

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG ỨNG SUẤT VÀ CHUYỂN VỊ CỦA PISTON ĐỘNG CƠ KHÍ SINH HỌC CHUYỂN ĐỔI

A SIMULATION STUDY ON STRESS AND DEFORMATION ON PISTON OF A CONVERTED BIOGAS ENGINE

Trần Anh Đức¹, Nguyễn Đức Khánh¹,
Hoàng Đình Long¹, Bùi Văn Chính^{2,*}

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu mô phỏng chu trình công tác của động cơ sử dụng nhiên liệu khí sinh học hoán cải từ động cơ diesel truyền thống. Động cơ diesel nguyên bản được hoán cải giảm tỉ số nén xuống giá trị phù hợp với nhiên liệu khí sinh học. Hình dạng buồng cháy và tỷ số nén được điều chỉnh bằng cách thay đổi biên dạng đỉnh piston của động cơ. Các thông số làm việc như nhiệt độ và áp suất bên trong xylanh được mô phỏng bằng phần mềm mô phỏng nhiệt động học một chiều AVL Boost. Kết quả nghiên cứu cho thấy khi sử dụng nhiên liệu khí sinh học, áp suất khí thể giảm từ 8,61MPa xuống 5,47MPa. Trong khi nhiệt độ lại có xu hướng tăng lên so với động cơ diesel nguyên bản, từ 2175K lên 2385K. Ứng suất cơ và chuyển vị trên đỉnh piston nguyên bản và sau cải tiến được mô phỏng bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Kết quả cho thấy, giá trị ứng suất lớn nhất là $3,425 \cdot 10^9 \text{N/m}^2$ và $4,224 \cdot 10^9 \text{N/m}^2$ đối với mô hình nguyên bản và sau hoán cải.

hình nguyên bản và sau cải tiến

Từ khóa: Nhiên liệu thay thế, khí sinh học, hoán cải động cơ.

ABSTRACT

This paper presents the simulation study results on the high-pressure cycle of a biogas engine converted from a conventional diesel engine using dedicated software. The original diesel engine was modified to reduce the compression ratio to suit biogas fuel. The original engine's combustion chamber and compression ratio were changed by modifying the piston crown to heron type. Thermodynamic simulation software AVL Boost determined the parameters of in-cylinder pressure and temperature. The results show that the in-cylinder pressure decreased compared to diesel, 8.61MPa to 5.74MPa when using biogas fuel. However, the in-cylinder temperature increased from 2175K to 2385K. The effect of the mechanical and thermal load on the piston of the original engine and converted one was simulated by the finite element method. The maximum stress on piston head was $3.425 \cdot 10^9 \text{N/m}^2$ and $4.224 \cdot 10^9 \text{N/m}^2$ for the original and converted engine.

Keywords: Alternative fuel, biogas, engine conversion.

¹Trường Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

²Khoa Công nghệ Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: chinhbv@hau.edu.vn

Ngày nhận bài: 10/7/2022

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 15/8/2022

Ngày chấp nhận đăng: 29/8/2022

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Nhiên liệu khí sinh học (KSH) là sản phẩm được tạo ra từ các nguồn chất thải hữu cơ trong chăn nuôi có thể được sử dụng làm nhiên liệu thay thế các nguồn nhiên liệu truyền thống như xăng hay diesel. Nhiên liệu KSH có thành phần chính là 60 - 80% mêtan (CH_4), 20 - 40% CO_2 , và khoảng 1% H_2S và các tạp chất khác [1-2]. Với tính chất tương tự như nhiên liệu CH_4 , KSH có những ưu điểm khi sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ như tỷ lệ H/C cao, hòa trộn đồng nhất với không khí, giới hạn cháy rộng, chỉ số ốcs tan (RON) cao [3]. Theo nghiên cứu của Hosmath và cộng sự [3], khí mêtan có chỉ số RON cao hơn nhiên liệu xăng, do đó động cơ có thể làm việc ở tỷ số nén cao hơn mà không xảy ra hiện tượng kích nổ, nhờ đó hiệu suất nhiệt của động cơ được cải thiện. Hơn nữa, KSH được cung cấp vào động cơ ở dạng khí trên đường nạp, điều này giúp cải thiện quá trình cháy vì chất lượng hòa khí đồng nhất. Chỉ số RON cao và tốc độ cháy chậm của KSH dẫn đến quá trình cháy kéo dài, hiệu suất nhiệt giảm [4]. Chất lượng khí thải của động cơ sử dụng KSH cũng cải thiện khi hàm lượng HC giảm, đặc biệt là ở chế độ khởi động lạnh [1]. Động cơ sử dụng KSH có hệ số nạp thấp vì hiện tượng chiếm chỗ khí nạp của nhiên liệu. Ngoài ra, CO_2 là một thành phần chính của KSH, điều này dẫn đến nhiệt trị của KSH thấp, chỉ khoảng $23,400 \text{kJ/m}^3$ [1-2]. Mặt khác, do nhiên liệu có lẫn thành phần CO_2 , cho phép động cơ làm việc ở tỷ số nén cao hơn và phát thải NO_x có xu hướng giảm.

KSH có thể được sử dụng trực tiếp trên động cơ đánh lửa cưỡng bức hoặc dưới dạng lưỡng nhiên liệu trên động cơ diesel. Tjokorda và cộng sự [5] đã nghiên cứu sử dụng KSH trên động cơ đánh lửa cưỡng bức, một xylanh, 4 kỳ, chế hòa khí. Động cơ có thể hoạt động trực tiếp với nhiên liệu KSH, tuy nhiên, cần phải cải tạo bộ chế hòa khí để động cơ có thể khởi động dễ dàng. Ở chế độ lưỡng nhiên liệu, KSH có thể sử dụng thay thế một phần nhiên liệu diesel. Debabrata Barik và Murugan [6] đã chỉ ra rằng sử dụng lưỡng nhiên liệu KSH - diesel cải thiện được hiệu suất nhiệt và giảm đáng kể tiêu hao nhiên liệu. Tuy nhiên, để một động cơ diesel có thể hoạt động với KSH, cần phải thay đổi kết cấu sang động cơ đánh lửa cưỡng bức. Sittiboon Siripornakarachai và Thawan Sucharitakul [7] đã hoán cải một động cơ diesel tăng áp thành động cơ sử dụng KSH.

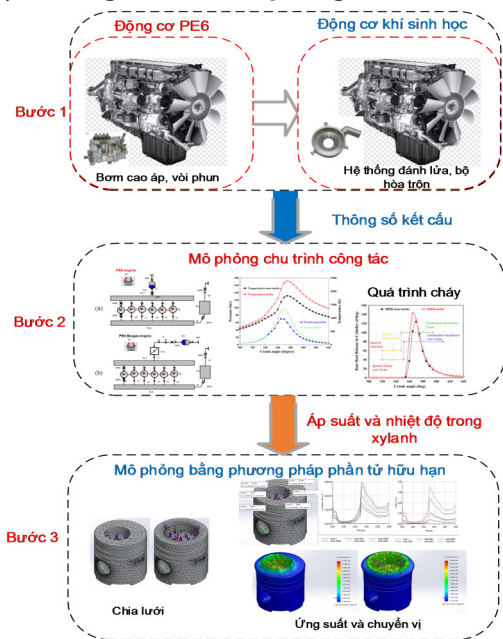
Để giảm tỷ số nén xuống giá trị phù hợp cho nhiên liệu KSH, tác giả đã thêm các gioăng mật máy tăng kích thước buồng cháy.

KSH là nguồn nhiên liệu dùng khá phổ biến ở các khu vực nông nghiệp ở các nước đang phát triển như Việt Nam. Hàng năm, ngành nông nghiệp ở Việt Nam phát thải khoảng 100 triệu tấn CO₂ tương đương, chiếm khoảng 33% tổng lượng khí nhà kính cả nước. Cùng với sự phát triển của ngành nông nghiệp, các giải pháp xử lý nguồn chất thải cũng được thực hiện. Hàng nghìn hệ thống xử lý chất thải được xây dựng để giải quyết chất thải từ hơn 8500 trang trại chăn nuôi lợn. Một lượng nhỏ KSH được xử lý và sử dụng làm nhiên liệu đun nấu, sưởi ấm. Để tăng cường khai thác nguồn nhiên liệu này, các hệ thống máy phát điện sử dụng nhiên liệu KSH đã và đang được lắp đặt để tạo ra nguồn điện năng tái tạo cho các trang trại. Hoán cải các máy phát điện thể hệ cũ sử dụng động cơ diesel thành động cơ sử dụng KSH là một giải pháp hiệu quả ở điều kiện Việt Nam.

Trong nghiên cứu này, quá trình cháy của động cơ KSH chuyển đổi từ động cơ diesel truyền thống được tính toán mô phỏng bằng công cụ AVL Boost. Dựa vào các nguồn tài liệu, thông số kết cấu của động cơ nguyên bản được hiệu chỉnh cho phù hợp với nhiên liệu KSH. Tỷ số nén của động cơ KSH được giảm xuống bằng cách thay đổi thể tích phần lõm trên đỉnh piston động cơ nguyên bản [8]. Diễn biến áp suất, nhiệt độ quá trình cháy được tính toán và là dữ liệu đầu vào cho bài toán mô phỏng ứng suất và chuyển vị trên đỉnh chi tiết piston. Mô hình chi tiết piston nguyên bản và sau hoán cải và các bước thực hiện mô phỏng đánh giá ứng suất cơ, nhiệt và chuyển vị được hiện trên phần mềm SolidWorks.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Quy trình nghiên cứu mô phỏng



Hình 1. Quy trình nghiên cứu

Quy trình nghiên cứu được thể hiện trên hình 1. Động cơ nguyên bản được hoán cải thành động cơ KSH bằng cách thay đổi kết cấu của động cơ. Dựa vào các thông số kết cấu nguyên bản và sau hoán cải, xây dựng mô hình của động cơ trên phần mềm AVL Boost. Quá trình cháy của động cơ được mô phỏng ở các chế độ làm việc khác nhau. Trên cơ sở kết quả mô phỏng thu được, đánh giá được ảnh hưởng của nhiên liệu và góc đánh lửa sớm đến diễn biến quá trình cháy động cơ thông qua các thông số như áp suất, nhiệt độ trong xylanh. Kết quả mô phỏng trên AVL Boost được sử dụng làm thông số đầu vào cho quá trình mô phỏng trên phần mềm tính toán theo phương pháp phần tử hữu hạn. Kết quả ứng suất, phân bố nhiệt và chuyển vị của đỉnh piston động cơ nguyên bản và sau cải tiến được phân tích và đánh giá.

2.2. Đối tượng nghiên cứu

Động cơ Nissan PE6 được lựa chọn trong nghiên cứu này với các thông số cơ bản được thể hiện trong bảng 1. Động cơ PE6 là loại động cơ diesel sử dụng phổ biến ở Việt Nam. Thông số của nhiên liệu diesel và KSH được thể hiện trong bảng 2.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của động cơ

Tên động cơ	Nissan, PE6
Loại động cơ	Động cơ diesel, 6 xylanh thẳng hàng, hút tự nhiên
Thứ tự nổ	1-4-2-6-3-5
Đường kính x hành trình	133 x 140 mm
Dung tích	11,670 lít
Tỷ số nén	17,5: 1
Công suất lớn nhất /tốc độ	170kW tại 2100v/ph
Mô men lớn nhất /Tốc độ	647Nm tại 1600v/ph
Buồng cháy	Thông nhất, thể tích màng
Hệ thống nạp	Hút tự nhiên

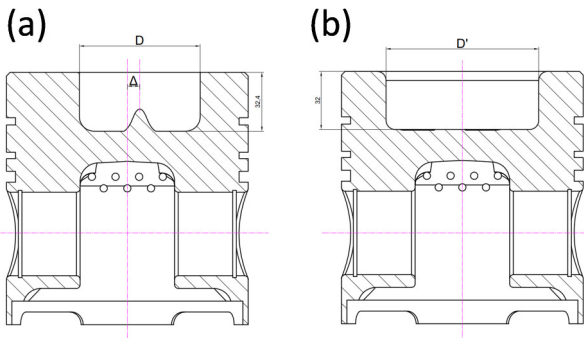
Bảng 2. Đặc tính của nhiên liệu [9,10]

Thông số	Diesel	Khí sinh học
Thành phần	C và H	CH ₄ -57%, CO ₂ -41%, CO-0,18% H ₂ -0,18% và các tạp chất khác
Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	42,5	Nhỏ hơn 17 ở điều kiện 1atm, 15°C
Khối lượng riêng (kg/m ³)	833-881	1,2 ở 1atm, 15°C
Tốc độ ngọn lửa (m/s)	0,3	0,25
Tỷ lệ A/F (-)	14,7	5,8
Octane number	30	130
Nhiệt độ tự cháy (K)	553	923
Giới hạn cháy (% thể tích)	0,7-5	7,5-14

2.3. Hoán cải động cơ

Theo nghiên cứu của Malenshek và Olsen [11], với KSH có tỷ lệ 60% CH₄ và 40% CO₂, quá trình cháy sẽ xảy ra hiện tượng kích nổ ở tỷ số nén 17,6. Vì vậy, tỷ số nén của động cơ diesel nguyên bản (thường khoảng 17,5) cần được điều

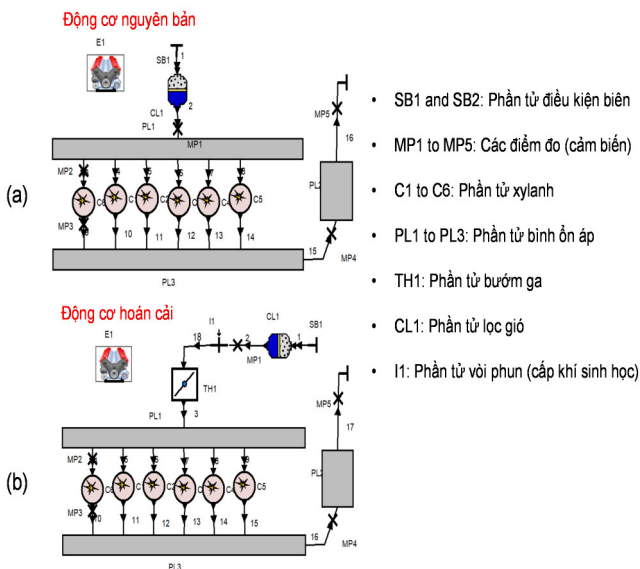
chỉnh xuống một giá trị nhỏ hơn tránh kích nổ. Theo các nguồn tài liệu, tỷ số nén phù hợp với nhiên liệu KSH vào khoảng 10,0 - 12,0 [12]. Đối với động cơ có tăng áp, tỷ số nén cần giảm xuống thấp hơn, khoảng 8. Có nhiều giải pháp giảm tỷ số nén của động cơ như tăng độ dày đệm nắp máy, thay đổi hình dạng buồng cháy. Trong nghiên cứu này, phương án thay đổi hình dạng buồng cháy được lựa chọn để giảm tỷ số nén của động cơ từ 17,5 xuống 12. Hình 2 thể hiện mặt cắt của piston trước (a) và sau khi hoán cải (b) xuống tỷ số nén 12,0:1.



Hình 2. Piston nguyên bản (a) và sau hoán cải (b)

2.4. Xây dựng mô hình mô phỏng

Như đã thảo luận ở trên, mô hình mô phỏng được xây dựng trên phần mềm AVL Boost như thể hiện trên hình 3. Trong đó, thông số kết cấu đỉnh piston đã được điều chỉnh theo phương án như thể hiện trên hình 2 để đảm bảo tỷ số nén sau cải tạo giảm từ 17,5 xuống 12,0. Ngoài ra, phần tử bướm ga và vị trí cấp nhiên liệu cũng được bổ sung trên đường nạp của mô hình động cơ sử dụng KSH.



Hình 3. Mô hình động cơ diesel (a) và động cơ KSH (b) trên phần mềm AVL Boost

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ THẢO LUẬN

3.1. Diễn biến áp suất và nhiệt độ trong buồng cháy

Kết quả mô phỏng trên hình 4 thể hiện so sánh diễn biến áp suất và nhiệt độ trong buồng cháy của động cơ

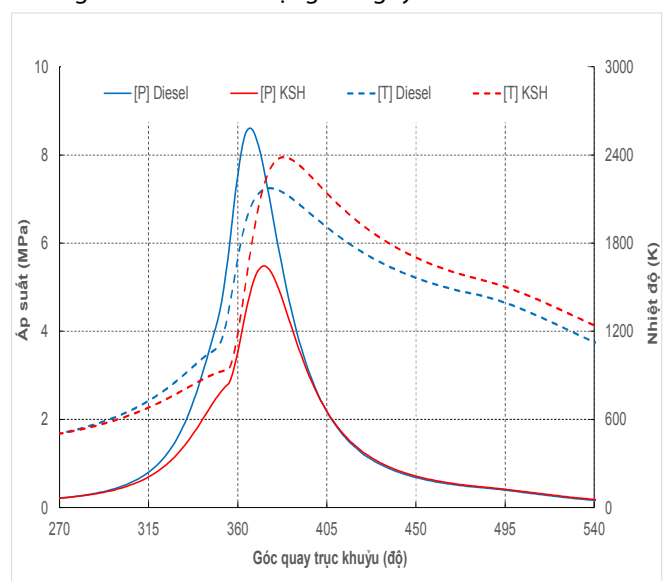
nguyên bản và động cơ KSH ở chế độ toàn tải, tốc độ 1500v/ph (đây là tốc độ làm việc của động cơ khi sử dụng để dẫn động máy phát điện). So với động cơ nguyên bản, áp suất và nhiệt độ trong xylanh có sự thay đổi đáng kể. So với động cơ nguyên bản, áp suất trong xylanh của động cơ KSH giảm đáng kể từ 8,61MPa ở góc quay trục khuỷu 366 xuống 5,47MPa ở góc quay trục khuỷu 374. Sự khác biệt này thể hiện rõ nhất ở gần điểm chết trên khi áp suất quá trình cháy là cao nhất. Động cơ KSH có hệ số nạp thấp hơn cũng như nhiệt trị thấp của KSH thấp hơn so với nhiên liệu diesel. Điều này dẫn đến tổng năng lượng đầu vào của động cơ KSH thấp hơn so với động cơ diesel ở hệ số dư lượng không khí lambda bằng 1. Quy luật áp suất có dịch sang phải cho thấy quá trình cháy xu hướng chậm lại do quá trình cháy của nhiên liệu KSH chậm hơn so với nhiên liệu diesel.

Kết quả mô phỏng trên hình 4 thể hiện diễn biến nhiệt độ môi chất trong xylanh của hai động cơ, được xác định từ phương trình khí lý tưởng:

$$T(\alpha) = \frac{P(\alpha) \times V(\alpha)}{m \times R}$$

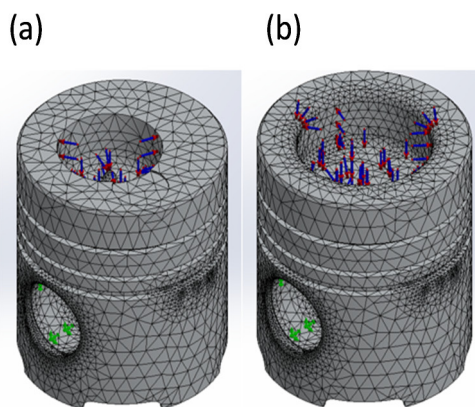
Trong đó T(α) là nhiệt độ trong xylanh ở góc quay trục khuỷu αth (K), P(α) là áp suất trong xylanh ở góc quay trục khuỷu αth (N/m²), V(α) là tức thời thể tích ở góc quay trục khuỷu αth (m³), m là khối lượng sản vật cháy bên trong xylanh (kg) và R là hằng số khí (286J/kgK đối với hỗn hợp khí cháy và không khí).

Các kết quả mô phỏng cho thấy, nhiệt độ cực đại trong buồng cháy của động cơ nguyên bản và động cơ KSH khoảng 2175K ở góc quay trục khuỷu 376 độ và 2385K ở góc quay trục khuỷu 384 độ. Điều này cho thấy, quá trình cháy của động cơ KSH kéo dài hơn làm tăng nhiệt truyền qua thành vách xylanh. Kết quả mô phỏng này cũng tương đồng với xu hướng thực tế, khi nhiệt độ của động cơ KSH thường cao hơn so với động cơ nguyên bản.



Hình 4. So sánh diễn biến áp suất và nhiệt độ trong xylanh của động cơ nguyên bản và động cơ KSH

3.2. Mô hình tính toán sức bền chi tiết piston



Hình 5. Mô hình piston nguyên bản (a) và hoán cải cải (b)

Bảng 3. Thông số chia lưới

Thông số		Giá trị		Đơn vị
Mô hình		Nguyên bản	Hoán cải	-
Kiểu lưới		Tam diện	Tam diện	-
Số lượng phần tử		87304	95958	-
Số liên kết		135654	148315	-
Kích thước phần tử	Lớn nhất	9,98	9,978	mm
	Nhỏ nhất	0,99	0,99	mm

Hình 5 thể hiện mô hình piston của động cơ diesel nguyên bản và sau cải tiến sang sử dụng nhiên liệu KSH. Các thông số cấu trúc lưới của hai mô hình được thể hiện trong bảng 3.

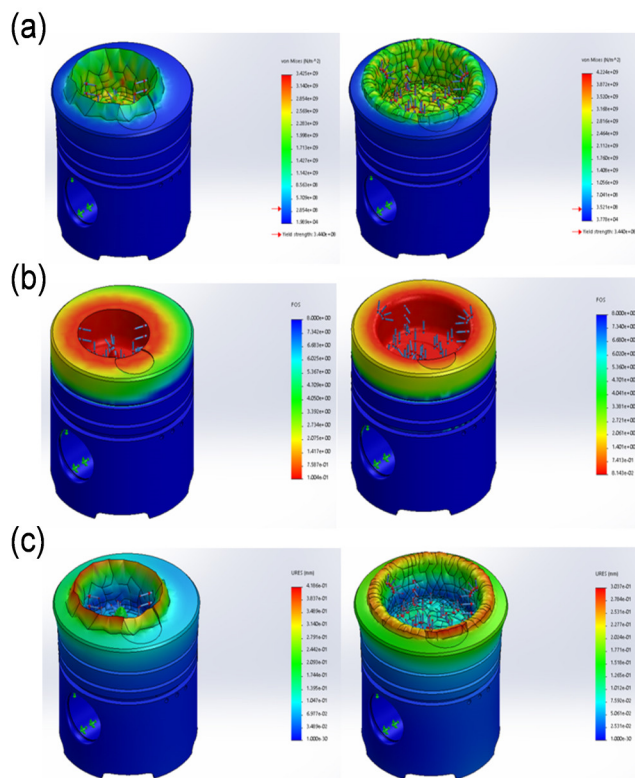
3.3. Ứng suất cơ, nhiệt và chuyển vị của chi tiết piston

Hình 6a thể hiện trường ứng suất trên đỉnh piston từ giá trị nhỏ nhất đến lớn nhất theo gam màu. Giá trị ứng suất lớn nhất là $3,425.10^9 N/m^2$ và $4,224.0^9 N/m^2$ (bảng 4) đối với mô hình nguyên bản và sau cải tiến. Mặc dù tải trọng cơ giảm khi chuyển đổi sang KSH, ứng suất trên đỉnh piston sau cải tiến vẫn tăng bởi ảnh hưởng của tải trọng nhiệt. Giá trị ứng suất cực đại trên đỉnh piston vẫn nhỏ hơn giới hạn bền của vật liệu.

Bảng 4. Tổng hợp kết quả mô phỏng

Thông số	Giá trị				Đơn vị
	Nguyên bản		Sau cải tiến		
Mô hình					-
Ứng suất max/liên kết	$3,425.10^9$	43841	$4,224.10^9$	51313	N/m^2
Chuyển vị max/liên kết	0,4186	148	0,3037	271	mm

Tải trọng nhiệt tác động lên đỉnh piston được thể hiện trên hình 6b. Diện tích trao đổi nhiệt trên đỉnh piston tăng lên khi cải tiến để giảm tỉ số nén. Điều này dẫn tới lượng nhiệt truyền từ sản vật cháy vào chi tiết piston tăng lên như thể hiện qua trường ứng suất nhiệt trên phần đỉnh. Kết quả tính toán chuyển vị của phần đỉnh piston được thể hiện trên hình 6c. Trong đó, chuyển vị lớn nhất là 0,4186 và 0,3037mm với piston nguyên bản và sau cải tiến.



Hình 6. So sánh ứng suất (a), tải trọng nhiệt (b) và chuyển vị (c) trên đỉnh piston

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu mô phỏng ứng suất và chuyển vị trên đỉnh piston động cơ biogas chuyển đổi đã được thực hiện, các kết quả chính như sau:

- Áp suất quá trình cháy trong xy lanh có xu hướng giảm do tổng lượng hỗn hợp đầu vào giảm cũng như nhiệt trị thấp của nhiên liệu KSH. Xu hướng quá trình cháy muộn hơn khi diễn biến áp suất và nhiệt độ dịch chuyển sang phía phải. Nhiệt độ sản vật cháy của động cơ KSH cao hơn so với động cơ nguyên bản, điều này làm cho nhiệt độ động cơ KSH cao hơn mặc dù công suất đầu ra thấp hơn.

- Ứng suất lớn nhất trên đỉnh piston cải tiến lớn hơn so với trường hợp nguyên bản, tuy nhiên chuyển vị có xu hướng ngược lại. Tải trọng nhiệt tác động lên phần đỉnh piston sau cải tiến lớn hơn nguyên bản, điều này ảnh hưởng tới biến dạng của phần đỉnh cũng như nhiệt độ làm việc trung bình của động cơ KSH.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Huang J, Crookes RJ, 1998. Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. Fuel, 77:1793–801. [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(98\)00114-8](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(98)00114-8).

[2]. Anne Roubaud, Daniel Favrat, 2005. Improving performances of a lean burn cogeneration biogas engine equipped with combustion prechambers. Fuel, 84(16): 2001-2007. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2004.02.023>

- [3]. Hosmath R. S., Banapurmath N. R., Khandal S. V., Gaitonde V. N., Basavarajappa Y. H., Yaliwal V. S., 2016. *Effect of compression ratio, CNG flow rate and injection timing on the performance of dual fuel engine operated on honge oil methyl ester (HOME) and compressed natural gas (CNG)*. *Renewable Energy*, 93: 579-590. doi:10.1016/j.renene.2016.03.010
- [4]. Dhyani V., Subramanian K. A., 2019. *Experimental based comparative exergy analysis of a multi-cylinder spark ignition engine fuelled with different gaseous (CNG, HCNG, and hydrogen) fuels*. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(36): 20440-20451. doi:10.1016/j.ijhydene.2019.05.229
- [5]. Tjokorda Gde Tirta Nindhia, I Wayan Surata, I. Ketut Adi Atmika, Dewa Ngakan Ketut Putra Negara, Ari Wardana, 2013. *Method on Conversion of Gasoline to Biogas Fueled Single Cylinder of Four Stroke Engine of Electric Generator*. *International Journal of Environmental Science and Development*, 4 (3): 300-303. doi: 10.7763/IJESD.2013.V4.358
- [6]. Debabrata Barik, S. Murugan, 2016. *Experimental investigation on the behavior of a DI diesel engine fueled with raw biogas-diesel dual fuel at different injection timing*. *Journal of the Energy Institute*. 89(3): 373-388. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2015.03.002>
- [7]. Sittiboon Siripornakarachai, Thawan Sucharitakul, 2008. *Modification and Tuning of Multi-valve Diesel Bus Engine to Run On Biogas for Electricity Production*. *Maejo International Journal of Science and Technology*, 3(2): 1:13 <http://dx.doi.org/10.14456/iire.2008.10>
- [8]. Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B., 2008. *Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine*. *Fuel*, 87(8-9): 1651-1659. doi:10.1016/j.fuel.2007.08.014
- [9]. Noor M. M., Hairuddin A. A., Wandel A. P., Yusaf T. F., 2012. *Modelling of Non-Premixed Turbulent Combustion of Hydrogen using Conditional Moment Closure Method*. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 36: 012036. doi:10.1088/1757-899x/36/1/012036
- [10]. Yadav S. D., Kumar B., Thipse S. S., 2013. *Characteristics of biogas operated automotive SI engine to reduce exhaust emission for green development*. *SAE Technical Paper*. No. 2013-26-0012. doi:10.4271/2013-26-0012
- [11]. Malenshek M., Olsen D. B., 2009. *Methane number testing of alternative gaseous fuels*. *Fuel*, 88(4): 650-656. doi:10.1016/j.fuel.2008.08.020
- [12]. Klaus von Mitzlaff, 1988. *Engines for biogas*. Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ).

AUTHORS INFORMATION

Tran Anh Duc¹, Nguyen Duc Khanh¹, Hoang Dinh Long¹, Bui Van Chinh²

¹School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology

²Faculty of Automobile Technology, Hanoi University of Industry