a heavy duty common rail marine diesel engine with ethanol-water mixtures. *Exp Therm Fluid Sci* 2013;47:48–59. doi:10.1016/j.expthermflusci.2012.12.018.
- [21] Benajes J, García A, Monsalve-Serrano J, Balloul I, Pradel G. An assessment of the dual-mode reactivity controlled compression ignition/conventional diesel combustion capabilities in a EURO VI medium-duty diesel engine fueled with an intermediate ethanol-gasoline blend and biodiesel. *Energy Convers Manag* 2016;123:381–91. doi:10.1016/j.enconman.2016.06.059.

- [22] Pedrozo VB, Zhao H. Improvement in high load ethanol-diesel dual-fuel combustion by Miller cycle and charge air cooling. *Appl Energy* 2018;210:138–51. doi:10.1016/j.apenergy.2017.10.092.
- [23] Guan W, Wang X, Zhao H, Liu H. Exploring the high load potential of diesel–methanol dual-fuel operation with Miller cycle, exhaust gas recirculation, and intake air cooling on a heavy-duty diesel engine. *Int J Engine Res* 2020. doi:10.1177/1468087420926775.
- [24] Martins MES, Lanzaova TDM. Full-load Miller cycle with ethanol and EGR: Potential benefits and challenges. *Appl Therm Eng* 2015;90:274–85. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.06.086.
- [25] He X, Durrett RP, Sun Z. Late Intake Valve Closing as an Emissions Control Strategy at Tier 2 Bin 5 Engine-Out NOx Level. *SAE Int J Engines* 2008;1:2008-01–0637. doi:10.4271/2008-01-0637.
- [26] Benajes J, Molina S, Martín J, Novella R. Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine. *Appl Therm Eng* 2009;29:1947–54. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.09.014.
- [27] Pedrozo VB, Lanzaova TDM, Zhao H. The effects of wet ethanol injection and Miller cycle on a heavy-duty diesel engine operating at full load. *Intern Combust Engines Conf 2017 - IMechE* 2017.
- [28] Sjöberg M, Dec JE. Effects of EGR and its constituents on HCCI autoignition of ethanol. *Proc Combust Inst* 2011;33:3031–8. doi:10.1016/j.proci.2010.06.043.
- [29] Zhao H. HCCI and CAI engines for automotive industry. Cambridge: Woodhead Publishing Limited; 2007.
- [30] Dempsey AB, Das Adhikary B, Viswanathan S, Reitz RD. Reactivity Controlled Compression Ignition Using Premixed Hydrated Ethanol and Direct Injection Diesel. *J Eng Gas Turbines Power* 2012;134:082806-082806–11. doi:10.1115/1.4006703.
- [31] Christensen M, Johansson B. Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection. *SAE Tech Pap* 1999. doi:10.4271/1999-01-0182.
- [32] Brewster S, Railton D, Maissey M, Frew R. The Effect of E100 Water Content on High Load Performance of a Spray Guide Direct Injection Boosted Engine. *SAE Tech Pap* 2007. doi:10.4271/2007-01-2648.
- [33] Flowers DL, Aceves SM, Frias JM. Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines. *SAE Tech Pap* 2007;01. doi:10.4271/2007-01-1867.
- [34] Lanzaova TDM, Dalla Nora M, Zhao H. Performance and economic analysis of a direct injection spark ignition engine fueled with wet ethanol. *Appl Energy* 2016;169:230–9. doi:10.1016/j.apenergy.2016.02.016.
- [35] Lanzaova TDM, Dalla Nora M, Martins MES, Machado PRM, Pedrozo VB, Zhao H. The effects of residual gas trapping on part load performance and emissions of a spark ignition direct injection engine fuelled with wet ethanol. *Appl Energy* 2019;253:113508. doi:10.1016/j.apenergy.2019.113508.
- [36] Saffy H a, Northrop WF, Kittelson DB, Boies AM. Energy, carbon dioxide and water use implications of hydrous ethanol production. *Energy Convers Manag* 2015;105:900–7. doi:10.1016/j.enconman.2015.08.039.
- [37] López-Plaza EL, Hernández S, Barroso-Muñoz FO, Segovia-Hernández JG, Aceves SM, Martínez-Frías J, et al. Experimental and Theoretical Study of the Energy Savings from Wet Ethanol Production and Utilization. *Energy Technol* 2014;2:440–5. doi:10.1002/ente.201300180.
- [38] Schwoerer J, Kumar K, Ruggiero B, Swanbon B. Lost-Motion VVA Systems for Enabling Next Generation Diesel Engine Efficiency and After-Treatment Optimization. *SAE Tech Pap* 2010. doi:10.4271/2010-01-1189.
- [39] Wallner T. Correlation Between Speciated Hydrocarbon Emissions and Flame Ionization Detector Response for Gasoline/Alcohol Blends. *J Eng Gas Turbines Power* 2011;133. doi:10.1115/1.4002893.
- [40] Pedrozo VB, May I, Lanzaova TDM, Zhao H. Potential of internal EGR and throttled operation for low load extension of ethanol–diesel dual-fuel reactivity controlled compression ignition combustion on a heavy-duty engine. *Fuel* 2016;179:391–405. doi:10.1016/j.fuel.2016.03.090.
- [41] Heywood JB. Internal Combustion Engines Fundamentals 2E. 2nd Editio. McGraw-Hill Education; 2018.
- [42] International Organisation of Legal Metrology (IOLM). International Recommendation No22 - Alcoholometry. First Ed. Paris: 1973.
- [43] Ickes A, Hanson R, Wallner T. Impact of Effective Compression Ratio on Gasoline-Diesel Dual-Fuel Combustion in a Heavy-Duty Engine Using Variable Valve Actuation. *SAE Tech Pap* 2015. doi:10.4271/2015-01-1796.
- [44] Kokjohn SL, Hanson RM, Splitter D a, Reitz RD. Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. *Int J Engine Res* 2011;12:209–26. doi:10.1177/1468087411401548.
- [45] Pedrozo VB. An experimental study of ethanol-diesel dual-fuel combustion for high efficiency and clean heavy-duty engines. Brunel University London, 2017.
- [46] Zhao H. Advanced direct injection combustion engine technologies and development - Volume 2: Diesel engines. Cambridge: Woodhead Publishing

- Limited; 2010.
- [47] Schaefer M, Hofmann L, Girot P, Rohe R. Investigation of NOx- and PM-reduction by a Combination of SCR-catalyst and Diesel Particulate Filter for Heavy-duty Diesel Engine. SAE Int J Fuels Lubr 2009;2. doi:10.4271/2009-01-0912.
- [48] Johansen K, Widd A, Truck M a N, Ag B. Passive NO2 Regeneration and NOx Conversion for DPF with an Integrated Vanadium SCR Catalyst. SAE Tech Pap 2016. doi:10.4271/2016-01-0915.
- [49] Hanson R, Ickes A, Wallner T. Comparison of RCCI Operation with and without EGR over the Full Operating Map of a Heavy-Duty Diesel Engine. SAE Tech Pap 2016. doi:10.4271/2016-01-0794.
- [50] INMETRO. Portaria No 389, de 06 de agosto de 2013 2013.
- [51] Agência Nacional de Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis. Série histórica do levantamento de preços e de margens de comercialização de combustíveis. ANP 2020. <http://www.anp.gov.br/precos-e-defesa-da-concorrenca/precos/levantamento-de-precos/serie-historica-do-levantamento-de-precos-e-de-margens-de-comercializacao-de-combustiveis> (accessed May 17, 2020).
- [52] ANP. Administrative Act ANP No. 19. 2015.