

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Alice Oliari Müller

**VALIDAÇÃO DE MODELOS COMPUTACIONAIS DE UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR CENTELHA COM COMANDO DE VÁLVULAS
TOTALMENTE VARIÁVEL OPERANDO COM ETANOL**

Santa Maria, RS
2021

Alice Oliari Müller

**VALIDAÇÃO DE MODELOS COMPUTACIONAIS DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR CENTELHA COM COMANDO DE VÁLVULAS TOTALMENTE VARIÁVEL
OPERANDO COM ETANOL**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS) como requisito parcial para obtenção do título de **Engenheira Mecânica**.

Alice Oliari Müller

Orientador: Prof. Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova, PhD

Santa Maria, RS
2021

VALIDAÇÃO DE MODELOS COMPUTACIONAIS DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA COM COMANDO DE VÁLVULAS TOTALMENTE VARIÁVEL OPERANDO COM ETANOL

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS) como requisito parcial para obtenção do título de **Engenheira Mecânica**.

Aprovado em 20 de julho de 2021:

Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova, PhD. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Dr. Vinícius Rückert Roso (UFSM)

Eng. Diego Golke (UFRGS)

Santa Maria, RS

2021

AGRADECIMENTOS

“Sozinhos, podemos fracassar. O sucesso sempre depende de ajuda.”

Simon Sinek

Com essa frase, agradeço ao meu orientador por conduzir meu trabalho de pesquisa e ser, por diversas vezes na minha jornada acadêmica, mais que um professor. Também agradeço a todos os professores do curso de engenharia mecânica da Universidade Federal de Santa Maria pela excelência acadêmica de cada um, especialmente ao professor Mario Martins, PhD, coordenador do Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões. Agradeço à minha família e ao meu namorado que estiveram ao meu lado me apoiando nesta longa trajetória. Por fim agradeço à Deus por me permitir chegar até aqui.

RESUMO

VALIDAÇÃO DE MODELOS COMPUTACIONAIS DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA COM COMANDO DE VÁLVULAS TOTALMENTE VARIÁVEL OPERANDO COM ETANOL

AUTOR: Alice Oliari Müller

ORIENTADOR: Thompson Diórdinis Metzka Lanzanova, PhD.

A consciência da necessidade de avançar em direção à sustentabilidade faz com que novos combustíveis e estratégias viáveis sejam buscadas para reduzir a emissão de gases do efeito estufa e formadores de chuva ácida oriundos de motores de combustão interna. Os biocombustíveis se tornam uma solução viável devido a sua reposição renovável e benefícios ambientais e econômicos. Estudos mostram que existe um aumento na eficiência indicada de motores de ignição por centelha ao serem operados sem estrangulamento através da utilização de estratégias de tempo de válvulas variáveis. A utilização dessas estratégias traz reduções de perdas de trabalho por bombeamento. Durante as últimas décadas, várias estratégias foram propostas para aumentar o desempenho do motor. Neste trabalho, modelos computacionais de um motor de ignição por centelha monocilíndrico de pesquisa equipado com um sistema eletro-hidráulico de atuação de válvulas totalmente variável operando a etanol e utilizando diferentes estratégias de eventos de válvulas foram desenvolvidos e validados. A simulação computacional foi realizada através de um software de volumes finitos unidimensional específico para motores de combustão interna. A técnica de modelagem utilizada foi a TPA (análise de três pressões). Esse modelo busca simular a condição de troca de gases do motor real ao utilizar dos dados experimentais de pressão instantânea e temperatura do escoamento nos coletores de admissão e exaustão como condições de contorno. A pressão instantânea de cilindro é utilizada para calcular a taxa de liberação de calor durante a combustão e como parâmetro comparativo de validação. As estratégias de válvulas utilizadas nos experimentos previamente realizados foram de cruzamento positivo de válvulas e cruzamento negativo de válvulas. Diferentes cargas, de 2.0 à 9.0 bar IMEP em 1500 rpm, foram avaliadas para cada estratégia. Modelos para ambas as estratégias foram validados, os desvios entre os parâmetros de validação simulados e experimentais foram apresentados e a análise comparativa apresentou o maior ganho de eficiência par ao NVO na condição de 3 bar IMEP.

Palavras-chave: motor de combustão interna; tempo de válvula variável; etanol.

ABSTRACT

Commitment to move towards sustainability leads to the search of internal combustion engines new fuels and viable strategies to reduce the emission of greenhouse gases. Biofuels become a viable solution due to their renewable replacement and environmental and economic benefits. Studies show that there is an increase in the indicated efficiency of spark ignition engines when operated without throttling through the use of variable valve timing strategies. The use of these strategies brings reductions in pumping work losses. Over the last few decades, several strategies have been proposed to increase engine performance. In this work, computational models of a research single-cylinder spark ignition engine equipped with a fully variable electro-hydraulic valve actuation system operating on ethanol and using different valve timing strategies were developed and validated. The computational simulation was performed using a one-dimensional finite volume software specific for internal combustion engines. The modeling technique used was TPA (three pressure analysis). This model seeks to simulate the real engine gas exchange condition by using experimental data of instantaneous pressure and flow temperature in the intake and exhaust manifolds as boundary conditions. The instantaneous cylinder pressure is used to calculate the rate of heat release during combustion, and as a comparative validation parameter. The valve strategies used in the previously carried out experiment were positive valve overlap and negative valve overlap. Different loads, from 2.0 to 9.0 bar IMEP at 1500 rpm, were evaluated for each strategy. Models for both strategies were validated, deviations between simulated and experimental validation parameters were presented, and a comparative analysis present a greater gain in efficiency with NVO in condition of 3 bar IMEP.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 DIAGRAMA DE TEMPOS DE VÁLVULA CORRELACIONADOS COM UM DIAGRAMA PV PARA UM MOTOR CONVENCIONAL SI QUATRO TEMPOS [PATIL, 2003].....	13
FIGURA 2 MOTOR NA BANCADA DE TESTES E SISTEMA HIDRÁULICO [LANZANOVA, 2017].....	18
FIGURA 3 ESQUEMA REPRESENTANDO O MOTOR DE PESQUISA E O AMBIENTE DA CÉLULA DE TESTES [LANZANOVA, 2017].....	22
FIGURA 4: ANÁLISE DA TRANSFERENCIA DE CALOR [HEYWOOD 2018].....	26
FIGURA 5 MODELO DO MOTOR DE UM CILINDRO.....	28
FIGURA 6: GRÁFICOS DE LOGP VS LOG(V/VMAX) A) 2 BAR, B) 3 BAR, C) 4 BAR, D) 6 BAR, E) 7 BAR, F) 9 BAR.....	30
FIGURA 7 GRÁFICOS DE LOGP E LOG(V/VMAX) PARA PVO A) 2 BAR, B) 3 BAR, C) 4 BAR, D) 6 BAR, E) 7 BAR, F) 9 BAR.....	32
FIGURA 8 GRÁFICOS DE LOGP E LOG(V/VMAX) PARA NVO A) 2 BAR, B) 3 BAR, C) 4 BAR, D) 6 BAR, E) 7 BAR, F) 9 BAR.....	34
FIGURA 9: DESVIO RELATIVO DE COMBUSTÍVEL.....	35
FIGURA 10: DESVIO RELATIVO DO IMEP SIMULADO.....	35
FIGURA 11 DESVIO RELATIVO DO AR.....	35
FIGURA 12: DESVIO RELATIVO PARA O LAMBA.....	36
FIGURA 13: EFICIÊNCIA INDICADA RELATIVA.....	37
FIGURA 14: EFICIÊNCIA DA COMBUSTÃO.....	38
FIGURA 15: INÍCIO DA COMBUSTÃO.....	38
FIGURA 16: DURAÇÃO DE COMBUSTÃO 10-90% EM FUNÇÃO DA CARGA DE OPERAÇÃO PARA DIFERENTES ESTRATÉGIAS DE VÁLVULAS.....	39
FIGURA 17: FRAÇÃO DE GASES RESIDUAIS PARA DIFERENTES ESTRATÉGIAS DE VÁLVULAS EM FUNÇÃO DA CARGA DE OPERAÇÃO.....	39
FIGURA 18 TEMPERATURA MÁXIMA DA ZONA NÃO-QUEIMADA DURANTE O PROCESSO DE COMBUSTÃO PARA AS DIFERENTES ESTRATÉGIAS DE VÁLVULAS.....	40
FIGURA 19: EFICIÊNCIA DA TROCA DE GASES.....	40
FIGURA 20 COEFICIENTES PARA CÁLCULO DA VELOCIDADE MÉDIA DO GÁS DENTRO DO CILINDRO [HEYWOOD, 2018].....	45

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	9
1.1 <i>Objetivos Específicos.....</i>	<i>10</i>
2 DESENVOLVIMENTO.....	11
2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	11
2.1.1 <i>Motores.....</i>	<i>11</i>
2.1.2 <i>Etanol em Motores de Combustão Interna.....</i>	<i>14</i>
2.1.3 <i>Evento de válvula variável e controle.....</i>	<i>15</i>
2.1.4 <i>Estratégia com cruzamento positivo de válvulas (PVO).....</i>	<i>15</i>
2.1.5 <i>Estratégia com cruzamento negativo de válvulas (NVO).....</i>	<i>17</i>
2 MATERIAIS E MÉTODOS.....	18
2.1 <i>Setup Experimental.....</i>	<i>18</i>
2.2 <i>Modelagem Computacional.....</i>	<i>23</i>
2.2.3 <i>Modelagem de blocos.....</i>	<i>23</i>
2.2.4 <i>Modelos Utilizados.....</i>	<i>24</i>
2.2.5 <i>Análise por método de três pressões (TPA).....</i>	<i>26</i>
3. RESULTADOS.....	28
3.1 SI CONVENCIONAL (CSI) PARA COMPARAÇÃO.....	28
3.2 ESTRATÉGIA COM CRUZAMENTO DE VÁLVULAS POSITIVO PVO.....	30
3.3 ESTRATÉGIA COM CRUZAMENTO DE VÁLVULAS NEGATIVO NVO.....	32
3.4 ANÁLISE COMPARATIVA.....	37
5. CONCLUSÃO.....	41
APÊNDICE A.....	45

1 INTRODUÇÃO

Os relatórios de referência do último inventário nacional de emissões dos gases de efeito estufa mostram que o subsetor de transportes é responsável por mais de 50% das emissões de CO₂, que são oriundas de combustíveis fósseis no Brasil (MCTI, 2020). Essas emissões passaram de 79,337 para 199,974 Gg CO₂ entre 1990 e 2016. A gasolina é responsável por 35% do total dessas emissões (MCTI, 2021). A necessidade de avançar em direção à sustentabilidade torna os biocombustíveis uma solução viável devido a sua reposição renovável e a seus benefícios ambientais e econômicos (SADEGHINEZHAD *et al.*, 2014).

É importante analisar todo o ciclo de emissão de carbono dos combustíveis, i.e. desde a produção do etanol até a sua queima, uma vez que a qualidade do ar é significativamente afetada quando utilizado em motores de combustão interna. Inúmeros estudos foram realizados nos últimos anos avaliando o ciclo de vida do bioetanol, e existem evidências do seu potencial de entregar energia de forma neutra ou até positiva, ou seja, sem afetar as emissões de carbono quando avaliado o seu ciclo inteiro de vida (VON BLOTTNITZ; CURRAN, 2007).

Motores de combustão interna a etanol, que operam com mistura homogênea e ignição por centelha (SI, do inglês *spark ignition*), possuem normalmente o controle de carga realizado pela válvula borboleta. Conseqüentemente, o motor a etanol opera estrangulado sob regime de carga parcial. Isso resulta em baixa economia de combustível e aumenta a emissão de gases de efeito estufa e formadores de chuva ácida. Estudos mostram que existe um aumento na eficiência indicada nos motores operando sem estrangulamento (WOT, do inglês *wide open throttle*) através da utilização de VVT (do inglês *variable valve timing*). O aumento da eficiência é causado pela redução do trabalho de bombeamento (PARVATE-PATIL; HONG; GORDON, 2003). Durante as últimas décadas, vários mecanismos e estratégias de utilização de VVT foram propostos para melhorar o desempenho do motor. Busca-se então, por meio da utilização de um *software* de dinâmica de gases, o desenvolvimento de um modelo computacional e sua respectiva validação por meio de dados experimentais para um motor de combustão por centelha a etanol, operando em regime de carga parcial e com controle totalmente variável das válvulas. Os cruzamentos de válvulas positivo e

negativo foram utilizados nos experimentos e serão abordados na validação dos modelos computacionais.1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é realizar a validação de um modelo computacional de um motor monocilíndrico de testes operando com etanol em software de dinâmica de gases para motores de combustão interna e com os resultados do modelo realizar uma análise comparativa dos principais parâmetros de operação que influenciam a eficiência indicada do motor.

1.1 Objetivos Específicos

- Construir um modelo computacional a partir dos dados geométricos básicos do motor;
- Validar um modelo de TPA (análise de três pressões, do inglês *three pressure analysis*) do motor operando com estratégia de atuação de válvulas convencional com came fixos.
- Validar um modelo computacional para a estratégia de operação com cruzamento positivo de válvulas e com cruzamento negativo de válvula.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1.1 Motores

Na década de 80 do século XIX, Nicolaus A. Otto desenvolveu um motor de combustão interna propondo um ciclo de quatro tempos composto de admissão, compressão, expansão e exaustão. Buscava melhorar a baixa eficiência térmica dos motores atmosféricos que existiam na época (S., 1932). Motores que operam por ignição por centelha ainda podem ser analisados idealmente pelo ciclo Otto. Trabalham usualmente com cargas pré-misturadas estequiométricas, ou seja, misturas que contém a quantidade exata de ar para oxidar completamente todo combustível. A necessidade de trabalhar com misturas estequiométricas em motores de ignição por centelha surge da especificidade do catalisador de três vias, que requer tal condição para conversão eficientes de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não-queimados e principalmente óxidos de nitrogênio (NO_x) (KENNETH W. RAGLAND, 2011).

Durante o processo de admissão, ocorre perda de carga conforme o escoamento passa ao longo de todos os componentes dos sistemas de admissão. Essa perda de carga depende da velocidade do motor, da resistência dos componentes ao escoamento, da seção transversal pela qual a carga fresca se move e da densidade da carga (HEYWOOD, 2018). Quando maior a perda de carga no sistema de admissão e exaustão, maior será o trabalho de bombeamento que o motor terá de realizar durante o período de troca de gases, reduzindo sua eficiência de operação. O combustível e o ar são pré-misturados no sistema de admissão para os sistemas com injeção de combustível localizada nas portas de admissão (PFI, do inglês *port fuel injection*). Em sistemas com injeção direta (DI, do inglês *direct injection*), o combustível é injetado diretamente dentro do cilindro durante a fase de admissão ou compressão, tendo um tempo menor para o processo de formação da mistura (ZHAO; LAI; HARRINGTON, 1999).

As válvulas de admissão usualmente abrem de 10 a 15 graus antes do ponto morto superior do pistão (PMS) para melhorar a eficiência volumétrica do motor em altas velocidades. Conforme o cilindro se move para depois do PMS e a pressão cai abaixo da pressão do coletor de admissão, ar ou mistura fresca entram no cilindro e

se misturam com os gases residuais da combustão do ciclo anterior. A válvula de admissão se fecha de 50 a 60 graus depois do ponto morto inferior do pistão (PMI) (HEYWOOD, 2018).

No final da compressão, uma faísca dá início ao núcleo de chama que se desenvolve em uma chama turbulenta. Ela se propaga através da mistura não queimada até atingir as paredes do cilindro e se extinguir. Durante esse processo, a temperatura e a pressão aumentam até determinado ângulo de virabrequim. A pressão do cilindro aumenta a um valor máximo pouco após o ponto morto superior do cilindro, conforme a chama se propaga (HEYWOOD, 2018).

A formação da frente de chama depende do volume de reações de oxidação autossustentáveis, passagem da etapa de inicialização para propagação de reações radicalares, causadas pela centelha e de seu tamanho de núcleo. No regime de chama laminar enrugada, a espessura da frente de chama é menor do que a escala de Kolmogorov e a intensidade turbulenta da chama é da mesma ordem da velocidade laminar de propagação da chama (COLIN R. FERGUSON, 2015). O efeito da turbulência no cilindro distorce e enrugam a frente de chama. Os vórtices turbulentos espalham áreas de ignição que emergem da vela de ignição. A intensidade de turbulência é proporcional a velocidade do motor, portanto, em velocidades mais altas pode haver uma transição de regime da chama enrugada para a de *flamelets-in-eddies*, onde a espessura da frente de chama é maior. Nesse regime, pode haver a criação de reentrâncias de mistura não queimada (COLIN R. FERGUSON, 2015).

Durante o processo de expansão, a pressão diminui e trabalho é gerado pelo pistão. O processo de exaustão usualmente começa de 40 a 60 graus antes do PMI. Os gases queimados são inicialmente expelidos do cilindro devido a diferença de pressão entre esse e o sistema de exaustão até que o pistão alcance PMI. Depois disso, os gases queimados remanescentes são empurrados pelo pistão enquanto ele se move até o PMS. Os termos utilizados para essas duas fases são *blowdown* e *displacement*, respectivamente. A válvula de exaustão se fecha em torno de 15 graus depois do PMS. A prática usual é estender a abertura das válvulas de admissão e exaustão a fim de melhorar o enchimento, lavagem dos cilindros e utilizar da melhor forma a inércia dos gases no sistema (HEYWOOD, 2018).

Na Figura 1, os eventos de abertura e fechamento das válvulas estão correlacionados com o diagrama de Pressão x Volume de um motor de combustão interna convencional (PARVATE-PATIL; HONG; GORDON, 2003).

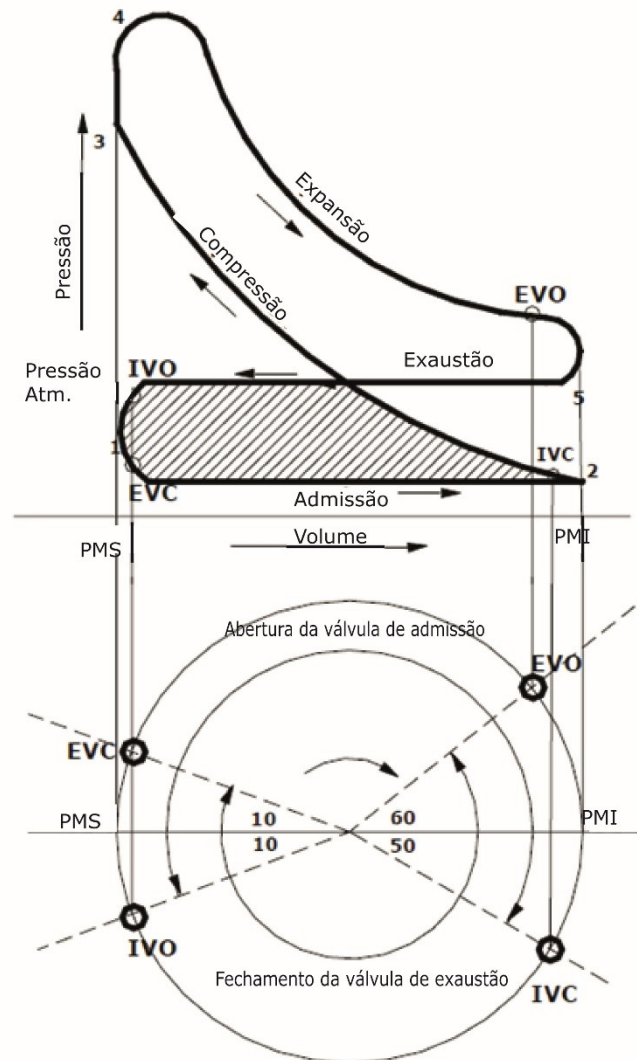


Figura 1 Diagrama de tempos de válvula correlacionados com um diagrama PV para um motor convencional SI quatro tempos [Patil, 2003]

Conforme apresentado na figura 1, a área tracejada do diagrama P x V é referente ao trabalho de exaustão menos o trabalho de admissão. Quanto maior a pressão de exaustão ou menor a pressão de admissão, maior será o trabalho gasto em bombeamento. Assim, buscam-se alternativas para aumentar a pressão média durante a fase de admissão, mantendo a quantidade de ar admitido constante. Com isso, alcança-se operação desestrangulada (do inglês, *unthrottled*).

2.1.2 Etanol em Motores de Combustão Interna

Desde 1925, o Brasil utiliza o etanol como combustível em seus veículos de transporte. Atualmente, mais de 80% dos veículos produzidos no Brasil tem tecnologia *flex*, ou seja, capacidade de operar tanto com gasolina quanto com etanol ou com a mistura de ambos (MUSTAFA BALAT, 2009). Torna-se assim, uma escolha do consumidor qual combustível utilizar (ISABELLA *et al.*, 2017). A preferência no consumo de etanol varia muito de acordo com cada região no Brasil, e requer políticas específicas para impulsionar o consumo desse biocombustível em todo o país (DE FREITAS; KANEKO, 2011). Uma das vantagens da utilização do etanol está em seu balanço de carbono, que é considerado quase zero emissões de carbono em uma análise *well-to-wheel* (MORGANTI *et al.*, 2018).

Uma comparação experimental foi realizada (KAR; CHENG; ISHII, 2009) em um motor equipado com um sistema PFI operando com gasolina e etanol. O etanol mostrou uma maior resistência à detonação quando comparado com a gasolina, permitindo trabalhar com avanço de ignição mais próximo do ponto de máximo torque, aumentando a eficiência indicada. Isso se deve maior octanagem do etanol em comparação com a gasolina, desta forma o etanol possui maior resistência a detonação. No mesmo artigo, é possível observar que as emissões de NO_x utilizando etanol são um pouco menores devido a menores temperaturas adiabáticas de chama.

O etanol apresenta uma taxa de queima mais rápida que a gasolina. Contudo, o aumento do percentual de água presente no etanol mostra reduzir a reatividade da mistura (AUGOYE; ALEIFERIS, 2014). Quando comparado com o etanol hidratado, o etanol anidro possui uma duração de combustão menor e uma taxa de liberação de calor com maiores amplitudes, resultando em um torque maior devido a uma maior eficiência em condição de plena carga (VILLELA; MACHADO, 2012).

Além disso, o calor latente de vaporização do etanol é quase três vezes maior que o da gasolina (924 vs 350 kJ kg⁻¹)(CHUPKA *et al.*, 2015). Isso resulta em uma redução da temperatura da mistura durante o processo de vaporização do combustível. Consequentemente, a densidade da mistura aumenta, possibilitando atingir maiores cargas de operação.

2.1.3 Evento de válvula variável e controle

Estudos para conseguir a operação em carga parcial de motores via métodos de VVT, ao invés do método comum de estrangulamento pela borboleta, tem sido foco do desenvolvimento de sistemas que se referem a qualquer método de atuação de variação nesses instantes de válvulas (VVA, do inglês *Variable Valve Actuation*). Existem diversas formas de atuação desses mecanismos, cada qual com seus benefícios e limitações, e podem trazer melhorias no consumo de combustível quando comparados a um motor que possui operação com eventos de válvulas fixos. O principal motivo é que os eventos fixos de válvulas com came convencionais são um resultado de comprometimento entre desempenho em alta carga e economia em baixa carga (LANZANOVA, T.; NORA; ZHAO, 2017). Para o motor operar forma eficiente e efetiva dentro da sua faixa de operação, os eventos de válvulas devem ser capazes de variar com a rotação e a carga em qualquer lugar de seu mapa de operação (PARVATE-PATIL; HONG; GORDON, 2003).

As estratégias mais complexas de VVA envolvem o controle completo e independente de cada válvula, o que permite a variação de *lift* (levante de válvula), duração e tempo de cada uma delas. Podem ser alcançadas por mecanismos baseados em atuação eletro-hidráulica, eletropneumática ou eletromecânica. Os benefícios dependem muito do modo de operação do motor e da estratégia de válvula sendo utilizada, visto que existe uma vasta gama de possibilidades. Algumas técnicas envolvem variar o comportamento da válvula de exaustão, melhorando a estabilidade de combustão em baixa carga e reduzindo emissões de NOx e HC (LANZANOVA, Thompson D. M. *et al.*, 2018). Outras, envolvem a variação dos momentos das válvulas de admissão, modificando a razão de compressão e atuando diretamente na redução de perdas por bombeamento.

2.1.4 Estratégia com cruzamento positivo de válvulas (PVO)

Em altas velocidades e altas cargas, a estratégia de cruzamento positivo de válvulas (PVO, do inglês *positive valve overlap*) pode ser utilizada para aumentar a lavagem dos gases residuais dos cilindros e promover maior escoamento de mistura fresca. A estratégia com cruzamento positivo de válvulas consiste em adiantar a abertura da válvula de admissão (EIVO, do inglês *early intake valve opening*) e

atrasar o fechamento da válvula de exaustão (LEVC, do inglês *late exhaust valve closure*), o que tem como finalidade ter ambas as válvulas abertas durante determinado intervalo. Conforme o PVO é aumentado em operação de carga parcial com controle de carga por borboleta, a eficiência do processo de troca de gases do motor aumenta e menos energia é requerida para o bombeamento da mistura fresca. Devido a diferença de pressão entre o sistema de admissão e exaustão, os gases da exaustão escoam em um sentido reverso. Assim, durante o curso de admissão, esses gases residuais são admitidos para o cilindro, sobrando menos tempo durante o curso de admissão para succionar mistura fresca. Parte do curso de admissão é utilizado para admitir os gases residuais que estão localizado no sistema de admissão. Com o aumento da pressão de admissão há redução das perdas de bombeamento. Quando em operação com borboleta totalmente aberta, o cruzamento de válvulas positivo propicia melhor aproveitamento do efeito inercial dos gases de exaustão, facilitando o processo de lavagem e permitindo o alcance de maiores cargas de operação (LANZANOVA, T. D. M., 2017).

OJAPAH et al. analisaram a performance, eficiências e emissões de diferentes operações do motor, utilizando método de controle de carga com válvula borboleta em comparação com a estratégia de PVO e controle de carga por EIVC (fechamento antecipado de válvula de admissão, do inglês *early intake valve closure*). A utilização PVO e EIVC apresenta maiores eficiências termodinâmica e indicada. A eficiência de combustão foi menor para EIVC quando comparado com a estratégia convencional de eventos de válvulas devido a maior quantidade de gases residuais aprisionados nos cilindros.

CORBERÁN et al., ano, mostraram que o aumento da fração de gases residuais (RGF, do inglês *residual gas fraction*) mantém uma relação direta com a redução de mistura fresca. Uma relação analítica simples pode ser encontrada entre a fração residuais de gases, a eficiência volumétrica, a velocidade do motor, o volume do cilindro no instante da abertura da válvula de admissão e o escoamento na seção transversal dos gases residuais. A RGF tem uma grande influência na estabilidade do motor e nas emissões de NO_x e HC. A instabilidade aumenta quando o RGF aumenta, dependendo também do fechamento da válvula de admissão (IVC, do inglês *intake valve closure*). As emissões de NO_x diminuem com a diluição.

2.1.5 Estratégia com cruzamento negativo de válvulas (NVO)

O cruzamento das válvulas negativo (NVO, do inglês *negative valve overlap*) acontece quando ocorre fechamento adiantado das válvulas de exaustão (EEVC, do inglês *early exhaust valve closure*), antes do PMS, e a abertura das válvulas de admissão (LIVO, do inglês *late intake valve opening*) ocorre após o PMS, retendo gases residuais quentes no cilindro. NVO é uma estratégia relativamente simples e efetiva para várias faixas de operações do motor (MAHROUS *et al.*, 2008). O EEVC aprisiona os gases residuais da combustão dentro da câmara de combustão. Os gases residuais são recomprimidos enquanto o pistão se movimenta para cima em direção ao PMS. Após, os gases queimados são então re-expandidos até a abertura atrasada da válvula de admissão. Durante esse período, os gases quentes atuam como uma mola, retornando parte do trabalho recebido durante a recompressão na fase de re-expansão. Na operação sem estrangulamento, a quantidade de ar induzida é limitada devido à presença de gases residuais. Portanto, quanto maior o período de NVO, menor a carga máxima atingida (LANZANOVA, Thompson Diórdinis Metzka *et al.*, 2019). Considerando uma fase de recompressão isentrópica, o balanço de trabalho é zero. Para isso, a IVO deve ser exatamente simétrica ao EVC. Quando comparando o estado da mistura durante a recompressão e expansão no mesmo volume de cilindro, a pressão dentro do cilindro durante a expansão é menor, resultando em um loop de bombeamento negativo. O trabalho de bombeamento, durante o período do NVO, é considerado pequeno quando comparado ao da operação com cruzamento positivo de válvulas (LANZANOVA, T. D. M., 2017).

A recuperação de energia durante o período de NVO tem sido analisada de um ponto de vista térmico e químico para modos de combustão de autoignição controlada. A utilização dessa estratégia aumenta a estabilidade de combustão devido a uma combinação de aquecimento da mistura e alteração de sua reatividade durante a recompressão (*fuel reforming*) (EKOTO *et al.*, 2015).

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Setup Experimental

Os dados experimentais foram previamente adquiridos de um motor de pesquisa de um cilindro com diâmetro interno de 81,6 mm e razão de compressão de 11,78 com FVVA, do inglês *fully variable valve actuation*, no Centro de Pesquisa Avançada de Powertrain e Combustíveis (CAPF) na Universidade de Brunel em Londres durante o andamento do doutorado do Prof. Thompson Lanzasova. O motor possuía um sistema de atuadores eletro-hidráulicos instalado independentemente em cada válvula, que permitia completo controle de atuação das válvulas. Os testes foram conduzidos com o motor conectado a um dinamômetro ativo de corrente alternada na rotação fixa de 1500 rpm. A carga foi controlada manualmente através da quantidade de ar admitido. Outros parâmetros foram ajustados através do controle manual da largura do pulso de injeção de combustível, e do momento de ignição. Foram realizados testes nas cargas de 2, 3,1, 4,5, 6,1, 7,5 e 9bar IMEP. O ponto de ignição foi variado em cada carga para atingir o MBT, e o ponto de início da injeção no coletor de admissão foi estabelecido como o ponto morto superior da fase de compressão. Na Figura 2, pode-se observar o motor dentro da célula de testes.

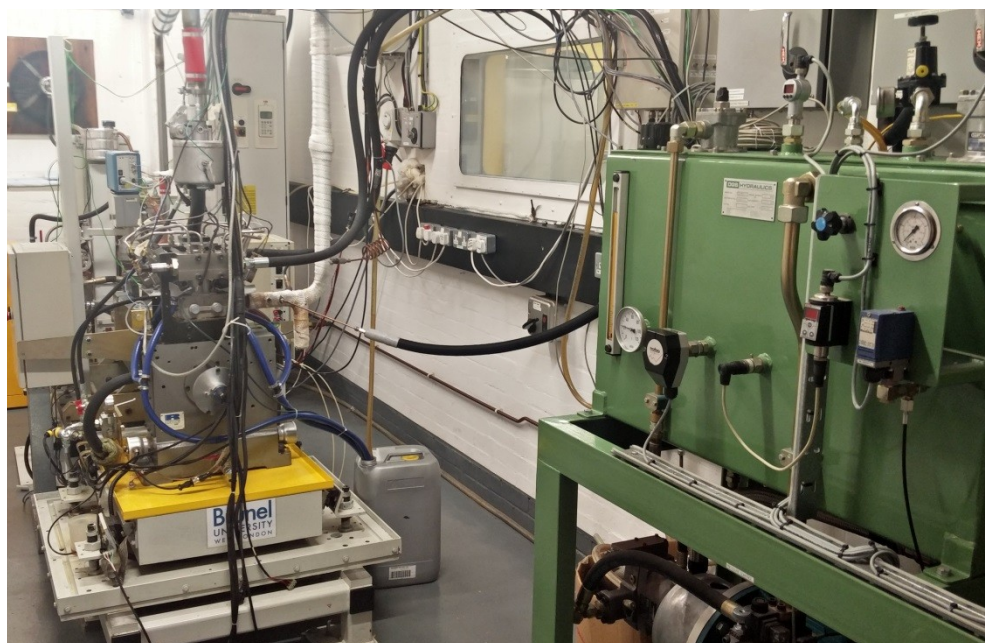


Figura 2 Motor na bancada de testes e sistema hidráulico [Lanzasova, 2017]

Termopares do tipo K foram utilizados para medir a temperatura do motor e do escoamento em diversos pontos do circuito de troca de gases. Diferentes sensores de pressão, médio ou instantâneo, foram utilizados de acordo com sua respectiva necessidade. A pressão dentro do cilindro foi medida utilizando um transdutor piezoelétrico AVLGH15D. O transdutor piezoresistivo utilizado para medir a pressão de admissão e de exaustão foi o de modelo Kistler 4007BA20F. .

A pressão de exaustão foi monitorada para validar o *pegging* termodinâmico. Transdutores piezoelétricos mostram somente a variação da pressão e não o seu valor absoluto. Por isso, torna-se necessário referenciar essa variação através de métodos chamados de *pegging*. O método de *pegging* do software não era apropriado para a operação do motor desestrangulado sob controle de carga através do fechamento adiantado da válvula de admissão. O método utilizado para pós-processamento dos dados, já utilizado em sistemas de aquisição de dados na indústria, foi o *pegging* determinado termodinamicamente. O *pegging* termodinâmico é baseado na compressão politrópica. A pressão foi corretamente referenciada através da equação 1, e a equação 2 define a correção de pressão aplicada. P_i e V_i são a pressão e o volume instantâneos dentro do cilindro nos ângulos de virabrequim 1 e 2 situados durante a compressão, ou seja, depois do IVC, mas antes da ignição. O coeficiente politrópico utilizado foi de 1,30.

$$P_{real} = P_{medido} + P_{correção} \quad (1)$$

$$P_{correção} = \frac{P_2 - P_1}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} - 1} - P_1 \quad (2)$$

As emissões dos gases de exaustão foram medidas utilizando um analisador de gases Horiba 7170EGR. Foram medidos hidrocarbonetos não queimados, monóxido de carbono, dióxido de carbono, oxigênio e óxidos de nitrogênio. Na Figura 3, encontra-se a representação esquemática do motor e dos aparatos periféricos do motor. Em vermelho, estão representados os sistemas de aquisição e controle compostos pela unidade de controle do motor (ECU, do inglês *engine control unit*), pela unidade de controle das válvulas (VCU, do inglês *valve control unit*), unidade de controle PFI, placa de aquisição de dados e três computadores.

Os parâmetros do motor foram controlados e modificados utilizando a interface ETAS Inca V5.4. A VCU recebia sinais da variável diferencial dos transdutores de relutância variável das válvulas, utilizados para medir o deslocamento linear instantâneo de cada válvula, e atuava nos atuadores das válvulas que estavam conectados à ECU. Os eventos de abertura e fechamento das válvulas eram controlados também pela interface do ETAS Inca V5.4. Os sinais dos transdutores de pressão do cilindro, da admissão, da exaustão e dos DVRTs (do inglês *Differential variable reluctance transducer*) foram devidamente referenciados com o ângulo de virabrequim, utilizando um encoder LeineLinde de 720 pulsos por revolução.

O pós processamento de dados também envolveu o recálculo dos parâmetros relacionados à eficiência devido ao trabalho de bombeamento encontrado pelo software não levar em consideração à variação dos eventos de válvula, sendo necessário recalculá-los a pressão dentro do cilindro de acordo com o *pegging* previamente citado. Assim, primeiramente, a pressão média efetiva foi recalculada conforme

$$IMEP = \frac{\int_{-180}^{540} p_i dV}{V_d} = \frac{W_{c,i}}{V_d} \quad (3)$$

$W_{c,i}$ é o trabalho indicado do ciclo e V_d é o volume deslocado. O ângulo do PMS da combustão foi definido como sendo o ângulo zero do virabrequim. A eficiência indicada do ciclo, que representa a eficiência de conversão da energia do combustível em trabalho, foi calculada da seguinte forma

$$\eta_i = \frac{IMEP \cdot V_d}{m_c \cdot LHV_c} \quad (4)$$

m_c é a vazão mássica de combustível por ciclo e LHV_c é seu poder calorífico inferior. A pressão média efetiva de bombeamento foi calculada através da integral representativa da parte de baixa pressão do diagrama pressão versus volume, conforme

$$PMEP = \frac{\int_{EVO}^{IVC} p_i dV}{V_d} \quad (5)$$

A eficiência da troca de gases foi calculada através da relação entre o trabalho total disponível, $IMEP_{gross}$, e o trabalho produzido durante o período em que ambas as válvulas se encontravam fechadas, $IMEP_{net}$.

$$\eta_c = \frac{IMEP_{net}}{IMEP_{gross}} \quad (6)$$

A eficiência de combustão, que está relacionada com a quantidade de combustível desperdiçada devido a oxidação parcial e combustível não queimado, foi calculada como

$$\eta_c = 1 - \frac{\sum \dot{m}_i \cdot LHV_i}{\dot{m}_c \cdot LHV_c} \quad (7)$$

\dot{m}_i é a vazão mássica de cada gás considerado e LHV_i seu respectivo poder calorífico inferior e \dot{m}_c é a vazão mássica de combustível.

O parâmetro lambda foi calculado através da equação 8

$$\lambda = \frac{\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_c}}{\frac{\dot{m}_{ar}^s}{\dot{m}_c^s}} \quad (8)$$

Em que \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar, \dot{m}_c a vazão mássica de combustível, \dot{m}_{ar}^s é a vazão mássica de ar na razão estequiométrica e \dot{m}_c^s é a vazão mássica de combustível na razão estequiométrica.

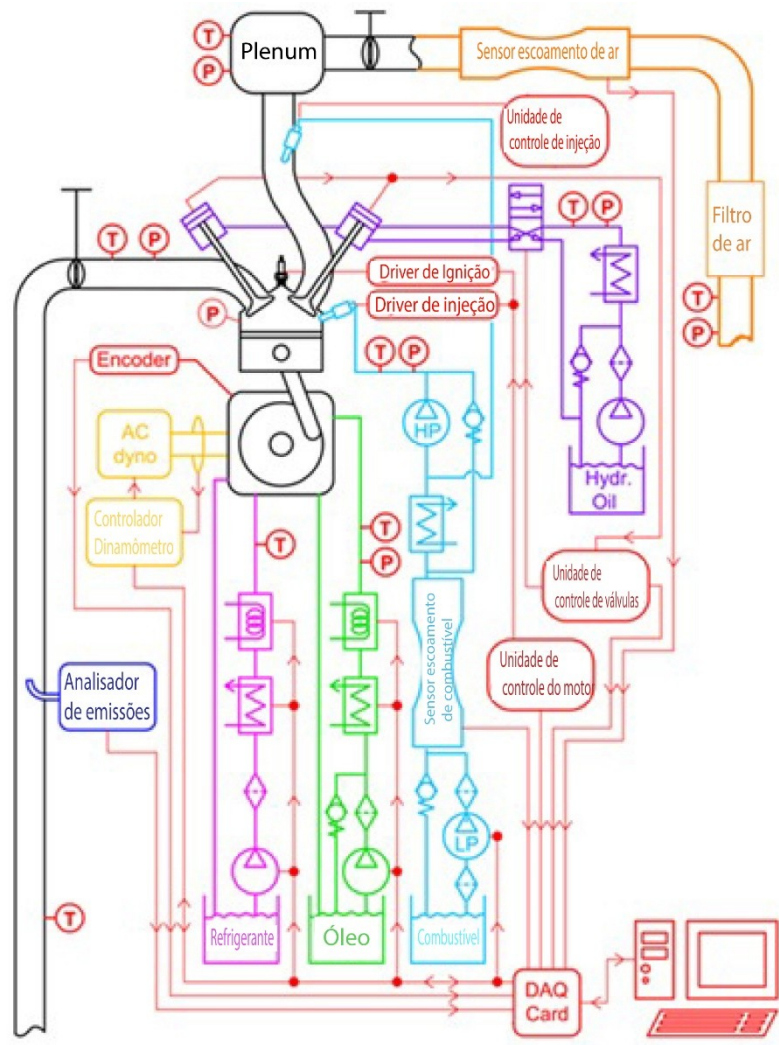


Figura 3 Esquema representando o motor de pesquisa e o ambiente da célula de testes [adaptado de Lanzanova, 2017]

2.2 Modelagem Computacional

O motor previamente descrito foi modelado no software de dinâmica de gases para motores GT-ISE (*Integrated Simulation Environment*). É um software que utiliza o método de volumes finitos unidimensionais baseada em diagrama de blocos. O software possui um ambiente de modelagem específico para motores de combustão interna.

As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia foram resolvidas pelo método explícito, que fornece resultados precisos para sistemas de pressões pulsantes, como ocorre nos motores e nos sistemas de injeção. O método explícito utiliza os valores de referência, como por exemplo temperatura e pressão, dos sub-volumes da vizinhança em um cálculo direto, não requerendo iterações. Para garantir estabilidade, o passo de tempo utilizado satisfaz a condição de *Courant* (GAMMA, 2012). A discretização dos elementos Δx de escoamento unidimensionais seguiu o critério de discretização apresentado no manual:

$$\Delta x < 0.4D \text{ para elementos do sistema de admissão}$$

$$\Delta x < 0.55D \text{ para elementos do sistema de exaustão}$$

2.2.3 Modelagem de blocos

A construção do modelo no software se dá através de blocos que representam as peças e sistemas que compõem o motor. Esses blocos estão disponíveis na biblioteca interna do software e possuem as informações necessárias para a modelagem das peças, tal como o local para a inserção dos dados de entrada do usuário, no caso, os dados experimentais previamente adquiridos. Cada objeto possui seu conjunto de equações e ao ser interligado a outro objeto, suas equações são acopladas. A solução do conjunto completo de equações caracteriza a simulação. A seguir, são descritos os principais blocos utilizados para descrever os dados experimentais utilizados.

EndEnvironmentTPA: Utilizado tanto no início quanto no final dos sistemas de admissão e exaustão, esse bloco caracteriza as condições de contorno para temperatura, pressão e composição de ar, combustível e exaustão para o método de

análise de três pressões (apresentado a seguir). Na admissão de ar do sistema, os dados experimentais de pressão instantânea foram utilizados. Na exaustão do sistema para a atmosfera foi utilizada uma pressão constante, e o sistema de exaustão foi modelado.

Sequential Injector with Imposed Pulse Width: Utilizado para injetar combustível no sistema através de pulsos. São especificados os dados de entrada para o combustível, tal como sua vazão mássica por ciclo.

Cam-Driven Valve Connection: Define as válvulas de admissão e exaustão do motor. São inseridos os respectivos perfis de *lift* de cada válvula, coeficiente de descarga e suas demais características geométricas.

Engine Cranktrain: Utilizado para definir as características do virabrequim do motor e a geometria do cilindro. Recebe informações sobre o funcionamento do motor, como por exemplo, se o ciclo é de 2 tempos ou de 4 tempos e especificações de carga ou velocidade. São informados também atributos geométricos do cilindro, como por exemplo, o número de cilindros, seu diâmetro, o comprimento da biela, a razão de compressão e o volume morto do cilindro.

Engine Cylinder: Utilizado para definir as características do cilindro. São informadas as condições iniciais do cilindro, tais como, a temperatura de referência das paredes e cabeça do cilindro e do pistão, o modelo de transferência de calor, a especificação do modelo de combustão ou modelo de análise de pressão, e dados de pressão em função do ângulo do virabrequim.

2.2.4 Modelos Utilizados

A transferência de calor para as fronteiras do sistema foi descrita por um modelo de duas zonas, queimada e não queimada. Considerando o coeficiente de transferência de calor convectivo, temos o conjunto de equações 9 e 10.

$$Q_{wb} = \alpha hA (T_b - T_w) \quad (9)$$

$$Q_{wub} = (1 - \alpha) hA (T_{ub} - T_w) \quad (10)$$

Sendo o sub índice b referente a zona queimada e o ub para a zona não queimada. T_w é a temperatura da fronteira do sistema, A é a área de troca térmica, h o coeficiente de transferência de calor por convecção e α é um coeficiente que relaciona a temperatura efetiva do gás (T_g) com a temperatura das zonas queimada e não queimada, descrito na equação 11. O coeficiente α é obtido pela relação da massa queimada e total e por um parâmetro n descrito na equação 12.

$$T_g = \alpha T_b + (1 - \alpha) T_{ub} \quad (11)$$

$$\alpha = \left(\frac{m_b}{m_t} \right)^n \quad (12)$$

Para obtenção do coeficiente α , utilizou-se o modelo híbrido do GT-Power (GAMMA, 2012). que o valor de n é contido entre 1, modelo linear, e 2, modelo quadrático, descrito pela equação 13.

$$n = 1 + \left(\frac{m_b}{m_t} \right)^2 \quad (13)$$

A figura 4 apresenta o calor do sistema, para combustão, transferência pela fronteira e gerado pela combustão ideal do combustível, em função do ângulo do virabrequim.

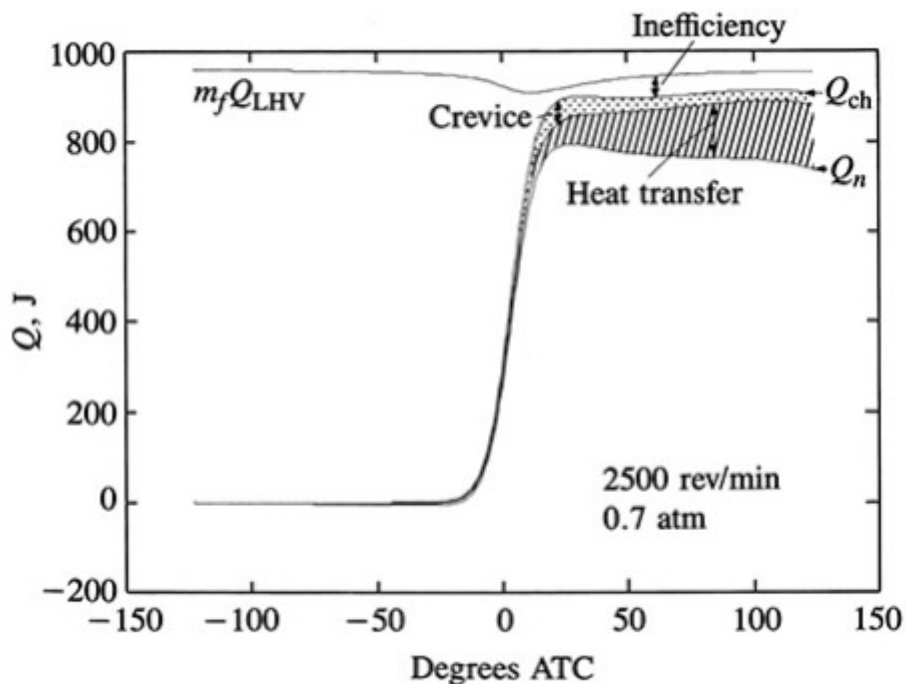


Figura 4: Análise da transferência de calor [Heywood 2018]

O modelo de *Woschni* foi utilizado para a transferência de calor dentro do cilindro. A definição das equações e dos coeficientes utilizados pelo software para esses modelos se encontram no Apêndice A, tal como a condição de *Courant*. Multiplicadores foram utilizados no modelo de transferência de calor e na área de vazão das válvulas para melhor correlacionar os resultados obtidos da simulação com os experimentais.

2.2.5 Análise por método de três pressões (TPA)

O método da análise de três pressões (TPA, do inglês *Three Pressure Analysis*) foi utilizado para calcular a taxa de queima da combustão. O método realiza a simulação dos eventos de troca de gases ao utilizar-se da pressão instantânea do coletor de admissão como condição de contorno e tendo as características das válvulas corretamente medidas. A pressão instantânea do cilindro é utilizada para calcular a taxa de liberação de calor, de modo que o comportamento da pressão de cilindro durante a combustão se assemelhe ao comportamento experimentalmente obtido. As pressões instantâneas do cilindro e do coletor de admissão foram impostas como condições de contorno. Para o sistema

de exaustão, foi utilizada a pressão atmosférica ao final do sistema inteiro devido a falha do transdutor de pressão instalado na porta de exaustão. Dessa forma, a RGF, a eficiência volumétrica, temperatura de zona queimada e não-queimada e outras grandezas são previstas pela simulação, com exceção da combustão que é automaticamente imposta a partir do traço de pressão experimental.

O TPA provê um parâmetro analítico para a análise de erros referentes à energia liberada durante a combustão, o $LHV_{multiplier}$. É um indicador da soma cumulativa de diferentes erros, que podem ser provenientes de erros de medição transmitidos através dos dados experimentais especificados e/ou decorrente das hipóteses e simplificações realizadas na formulação dos modelos. O resultado da combinação destes erros resulta em uma diferença ao passo em que o total de energia do combustível no cilindro não se ajusta perfeitamente à energia necessária para alcançar uma combustão simulada igual à experimental. Portanto, para um bom ajuste do modelo da simulação, o valor do $LHV_{multiplier}$ deve ficar próximo à 1, com uma tolerância de 5%.

Além do $LHV_{Multiplier}$, para validar o modelo foi necessário verificar os seguintes parâmetros: pressão média efetiva indicada, massa de ar, massa de combustível e lambda. Essas quantidades devem equivaler aos valores obtidos durante os ensaios experimentais.

A Figura 5 mostra o modelo de um dos casos desse motor no respectivo software. As linhas tracejadas em vermelho e azul demarcam respectivamente os sistemas de exaustão e admissão. Os blocos de monitoramento de lift e flow, massa e pressão são responsáveis gerar os gráficos de monitoramento durante o processo de simulação.

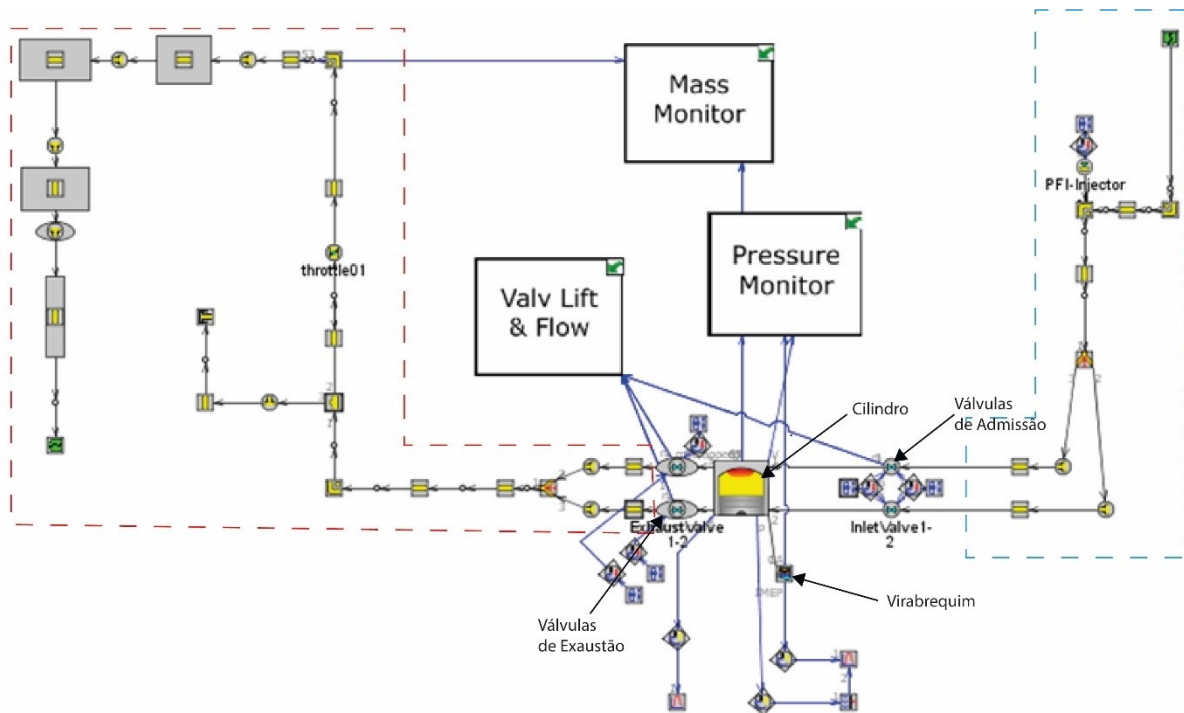


Figura 5: Modelo do motor de um cilindro

3. RESULTADOS

3.1 SI CONVENCIONAL (CSI) PARA COMPARAÇÃO

A tabela 1 apresenta os valores experimentais para o motor operando com estratégia de válvulas CSI (SI Convencional). Na tabela 2 são apresentados os valores preditos pelo *software* GT-Power utilizando a modelagem por meio do TPA. O LHV multiplier para todas as cargas encontra-se dentro da tolerância de $\pm 0,05$ para o valor de referência de 1. Os desvios relativos para a massa de ar admitida por ciclo, a massa de combustível admitida por ciclo e o valor de lambda são apresentados na tabela 2, e os desvios foram menores que 3% para todos os casos.

Desta forma, a partir da análise dos erros e do $LHV_{multiplier}$, podemos afirmar que o modelo utilizado foi capaz de descrever o comportamento do motor de maneira adequada, com os resultados dos valores preditos próximos aos valores experimentais.

Tabela 1: Parâmetros experimentais para cSI.

IMEP	Air /cycle	Fuel /cycle	Spark (CAD)	Lambda	Ind Eff
------	------------	-------------	-------------	--------	---------

(bar)	(mg/cyc)	(mg/cyc)	APMSf)		(%)
2,1	100	10,95	-13	1,01	25,99
3,1	127	14	-13	1,01	28,98
4,6	169,21	18,59	-11	1,01	31,84
6,1	215,18	23,73	-12	1,01	33,95
7,7	257,13	28,3	-11	1,01	35,7
9,8	319,5	35,2	-9	1,01	36,7

Tabela 2 Parâmetros preditos para cSI

IMEP experimenta l (bar)	LH V multiplier	IM EP (bar)	In d Eff (%)	Air / cycle (mg/cyc)	Fu el /cycle (mg/cyc)	La mbda
2,18	0. 96	2. 15	26 .76	99	10 .7	1. 018
3,11	0. 96	3. 03	29 .3	12 5	13 .8	1. 04
4,55	0. 96	4. 45	32 .4	16 8	18 .33	1. 018
6,18	1	5. 99	34 .3	20 9	23 .3	0. 995
7,76	0. 978	7. 56	36	25 5	27 .9	1. 01
9,88	0. 958	9. 58	36 .7	31 6.4	34 .8	1. 01

A Figura 6 apresenta os diagramas logPxlogV, que compara o comportamento da pressão simulada e experimental para a estratégia de válvulas CSI.

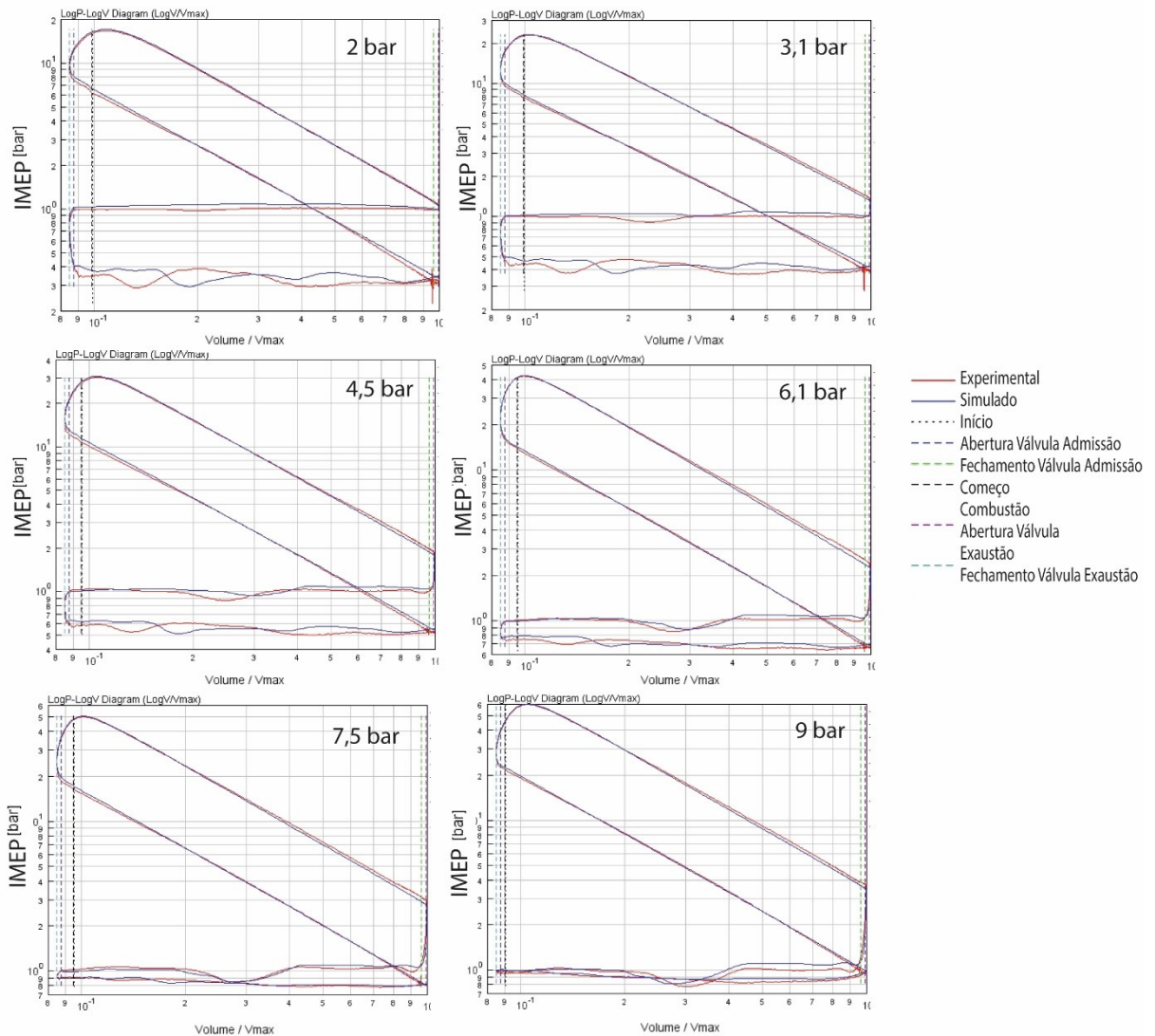


Figura 6: Gráficos de $\text{Log}P$ vs $\text{Log}(V/V_{\text{max}})$ a) 2 bar, b) 3 bar, c) 4 bar, d) 6 bar, e) 7 bar, f) 9 bar.

3.2 ESTRATÉGIA COM CRUZAMENTO DE VÁLVULAS POSITIVO PVO

Nas tabelas 3 e 4 são apresentados respectivamente os valores experimentais e preditos pelo GT-Power para a estratégia de válvula de PVO.

Como para todos os casos o LHV *multiplier* encontra-se dentro da tolerância e para o combustível o erro foi inferior a 1% e o maior erro relativo encontrado foi de 6%, concluímos que o modelo utilizado foi capaz de descrever os resultados experimentais para o PVO com maior exatidão com relação a admissão de combustível e com menor exatidão para a admissão de ar por ciclo.

Tabela 3: Parâmetros experimentais para PVO.

IMEP (bar)	Air /cycle (mg/cyc)	Fuel /cycle (mg/cyc)	Spark (CAD APMSf)	Lambda	Ind Eff (%)	ISFC (g/kWh)
2,1	99,21	11,02	-31	1,00	25,21	530,83
3,1	100,48	13,81	-26	1,00	29,45	454,46
4,6	162,69	17,89	-22	1,01	33,72	396,92
6,1	205,81	22,75	-14	1,01	35,04	381,90
7,6	250,28	27,70	-11	1,01	35,81	373,71
9,1	301,75	33,33	-9	1,01	35,53	376,67

Tabela 4 Parâmetros preditos para PVO

IMEP experimental (bar)	LHV multiplier	IMEP (bar)	Ind Eff (%)	Air/ cycle (mg/cyc)	Fuel/ cycle (mg/cyc)	Lambda	ISFC
2,1	0,96	2,11	25,66	95,57	11,02	0,96	538,28
3,1	0,97	3,12	30,18	122,38	13,81	0,98	453,10
4,6	0,99	4,67	34,81	157,83	17,89	1,01	393,80
6,1	0,97	6,14	36,02	202,80	22,75	1,01	380,72
7,6	0,98	7,56	36,14	255,27	27,93	1,02	379,39
9,1	0,97	8,76	35,05	283,69	33,01	0,96	392,67

A Figura 7 apresenta os diagramas logPxlogV que compara o comportamento da pressão simulada e experimental para a estratégia de válvulas PVO.

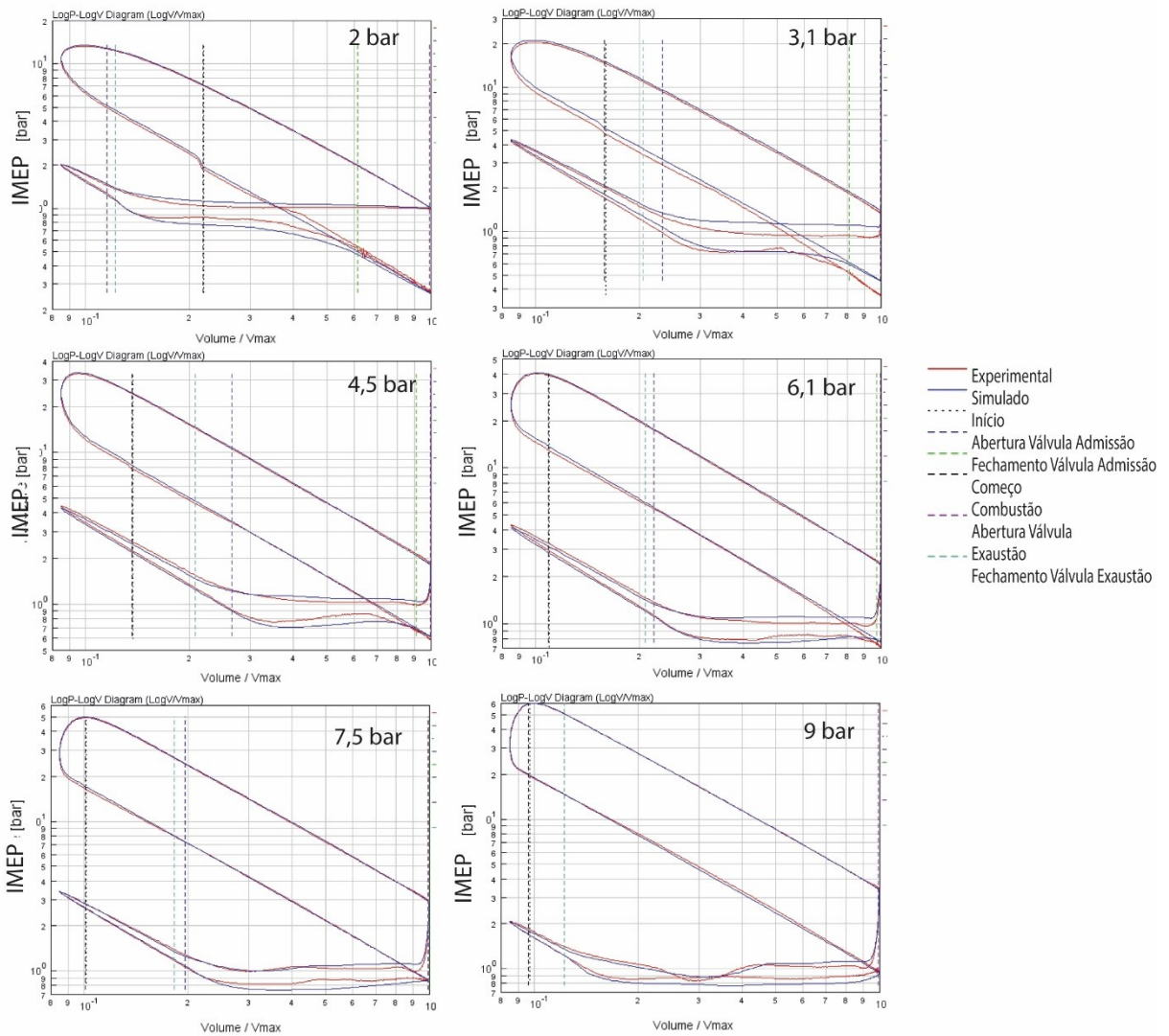


Figura 7 Gráficos de LogP e Log(V/Vmax) para PVO a) 2 bar, b) 3 bar, c) 4 bar, d) 6 bar, e) 7 bar, f) 9 bar

3.3 ESTRATÉGIA COM CRUZAMENTO DE VÁLVULAS NEGATIVO NVO

As tabelas 5 e 6 apresentam os valores experimentais e preditos pelo modelo quando utilizado a estratégia de abertura de válvulas com cruzamento negativo. O modelo ajustado pelo GT-Power obteve valores de LHV *multiplier* dentro da tolerância e os erros relativos do NVO apresentam comportamento semelhante aos do PVO. O maior erro foi encontrado para o ar e o menor para o combustível. Desta forma, o modelo desenvolvido também foi capaz de descrever os resultados experimentais para NVO de maneira satisfatória.

Tabela 5 Parâmetros experimentais para NVO

IMEP (bar)	Air /cycle (mg/cyc)	Fuel /cycle (mg/cyc)	Spark (CAD APMSf)	Lambda	Ind Eff (%)	ISFC (g/kWh)
2,1	84,45	9,36	-41	1,01	29,1	459,553
3,1	112,44	12,43	-30	1,01	32,9	406,23
4,6	153,68	16,92	-25	1,01	34,9	383,51
6,1	200,12	22,10	-17	1,01	36,0	371,747
7,6	244,35	26,88	-14	1,01	36,7	364,337
9,1	292,51	32,29	-12	1,01	36,8	363,64

Tabela 6 Parâmetros preditos para NVO

IMEP experimental (bar)	LHV multiplier	IMEP (bar)	Ind Eff (%)	Air/ cycle (mg/cyc)	Fuel /cycle (mg/cyc)	Lambda	ISFC
2,09	0,99	2,04	29,15	85,70	9,36	1,02	472,00
3,15	0,98	3,13	33,50	119,07	12,42	1,07	408,70
4,54	0,98	4,54	35,45	156,70	17,07	1,02	386,50
6,11	1,01	6,06	36,43	208,89	22,10	1,05	374,50
7,59	1,02	7,56	37,60	251,56	26,88	1,04	365,00
9,13	1,01	9,15	37,78	299,37	32,29	1,03	362,00

A Figura 8 apresenta os diagramas logPxlogV que compara o comportamento da pressão simulada e experimental para a estratégia de válvulas cSI.

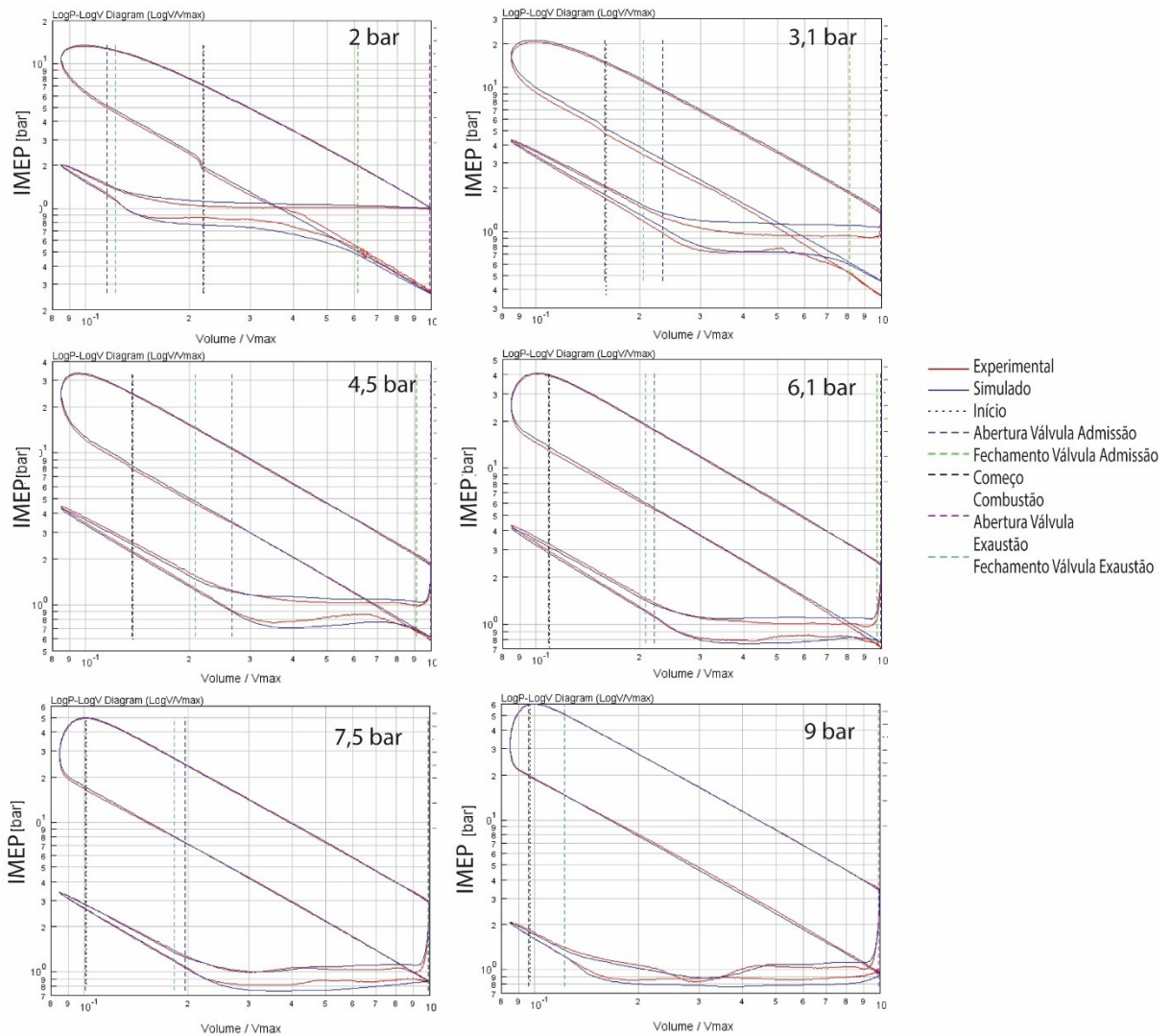


Figura 8 Gráficos de LogP e Log(V/Vmax) para NVO a) 2 bar, b) 3 bar, c) 4 bar, d) 6 bar, e) 7 bar, f) 9 bar

A partir da análise dos diagramas logP x logV das figuras 6, 7 e 8 para todas as cargas, obteve-se uma boa estimativa dos valores preditos das trocas gasosas. É para as condições de baixa carga é possível perceber alterações no ciclo devido às diferenças de medição provenientes do sensor.

As figuras 9, 10, 11 e 12 apresentam os gráficos com os erros relativos entre valores preditos e experimentais em função do IMEP experimental para o sistema cSI, PVO e o NVO.

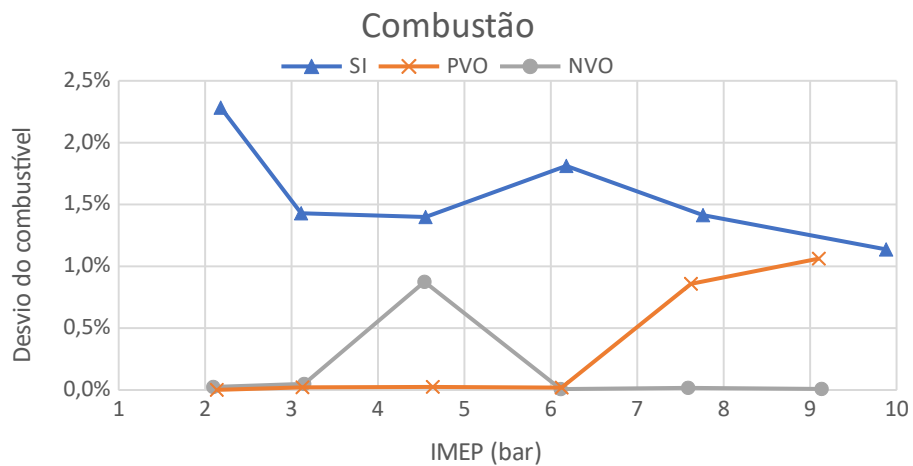


Figura 9: Desvio relativo de combustível

Para os casos de valores simulados de escoamento mássico de combustível por ciclo os maiores desvios dos valores preditos e experimentais os maiores erros são para o motor com estratégia cSI. Para o NVO e PVO os erros ficaram com média inferior a 1%.

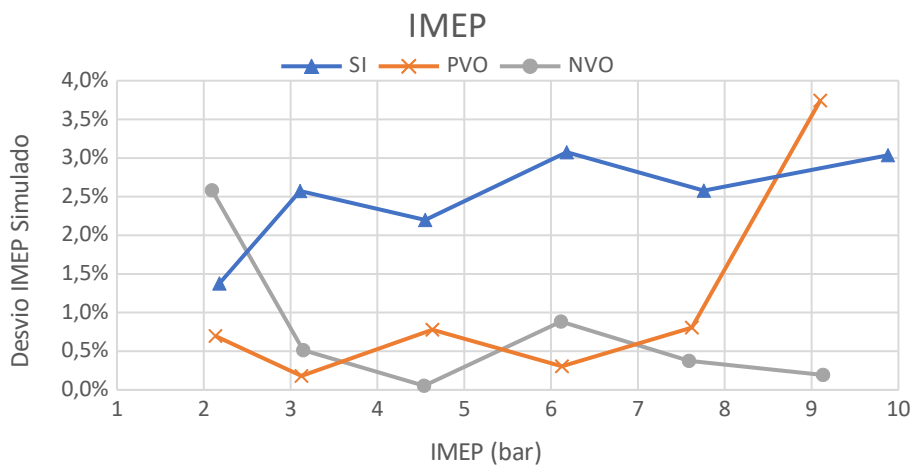


Figura 10: Desvio relativo do IMEP simulado

Para o IMEP, os maiores erros são para o motor operando com estratégia cSI, com erros abaixo de um 1% para as estratégias PVO e NVO, com exceção da carga de 2,0 bar para o NVO e de 9,0 para o PVO.

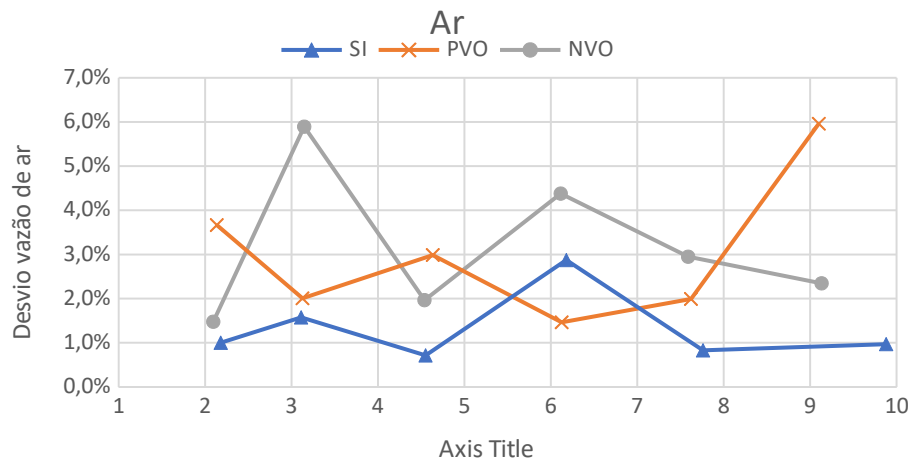


Figura 11 Desvio relativo do ar

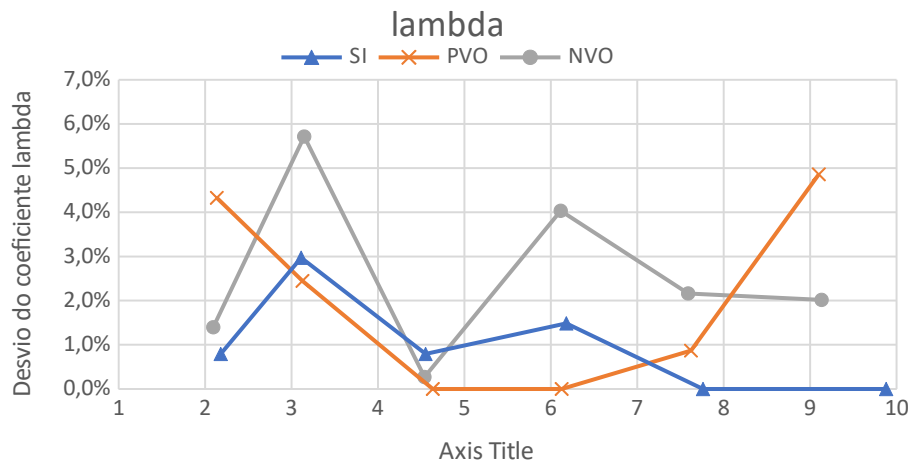


Figura 12: Desvio relativo para o lambda

Para os erros de fluxo mássico de ar por ciclo, os menores erros foram para o cSI, os erros de lambda foram maiores para os sistemas de PVO e NVO do que em comparação com o cSI. Os erros de lambda de PVO apresentam um comportamento parabólico, desta forma pode se afirmar que o modelo descreve melhor a razão ar combustível para o PVO em cargas intermediárias e apresenta maiores erro para o IMEP próximos ao mínimo ou próximos do máximo do intervalo de medição.

3.4 ANÁLISE COMPARATIVA

Para realizar a comparação das eficiências indicadas entre o CSI, PVO e NVO utilizou-se a equação 14, que é a eficiência indicada relativa, para a estratégia de válvula i , tomando como referência o motor cSI. A figura 13 apresenta as curvas de eficiência indicada relativa em função do IMEP para PVO e NVO.

$$\eta_{iR} = \frac{\eta_i}{\eta_{cSI}} - 1 \quad (14)$$

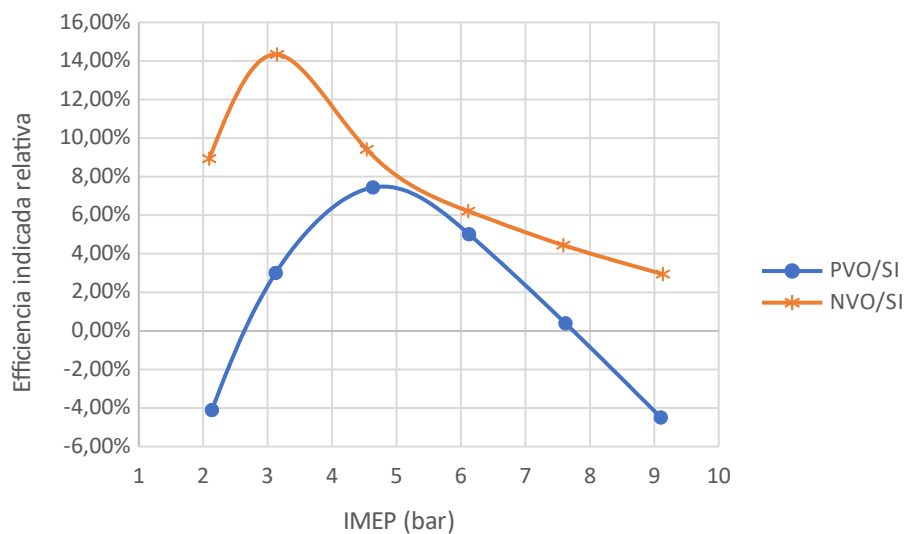


Figura 13: Eficiência indicada relativa

Para o PVO, observa-se que o ganho de eficiência indicada para cargas superiores a 3 bar e inferiores a 7,5 bar, para o NVO observou-se um ganho de eficiência indicada para todas as cargas, sendo que os maiores valores se encontram em cargas baixas. A partir da análise gráfica, podemos concluir que o NVO é a estratégia mais vantajosa para obtermos maior eficiência indicada, tendo os maiores ganhos de eficiência em relação ao motor cSI, pois apresentou valores superiores a zero e superiores aos valores de eficiência indicada relativa do PVO.

A figura 14 apresenta o gráfico com a eficiência da combustão obtida a partir dos dados experimentais para diferentes IMEP, o valor da eficiência da combustão foi obtido no momento do EVO.

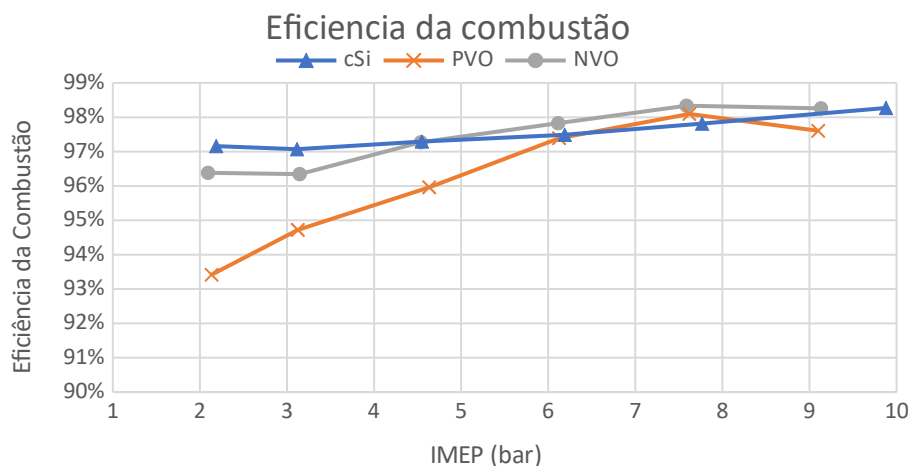


Figura 14: Eficiência da combustão

Os valores de eficiência da combustão para o PVO são inferiores que o NVO e cSI para cargas baixas e médias. O mesmo efeito ocorre em menor escala para o NVO. A menor eficiência da combustão para as estratégias de válvula em baixa carga derivam de maiores frações de gases residuais no sistema.

A figura 15 apresenta o gráfico com o ângulo em que ocorre o início da combustão em função do IMEP para o motor cSI, com PVO e com NVO.

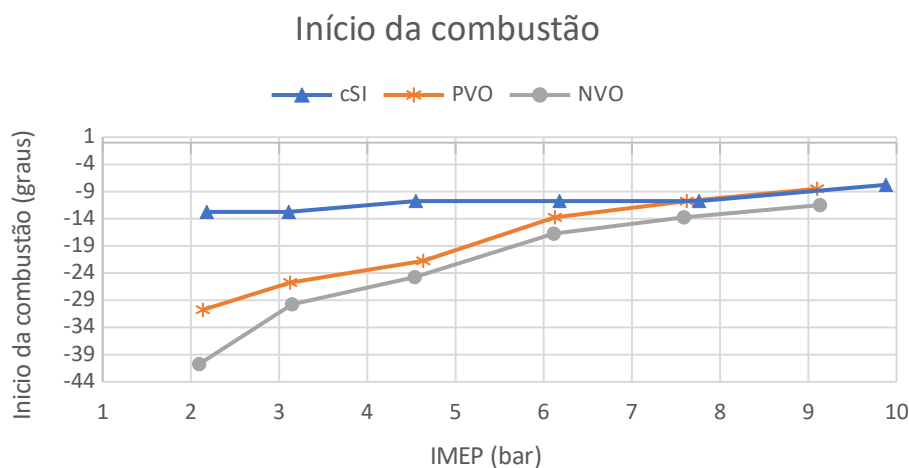


Figura 15: Início da combustão

Para o caso do cSI ocorreu um pequeno aumento do ângulo com o aumento do IMEP, entretanto o ponto de ignição das estratégias PVO e NVO necessitou maiores avanços para compensar maiores durações de combustão mantendo condição MBT. A figura 16 apresenta a duração de combustão calculada pelo

software para as diferentes estratégias de válvulas em diferentes cargas de operação. O aumento da duração de combustão ocorreu principalmente devido à maiores quantidades de gases residuais aprisionados ao utilizar-se das estratégias PVO e NVO (figura 17).

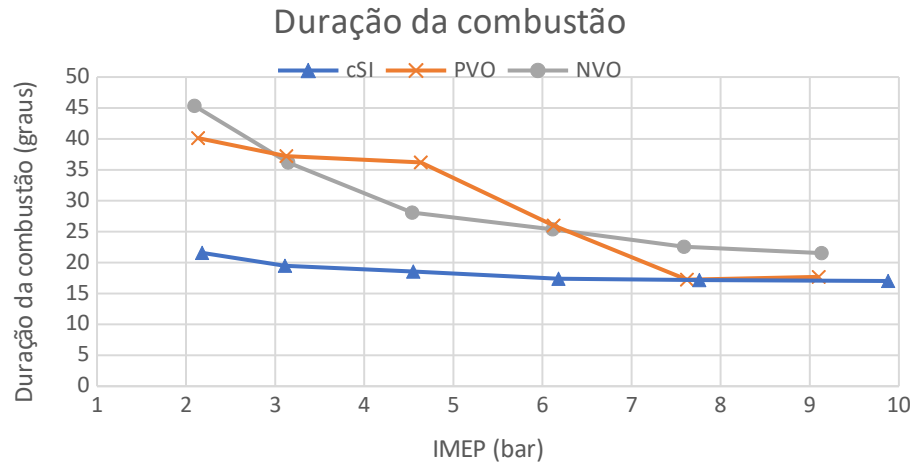


Figura 16: Duração de combustão 10-90% em função da carga de operação para diferentes estratégias de válvulas.

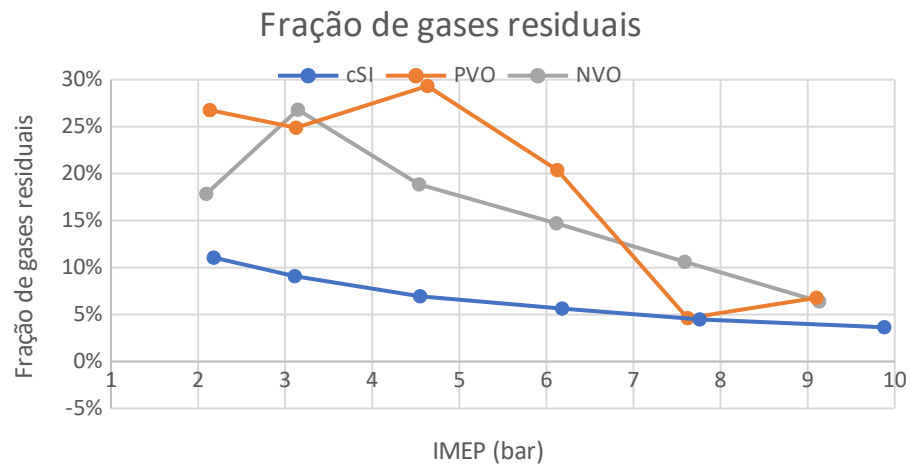


Figura 17: Fração de gases residuais para diferentes estratégias de válvulas em função da carga de operação.

O aumento da quantidade de gases residuais aprisionados no cilindro também influencia diretamente na tendência de detonação do combustível. Ou seja, a diluição da carga por gases residuais altera a temperatura da zona não-queimada,

a qual não deve passar de valores em torno de 900 °C para não ocorrência de detonação. A figura 18 apresenta as temperaturas máximas da zona não-queimada durante a combustão.

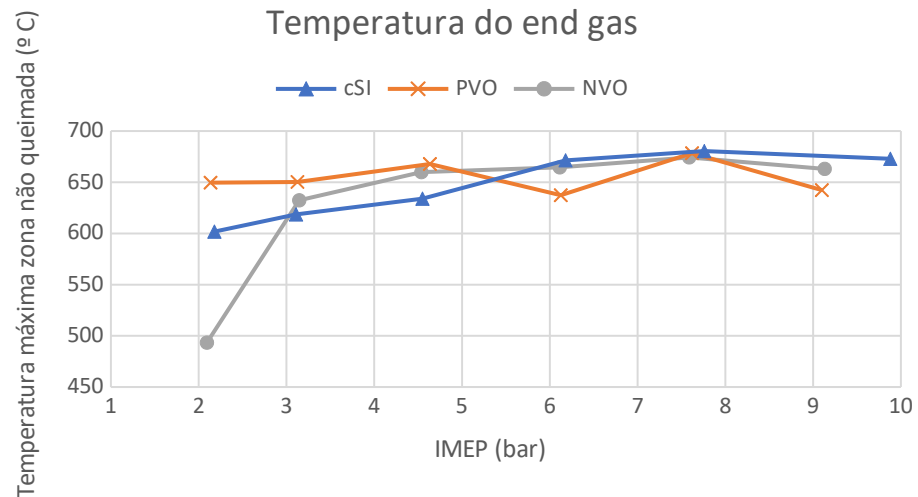


Figura 18 Temperatura máxima da zona não-queimada durante o processo de combustão para as diferentes estratégias de válvulas.

A figura 19 apresenta o gráfico com a eficiência da troca de gases obtida a partir do GT-Power.

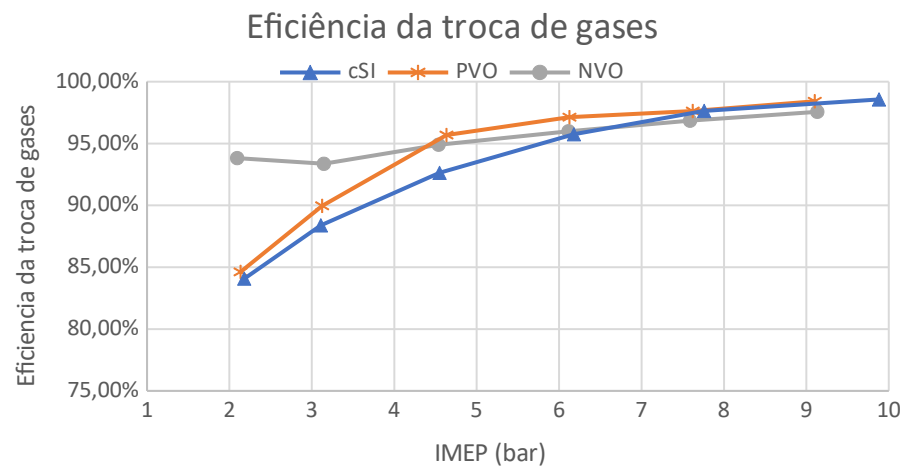


Figura 19: Eficiência da troca de gases

A partir da análise da figura 19 a estratégia de NVO apresentou maior eficiência da troca de gases para carga baixa. Para cargas altas os valores de eficiência se aproximam para as duas estratégias e com o motor de comparação, de modo que os maiores valores de eficiência da troca de gases são obtidos pelo PVO.

A partir da análise comparativa foi possível inferir que a melhor estratégia de cruzamento de válvula foi o NVO, pois apresentou maior ganho de eficiência indicada, principalmente para cargas mais baixa. Além da melhor eficiência indicada a eficiência da combustão para o NVO foi superior a do PVO e cSI. Avaliando a eficiência da troca de gases para cargas superiores a 4 bar o PVO supera os valores do NVO, entretanto para cargas inferiores a 4 bar o NVO possui a maior eficiência da troca de gases, sendo esta faixa a mesma em que se encontra os maiores ganhos de eficiência indicada.

5. CONCLUSÃO

A partir das análises dos desvios entre os dados simulados e experimentais, podemos concluir que o foi possível validar os modelos computacionais aplicando a análise pelo método de três pressões, com a transferência de calor por meio de mecanismo convectivo dos gases, sendo esta dividida em zona queimada e não queimada, utilizando a correlação de Woschini para obter o coeficiente de transferência de calor convectivo.

A validação do modelo permite a estimação dos principais parâmetros operacionais do motor com diferentes estratégias de válvulas e a estimação de parâmetros não obtidos experimentalmente em que não haveria validação frente a valores experimentais.

A análise comparativa indicou que a estratégia de VVT que apresentou os melhores resultados foi o NVO, tendo maiores eficiências indicadas em função da carga para uma rotação constante (1500 RPM), tanto em relação ao motor cSI quanto em relação ao PVO. O NVO também obteve maiores eficiências de combustão em comparação com PVO e cSI, sendo está pouco afetada pelo IMEP em comparação com os outros dois modelos.

REFERÊNCIAS

AUGOYE, Ajabofu; ALEIFERIS, Pavlos. Characterization of Flame Development with Hydrous and Anhydrous Ethanol Fuels in a Spark-Ignition Engine with Direct Injection and Port Injection Systems. **SAE Technical Papers**, [s. l.], v. 2014-Octob, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2014-01-2623>

CHUPKA, Gina M. *et al.* Heat of Vaporization Measurements for Ethanol Blends Up To 50 Volume Percent in Several Hydrocarbon Blendstocks and Implications for Knock in SI Engines. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, [s. l.], v. 8, n. 2, p. 251–263, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2015-01-0763>

COLIN R. FERGUSON, Allan T. Kirkpatrick. **Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences**. [S. l.]: Wiley, 2015.

CORBERAN, J.; PEREZ, A.; ROYO, R. Study about burned gas fraction and its relationship with engine performance at low loads. **SAE Technical Papers**, [s. l.], n. 940215, 1994. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/940215>

DE FREITAS, Luciano Charlita; KANEKO, Shinji. Ethanol demand in Brazil: Regional approach. **Energy Policy**, [s. l.], v. 39, n. 5, p. 2289–2298, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2011.01.039>

EKOTO, Isaac *et al.* Analysis of Thermal and Chemical Effects on Negative Valve Overlap Period Energy Recovery for Low-Temperature Gasoline Combustion. **SAE International Journal of Engines**, [s. l.], v. 8, n. 5, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2015-24-2451>

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 2018.

ISABELLA, Giuliana *et al.* Another driver of the Brazilian fuel ethanol supply chain: the consumers' preferences. **Revista de Administração**, [s. l.], v. 52, n. 3, p. 304–316, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rausp.2017.05.003>

KAR, Kenneth; CHENG, Wai; ISHII, Kaoru. Effects of ethanol content on gasohol PFI engine wide-open-throttle operation. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, [s. l.], v. 2, n. 1, p. 895–901, 2009. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1907>

KENNETH W. RAGLAND, Kenneth M. Bryden. **Combustion Engineering**. 2nd. ed. [S. l.: s. n.], 2011.

LANZANOVA, T. D. M. Experimental investigations of anhydrous and wet ethanol combustion in a spark ignition engine. [s. l.], n. May, p. 261, 2017.

LANZANOVA, Thompson; NORA, Macklini Dalla; ZHAO, Hua. Investigation of Early and Late Intake Valve Closure Strategies for Load Control in a Spark Ignition Ethanol Engine. **SAE International Journal of Engines**, [s. l.], v. 10, n. 3, p. 858–872, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0643>

LANZANOVA, Thompson D. M. *et al.* Estratégias Aprisionamento De Gases Residuais Para Motores De Ignição Por Centelha Com Etanol De Alta Eficiência. [s. l.], p. 661–673, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.5151/simea2018-pap87>

LANZANOVA, Thompson Diórdinis Metzka *et al.* The effects of residual gas trapping on part load performance and emissions of a spark ignition direct injection engine fuelled with wet ethanol. **Applied Energy**, [s. l.], v. 253, p. 113508, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113508>

MAHROUS, Abdel Fattah M. *et al.* Effect of intake valves timings on in-cylinder charge characteristics in a di engine cylinder with negative valve overlapping. **SAE Technical Papers**, [s. l.], v. 2008, n. 724, 2008. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2008-01-1347>

MCTI. Terceiro Inventário Brasileiro De Emissões E Remoções Antrópicas De Gases De Efeito Estufa Emissões De Gases De Efeito Estufa Por Queima De Combustíveis : Abordagem Bottom-Up. [s. l.], 2015.

MORGANTI, Kai *et al.* Leveraging the benefits of ethanol in advanced engine-fuel systems. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], v. 157, n. November 2017, p. 480–497, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.086>

MUSTAFA BALAT, Havva Balat Sila. Recent trends in global production and utilization of bio-ethanol fuel. **Applied Energy**, [s. l.], v. 86, n. 11, p. 3–12, 2009. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.03.015>

OJAPAH, Mohammed Moore; ZHAO, Hua; ZHANG, Yan. Effects of ethanol on performance and exhaust emissions from a di spark ignition engine with throttled and unthrottled operations. **SAE Technical Papers**, [s. l.], v. 1, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1393>

PARVATE-PATIL, G. B.; HONG, H.; GORDON, B. An assessment of intake and exhaust philosophies for variable valve timing. **SAE Technical Papers**, [s. l.], n. 724, 2003. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/2003-32-0078>

S., E C. Nikolaus August Otto, 1832–1891. **Nature**, [s. l.], v. 129, n. 3268, p. 892, 1932. Disponível em: <https://doi.org/10.1038/129892a0>

SADEGHINEZHAD, E. *et al.* A comprehensive literature review of bio-fuel performance in internal combustion engine and relevant costs involvement. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], v. 30, p. 29–44, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.09.022>

TECHNOLOGIES, Gamma. **GT-SUITE Engine Performance Application Manual**. ,2012.

VILLELA, ACS; MACHADO, GB. Multifuel Engine Performance, Emissions and Combustion Using Anhydrous and Hydrous Ethanol. **SAE Technical Paper**, [s. l.], n. 2012-36–0475, 2012.

VON BLOTTNITZ, Harro; CURRAN, Mary Ann. A review of assessments conducted on bio-ethanol as a transportation fuel from a net energy, greenhouse gas, and environmental life cycle perspective. **Journal of Cleaner Production**, [s. l.], v. 15, n. 7, p. 607–619, 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2006.03.002>

ZHAO, F; LAI, M.-C; HARRINGTON, D L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s. l.], v. 25, n. 5, p. 437–562, 1999. Disponível em: [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0360-1285\(99\)00004-0](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0360-1285(99)00004-0)

APÊNDICE A

O número de **Courant** determina a relação entre o passo de tempo e o comprimento de discretização do subvolume satisfazendo à seguinte condição:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x}(|u|+c) \leq 0.8 * m$$

Δt = passo de tempo (s)

Δx = menor comprimento de discretização do subvolume (m)

u = velocidade do fluido (m/s)

c = velocidade do som (m/s)

m = multiplicador do passo de tempo especificado pelo usuário no RunSetup (menor ou igual à 1)

A pressão média efetiva perdida por atrito é calculada pelo GT-Power utilizando o modelo empírico de **Chen-Flynn** através da seguinte equação:

$$FMEP = C + (PF * P_{max}) + (MPSF * Speed_{mp}) + (MPSSP * Speed_{mp}^2)$$

P_{max} = Pressão máxima do cilindro

$Speed_{mp}$ = Velocidade média do pistão

C = Constante da pressão média efetiva de atrito

PF = Fator de pico de pressão no cilindro

$MPSF$ = Fator de velocidade média do pistão

$MPSSP$ = Fator de velocidade média do pistão ao quadrado

A correlação de **Woschni** utilizada pelo software para definir a transferência de calor dentro do cilindro (em W/m²K), quando o modelo de *swirl* não está disponível, é definida pela seguinte equação:

$$h_c = 3.26 B^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.5} w$$

B = diâmetro do cilindro (m)

p = pressão instantânea do cilindro (kPa)

w = velocidade média do gás no cilindro (m/s), definida por:

$$w = \left[C_1 \dot{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right]$$

V_d = Volume deslocado

p_r = pressão do fluido de trabalho no estado de referência

V_r = Volume do fluido de trabalho no estado de referência

T_r = temperatura de trabalho no estado de referência

p_m = pressão *motored* do cilindro no mesmo ângulo de virabrequim que p_r

Na imagem abaixo estão as constantes C₁ e C₂ para os respectivos períodos de troca de gases, compressão e combustão e expansão:

For the gas exchange period:	C ₁ = 6.18,	C ₂ = 0
For the compression period:	C ₁ = 2.28,	C ₂ = 0
For the combustion and expansion period:	C ₁ = 2.28,	C ₂ = 3.24 × 10 ⁻³

Figura 20 Coeficientes para cálculo da velocidade média do gás dentro do cilindro [Heywood, 2018]