

ANÁLISE PRELIMINAR DE COMBUSTÃO E EMISSÕES DE UM MOTOR SI EM CFD

Douglas Machado Carvalho, douglas.carvalho@acad.ufsm.br¹
Cristian Douglas Rosa da Silva, douglas.silva@acad.ufsm.br¹
Micael William Moreira Fischer, micael.fischer@acad.ufsm.br¹
Jean Lucca Souza Fagundez, jean.fagundez@acad.ufsm.br¹
Mario Eduardo Santos Martins, mario@mecanica.ufsm.br¹

¹Universidade Federal de Santa Maria, Departamento de Engenharia Mecânica, Santa Maria - RS, Brasil.

Resumo. A utilização de biocombustíveis para redução de emissões em motores de ignição por centelha tem sido amplamente estudada ao redor do mundo. Nessa perspectiva, este trabalho tem como objetivo avaliar a variação do ponto de ignição na combustão do etanol em motor monocilíndrico de ignição por centelha (SI). Para isso, foi necessário uma série de estudos de fluidodinâmica computacional (CFD), com uso de modelo de cinética química e condições iniciais, com o objetivo de estruturar o escoamento e analisar as emissões. A partir disso, foi possível modelar a combustão em CFD, utilizando o software CONVERGE STUDIO 3.0, e fazer análises sem a necessidade do uso extensivo do motor em ensaios nas células de teste, reduzindo o custo geral associado à queima de combustíveis e operação do motor.

Palavras chave: biocombustíveis, emissões, motor de ignição por centelha, CFD, Converge.

Abstract. The use of biofuels to reduce emissions in spark ignition engines has been widely studied around the world. In this perspective, this work aims to evaluate the variation of the ignition point in the combustion of ethanol in a single-cylinder spark-ignition (SI) engine. For that, it was necessary a series of studies of computational fluid dynamics (CFD), using a chemical kinetics model and initial conditions, with the objective of structuring the flow and analyzing the emissions. From this, it was possible to model a CFD combustion, using CONVERGE STUDIO 3.0 software, and to carry out analyzes without the need for extensive use of the engine in tests in the test cells, reducing the overall cost associated with fuel consumption and engine operation.

Keywords: biofuels, emissions, spark ignition engine, CFD, Converge.

1. INTRODUÇÃO

A necessidade de reduzir emissões de poluentes e de gases de efeito estufa, junto ao elevado custo de combustíveis fósseis, atraíram novas políticas públicas no intuito de incentivar a produção de combustíveis renováveis e o aumento de eficiência energética em máquinas térmicas. O Brasil, desde a crise mundial do petróleo, que culminou na criação do programa Proálcool em 1975, é protagonista na produção de etanol em sua matriz energética e em motores ciclo Otto adaptados ao biocombustível (Faria, 2021).

Através do uso de etanol, a formação dos gases de efeito estufa em motores pode ser 90% menor em comparação com a queima de gasolina, favorecendo o Brasil em termos da necessidade mundial de redução desse tipo de emissão e servindo como base para o processo de produção do etanol e seu uso como biocombustível (Soares, 2021). Essa diminuição é facilitada devido o etanol ter um calor latente de vaporização 2,5 vezes maior do que a gasolina (Heywood, 2018). Além disso, o etanol é uma molécula muito mais simples do que a gasolina, permitindo uma melhor eficiência na combustão (Caton, 2010). Ainda em comparação à gasolina e o uso em motores ciclo Otto, o etanol tem um grande potencial anti-knock, melhorando a performance do motor, visto que pode operar em uma razão de compressão mais alta, tendo um BMEP maior e uma eficiência volumétrica maior (Balki, 2014). Contudo, isso faz com que o regime de operação alcance temperaturas mais altas, fazendo com que aumente as emissões de NO_x (Li, 2021). Também, para o etanol atingir uma alta pureza, é necessária uma demanda de energia na qual aumenta o custo do combustível. Dessa maneira, pesquisas com etanol hidratado demonstraram uma economia do poço à roda. O uso do etanol hidratado em motores de ignição por centelha (SI), no entanto, mostra alguns pontos de atenção: a eficiência de

combustão é prejudicada devido a uma parte do combustível não ser queimada. Assim, é preciso implementar no motor estratégias para melhorar a eficiência energética para queima eficiente do etanol hidratado (Lanzanova, 2017).

Em termos de investigação dos motores de combustão interna com o uso de biocombustíveis, as simulações computacionais servem como uma importante ferramenta para a redução dos custos de operação, evitando a necessidade de uso extensivo do motor e da célula de ensaios para a determinação das melhores condições de operação do motor, reduzindo custo geral de projetos (Kobald, 2018). Vários tipos de modelos computacionais podem ser utilizados com essa finalidade, iniciando com os mais simples modelos termodinâmicos 0D, que usam uma série de correlações para simplificar o funcionamento da máquina real e, com isso, reduzir significativamente o custo computacional associado. Na sequência desses modelos, os modelos 1D multi-zonais aprofundam o nível de detalhamento e representatividade do experimento real, mas ainda assim usam uma série de simplificações, gerando resultados coerentes quando a geometria do motor não for complexa ou emissões não forem o foco da modelagem. Para simulações com alto nível de representatividade dos fenômenos reais, os modelos de fluidodinâmica computacional (CFD), com geometria tridimensional do motor e uso de modelos de turbulência, combustão, emissões, entre outros, devem ser utilizados de forma a analisar os gradientes de momento, temperatura e concentração existentes (Medina, 2014).

Com a evolução de computadores, tornou-se possível a modelagem de fluidos como solução de problemas de escoamento, no qual divide o domínio de interesse em diversos volumes finitos (Blazek, 2015). Com isso, é possível criar um modelo tridimensional baseado na conservação de massa, quantidade de movimento e energia em motores de combustão interna, conhecido como CFD (Mauro, 2018). Entretanto, dependendo das condições de contorno, a solução do CFD é limitada pela discretização das equações de transporte, pelo nível de convergência e pelo grau da malha, já que a mesma não consegue ser suficientemente fina, devido às limitações computacionais. Em vez disso, são utilizadas aproximações na forma de modelo de turbulência para que seja possível a simulação mais próxima da realidade (Cimbala, 2004). Nessa perspectiva, um sistema robusto para compreender a complexidade em multi-escala, capaz de capturar influências sutis na combustão e processos de formação de emissões baseada em interações químicas tem sido foco de desenvolvimento (Zhou, 2021) e a simulação em CFD oferece uma alternativa interessante nessa direção (Ortiz-imedia, 2021).

Além disso, nos processos de combustão, a cinética química determina a formação e destruição de poluentes. Dessa forma, a solução dos mecanismos de cinética química, entre espécies, é mais exata, do que em modelos com reação de combustão global. O uso desses mecanismos cinéticos de oxidação dos combustíveis dá às simulações em CFD uma considerável vantagem na predição de emissões em comparação a outros modelos computacionais de motor (Turns, 1996). Mais especificamente em relação à combustão de etanol, um grande número de mecanismos cinéticos pode ser implementado, dependendo da faixa de pressão e temperatura para as quais o mecanismo foi validado, bem como o nível de detalhamento em termos de espécies químicas que se quer investigar (Frassoldati, 2010). Para essa finalidade, o mecanismo cinético UC San Diego pode ser considerado equilibrado em termos de reações, número de espécies químicas e custo computacional associado, sendo validado principalmente para baixas pressões e altas temperaturas (Figuerola-Labastida, 2021).

Nessa perspectiva, a ideia desenvolvida no Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões (GPMOT) e apresentada neste artigo é a análise da queima do etanol em um modelo de CFD a fim de otimizar as condições de operação do motor de combustão interna (MCI). Portanto, utilizou-se o desenvolvimento de uma modelagem de combustão, com o propósito de avaliação de diferentes condições de operação em termos de variação do ponto de ignição (*spark timing*) e a formação de emissões. Além disso, examinou-se os impactos desse método em relação à performance do MCI, considerando potência, torque, pressão média efetiva indicada (IMEP) e duração de combustão.

2. METODOLOGIA

Este capítulo é dividido em 3 partes: Primeiramente foi elaborada a geometria do motor Ricardo Proteus através do software CONVERGE STUDIO 3.0. Com base nisso, foram configurados os ensaios de simulação computacional, onde foram usadas as especificações do motor experimental de referência, o tipo de combustível utilizado, modelo de turbulência e modelo de combustão. Para finalizar será executado algumas simulações alterando o ponto de ignição da mistura ar-combustível com a finalidade de saber qual o impacto dessa alteração nas emissões.

2.1. Geometria de Simulação Tridimensional

O princípio base de funcionamento do software CONVERGE STUDIO 3.0 se dá em termos da simulação de fluidodinâmica computacional de uma dada geometria, que pode ser própria ou criada em um software compatível como o SolidWorks, de onde posteriormente a geometria é importada para simulação no próprio CONVERGE.

A geometria criada em SolidWorks e exportada para simulação foi a do motor Ricardo Proteus. A partir disso foram agrupadas todas as partes do motor a serem simuladas (dutos de admissão e exaustão, cilindro e camisa do cilindro,

posição do injetor, etc.) e em seguida foram corrigidas todas as imperfeições da geometria, tais como: intersecções, arestas abertas, sobreposição de triângulos, má orientação dos vetores normais e triângulos isolados, com resultado mostrado na Figura 1.

Após edição da geometria, no pré-processamento, são definidos todos os parâmetros a nível de entradas, saídas, movimento de geometria, fronteiras, entre outros. No final da simulação são criados os arquivos de saída necessários para o pós-processamento. Estes arquivos permitem a visualização de resultados na forma de gráficos bidimensionais (Ex.: pressão no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim) que podem ser observados no próprio CONVERGE, ou gráficos tridimensionais de fluidodinâmica que devem ser pós-processados em um software de terceiros.

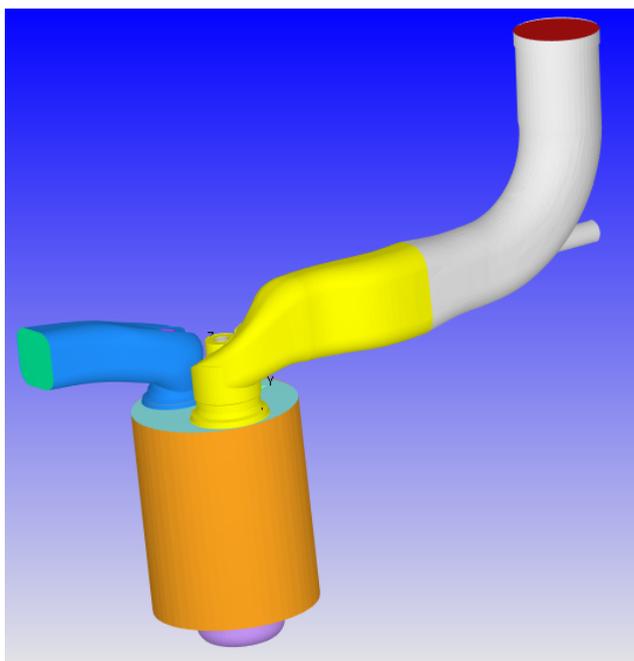


Figura 1. Geometria do motor Ricardo no software CONVERGE STUDIO 3.0.

Os ensaios de simulação, nesta etapa preliminar, não tiveram objetivo de demonstrar independência de malha, nem qualquer tipo de validação a ensaios experimentais. Assim, a malha utilizada para discretização e cálculo numérico do modelo foi de 10 milímetros para todos os casos, com adição de melhoramentos pontuais através da incorporação fixa (*fixed embedding*) de refinamento em alguns dos contornos de superfície, como o cilindro, o injetor, o ponto onde ocorre a centelha e a base das válvulas, além do refinamento de malha adaptativo (AMR) para aumento de velocidade do fluido e aumento de temperatura. Com isso, entende-se que a malha tenha o refinamento suficiente para o estudo pretendido.

2.2. Ensaios de Simulação Computacional

Nessa subseção serão apresentadas as especificações do motor, modelo de combustão, modelo de turbulência e a varredura a ser realizada nos valores de ponto de ignição.

2.2.1. Especificações do motor

Inicialmente foram estipuladas as especificações do motor Ricardo Proteus a partir dos dados técnicos do conjunto motor-dinamômetro de uso experimental, as quais podem ser observadas na Tabela 1.

Tabela 1. Especificações do motor.

Nº de cilindros	1
Tipo	4 tempos
Volume deslocado [cm ³]	1194,4
Diâmetro do cilindro [mm]	109
Curso do motor [mm]	128
Comprimento da biela [mm]	220
Tipo de Injeção	No pórtico (PFI)
Ignição	1 vela de ignição
Velocidade do motor [RPM]	1800
Combustível	Etanol (C ₂ H ₅ OH)

2.2.2 . Modelo de turbulência

Existem três opções, o uso de modelos RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), modelos DES (*Detached Eddy Simulation*) e modelos LES (*Large Eddy Simulation*). A diferença entre estes modelos é o modo como os domínios são decompostos para modelação.

Neste trabalho será utilizado o modelo LES, onde existem duas classes, *zero-equation* e *one-equation*, em que a última adiciona uma equação de transporte adicional. Na abordagem LES o intuito é separar as pequenas estruturas das grandes escalas através de um processo de filtragem espacial das equações de Navier-Stokes, nas quais as grandes escalas são resolvidas diretamente pelo método numérico e as pequenas escalas são modeladas pela técnica das sub malhas, permitindo a caracterização dos vórtices formados (Costa, 2018).

2.2.3. Modelo de combustão

O software CONVERGE possui vários modelos de combustão, desde modelos simplificados para diesel, combustão de mistura pré-misturada, chama de difusão e modelos de combustão gerais, como é o caso do modelo SAGE (modelo de cinética química detalhada) que foi escolhido.

O modelo SAGE resolve problemas de valor inicial para equações diferenciais ordinárias (ODE), calculando taxas de reação para cada reação elementar enquanto o código de CFD resolve as equações de transporte. Além disso o SAGE, juntamente com o refinamento adaptativo da malha (AMR), torna-se um mecanismo preciso, podendo ser usado para modelar vários regimes de combustão. As equações utilizadas neste modelo são resolvidas a cada intervalo de tempo, sendo os elementos químicos atualizados apropriadamente (Pereira, 2015).

Cada zona de combustão formada pelo modelo é resolvida utilizando o SAGE. O número de zonas não é pré-determinado, variando dinamicamente com a estratificação dos parâmetros do escoamento. Na estratégia multidimensional de divisão de zonas podem ser utilizadas diferentes variáveis de interesse para a separação ocorrer, podendo ser por temperatura, pressão, taxa equivalente de progresso, taxa total equivalente ou pela raiz cúbica da fração mássica de um elemento químico específico (Pereira, 2015).

2.2.4 Razão de equivalência combustível/ar e ponto de ignição

A estequiometria é importante na combustão, pois significa que toda a massa de combustível que entrou no cilindro foi consumida, ou mais especificamente, todos os hidrocarbonetos foram convertidos, juntamente com o oxigênio, em H₂O (água) e CO₂ (dióxido de carbono) em uma combustão ideal. Neste trabalho foi buscada uma razão de equivalência (Φ) igual a 1, chegando a variações entre 0.95 e 1.05. A quantidade de combustível injetado foi definida como 0,11 g de etanol para cada ciclo de combustão, em todos os casos simulados.

A razão de equivalência, Φ , é definida como:

$$\Phi = \frac{\left[\frac{\text{Massa de combustível}}{\text{Massa de ar}} \right]_{real}}{\left[\frac{\text{Massa de combustível}}{\text{Massa de ar}} \right]_{estequiométrico}}$$

A ignição e consequente propagação da frente de chama no cilindro se dá por meio da queima localizada do combustível no ponto de ignição, que seria um arco elétrico de breve duração, gerado pela vela pouco antes da chegada do pistão ao seu ponto morto superior (Torres, 2018). Neste artigo o ponto de ignição irá variar em 15°, 12°, 9° e 6° antes do ponto morto superior (PMS) do pistão. Essas alterações têm como objetivo encontrar uma condição mais próxima do melhor torque para o menor avanço de ignição (MBT, do inglês *Maximum brake torque*), e CA50, ou seja, quando 50% da carga queimou, próximo de 8° depois do ponto morto superior.

2.2.5 Pressão média efetiva

O trabalho é produzido dentro de cada cilindro do motor, à medida que a pressão do gás empurra o pistão para baixo durante o curso de expansão. Os dados de pressão do gás no cilindro ao longo do ciclo operacional do motor podem ser usados para calcular essa transferência de trabalho do gás para o pistão (Heywood, 2018). A pressão utilizada em motores de combustão interna é a pressão efetiva média (MEP - *Mean Effective Pressure*), que é definida como uma variável da capacidade do motor em realizar trabalho. O MEP pode ser dividido em: IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure*), BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) e FMEP (*Friction Mean Effective Pressure*). O IMEP é a pressão média efetiva indicada no cilindro que, durante o tempo de expansão, produziria o mesmo trabalho indicado, podendo ser definido como IMEP gross, que considera apenas os cursos de compressão e expansão, e IMEP net, que considera o ciclo termodinâmico completo (Heywood, 1988). Neste artigo será abordado apenas o IMEP gross, que é definido como:

$$IMEP_{Gross} = (W_i)_{Gross} / V_d$$

Onde:

$(W_i)_{Gross}$ – trabalho indicado bruto
 V_d – volume deslocado no cilindro

3. RESULTADOS

Os resultados serão mostrados na forma de gráficos e discutidos na sequência, buscando evidenciar tendências de comportamento do motor nas condições de operação testadas. O enfoque dado é o de verossimilhança ao da operação real, mas não o de validação de pontos experimentais. Com isso, o objetivo do modelo, neste primeiro momento, é de representar variações esperadas na concentração de determinadas emissões, bem como no aumento ou diminuição de eficiência à medida que o ponto de ignição varia para mais próximo ou mais distante do ponto ótimo.

3.1. Pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim

A Figura 2 mostra os resultados das simulações do motor Ricardo Proteus com variação do ponto de ignição em 15°, 12°, 9°, 6° e 3°.

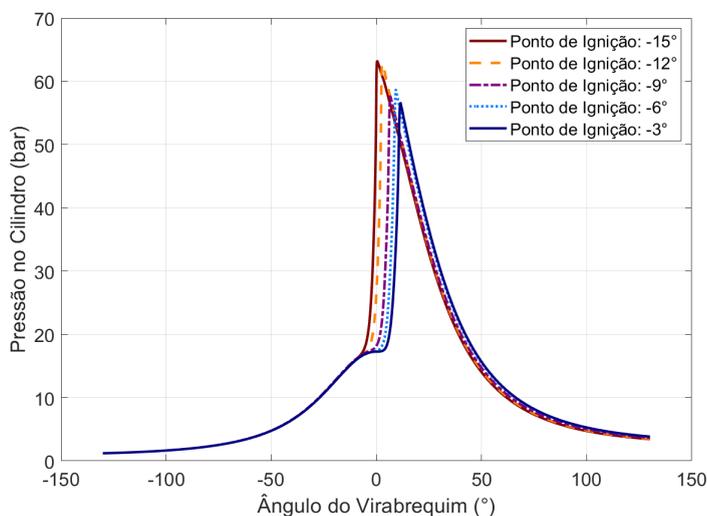


Figura 2. a) Pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim.

Essa varredura de pontos de ignição permite observar o deslocamento da curva de pressão no interior do cilindro ao longo da variação do ângulo do virabrequim, de forma que seja possível notar visualmente o impacto da variação do na duração de combustão e no valor de pico de pressão. Ressalta-se ainda a ocorrência de traços de pressão com características muito puntiformes, indicando uma combustão mais rápida do que o que se verifica experimentalmente. Essa condição se deve a fatores como coeficientes de reação muito elevados no mecanismo de reação, levando a reações de oxidação mais rápidas do que o normal, necessidade de maior refinamento da malha ou ainda ajuste das condições iniciais, como temperaturas das paredes do cilindro. Esses critérios serão todos analisados mais a fundo a medida que o modelo considerar a validação de dados experimentais.

3.2. Parâmetros de combustão e pressão média efetiva indicada no ciclo

São mostrados na Figura 3 o momento onde 50% da massa de combustível é queimada (CA50) e a duração da combustão, além da pressão média efetiva indicada (IMEP) no ciclo, em cada ponto de ignição testado.

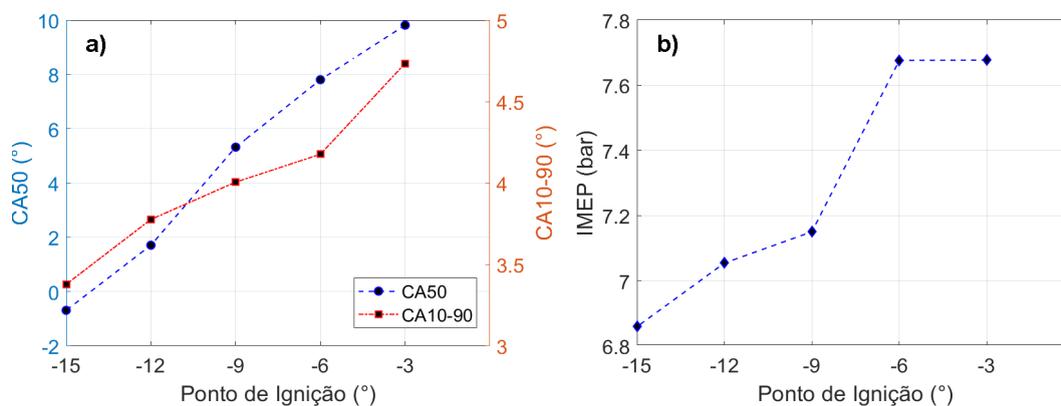


Figura 3. a) CA50 e Duração da Combustão; e b) IMEP em função do ponto de ignição.

A correlação da Figura 1 com os valores de CA50, mostrado na Figura 2, indica a influência do momento em que a ignição ocorre em relação à busca pelo menor avanço de ignição para o melhor torque do motor (MBT). Com CA50 mais próximo a 8°, o ponto de ignição em 6° antes do PMS é o que se espera estar mais próximo do MBT, tendo maior valor de pressão média efetiva e de trabalho realizado. Pontos com avanço maior têm picos de pressão superiores e mais próximos do TDC, incorrendo no desperdício de trabalho útil sobre o pistão e possibilidade de ocorrência de auto ignição da mistura ar-combustível. A duração de combustão possui valores distantes dos observados experimentalmente (em torno de 20°), novamente indicando a necessidade de configuração do mecanismo de reação e suavização dos coeficientes de reação. Os valores de CA10-90 maiores para os pontos de ignição -6° e -3° não indica perda de eficiência do motor, porque analisado em conjunto com o resultado de IMEP e CA50, vemos que o ajuste da combustão realiza mais trabalho útil do motor próximo a esses pontos de ignição, aumentando o valor de IMEP em comparação a pontos de maior avanço. O ponto de ignição de -15°, inclusive, tem CA50 antes do PMS e a duração de combustão mais curta, com o menor valor de IMEP e o maior valor de pressão de pico no cilindro, o que indica uma forte tendência de ocorrência de detonação. Assim, entende-se que, para as condições testadas, o valor de MBT para o ponto de ignição esteja muito próximo a -6° e -3°.

3.3. Emissões

Por fim, as principais emissões são analisadas nas Figuras 4 e 5. A proporção de CO₂ e CO emitida está diretamente ligada a fatores como eficiência de combustão e razão de equivalência combustível-ar. Podemos então traçar uma relação direta entre maiores emissões de uHC e menores emissões de CO₂, bem como maiores emissões de CO quando o valor de Φ nas simulações superou 1, fazendo com que houvesse mais combustível na câmara de combustão do que oxigênio para fazê-lo entrar em combustão. Assim, verificamos que os pontos de ignição entre -3° e -12° tiveram eficiências de combustão similares, com valores de emissões próximos de CO₂ e uHC. Vale ressaltar que a quantidade de combustível injetado foi a mesma em todas as condições testadas. Já no caso do ponto de ignição de -15°, a maior emissão de CO₂ com menores emissões de CO e uHC indicam maior eficiência de combustão. No entanto, considerando o valor de IMEP e CA50, observamos que a rápida combustão leva a uma condição que, provavelmente, indicaria ocorrência de detonação severa nos ensaios experimentais. Assim, fica evidente que os valores preditos de emissões não podem ser analisados sem considerar os demais resultados.

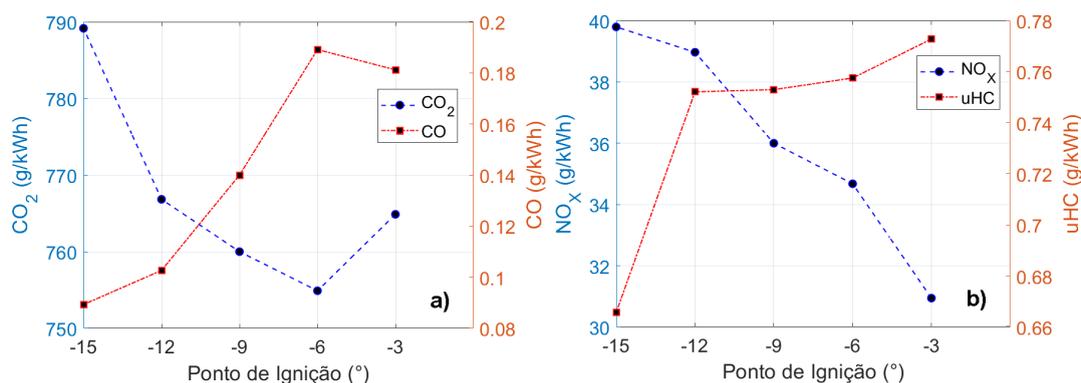


Figura 4. a) Emissão de CO₂ e emissão de CO; b) emissão de NO_x e HC em função do ponto de ignição.

Com relação às emissões de NO_x, observamos uma clara tendência de aumento à medida que o ponto de ignição é avançado, indicando aumento da temperatura no interior do cilindro e corroborando com os valores mais elevados de pressão e a forte indicação de ocorrência de detonação no maior avanço de ignição testado. Logo, a tendência de aumento de NO_x está bem capturada pelo modelo e se mostrou coerente com o esperado.

4. CONCLUSÃO

O presente trabalho propõe o desenvolvimento e análise preliminar de ensaios de combustão em um modelo computacional CFD, considerando modelo de turbulência LES e modelo de combustão SAGE, com resolução do mecanismo de reação de UC San Diego. Os resultados gerados, a partir da variação do ponto de ignição de -3° a -15° antes do PMS, mostram características de combustão que ainda necessitam de ajuste, com CA₁₀₋₉₀ muito mais rápido do que o esperado. Esses resultados indicam a necessidade de ajuste dos coeficientes de reação do mecanismo UC San Diego, ou mesmo a substituição por outros mecanismos de reação mais adequados aos valores de temperatura e pressão encontrados. Ainda assim, os resultados de IMEP e emissões foram coerentes, indicando o local de avanço mais provável para ocorrência de MBT próximo a -3° e -6° e também as tendências esperadas de aumento de CO à medida que o valor de razão de equivalência combustível-ar torna-se maior que 1 e de NO_x quando pressão e temperatura do cilindro aumentam durante a combustão.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao CNPq, à CAPES e à FAPERGS pelo apoio financeiro a este e a outros projetos desenvolvidos no Grupo de Pesquisa em Motores Combustíveis e Emissões.

6. REFERÊNCIAS

- Balki, M. K. e Sayin, C., 2014. "The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline". *Energy*, v. 71, p. 194-201, 2014.
- Blazek, J., 2015. "Computational fluid dynamics: principles and applications". Butterworth-Heinemann, 2015.
- Caton, J. A., 2010. "Implications of fuel selection for an SI engine: Results from the first and second laws of thermodynamics". *Fuel*, v. 89, n. 11, p. 3157-3166, 2010.
- Cimbala, J., Moeykens, S., Kulkarni, A. e Parihar, A., 2004. "Using flowlab, a computational fluid dynamics tool, to facilitate the teaching of fluid mechanics". In: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. 2004. p. 17-27.
- Costa, L. M. F., 2018. "Investigação numérica de modelos de turbulência no escoamento do vento em pontes suspensas". Dissertação de mestrado, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2018.

Dann, R., Kosloff, R., e Salamon, P., 2020. "*Quantum finite-time thermodynamics: Insight from a single qubit engine*". *Entropy*, v. 22, n. 11, p. 1255, 2020.

Dong, K., Huo, F. e Zhang, S., 2020. "*Thermodynamics at Microscales: 3D→ 2D, 1D and 0D. Green Energy & Environment*", 2020.

Faria, E. C. M., Silva, A. M., Cavalcanti, E. H. S., Ferreira, K. F. e Napolitano, H. B., 2021. "*Qualidade de combustíveis e as novas políticas ambientais*". *Revista Processos Químicos*, v. 15, n. 29, 2021.

Figueroa-Labastida, M., Luong, M. B., Badra, J., Im, H. G. e Farooq, A., 2021. "*Experimental and computational studies of methanol and ethanol pre ignition behind reflected shock waves*". *Combustion and Flame*, v. 234, p. 111621, 2021.

Frassoldati, A., Cuoci, A., Faravelli, T. e Ranzi, E., 2010. "*Kinetic modeling of the oxidation of ethanol and gasoline surrogate mixtures*". *Combustion Science and Technology*, v. 182, n. 4-6, p. 653-667, 2010.

Heywood, J. B., 2018. "*Internal combustion engine fundamentals*". McGraw-Hill Education, 2018.

Kobald, M., Fischer, U., Tomilin, K., Petrarolo, A., e Schmierer, C., "*Hybrid experimental rocket stuttgart: a low-cost technology demonstrator*". *Journal of Spacecraft and Rockets*, v. 55, n. 2, p. 484-500, 2018.

Lanzanova, M. e Diordinis, T., 2017. "*Experimental investigations of anhydrous and wet ethanol combustion in a spark ignition engine*". 2017. Tese de Doutorado. Brunel University.

Li, D., Yu, X., Du, Y., Xu, M. Li, Y., Shang, Z. e Zhao, Z., 2021. "*Study on combustion and emissions of a hydrous ethanol/gasoline dual fuel engine with combined injection*". *Fuel*, v. 309, p. 122004, 2021.

Mauro, S., Sener, R., Gul, M. Z., Lanzafame, R., Messina, M. e Brusca, S., 2018. "*Internal combustion engine heat release calculation using single-zone and CFD 3D numerical models*". *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, v. 9, n. 2, p. 215-226, 2018.

Medina, A., Curto-risso, P. L., Hernández, A., C., Guzmán-Vargas, L., Angulo-Brown, F., Sen, A., "*Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines*". Berlin. 2014.

Ortiz-Imedio, R., Ortiz, A. e Ortiz, I., 2021. "*Comprehensive analysis of the combustion of low carbon fuels (hydrogen, methane and coke oven gas) in a spark ignition engine through CFD modeling. Energy Conversion and Management*", v. 251, p. 114918, 2021.

Pereira, C. A. L., 2015. "*Válvula rotativa inovadora para motores a 2 tempos possibilitando sobre-expansão*". Dissertação de mestrado, Universidade do Minho, Escola de Engenharia, Portugal, 2015.

Soares, A. A. e Junior, J. C. Z., 2021. "*O Brasil como grande player no mercado mundial de etanol*". *Revista de Política Agrícola*, v. 30, n. 3, p. 57, 2021.

Torres, V. A., 2018. "*Investigação do fenômeno de pré-ignição a baixas velocidades em motor de ignição por centelha*", Universidade Federal de Minas Gerais, Dissertação de Mestrado, Minas Gerais, 2018.

Turns, S. R., 1996. "*Introduction to combustion*". New York, NY, USA: McGraw-Hill Companies, 1996.

Zhou, Q., Lucchini, T., D'Errico, G., Novella, R., García-Oliver, J. M. e Lu, X., 2021. "*CFD analysis of combustion and emission characteristics of primary reference fuels: from transient Diesel spray to heavy-duty engine*". *Fuel*, v. 301, p. 120994, 2021.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.