PHÂN TÍCH KẾT HỢP MÔ PHỎNG CHÁY 1D VÀ PHẦN TỬ HỮU HẠN CƠ - NHIỆT CỦA PISTON TRONG ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG KHÍ SINH HỌC

COUPLED 1D COMBUSTION AND THERMO-MECHANICAL FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A PISTON IN A BIOGAS-FUELED ENGINE

Nguyễn Đức Khánh[1], Nghiêm Xuân Giang[1], Trịnh Xuân Phong[2], Nguyễn Thanh Bình[3], Bùi Văn Chinh[4,*]

DOI: https://doi.org/10.57001/huih5804.2026.059

TÓM TẮT

Nghiên cứu này phân tích đặc tính làm việc cơ–nhiệt của piston trong động cơ diesel sau khi chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu khí sinh học. Phương pháp nghiên cứu sử dụng mô phỏng kết hợp giữa mô hình nhiệt động học một chiều và phân tích phần tử hữu hạn nhằm đánh giá ảnh hưởng của chuyển đổi nhiên liệu và thay đổi hình dạng đỉnh piston đến quá trình cháy trong xylanh cũng như trạng thái ứng suất và biến dạng của piston. Quá trình cháy của động cơ diesel nguyên bản và động cơ sử dụng khí sinh học được mô phỏng bằng phần mềm AVL Boost ở chế độ toàn tải, tốc độ 1500 vòng/phút; các diễn biến áp suất và nhiệt độ trong xylanh được dùng làm tải trọng đầu vào cho bài toán phân tích cơ - nhiệt piston. Kết quả cho thấy động cơ sử dụng khí sinh học có áp suất đỉnh thấp hơn và xuất hiện muộn hơn, trong khi nhiệt độ cực đại cao hơn và kéo dài hơn so với động cơ diesel. Phân tích phần tử hữu hạn chỉ ra rằng ứng suất cực đại trên đỉnh piston giảm, nhưng chuyển vị và biến dạng tổng tăng do ảnh hưởng chi phối của tải nhiệt và sự suy giảm độ cứng của đỉnh piston sau hoán cải. Kết quả nhấn mạnh sự cần thiết phải xem xét đồng thời tải cơ và tải nhiệt trong thiết kế piston cho động cơ sử dụng khí sinh học.

Từ khóa: *Động cơ sử dụng khí sinh học, phân tích cơ - nhiệt piston, mô phỏng quá trình cháy 1D, Phương pháp phần tử hữu hạn*

ABSTRACT

This study investigates the thermo-mechanical behavior of a piston in a diesel engine converted to operate on biogas fuel using a coupled simulation approach. One-dimensional thermodynamic modeling and finite element analysis are combined to evaluate the effects of fuel conversion and piston crown modification on in-cylinder combustion and piston structural response. The combustion processes of the original diesel engine and the biogas-fueled engine are simulated in AVL Boost under full-load conditions at 1500rpm, and the resulting in-cylinder pressure and temperature histories are applied as input loads for thermo-mechanical analysis. The results show that biogas operation leads to a lower and delayed peak cylinder pressure, while the peak in-cylinder temperature is higher and occurs later compared to diesel operation. Finite element results indicate reduced maximum von Mises stress on the piston crown, but increased displacement and equivalent strain due to dominant thermal effects and reduced crown stiffness. The findings emphasize the need to consider coupled mechanical and thermal loads in piston design for biogas-fueled engines.

Keywords*: Biogas-fueled engine, piston thermo-mechanical analysis, 1D combustion modeling, finite element method.*

[1]Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội
[2]Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Nam Định
[3]Trường Đại học Kinh tế Kỹ thuật Công nghiệp
[4]Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội
[*]Email: chinhbv@haui.edu.vn
Ngày nhận bài: 26/10/2025
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 20/01/2026
Ngày chấp nhận đăng: 30/3/2026

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trong bối cảnh cạn kiệt các nguồn nhiên liệu hóa thạch và yêu cầu ngày càng nghiêm ngặt về giảm phát thải khí nhà kính, việc nghiên cứu và ứng dụng các nguồn năng lượng tái tạo cho động cơ đốt trong đang trở thành xu hướng tất yếu. Trong số đó, khí sinh học (biogas) - sản phẩm thu được từ quá trình phân hủy kỵ khí các chất thải hữu cơ trong nông nghiệp - được xem là một loại nhiên liệu thay thế tiềm năng cho xăng và diesel, đặc biệt phù hợp với các quốc gia có nền nông nghiệp phát triển như Việt Nam [1, 2].

Khí sinh học có thành phần chính là mêtan (CH_4), chiếm khoảng 60 - 80%, cùng với CO_2 và một lượng nhỏ các tạp chất khác. Nhờ tỷ lệ H/C cao, giới hạn cháy rộng và chỉ số octan lớn, biogas cho phép động cơ làm việc ở tỷ số nén cao mà không xảy ra hiện tượng kích nổ [3]. Tuy nhiên, do nhiên liệu được cấp vào động cơ ở dạng khí và có hàm lượng CO_2 đáng kể, biogas làm giảm hệ số nạp và có nhiệt trị thấp hơn so với nhiên liệu truyền thống, dẫn đến sự thay đổi đáng kể về diễn biến áp suất và nhiệt độ trong xylanh [1, 4, 5]. Những đặc điểm này không chỉ ảnh hưởng đến hiệu suất và phát thải mà còn tác động trực tiếp đến điều kiện làm việc cơ–nhiệt của các chi tiết trong động cơ, đặc biệt là piston.

Nhiều nghiên cứu đã chỉ ra khả năng sử dụng biogas trên động cơ đánh lửa cưỡng bức hoặc ở chế độ lưỡng nhiên liệu diesel-biogas [6, 7]. Trong các ứng dụng phát điện quy mô nông nghiệp, việc hoán cải các động cơ diesel hiện có sang vận hành bằng khí sinh học được xem là giải pháp hiệu quả về mặt kinh tế và kỹ thuật [8]. Tuy nhiên, quá trình hoán cải này thường đòi hỏi điều chỉnh tỷ số nén và hình dạng buồng cháy nhằm phù hợp với đặc tính cháy của biogas, kéo theo sự thay đổi đáng kể về tải trọng cơ học và tải trọng nhiệt tác dụng lên piston so với động cơ nguyên bản chạy diesel [5, 8].

Song song với hướng nghiên cứu về nhiên liệu, mô phỏng phụ tải cơ - nhiệt của piston bằng phương pháp phần tử hữu hạn đã được phát triển và ứng dụng rộng rãi. Các nghiên cứu cho thấy việc xét đồng thời tải cơ học và tải nhiệt là cần thiết để đánh giá chính xác phân bố ứng suất, biến dạng và nguy cơ hư hỏng của piston [9, 10]. Ứng suất cực đại thường tập trung tại đỉnh piston, vùng chân gân hoặc khu vực lắp xéc-măng, nơi tồn tại đồng thời gradient nhiệt lớn và sự thay đổi hình học đột ngột [11, 12]. Ngoài ra, các yếu tố động lực học như lực ngang piston, lực ma sát và điều kiện tiếp xúc cũng có ảnh hưởng đáng kể đến trạng thái ứng suất tổng hợp của piston trong quá trình làm việc [13].

Tại Việt Nam, một số nghiên cứu đã tiếp cận bài toán phụ tải cơ - nhiệt của piston trong điều kiện làm việc thực tế của động cơ diesel và động cơ cải biến, cho thấy phụ tải nhiệt đóng vai trò quan trọng trong việc xác định khe hở nhiệt và điều kiện bền của cặp piston-xylanh [14]. Gần đây, nghiên cứu mô phỏng piston động cơ chuyển đổi từ diesel sang nhiên liệu khí sinh học cho thấy mặc dù áp suất trong xylanh có xu hướng giảm, nhưng nhiệt độ làm việc của piston lại tăng lên, dẫn đến sự thay đổi đáng kể về phân bố ứng suất và chuyển vị của piston sau hoán cải [15]. Tuy nhiên, các nghiên cứu này vẫn chủ yếu xét tải cơ và tải nhiệt ở giá trị cực đại, chưa phản ánh đầy đủ điều kiện làm việc thực tế của piston trong suốt chu trình công tác.

Xuất phát từ những hạn chế trên, nghiên cứu này kết hợp mô phỏng nhiệt động học và phân tích cơ - nhiệt piston cho động cơ diesel chuyển đổi sang biogas trong điều kiện phát điện thực tế. Nghiên cứu kết hợp mô phỏng quá trình cháy của động cơ sử dụng biogas với mô phỏng ứng suất cơ - nhiệt của piston, trong đó trường áp suất và nhiệt độ trong xylanh được xác định từ mô phỏng chu trình công tác và sử dụng làm dữ liệu đầu vào cho bài toán phần tử hữu hạn. Cách tiếp cận này nhằm đánh giá một cách toàn diện ảnh hưởng của việc chuyển đổi nhiên liệu và thay đổi kết cấu piston đến phân bố nhiệt độ, ứng suất và chuyển vị, qua đó làm rõ điều kiện làm việc và cơ sở đánh giá độ bền của piston động cơ sử dụng khí sinh học trong các hệ thống máy phát điện nông nghiệp.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

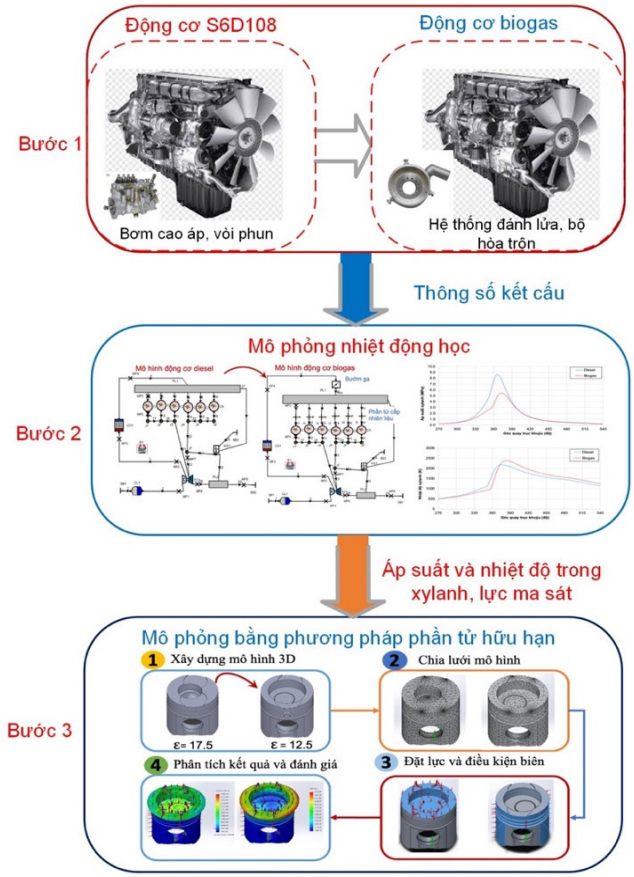
2.1. Quy trình nghiên cứu mô phỏng

Quy trình nghiên cứu của bài báo được trình bày khái quát trong hình 1. Trước hết, động cơ diesel nguyên bản được hoán cải để phù hợp với việc sử dụng nhiên liệu biogas thông qua các điều chỉnh về kết cấu, đặc biệt là các thông số ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình cháy như tỷ số nén và cách thức hình thành hỗn hợp. Trên cơ sở các thông số hình học và điều kiện làm việc của động cơ trước và sau hoán cải, mô hình động cơ được thiết lập trên phần mềm AVL Boost nhằm mô phỏng chu trình công tác.

Quá trình cháy của động cơ sử dụng khí sinh học được mô phỏng tại các chế độ vận hành khác nhau, cho phép phân tích ảnh hưởng của loại nhiên liệu đến đặc tính cháy. Các thông số đặc trưng như diễn biến áp suất và nhiệt độ trong xylanh được trích xuất từ kết quả mô phỏng để đánh giá sự thay đổi của quá trình cháy so với động cơ nguyên bản.

Tiếp theo, các trường áp suất và nhiệt độ thu được từ mô phỏng chu trình công tác được sử dụng làm dữ liệu đầu vào cho bài toán phân tích theo phương pháp phần

tử hữu hạn. Mô hình chi tiết piston của động cơ nguyên bản và piston sau cải tiến được xây dựng nhằm đánh giá trạng thái làm việc cơ - nhiệt trong điều kiện vận hành thực tế. Trên cơ sở kết quả tính toán, sự phân bố nhiệt độ, ứng suất và chuyển vị của đỉnh piston được phân tích và so sánh giữa hai cấu hình động cơ, qua đó làm rõ ảnh hưởng của việc chuyển đổi nhiên liệu và thay đổi kết cấu đến điều kiện bền của piston.



Hình 1. Quy trình nghiên cứu

2.2. Đối tượng nghiên cứu

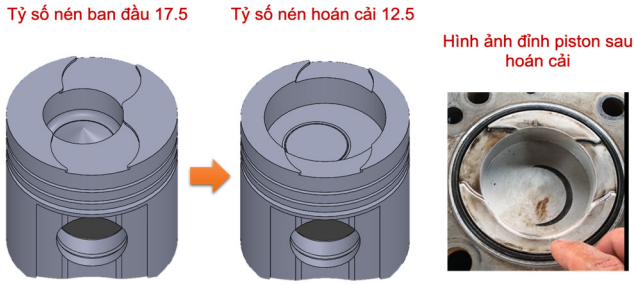
Trong nghiên cứu này, động cơ diesel S6D108 được lựa chọn để hoán cải sang vận hành bằng nhiên liệu khí sinh học do có hiệu suất làm việc ổn định, độ bền cao và phù hợp với các ứng dụng máy phát điện. Các thông số kỹ thuật của động cơ S6D108 ở cấu hình nguyên bản được sử dụng làm dữ liệu đầu vào cho quá trình xây dựng mô hình và thực hiện các phân tích mô phỏng trong nghiên cứu (bảng 1).

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của động cơ S6D108

Thông số kỹ thuật	S6D108 Diesel
Loại động cơ	Động cơ diesel 6 xylanh bốn kỳ Tăng áp tua bin máy nén
Hệ thống nhiên liệu	Phun trực tiếp
Thứ tự hoạt động	1-5-3-6-2-4
Đường kính	108mm
Hành trình piston	130mm
Thể tích công tác	7150cc
Tỷ số nén	17,5
Công suất / Tốc độ tối đa	121kW tại 2380 vòng/phút
Mô-men xoắn / Tốc độ tối đa	647Nm tại 1600 vòng/phút
Kết cấu buồng cháy	CNIDI / Nguyên tử hóa không gian và bay hơi màng

2.3. Hoán cải động cơ

Động cơ diesel nguyên bản được thiết kế làm việc với tỷ số nén cao, khoảng 17 - 18, nhằm đảm bảo khả năng tự cháy của nhiên liệu diesel. Tuy nhiên, khi sử dụng nhiên liệu khí sinh học, đặc tính cháy của hỗn hợp nhiên liệu - không khí thay đổi đáng kể do hàm lượng CO_2 lớn. Theo Malenshek và Olsen [16], với khí sinh học chứa khoảng 60% CH_4 và 40% CO_2, hiện tượng kích nổ có thể xảy ra ở tỷ số nén xấp xỉ 17,6, cho thấy việc giữ nguyên tỷ số nén của động cơ diesel là không phù hợp.



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

Các nghiên cứu cho thấy tỷ số nén thích hợp cho động cơ sử dụng khí sinh học thường nằm trong khoảng 10,0 - 12,5 nhằm tránh kích nổ và đảm bảo khả năng làm việc ổn định [17]. Đối với động cơ tăng áp, giá trị này cần giảm thấp hơn. Để điều chỉnh tỷ số nén, có thể áp dụng nhiều giải pháp như tăng chiều dày đệm nắp máy hoặc thay đổi hình dạng buồng cháy. Trong nghiên cứu này, phương án gia công lại đỉnh piston được lựa chọn nhằm giảm tỷ số nén của động cơ từ 17,5 xuống 12,5.

Hình 2 trình bày mặt cắt piston trước và sau hoán cải. Piston nguyên bản phù hợp với động cơ diesel, trong khi piston sau cải tiến được thiết kế lại để đáp ứng điều kiện làm việc của động cơ sử dụng khí sinh học ở tỷ số nén 12,5:1, đồng thời tạo cơ sở cho các phân tích mô phỏng cơ - nhiệt được trình bày trong các phần tiếp theo.

2.4. Cơ sở lý thuyết phân tích các lực tác dụng lên piston

Trong quá trình làm việc, piston chịu tác dụng đồng thời của lực khí thể, lực quán tính, lực ngang ép piston lên

thành xylanh và lực ma sát. Việc xác định các lực này là cơ sở để thiết lập tải trọng cho bài toán phân tích cơ - nhiệt piston.

2.4.1. Lực khí thể và tải nhiệt

Lực khí thể tác dụng lên piston được sinh ra từ áp suất môi chất công tác trong xylanh và có phương trùng với trục xylanh, được xác định theo:

$$P_{kt} = p_{kt} \times F_P = p_{kt} \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (1)$$

Trong đó: p_{kt} là áp suất trong xylanh và D là đường kính piston.

Song song với tải cơ học, piston còn chịu tải nhiệt do tiếp xúc trực tiếp với khí cháy. Trường nhiệt độ trên piston là nguyên nhân gây ra biến dạng nhiệt và ảnh hưởng đáng kể đến trạng thái ứng suất tổng hợp.

2.4.2. Lực quán tính và lực ngang piston

Lực quán tính của nhóm piston (gồm piston, chốt piston và xéc-măng) do chuyển động tịnh tiến được xác định theo:

$$P_j = M_p \times R \times \omega^2 \times (cos\varphi + \lambda cos2\varphi) \quad (2)$$

Trong đó: M_p là khối lượng nhóm piston, R là bán kính khuỷu, ω là tốc độ góc trục khuỷu và λ là tỷ số hình học thanh truyền.

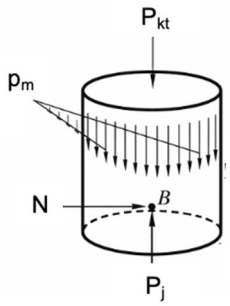
Lực khí thể và lực quán tính cùng tác dụng theo phương trục xylanh, tổng hợp thành lực dọc trục:

$$P_t = P_{kt} + P_j \quad (3)$$

Do thanh truyền nghiêng một góc β so với trục xylanh, lực dọc trục sinh ra lực ngang N ép piston lên thành xylanh:

$$N = P_t \times tan\beta \quad (4)$$

Lực ngang là nguyên nhân chính gây mài mòn thành xylanh và tạo ra ứng suất uốn trong piston.



Hình 3. Sơ đồ phân tích tổng các lực tác dụng lên piston

2.4.3. Lực ma sát giữa piston và xylanh

Lực ma sát giữa piston và xylanh là thành phần chính của tổn hao cơ giới trong động cơ đốt trong. Theo tổng quan của Youssef và cộng sự [18], phương pháp IMEP thường được sử dụng để đánh giá lực ma sát của cụm piston-xylanh dựa trên áp suất trong xylanh. Trong đó, tổn hao cơ giới được xem là tổng hợp của ma sát piston-xylanh, ma sát ổ trục và công dẫn động các thiết bị phụ trợ, với ma sát piston-xylanh chiếm tỷ trọng lớn.

Trong phạm vi nghiên cứu này, áp suất tổn hao cơ giới được giả thiết xấp xỉ bằng áp suất do ma sát piston-xylanh gây ra, nhằm đơn giản hóa bài toán. Áp suất này được biểu diễn theo vận tốc trung bình piston:

$$p_m = a + b \times \frac{S \times n}{30} \quad (5)$$

Giá trị p_m được sử dụng để quy đổi thành tải ma sát phân bố tác dụng lên bề mặt piston trong mô hình phân tích cơ - nhiệt.

2.5. Xây dựng mô hình mô phỏng

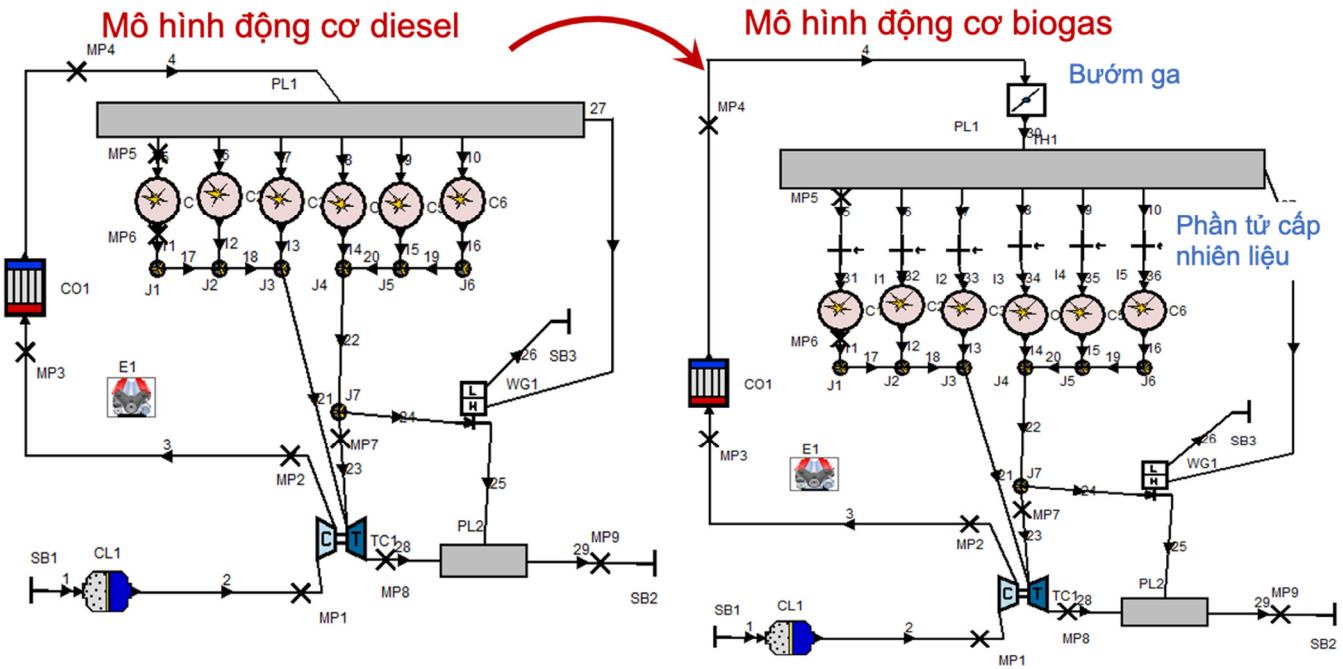
2.5.1. Mô hình nhiệt động học một chiều (1D)

Mô hình nhiệt động học của động cơ được xây dựng trên phần mềm AVL Boost, sơ đồ mô phỏng được trình bày trong hình 4. Đối với cấu hình sử dụng khí sinh học, thông số hình học đỉnh piston được điều chỉnh theo phương án hoán cải nhằm giảm tỷ số nén của động cơ từ 17,5 xuống 12,5. Đồng thời, mô hình được bổ sung phần tử bướm ga và vị trí cấp nhiên liệu trên đường nạp để phản ánh đặc điểm làm việc của động cơ đánh lửa cưỡng bức. Các thông số của nhiên liệu được sử dụng trong mô phỏng thể hiện trên bảng 2.

Quá trình cháy được mô phỏng tại các chế độ vận hành khảo sát, cho phép xác định diễn biến áp suất và nhiệt độ trong xylanh theo góc quay trục khuỷu. Các kết quả này được sử dụng làm dữ liệu đầu vào cho bước mô phỏng cơ - nhiệt của piston bằng phương pháp phần tử hữu hạn.

Bảng 2. Đặc tính của nhiên liệu [1, 8, 12]

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	-	130
Nhiệt độ tự cháy (K)	553	923
Giới hạn cháy (% thể tích)	0,7 - 5	7,5 - 14



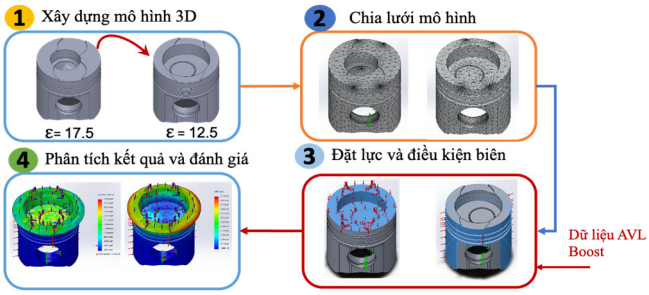
Hình 4. Mô hình động cơ diesel (a) và động cơ biogas (b) trên phần mềm AVL Boost

Trong mô hình AVL Boost, quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu–không khí được mô tả bằng hàm Vibe một vùng, trong khi quá trình truyền nhiệt giữa môi chất công tác và thành buồng cháy được xác định theo quan hệ thực nghiệm Woschni tích hợp trong phần mềm. Do chưa có dữ liệu thực nghiệm áp suất trong xylanh của động cơ sau khi chuyển đổi sang nhiên liệu khí sinh học, mô hình chưa được kiểm chứng trực tiếp bằng dữ liệu thực nghiệm của động cơ sau hoán cải. Tuy nhiên, các thông số mô hình được thiết lập dựa trên dữ liệu hình học của động cơ và các đặc tính cháy điển hình của biogas từ các nghiên cứu trước. Vì vậy, kết quả mô phỏng chủ yếu được sử dụng để xác định xu hướng áp suất và nhiệt độ trong xylanh làm điều kiện đầu vào cho phân tích cơ - nhiệt piston.

2.5.2. Mô phỏng cơ - nhiệt piston bằng phương pháp phần tử hữu hạn

Mô hình phân tích cơ - nhiệt của piston được xây dựng dựa trên kết quả mô phỏng 1D thực hiện gồm các bước thể hiện trên hình 5. Trước hết, mô hình hình học ba chiều của piston nguyên bản và piston sau hoán cải được thiết lập theo các thông số kết cấu thực tế. Mô hình sau đó được chia lưới phần tử hữu hạn, với mật độ lưới tăng cường tại khu vực đỉnh piston nhằm đảm bảo độ chính xác tính toán.

Các tải trọng làm việc được thiết lập bao gồm áp suất tác dụng lên bề mặt đỉnh piston và tải nhiệt tương ứng với quá trình cháy. Bài toán cơ - nhiệt ghép được giải để xác định phân bố nhiệt độ, ứng suất và biến dạng của piston. Trên cơ sở kết quả thu được, trạng thái làm việc và sự khác biệt về điều kiện cơ - nhiệt giữa piston nguyên bản và piston sau hoán cải được phân tích và đánh giá.



Hình 5. Các bước thực hiện mô phỏng bằng công cụ phần tử hữu hạn

Trong mô hình phần tử hữu hạn, tải trọng cơ học được thiết lập dưới dạng áp suất khí thể tác dụng lên bề mặt đỉnh piston, với giá trị lấy từ kết quả mô phỏng chu trình công tác của động cơ. Tải nhiệt được áp dụng thông qua phân bố nhiệt độ tương ứng với nhiệt độ môi chất trong buồng cháy. Về điều kiện biên cơ học, vùng lỗ chốt piston được thiết lập các ràng buộc chuyển vị nhằm mô phỏng sự liên kết giữa piston và thanh truyền. Đồng thời, ảnh hưởng của lực ngang piston lên thành xylanh được mô hình hóa dưới dạng tải phân bố trên bề mặt thân piston, tương ứng với lực ngang được xác định từ mô hình động lực học của cơ cấu khuỷu - thanh truyền.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ THẢO LUẬN

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

Hình 6 so sánh diễn biến áp suất và nhiệt độ trong xylanh của động cơ diesel nguyên bản và động cơ sử

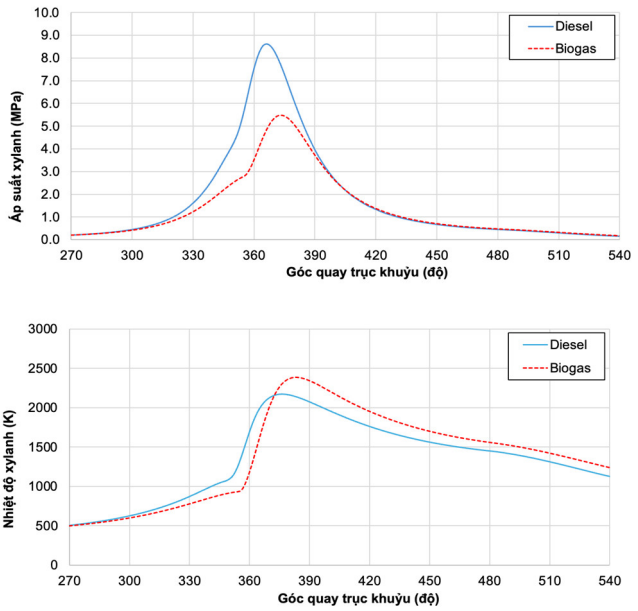
dụng khí sinh học (biogas) tại toàn tải, 1500v/ph. Kết quả cho thấy quá trình cháy sau hoán cải có sự thay đổi rõ rệt cả về mức đỉnh và pha cháy.

Về áp suất, đường cong của động cơ biogas có đỉnh thấp hơn và dịch sang phải so với diesel. Cụ thể, áp suất cực đại của diesel đạt khoảng 8,6 MPa tại 365 - 366°CA, trong khi biogas chỉ đạt khoảng 5,5MPa tại 373 - 374°CA. Sự suy giảm áp suất đỉnh chủ yếu đến từ hai nguyên nhân: (i) hệ số nạp giảm do nhiên liệu ở dạng khí chiếm chỗ không khí nạp, và (ii) nhiệt trị hiệu dụng thấp của biogas do chứa CO_2, làm tổng năng lượng đưa vào chu trình thấp hơn khi xét cùng điều kiện vận hành. Đồng thời, việc đỉnh áp suất xuất hiện muộn hơn (tăng vài độ CA) phản ánh tốc độ cháy chậm hơn, thời điểm giải phóng nhiệt bị kéo dài, nên áp suất lớn nhất không còn tập trung sát ĐCT như diesel tuy nhiên trễ pha về phía sau.

Về nhiệt độ, nhiệt độ trong xylanh được xác định theo phương trình khí lý tưởng:

$$T(\alpha) = \frac{P(\alpha) \times V(\alpha)}{m \times R} \quad (6)$$

Trong đó, *P(α)* và *V(α)* là áp suất và thể tích tức thời theo góc quay trục khuỷu, mm là khối lượng môi chất trong xylanh và R là hằng số khí của hỗn hợp khí cháy - không khí.



Hình 6. So sánh diễn biến áp suất và nhiệt độ trong xylanh của động cơ nguyên bản và động cơ biogas

Từ đồ thị, nhiệt độ cực đại của diesel xấp xỉ 2180K tại 375 - 376°CA, còn của biogas đạt khoảng 2380K tại 383 - 384°CA. Dù áp suất đỉnh của biogas thấp hơn, nhiệt độ đỉnh lại cao hơn và đến muộn hơn, cho thấy quá trình cháy kéo dài làm vùng nhiệt độ cao tồn tại lâu hơn trong giai đoạn sau ĐCT. Hệ quả là tăng mức truyền nhiệt qua thành, phù hợp với xu hướng thực tế rằng động cơ biogas thường có nhiệt độ làm việc cao hơn nếu điều kiện làm mát và tối ưu đánh lửa chưa được hiệu chỉnh tương ứng.

Tóm lại, kết quả nhiệt động học cho thấy chuyển đổi sang biogas làm giảm áp suất đỉnh nhưng kéo dài pha cháy, dẫn đến đỉnh nhiệt độ cao hơn và trễ hơn. Đây là cơ sở trực tiếp để lựa chọn nhiệt độ và áp suất làm điều kiện tải trong bài toán mô phỏng ứng suất - biến dạng cơ - nhiệt của piston ở các bước tiếp theo.

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

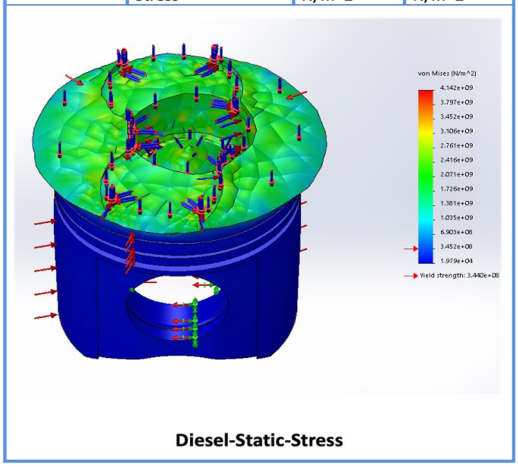
Kết quả mô phỏng trường ứng suất, chuyển vị và biến dạng của piston trong điều kiện làm việc tương ứng với động cơ diesel nguyên bản và động cơ sử dụng khí sinh học được thể hiện trên hình 7 - 9. Trong nghiên cứu này, piston được giả thiết chế tạo từ hợp kim nhôm thường được sử dụng trong các động cơ diesel cỡ trung bình. Các thông số cơ học chính của vật liệu được sử dụng trong mô hình bao gồm mô đun đàn hồi khoảng 70GPa, hệ số Poisson 0,33 và giới hạn bền chảy khoảng 250 - 300MPa ở điều kiện nhiệt độ phòng. Các giá trị này được sử dụng làm cơ sở tham chiếu để đánh giá mức độ hợp lý của phân bố ứng suất tương đương von Mises thu được từ kết quả mô phỏng.

Phân bố ứng suất tương đương von Mises cho thấy ứng suất tập trung chủ yếu tại khu vực đỉnh piston, đặc biệt quanh mép buồng cháy và các vùng chuyển tiếp hình học, nơi đồng thời chịu tác động của tải khí thể và tải nhiệt. Xu hướng tập trung ứng suất tại các vị trí này phù hợp với các nghiên cứu trước đây về phân tích cơ - nhiệt piston, trong đó chỉ ra rằng sự kết hợp giữa gradient nhiệt lớn và thay đổi hình học là nguyên nhân chính gây ra ứng suất cực đại trên đỉnh piston [9, 10, 12].

Giá trị ứng suất cực đại của piston diesel đạt khoảng $4{,}14\times10^9 N/m^2$, trong khi đối với piston sử dụng biogas giá trị này giảm xuống còn khoảng $3{,}76\times10^9 N/m^2$. Sự suy giảm ứng suất cực đại khi chuyển sang nhiên liệu biogas là hệ quả trực tiếp của việc áp suất đỉnh trong xylanh giảm, dẫn đến tải trọng cơ học tác dụng lên đỉnh piston nhỏ hơn so với động cơ diesel nguyên bản. Kết quả này phù hợp với các nghiên cứu cho thấy ứng suất cực đại của piston chịu chi phối mạnh bởi tải khí thể, đặc biệt trong các động cơ làm việc với áp suất cháy cao như diesel [3, 7, 9]. Cần lưu ý rằng các giá trị ứng suất cực đại trong mô hình mô phỏng thường xuất hiện tại các vùng tập trung ứng suất cục bộ, đặc biệt tại các vị trí thay đổi hình học đột ngột trên đỉnh piston. Do đó, các giá trị này

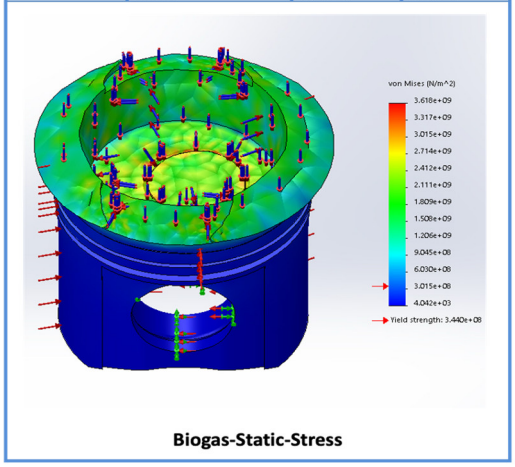
chỉ phản ánh xu hướng phân bố ứng suất và vị trí nguy cơ tập trung ứng suất trong chi tiết, hơn là ứng suất phân bố đồng đều trên toàn bộ piston.

Name	Type	Min	Max
Stress	VON: von Mises Stress	1.979e+04 N/m^2	4.142e+09 N/m^2



Diesel-Static-Stress

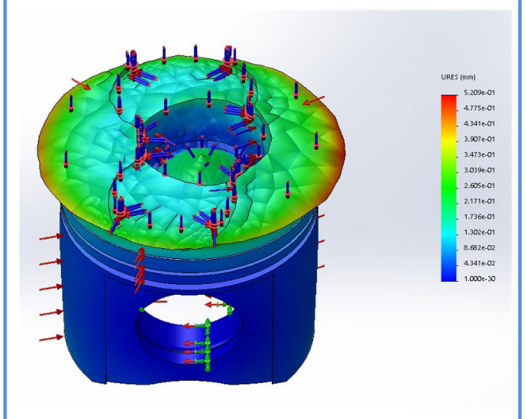
Name	Type	Min	Max
Stress	VON: von Mises Stress	1.822e+04 N/m^2	3.759e+09 N/m^2



Biogas-Static-Stress

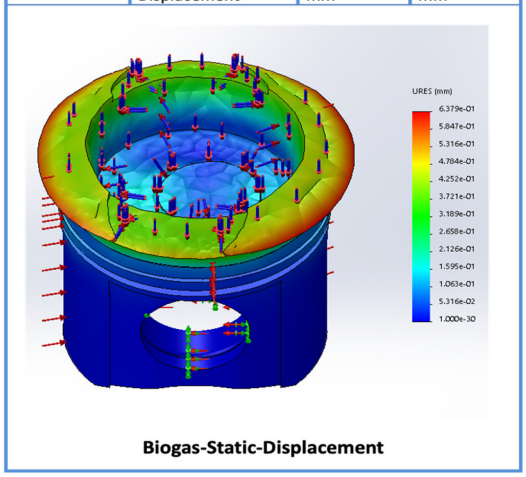
Hình 7. Kết quả mô phỏng phân bố ứng suất tương đương

Name	Type	Min	Max
Displacement	URES: Resultant Displacement	0.000e+00 mm	5.210e-01 mm



Diesel-Static-Displacement

Name	Type	Min	Max
Displacement	URES: Resultant Displacement	0.000e+00 mm	7.425e-01 mm



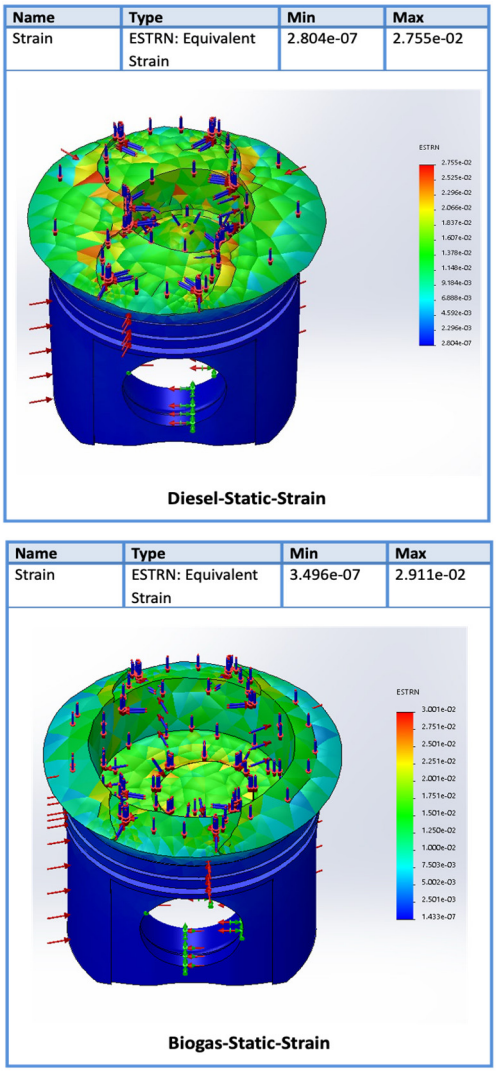
Biogas-Static-Displacement

Hình 8. Kết quả mô phỏng chuyển vị tổng

Ngược lại, kết quả mô phỏng chuyển vị tổng cho thấy chuyển vị lớn nhất vẫn xuất hiện tại khu vực đỉnh piston và có xu hướng tăng khi động cơ sử dụng nhiên liệu biogas. Cụ thể, chuyển vị cực đại của piston diesel đạt khoảng 0,52mm, trong khi giá trị này tăng lên khoảng 0,74mm đối với piston biogas. Xu hướng tương tự cũng được ghi nhận đối với biến dạng tương đương, với giá trị cực đại tăng từ khoảng $2{,}76\times10^{-2}$ lên $2{,}91\times10^{-2}$. Hiện tượng này cho thấy mặc dù tải trọng cơ học giảm, ảnh hưởng của tải nhiệt và gradient nhiệt trong quá trình cháy biogas trở nên chi phối hơn, đặc biệt khi quá trình cháy kéo dài làm vùng nhiệt độ cao tồn tại lâu hơn trong chu trình công tác. Xu hướng biến dạng tăng do tải nhiệt đã được ghi nhận trong nhiều nghiên cứu về piston động cơ, trong đó chỉ ra rằng tải nhiệt có thể đóng vai trò quyết định đến biến dạng ngay cả khi tải cơ học giảm [2, 11, 12].

Bên cạnh đó, sự gia tăng chuyển vị và biến dạng của piston sau hoán cải còn có thể liên quan đến việc thay đổi hình dạng đỉnh piston nhằm giảm tỷ số nén, làm giảm độ cứng cục bộ của khu vực đỉnh. Nhận định này phù hợp với các nghiên cứu mô phỏng piston có cải tiến hình học, trong đó cho thấy sự thay đổi kết cấu có thể làm tăng biến dạng tổng thể của piston dù mức ứng suất cực đại không tăng tương ứng [10, 13].

Tổng hợp các kết quả trên cho thấy việc chuyển đổi từ động cơ diesel sang động cơ sử dụng khí sinh học giúp giảm ứng suất cực đại do tải cơ học, nhưng đồng thời làm tăng chuyển vị và biến dạng do tác động chi phối của tải nhiệt và thay đổi hình học piston. Điều này nhấn mạnh sự cần thiết phải xem xét đồng thời cả tải cơ và tải nhiệt trong đánh giá điều kiện làm việc cơ - nhiệt của piston sau hoán cải, đồng thời là cơ sở cho các phân tích tiếp theo về độ bền và tuổi thọ chi tiết [9-12].



Hình 9. Kết quả mô phỏng biến dạng tương đương

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã xây dựng và áp dụng phương pháp mô phỏng kết hợp giữa mô hình nhiệt động học một chiều và mô hình phần tử hữu hạn để đánh giá ảnh hưởng của việc chuyển đổi nhiên liệu từ diesel sang khí sinh học đến điều kiện làm việc cơ - nhiệt của piston động cơ. Kết quả mô phỏng nhiệt động học cho thấy khi sử dụng khí sinh học, áp suất đỉnh trong xylanh giảm rõ rệt và xuất hiện muộn hơn so với động cơ diesel nguyên bản, trong khi nhiệt độ cực đại lại có xu hướng tăng và kéo dài hơn. Sự thay đổi này phản ánh đặc tính cháy chậm và nhiệt trị thấp của khí sinh học, đồng thời tạo ra điều kiện tải cơ - nhiệt khác biệt cho piston.

Kết quả phân tích phần tử hữu hạn cho thấy ứng suất tương đương von Mises tập trung chủ yếu tại khu vực đỉnh piston, đặc biệt quanh mép buồng cháy và các vùng chuyển tiếp hình học. Khi chuyển sang sử dụng khí sinh học, ứng suất cực đại của piston có xu hướng giảm nhờ sự suy giảm tải trọng cơ do áp suất cháy thấp hơn. Tuy nhiên, chuyển vị và biến dạng tổng của piston lại tăng lên, cho thấy ảnh hưởng chi phối của tải nhiệt và gradient nhiệt, cũng như tác động của thay đổi hình học đỉnh piston sau hoán cải.

Tổng hợp các kết quả cho thấy việc chuyển đổi động cơ diesel sang sử dụng khí sinh học mang lại lợi thế về giảm tải cơ học lên piston, nhưng đồng thời đặt ra thách thức về kiểm soát biến dạng và giãn nở nhiệt của chi tiết. Do đó, khi thiết kế và hoán cải piston cho động cơ sử dụng khí sinh học, cần xem xét đồng thời cả yếu tố cơ học và nhiệt, đặc biệt là tối ưu hình dạng đỉnh piston và điều kiện làm mát nhằm đảm bảo độ bền và độ tin cậy trong quá trình vận hành lâu dài. Nghiên cứu này cung cấp cơ sở khoa học cho việc đánh giá và thiết kế piston động cơ sử dụng khí sinh học trong các ứng dụng máy phát điện quy mô nông nghiệp, đồng thời mở ra hướng nghiên cứu tiếp theo về phân tích mỏi nhiệt và tuổi thọ chi tiết dưới điều kiện làm việc thực tế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Huang J., Crookes R. J., "Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine," *Fuel*, 77(15), 1793-1801, 1998. https://doi.org/10.1016/S0016-2361(98)00114-8

[2]. Roubaud A., Favrat D., "Improving performances of a lean burn cogeneration biogas engine equipped with combustion prechambers," *Fuel*, 84(16), 2001-2007, 2005. 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., "Effect of compression ratio, CNG flow rate and injection timing on the performance of a dual fuel engine operated on honge oil methyl ester and compressed natural gas," *Renewable Energy*, 93, 579-590, 2016. https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.03.010

[4]. Dhyani V., Subramanian K. A., "Experimental based comparative exergy analysis of a multi-cylinder spark ignition engine fuelled with different gaseous fuels (CNG, HCNG, and hydrogen)," *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(36), 20440-20451, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.05.229

[5]. Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B., "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, 2008. https://doi.org/10.1016/j.fuel.2007.08.014

[6]. Tjokorda Gde Tirta Nindhia, Surata I. W., Atmika I. K. A., Negara D. N. K. P., Wardana A., "Method on conversion of gasoline to biogas fueled single cylinder four stroke engine of electric generator," *International Journal of Environmental Science and Development*, 4(3), 300-303, 2013. https://doi.org/10.7763/IJESD.2013.V4.358

[7]. Barik D., Murugan S., "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, 2016. https://doi.org/10.1016/j.joei.2015.03.002

[8]. Siripornakarachai S., Sucharitakul T., "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, 2008. https://doi.org/10.14456/iire.2008.10

[9]. Zhang H., Lin Z., Xu D., "An analysis to thermal load and mechanical load coupling of a gasoline engine piston," in *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics* (ICMEM), China, 2005.

[10]. Zhao F., *Modeling and thermal–mechanical coupling analysis of piston in car engines.* Master's Thesis, School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, China, 2021.

[11]. Reddy S. S., Prem Kumar B. S., "Thermal analysis and optimization of I.C. engine piston using finite element method," *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology,* 2(9), 4369-4376, 2013.

[12]. Calbureanu M. X., Malciu R., Tutunea D., Ionescu A., Lungu M., "The finite element analysis of the thermal stress distribution of a piston head," *Applied Mechanics and Materials,* 371, 263-267, 2013. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.371.263

[13]. Panayi A. P., Schock H. J., "Piston finite element modeling for the estimation of hydrodynamic and contact forces and moments," *SAE Technical Paper,* 2008-01-0975, 2008. https://doi.org/10.4271/2008-01-0975

[14]. Nguyễn Lê Văn, *Nghiên cứu ảnh hưởng của phụ tải nhiệt đến sự tương tác của cặp piston - xylanh động cơ diesel lai máy phát điện tàu thủy*. Luận án tiến sĩ, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Việt Nam, 2014.

[15]. Trần Anh Đức, Nguyễn Đức Khánh, Hoàng Đình Long, Bùi Văn Chinh, "Nghiên cứu mô phỏng chuyển vị và ứng suất của piston động cơ chuyển đổi từ nhiên liệu diesel sang khí biogas," *Tạp chí Khoa học & Công nghệ, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội*, 58, 4, 103-107, 2022.

[16]. Malenshek M., Olsen D. B., "Methane number testing of alternative gaseous fuels," *Fuel,* 88(4), 650-656, 2009. doi:10.1016/j.fuel.2008.08.020

[17]. Klaus von Mitzlaff, *Engines for biogas*. Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ), 1988.

[18]. Youssef A. M., Calderbank G., Sherrington I., Smith E. H., Rahnejat H., "A critical review of approaches to the design of floating-liner apparatus for instantaneous piston assembly friction measurement," in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 235(7), 1209-1235, 2021. https://doi.org/10.1177/1350650120964862 s

AUTHORS INFORMATION

Nguyen Duc Khanh[1], Nghiem Xuan Giang[1], Trinh Xuan Phong[2], Nguyen Thanh Binh[3], Bui Van Chinh[4]

[1]School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology, Vietnam

[2]Nam Dinh University of Technology Education, Vietnam

[3]University of Economics - Technology for Industries, Vietnam

[4]Hanoi University of Industry, Vietnam