

MODELAGEM ENERGÉTICA DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A CICLO OTTO COM HIDROGÊNIO VERDE

Gabriel Amaral Martins Fausto de Medeiros¹

Resumo: Este artigo tem como objetivo modelar e calcular a eficiência energética de um motor de combustão interna operando segundo o ciclo Otto e utilizando uma mistura de hidrogênio verde e gás oxigênio como combustível, bem como comparar essa eficiência com a de motores que utilizam gasolina. Inicialmente, buscou-se modelar os parâmetros operacionais do motor e estudar as características da combustão e a energia liberada pelo hidrogênio verde. Em seguida, foram desenvolvidos códigos em Matlab para calcular a eficiência energética do motor com base em parâmetros variáveis. Por fim, as eficiências obtidas foram comparadas às de motores existentes que operam no ciclo Otto. Os cálculos e comparações demonstraram que, por conta das barreiras tecnológicas a serem superadas, o motor idealizado apresenta liberação energética muito abaixo do padrão quando comparados aos motores convencionais analisados nesta pesquisa, indicando uma adaptação nos parâmetros operacionais dos mesmos para se enquadrarem como aptos na utilização no cotidiano.

Palavras-chave: ciclo Otto; hidrogênio verde; eficiência energética; motor de combustão interna; combustíveis alternativos.

1. INTRODUÇÃO

É notável o quanto as mudanças climáticas vêm transformando o panorama energético global, com a busca por fontes de energia mais limpas e de baixo carbono tornando-se uma meta de desenvolvimento em escala mundial. Um dos setores mais impactados por essas mudanças é o de veículos, no qual empresas têm buscado alternativas aos motores de combustão já consolidados no mercado. Uma das possibilidades é o uso de veículos elétricos [10], ou de projetos mais ambiciosos como células de energia baseadas em hidrogênio verde [9], ou até mesmo a utilização direta de hidrogênio verde em motores de combustão interna [7,8,11]. No entanto, é essencial analisar a viabilidade do uso de um motor de combustão interna alimentado por hidrogênio verde sob a ótica da eficiência energética, visto que a viabilidade tecnológica por si só seria insuficiente caso a eficiência não fosse adequada.

Segundo [12], observa-se que a demanda por combustíveis fósseis continua aumentando devido à globalização e ao crescimento da demanda energética. Como resultado, diversas nações têm buscado fontes alternativas de energia, sendo o hidrogênio considerado um combustível alternativo eficiente e viável. Na indústria de transportes, o desenvolvimento de veículos movidos a hidrogênio visa maximizar a eficiência energética e reduzir significativamente as emissões e a concentração de gases poluentes.

Este artigo tem como objetivo modelar e calcular a eficiência energética de um motor de combustão interna operando segundo o ciclo Otto e utilizando uma mistura de hidrogênio verde e gás oxigênio como combustível, além de comparar essa eficiência com a de motores movidos a gasolina. As seções 2.1, 2.2 e 2.3, apresentam respectivamente as considerações acerca do hidrogênio verde, dos padrões de operação do ciclo Otto e da modelagem do motor e dos resultados obtidos das análises dos dados e, na seção 3 tem-se as conclusões obtidas desses valores.

2. DESENVOLVIMENTO

2.1. Considerações acerca do hidrogênio verde

Embora seu processo de produção seja distinto daquele do hidrogênio cinza [4], obtido por meio de fontes de energia renováveis como a eólica e solar, suas características químicas permanecem inalteradas, portanto, é possível extrair algumas conclusões relevantes para a modelagem da máquina baseada nos dados já tabelados sobre o gás em questão. Primeiramente, deve-se respeitar a temperatura de detonação espontânea do hidrogênio, a fim de evitar a ignição prematura no interior da câmara de combustão [2]. Segundo [1], essa temperatura, sob pressão de 101,325 kPa, é da ordem de 861,15 K (558 °C); entretanto, por razões de segurança, operação do motor e considerando o sistema de arrefecimento, será adotada uma temperatura máxima de 393,15 K (120 °C) nos cálculos.

Outro fator a ser considerado é a combustão do hidrogênio. O gás analisado deve ser previamente misturado ao oxigênio para que ocorra a combustão, respeitando a seguinte equação estequiométrica:



Com base nessa equação, observa-se que, além da energia gerada, será produzida água como subproduto, a qual, além de poder ser coletada para eventual reaproveitamento, sairá da câmara de combustão em estado de vapor devido às altas temperaturas. Deve-se também considerar a formação de outros subprodutos além da água e da energia, como os óxidos de nitrogênio (NO_x), gases gerados em função das elevadas temperaturas e da presença de nitrogênio no ar durante o processo de combustão do hidrogênio [6]. Tais gases são prejudiciais ao meio ambiente, o que torna viável a implementação de filtros específicos para sua retenção após a saída da câmara de combustão [3].

Um fator importante na modelagem da eficiência será a quantidade de hidrogênio verde queimado na câmara de combustão, com base na equação (1) e no princípio da razão ar-combustível [2], que representa a relação entre as massas de ar e de combustível que adentram a câmara de combustão:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_f} \quad \text{adimensional} \quad (2)$$

Na equação (2), m_a representa a massa de ar em kg e m_f a massa de combustível, também em kg. É possível utilizar valores de vazão mássica nos cálculos, caso necessário; contudo, para os fins deste trabalho, os cálculos serão baseados em massa total. Utilizando as equações (1) e (2), e considerando que as massas molares do hidrogênio e do oxigênio são, respectivamente, 1 g/mol e 16 g/mol [2], além do fato de o ar atmosférico conter aproximadamente 21% de oxigênio, pode-se determinar uma razão ar-combustível de aproximadamente 38,1:1 para a combustão completa sem excesso de combustível. Proporções maiores de ar resultam em uma mistura pobre, levando a menor potência, [2]; enquanto proporções menores de ar conduzem a uma mistura rica, gerando, teoricamente, maior potência [2].

Para as análises subsequentes, serão utilizadas razões ar-combustível variando entre 38,1:1 e 40:1, categorizadas como ideal até rica, com o intuito de reduzir a geração de gases nocivos e empregar a menor quantidade possível de hidrogênio verde, dado que pequenas quantidades já são capazes de liberar elevada carga energética devido ao seu alto poder calorífico [6-8], sendo este de aproximadamente 141,86 MJ/kg (poder calorífico superior – PCS) e 120 MJ/kg (poder calorífico inferior – PCI). A diferença entre PCS e PCI refere-se à consideração ou não da liberação do calor de condensação da água formada durante a combustão do hidrogênio. Para fins de análise, os calores de combustão em ambos os casos serão calculados conforme as equações (3) e (4), utilizando-se parâmetros que serão discutidos posteriormente:

$$Q_h = HHV \cdot m \cdot \eta \quad \text{em Joules} \quad (3)$$

$$Q_l = LHV \cdot m \cdot \eta \quad \text{em Joules} \quad (4)$$

Em que Q_h e Q_l representam os calores úteis liberados pela combustão, em joules, com base em seus respectivos poderes caloríficos, sendo HHV e LHV os poderes caloríficos superior e inferior, respectivamente, em MJ/kg; m é a massa do combustível (hidrogênio verde), em kg; e η é a eficiência energética do motor.

2.2. Considerações acerca do ciclo Otto e do motor

Conforme apresentado em [12], o ciclo Otto é um ciclo de funcionamento que representa, de forma aproximada, os processos de motores a combustão que utilizam comumente gasolina como combustível de queima. Ele é baseado em processos de adição e rejeição de calor a volume constante (combustão e exaustão), bem como em compressão e expansão isotrópicas.

Para as análises seguintes, será considerado um motor de combustão interna operando segundo o ciclo Otto de quatro tempos, já que esse tipo é amplamente utilizado em veículos do cotidiano. Tal escolha permite uma modelagem mais representativa, além de operar a pressões mais baixas, o que oferece maior segurança nos processos do ciclo que utilizarão hidrogênio verde. O ciclo de combustão de quatro tempos do Otto compreende quatro etapas: admissão, compressão, expansão e exaustão [2], sendo que os valores avaliados serão calculados com base na fase de compressão, visto que neste processo é possível determinar a eficiência energética do motor a partir das diferenças de temperatura entre os volumes inicial e final de compressão.

Outros parâmetros analisados incluem o número de pistões e a cilindrada, sendo esta última utilizada para calcular o volume total deslocado durante o movimento dos pistões [2]. Para a análise, será considerado um motor de três cilindros, por serem mais econômicos e eficientes, com cilindrada total de 1000 cm³, o que implica em um volume aproximado de 333,333 cm³ por cilindro, conforme a equação (5) [2]:

$$cc = N \frac{D^2 \cdot \pi \cdot C}{4} \quad \text{em cm}^3 \quad (5)$$

Onde cc representa a cilindrada em centímetros cúbicos (cm^3), N é o número de cilindros, D é o diâmetro do pistão e C é o curso do pistão. Todos esses parâmetros estão em centímetros e resultam no volume deslocado por todos os cilindros combinados.

Será considerada uma pressão de admissão de combustível de 0,1 MPa a 293,15 K (20 °C), com pressão máxima de 1,5 MPa ao final da compressão, caracterizados como valores adequados para o bom funcionamento do sistema de injeção do motor Otto [3]. Também será utilizada a razão de compressão do motor [2], conforme a equação (6), que relaciona os volumes no ponto morto inferior (V_{BDC}) e no ponto morto superior (V_{TDC}), sendo um indicativo do quão econômico e potente é um motor:

$$r = \frac{V_{TDC}}{V_{BDC}} \quad \text{adimensional} \quad (6)$$

Onde r , taxa de compressão, é dada pela razão entre o volume no ponto morto inferior (V_{BDC}) e o volume no ponto morto superior (V_{TDC}). Essa razão indica o grau de compressão da mistura ar-combustível e influencia diretamente na eficiência e potência do motor, sendo um parâmetro adimensional.

Para as análises, será adotada uma razão de compressão mínima de 7,5:1 e máxima de 12:1, que são valores aceitáveis para o tipo de motor em estudo [3]. Alguns fatores, como as pressões e temperaturas atingidas durante a compressão, só podem ser obtidos pelas equações (7) e (8), válidas para gases ideais e processos adiabáticos [5]:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad (7)$$

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (8)$$

A constante k representa a taxa de variação adiabática do fluido durante o processo de compressão. Será utilizado um valor de $k \approx 1,4$, considerando que a mistura ar/combustível será tratada com ar atmosférico ideal. Também é necessário estipular um limite máximo de pressão ao final do processo de compressão, de modo que a câmara de combustão não sofra danos irreversíveis [3]. Por fim, após o cálculo dos parâmetros, a eficiência energética pode ser obtida com base na equação (9), onde η representa a eficiência energética do motor e T_{adm} e T_{com} são, respectivamente, as temperaturas da mistura ar-combustível no início da admissão e ao final da compressão (em Kelvin):

$$\eta = 1 - \frac{T_{adm}}{T_{com}} \quad \text{adimensional} \quad (9)$$

Vale ressaltar que as equações, cálculos e considerações adotadas nos resultados seguintes serão baseados em um ciclo Otto teórico de quatro tempos [2], fornecendo valores simplificados, mas que ainda garantem uma proximidade com a realidade prática após a construção e testes do motor.

2.3. Resultados e Discussões

Utilizando as equações (3), (4), (5), (6), (7), (8) e (9), bem como as considerações anteriormente apresentadas, foi desenvolvido um código no software Matlab com o objetivo de analisar o crescimento da pressão no interior da câmara, a taxa de compressão, o desempenho do motor e o VTDC, com base nos valores inicial e final da taxa de compressão e na variação da temperatura. Para a análise, optou-se por utilizar uma temperatura final de compressão variando entre 353,15 K e 393,15 K (80 °C a 120 °C), uma vez que esta influencia diretamente a geração de energia pelo motor e, conseqüentemente, a pressão e o volume finais. A seguir, são apresentados os valores obtidos:

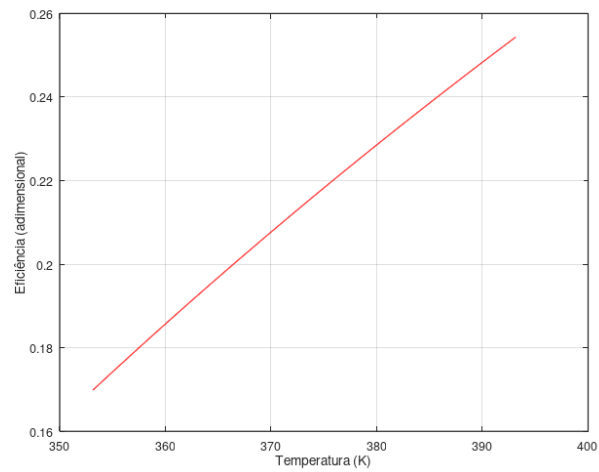


Figura 1: Gráfico da eficiência do motor em função da temperatura final de compressão. (Autoria própria)

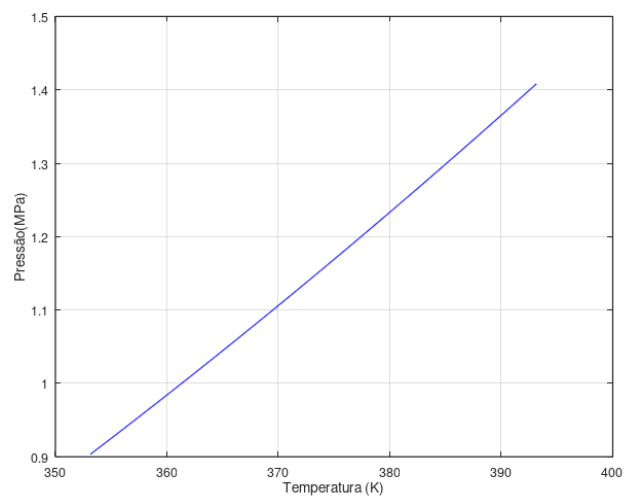


Figura 2: Gráfico da pressão final de compressão em função da temperatura final de compressão. (Autoria própria)

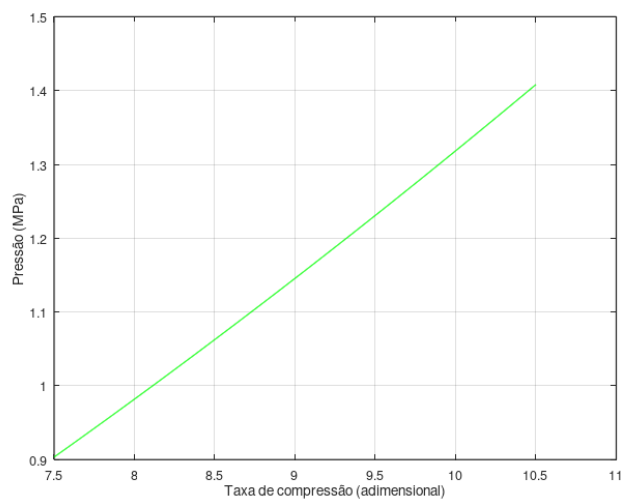


Figura 3: Gráfico da pressão final de compressão em função da taxa de compressão. (Autoria própria)

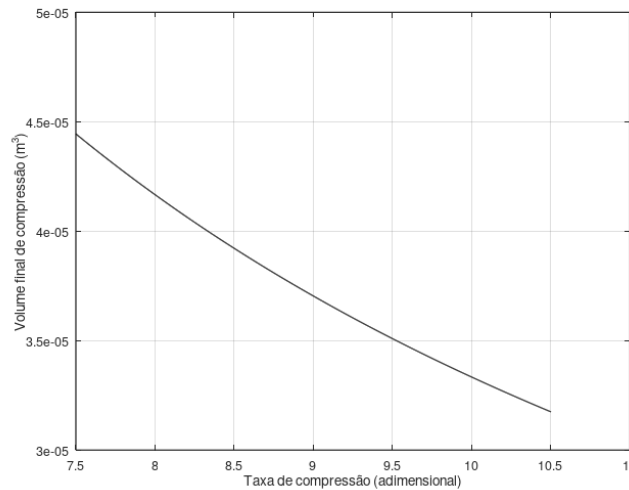


Figura 4: Gráfico do volume final de compressão em função da taxa de compressão. (Autoria própria)

Com base na análise dos gráficos apresentados anteriormente, observa-se que o motor, ao final do seu ciclo de compressão, atinge temperaturas variando entre 353,15 K e 413,10 K (80 °C a 139,95 °C). No entanto, a fim de manter a coerência e fidelidade com as considerações adotadas anteriormente, serão considerados apenas os valores inferiores a 393,15 K (120 °C). Para esta faixa de temperatura, verifica-se que a eficiência varia de 0,1699 a 0,2544, valores estes considerados um pouco abaixo da média segundo os padrões de motores de combustão interna operando em ciclo Otto de quatro tempos [3]. Contudo, para tornar a análise mais representativa das condições reais de operação, serão considerados apenas os valores de eficiência superiores a 0,2200.

Considerando tais valores, observa-se que a pressão não ultrapassa o limite previamente estabelecido, atingindo um valor máximo de 1,408 MPa ao final do processo de compressão. Junto a isso, verifica-se que o motor é capaz de operar dentro de uma faixa de compressão de 7,5:1 à 10,5:1, conforme os parâmetros adotados, com um volume mínimo de que varia de $4,444 \cdot 10^{-5}$ a $3,175 \cdot 10^{-5}$ m³. Organizando esses valores operacionais em um quadro, teremos:

Quadro 1: Parâmetros de operação final do motor em análise para o processo de compressão

Parâmetro	Valores mínimos	Valores máximos
Temperatura (K)	353,15	393,15
Pressão (MPa)	0,904	1,408
V_{TDC} (m³)	$3,175 \cdot 10^{-5}$	$4,444 \cdot 10^{-5}$
Eficiência	0,2200	0,2544

A partir da análise dos volumes e dos valores de desempenho estabelecidos com base nos cálculos e nas condições definidas, é possível, finalmente, calcular o calor útil de combustão. Adicionalmente, pode-se determinar as massas de hidrogênio verde presentes nas diferentes relações ar-combustível, por meio da equação (10), em que m representa a massa de hidrogênio verde em kg, V é o volume total, λ é a razão ar-combustível, e ρ a massa específica do hidrogênio verde em kg/m³, levando a obtenção de um valor de massa igual a $7,323 \cdot 10^{-7}$ Kg e $6,975 \cdot 10^{-7}$ Kg para as respectivas relações de mistura de 38,1:1 e 40:1.

$$m = \frac{V}{\lambda} \cdot \rho \quad \text{em quilogramas} \quad (10)$$

Com esses valores em mãos, é possível obter os seguintes valores de calor útil de combustão:

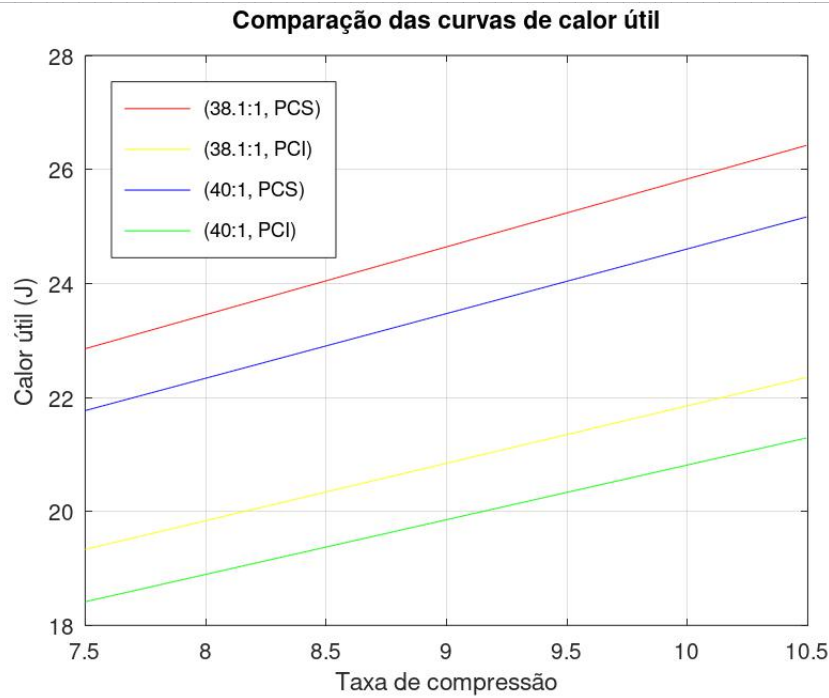


Figura 5: Gráfico dos calores úteis de combustão do hidrogênio verde em função das taxas de compressão nas proporções indicadas e com os poderes caloríficos superior (PCS) e inferior (PCI)

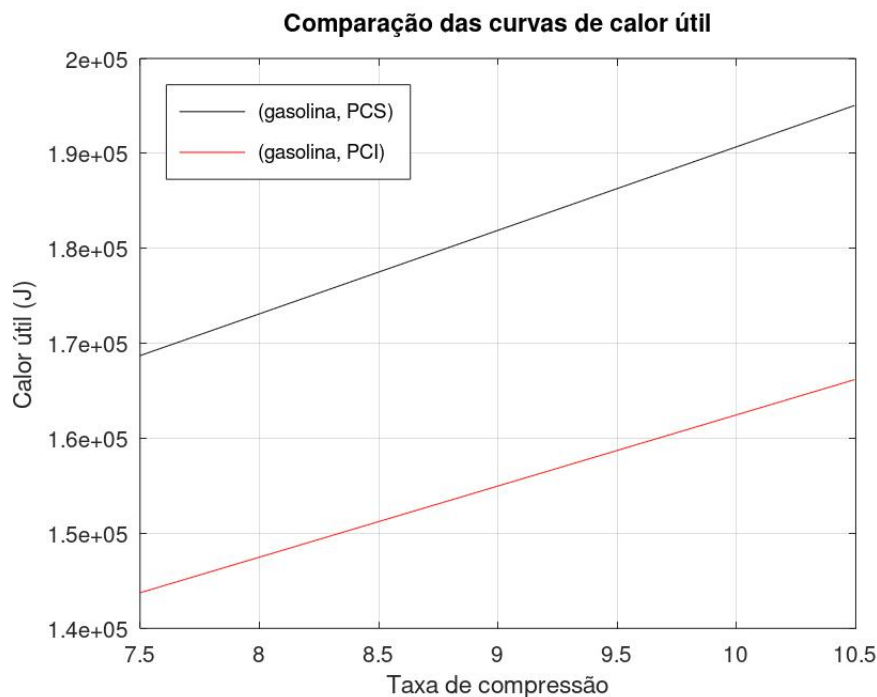


Figura 6: Gráfico dos calores úteis de combustão da gasolina em função da taxa de compressão e do seu poder calorífico inferior (PCI) e superior (PCS)

Com esses valores, é possível observar um maior calor útil de combustão ao se utilizar uma razão ar-combustível de 38,1:1, com uma taxa de compressão de 10,5:1, considerando o poder calorífico inferior (PCI), sendo essa liberação de energia estimada em aproximadamente 26,41 J por cilindro e por ciclo completo (admissão, compressão, expansão e exaustão). Tal valor pode ser considerado significativamente inferior à média observada em mesmo motor que se utiliza gasolina como combustível [3]. A título comparativo, um cálculo foi feito utilizando-se dos mesmos parâmetros de operação do motor presente neste texto e foi constatado que, um motor a gasolina possui uma liberação energética útil de quase mil vezes maior do que a

expressa anteriormente, como apresentado na figura 6 (taxa de compressão de 10,5:1, poder calorífico superior, mesmo rendimento, mesmo volume).

Esse resultado apresenta-se como contraditório, uma vez que o poder calorífico do hidrogênio verde, quando comparado ao da gasolina (octano), com base no parâmetro do poder calorífico superior, é quase quatro vezes maior. No entanto, ao se considerar a equação (10), verifica-se que a baixa massa específica do hidrogênio verde em estado gasoso (aproximadamente 0,0899 kg/m³) e sua elevada razão ar-combustível resultam em uma liberação energética bastante reduzida. A título de comparação, a gasolina convencional possui massa específica de aproximadamente 715 kg/m³, razão ar-combustível entre 14,7:1 e 15,5:1 [2], e poder calorífico de 40 MJ/kg (considerando o PCI).

Para que o hidrogênio verde pudesse liberar uma quantidade de energia comparável à da gasolina, seria necessário que a mistura ar-combustível se tornasse extremamente rica [2], de forma a permitir a entrada de uma maior quantidade de hidrogênio gasoso na câmara de combustão, ou que o volume final da compressão fosse significativamente superior aos valores estimados neste trabalho, juntamente ao aumento do volume interno da câmara de combustão. No entanto, existem desafios operacionais e ambientais relevantes, tais como a necessidade de motores projetados especificamente para operar com hidrogênio verde, maior resistência térmica e mecânica dos componentes do motor (como pistões, camisas, cabeçote e válvulas), além da liberação de gases e subprodutos indesejáveis e potencialmente nocivos ao meio ambiente, devido às elevadas concentrações de hidrogênio verde e nitrogênio presentes na câmara de combustão.

3. CONCLUSÕES

Considerando as eficiências calculadas, bem como outros fatores operacionais, como temperatura, pressão e volume final de compressão, observa-se que, nas condições estimadas, uma mistura pura de hidrogênio verde e ar atmosférico, utilizada como combustível em um motor de combustão interna operando em ciclo Otto de quatro tempos, apresenta uma eficiência energética significativamente inferior aos padrões atualmente estabelecidos para motores similares que utilizam gasolina.

Tais considerações se justificam, uma vez que apesar de liberar aproximadamente quatro vezes mais energia durante a combustão, o hidrogênio verde ocupa um volume molecular muito menor em comparação com a gasolina, além de possuir uma massa específica relativamente inferior.

É importante destacar que as eficiências apresentadas foram calculadas desconsiderando perdas térmicas, atrito, vibrações e possíveis expansões dos materiais no motor, com o intuito de simplificar as análises e tornar os cálculos e modelagens mais objetivos. Observou-se, adicionalmente, que quanto maior a razão ar-combustível, maior a liberação de calor útil de combustão.

Ressalta-se ainda que, apesar dos resultados apresentados neste texto, pode-se buscar estudar em trabalhos e pesquisas futuras outras maneiras de melhorar a liberação de energia durante a combustão do hidrogênio por meio de uma modelagem de motor específica para esse combustível, modificando parâmetros como volume interno da câmara de combustão, aumento da taxa de compressão e tentado aumentar o máximo possível o rendimento da máquina, juntamente de uma maior quantidade de oxigênio presente para a queima, para que assim motores dessa categoria se igualem aos que utilizam gasolina.

Além do mais, torna-se também importante analisar em pesquisas futuras se os motores a combustão interna movidos a hidrogênio verde seriam mais rentáveis no que diz respeito ao comparativo do que se gasta de energia para movimentar o veículo e o que se gastaria de energia para produzir o hidrogênio que será utilizado no veículo.

4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ACELEN, Ficha de Informações de Segurança de Produto Químico: Revisão 1, 25 Hidrogênio, Nov. 2021. FISPQ: [Online]. ACE0015, Disponível em: <https://www.acelen.com.br/pdf/fispq/combustiveis/HIDROGENIO.pdf>. [Acesso: Jan. 17, 2025].
- [2] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 2018.
- [3] R. Stone, Introduction to Internal Combustion Engines, 4th ed. London: Palgrave Macmillan, 2018.
- [4] F. Carvalho, L. Osipova, and Y. Zhou, Emissões de gases de efeito estufa do ciclo de vida do hidrogênio como combustível marítimo e custo de produção do hidrogênio verde no Brasil, International Council on Clean Transportation, 2023. [Online]. Disponível em: <https://theicct.org/publication/maritime-brazil-hydrogen-costs-translationapril23/>. [Acesso: Jan. 16, 2025].
- [5] C. ENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; KANOGLU. M. Engineering thermodynamics: an engineering approach. 9. ed. New York: McGraw Hill, 2018.
- [6] S. D. Kumar, M. G. Patel, and D. R. G. Raza, Hydrogen combustion in internal combustion engines: A review of emissions and performance, Renewable Sustainable Energy Rev, vol. 120, pp. 109678, Mar. 2020.
- [7] R. P. Singh, A. Sharma, and D. K. Tyagi, Hydrogen as a renewable fuel for internal combustion engines: A review of the latest trends, Int. J. Hydrogen Energy, vol. 45, no. 35, pp. 18681-18697, Sep. 2020.

-
- [8] C. P. R. Ribeiro, A. P. S. M. Pires, and D. L. D. T. Ferreira, combustion and performance characteristics of hydrogen-methane mixtures in internal combustion engines, *Fuel*, vol. 235, pp. 1157-1165, Feb. 2019.
- [9] JACINTO JUNIOR, S. G.; QUINTELLA, S. A.; ALVES, D. R.; CONDE, I. B.; CASTRO, J. S. de; LEITINHO, J. L. Fuel cells: possibilities and limitations". *Research, Society and Development*. Research, Society and Development, [S.l.], v. 11, n. 5, p. 28522, 2022. DOI: <https://doi.org/10.33448/rsd-v11i5.28522>. Disponível em :<https://rsdjournal.org/index.php/rsd/article/view/28522>. [Acesso: 15 jan. 2025].
- [10] H. A. S. Al-Durra, W. M. A. W. A. Mohamed, and A. S. Al Sharafi, Comparative analysis of electric and internal combustion engine vehicles in terms of energy efficiency and environmental impact. *J. Clean. Prod.*, vol. 254, pp. 120100, Apr. 2020.
- [11] Shadidi B, Najafi G, Yusaf T. A Review of Hydrogen as a Fuel in Internal Combustion Engines, *Energies*. 2021; 14(19):6209. <https://doi.org/10.3390/en14196209>.
- [12] Desmond E. Winterbone, Ali Turan, Chapter 3- Engine Cycles and their Efficiencies, Editor(s): Desmond E. Winterbone, Ali Turan, *Advanced Thermodynamics for Engineers (Second Edition)*, Butterworth Heinemann, 2015, p. 35-59.