

Ảnh hưởng hình dạng buồng cháy đến công suất và phát thải của động cơ Diesel Vikyno RV125-2

- Nguyễn Lê Duy Khải¹
- Nguyễn Đắc Khánh Hưng²

¹ Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM

² Công ty TNHH Mercedes-Benz Việt Nam

(Bài nhận ngày 12 tháng 01 năm 2015, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 08 tháng 03 năm 2015)

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu ảnh hưởng hình dạng buồng cháy đến công suất và khí thải trên động cơ diesel phun trực tiếp, buồng cháy thống nhất VIKYNO RV125-2 bằng phần mềm mô phỏng KIVA-3V. Trong nghiên cứu này, độ sâu buồng cháy, đường kính đáy buồng cháy và đường kính miệng buồng cháy được thay đổi,

trong khi vẫn giữ nguyên tỷ số nén động cơ. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng, tăng đường kính miệng buồng cháy có tác động tốt nhất. Cụ thể, khi đường kính miệng buồng cháy thay đổi từ 3.98cm lên 4.7cm, công suất tăng 6.22%, trong khi nồng độ NO_x giảm 0.85%. Tuy nhiên bổ hống sẽ tăng 45.83%.

Từ khóa: Hình dạng buồng cháy, KIVA-3V, mô phỏng, động cơ diesel RV125-2.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Từ khi ra đời đến nay động cơ diesel không ngừng được cải tiến và phát triển để ngày càng hoàn thiện và đạt năng suất cao. Tại Việt nam, Công ty Trách nhiệm hữu hạn Động cơ và Máy nông nghiệp Miền Nam (SVEAM) là một trong những công ty hàng đầu trong lĩnh vực cơ khí máy động lực và máy nông nghiệp. Trong những dòng sản phẩm của SVEAM, động cơ diesel VIKYNO RV125-2 chiếm tỉ trọng lớn nhất, khoảng 30% tổng sản lượng động cơ diesel hằng năm của công ty [1]. Tuy nhiên, do động cơ được sản xuất dựa

trên bản quyền của Kubota cách đây đã 20 năm, chế tạo theo công nghệ cũ nên những đặc tính của động cơ khá thấp, cần phải cải thiện để đáp ứng được mục tiêu xuất khẩu cũng như nâng cao thị trường trong nước. Một trong những giải pháp khả thi là cải tiến hình dạng buồng cháy động cơ nhằm tăng cường quá trình hòa trộn nhiên liệu, từ đó giúp quá trình cháy hoàn thiện, tăng công suất và giảm khí thải.

Trong bài báo này, tác giả đã sử dụng phương pháp mô phỏng với phần mềm KIVA-3V để nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số hình học

của buồng cháy đến đặc tính động cơ Vykino RV125-2, từ đó đề xuất hình dáng buồng cháy tốt nhất có thể.

2. PHƯƠNG PHÁP SỐ

Việc nghiên cứu ảnh hưởng của hình dạng buồng cháy trên động cơ diesel phun trực tiếp được thực hiện bằng phần mềm mô phỏng CFD ba chiều KIVA-3V. Đây là chương trình mô phỏng mã nguồn mở được phát triển bởi Phòng thí nghiệm Quốc gia Los Alamos (Hoa Kỳ), dựa trên các phương trình bảo toàn và chuyển hóa về nhiệt, khối lượng và mô men giữa các pha khí trong xy lanh [2]. Dòng chảy rối được mô phỏng bằng mô hình Re-Normalisation Group (RNG) k- ϵ cải tiến, được phát triển bởi Han và Reitz, 1995 [3]. Mô hình xé tơi tia phun Wave Breakup được phát triển bởi Liu et al. [4]. Bên cạnh đó, KIVA-3V còn sử dụng rất nhiều các mô hình phụ khác để mô phỏng các quá trình xảy ra khi nhiên liệu phun vào buồng đốt cho đến khi bắt đầu bén lửa như mô hình biến dạng của hạt nhiên liệu xét đến hệ số cản chuyển động của hạt trong buồng cháy, mô hình cháy trễ Shell [5], mô hình cháy chính theo thời gian đặc trưng của Abraham et al. [6]. Để khảo sát sự tác động của các thông số phun đến ô nhiễm môi trường, KIVA-3V sử dụng mô hình Zel'dovich cho quá trình hình thành NO_x (Y.B.Zel'dovich, 1946, [7]) và tính toán sự hình thành bồ hóng cũng như quá trình ô xi hóa bồ hóng được mô phỏng bằng mô hình bồ hóng 8 bước của Foster (N.L.D.Khai; N.Sung, 2011, [8]).

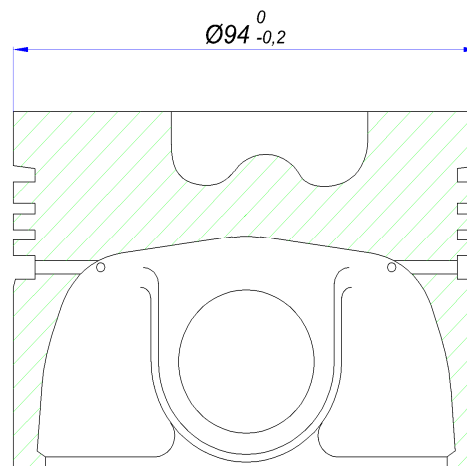
3. TẠO LƯỚI VÀ THÔNG SỐ MÔ PHỎNG

Bảng 1 trình bày các thông số chính của động cơ VIKYNO RV125-2.

Bảng 1. Thông số động cơ 1 xy lanh Vykino RV125-2

Thông số	Giá trị
Nhiên liệu	Diesel
Số xy lanh	1
Đường kính x Hành trình piston	94 x 90 mm
Dung tích	624 cm ³
Tỷ số nén	18:1
Số lượng xú páp	1 nạp, 1 thải
Kiểu xy lanh	Ướt
Hệ thống phối khí	DOHC
Thời điểm phối khí	
Thời điểm xú páp nạp đóng	135°BTDC
Thời điểm xú páp xả mở	130°ATDC
Kim phun	
Kiểu kim phun	Bosch CPI 1350Bar
Số lỗ tia x diện tích	4 x 0.2867e-4cm ²
Khối lượng phun/góc quay	0.0274g/15 độ

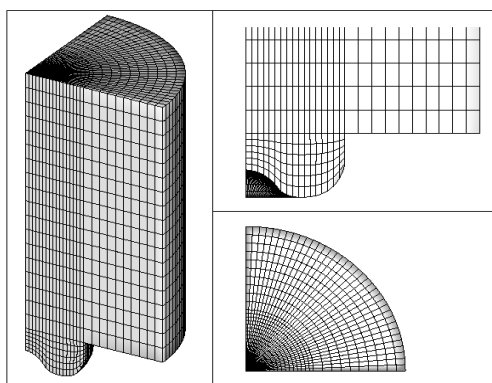
Việc tạo mô hình lưới động cơ để tiến hành mô phỏng rất quan trọng. Việc xác lập biên dạng hình học của buồng cháy trên đỉnh piston được thực hiện dựa vào bản vẽ thiết kế từ nhà sản xuất Vykino trình bày trên hình 1.



Hình 1. Bản vẽ thiết kế piston Vykino RV125-2

Sau khi xác định các thông số cần thiết, ta thu được mô hình lưới của động cơ Vykino RV125-2

như Hình 2 với góc mô phỏng 90°. Lưới mô phỏng được chia 26 phần theo phương tiếp tuyến, 24 phần theo phương hướng kính, 24 phần theo phương dọc trục, với tổng cộng 24037 ô tính toán khi pít tông ở điểm chết dưới. Thời gian trung bình hoàn tất một lần mô phỏng là khoảng 2 giờ trên máy vi tính trang bị vi xử lý Intel Core2 Duo E7400@2.8GHz.



Hình 2. Mô hình lưới buồng đốt pít tông Vykino RV125-2

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

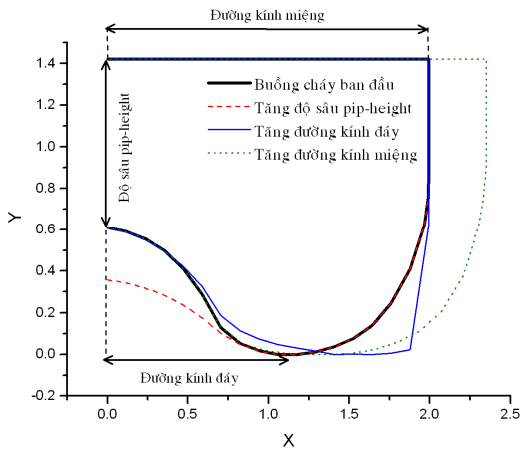
Theo Yu Shi et al. [9], ba thông số hình học có ảnh hưởng lớn đến quá trình cháy của nhiên liệu cũng như công suất và phát thải của động cơ là độ sâu buồng cháy (pip-height), đường kính đáy buồng cháy (bottom bowl diameter) và đường kính buồng cháy (bowl diameter). Quá trình mô phỏng được thực hiện theo 3 hình dạng buồng cháy khác nhau như Hình 3 để đánh giá ảnh hưởng của từng thông số hình học riêng biệt: Tăng độ sâu, tăng đường kính đáy và tăng đường kính miệng buồng cháy nhằm đề xuất dạng buồng cháy hợp lý cho phép. Khi thay đổi hình dạng, điều cơ bản là tỷ số nén động cơ phải được giữ không thay đổi, như trình bày trong Bảng 2. Các thông số mô phỏng được trình bày trong Bảng 3, trong đó số vòng quay động cơ được giữ không đổi là 2400 vòng/phút.

Bảng 2. Thông số hình dạng buồng cháy ban đầu và buồng cháy đã thay đổi hình dạng

	Độ sâu (cm)	Đường kính đáy (cm)	Đường kính miệng (cm)	Tỷ số nén
Buồng cháy ban đầu	0.791	1.174	3.98	16.33
Tăng độ sâu	1.043 (32%)	1.174	3.98	16.32
Tăng đường kính đáy	0.791	1.592 (26%)	3.98	16.33
Tăng đường kính miệng	0.791	1.174	4.70 (18%)	16.33

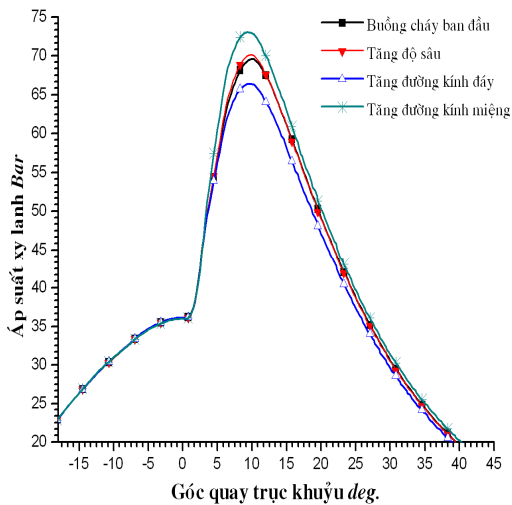
Bảng 3. Thông số quá trình mô phỏng

Thông số	Giá trị
Thông số hình học mô phỏng (thsect.)	90.0°
Tốc độ động cơ	2400 vòng/phút
Thời điểm xú páp nạp đóng (IVC)	135degBTDC _ kỳ nén
Thời điểm xú páp xả mở (EVO)	130degATDC _ kỳ cháy
Nhiệt độ thành xy lanh	400K
Nhiệt độ đỉnh Piston	400K
Nhiệt độ nắp quy lát	400K
Hình dạng buồng cháy	Theo hình 4-1
Khối lượng phun	0.0274 g (80% tải)
Thời gian phun (góc phun)	9°
Nhiên liệu đặc trưng	C14H30
Nhiệt độ khí nạp tại IVC	313K

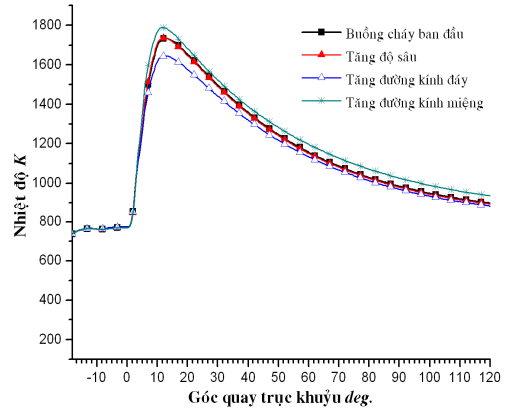


Hình 3. Buồng cháy ban đầu và các dạng buồng cháy đã được thay đổi

Qua mô phỏng, chúng ta có thể nghiên cứu tác động của hình dạng hình học của buồng cháy đến công suất và ô nhiễm môi trường trên động cơ nghiên cứu. Đồ thị áp suất trung bình và nhiệt độ trong xy lanh tại các góc quay trục khuỷu theo các hình dạng buồng cháy khác nhau được thể hiện trên Hình 4 và Hình 5.



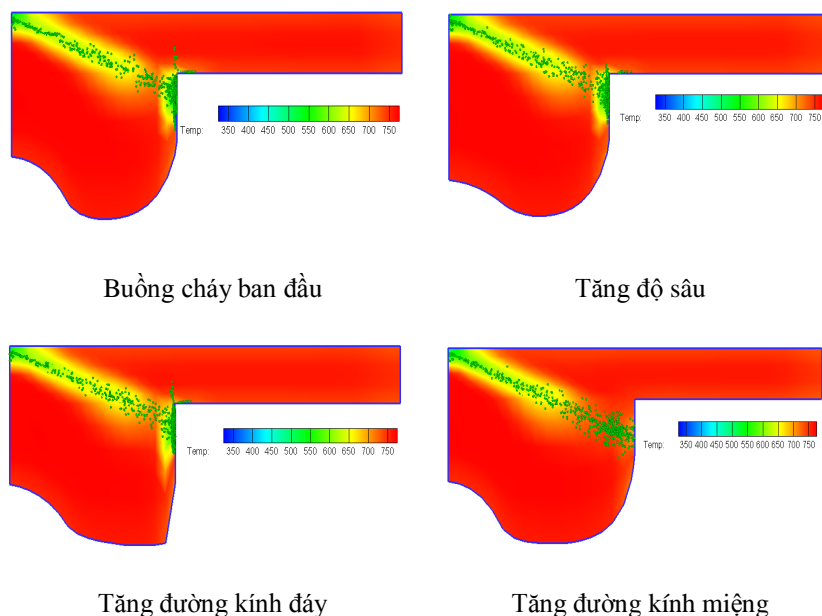
Hình 4. Mối quan hệ giữa áp suất trung bình và góc quay trục khuỷu theo các dạng buồng cháy khác nhau



Hình 5. Đồ thị nhiệt độ trung bình trong xy lanh khi thay đổi hình dạng buồng cháy

Từ hai đồ thị trên cho thấy khi tăng đường kính đáy và tăng đường kính miệng buồng cháy thì có sự khác biệt rõ rệt về áp suất và nhiệt độ trung bình trong xy lanh so với buồng cháy ban đầu. Cụ thể, khi tăng đường kính miệng buồng cháy bằng 50% đường kính pít-tông thì áp suất cực đại tăng 4.85%, đồng thời nhiệt độ cực đại cũng tăng 3.07%. Còn khi tăng đường kính đáy buồng cháy bằng 80% đường kính buồng cháy thì áp suất cực đại giảm 4.65%, đồng thời nhiệt độ cực đại cũng giảm 5.21%. Đối với dạng buồng cháy tăng đường kính miệng, vị trí tác động của tia phun nhiên liệu lên vách buồng cháy bị thay đổi, hành trình tự do của tia nhiên liệu trong buồng cháy tăng lên, lượng nhiên liệu bám vào thành buồng cháy ít, sự hòa trộn và tốc độ xoáy lốc của hỗn hợp không khí nhiên liệu tăng (Hình 6). Vì sự hòa trộn nhiên liệu - không khí tốt hơn và tốc độ xoáy lốc của hỗn hợp tăng dẫn đến thời kỳ cháy hòa trộn trước xảy ra mãnh liệt hơn, kéo theo sự gia tăng của áp suất và nhiệt độ cực đại trong xy lanh. Còn ở dạng buồng cháy tăng đường kính đáy, dòng nhiên liệu sau khi phun sẽ chảy theo biên dạng đáy buồng cháy đã mở rộng, vì vậy năng lượng động học giảm kéo theo sự hòa trộn kém đi, đồng thời vùng hòa trộn bị nhỏ lại làm độ xoáy lốc cũng giảm dẫn đến sự

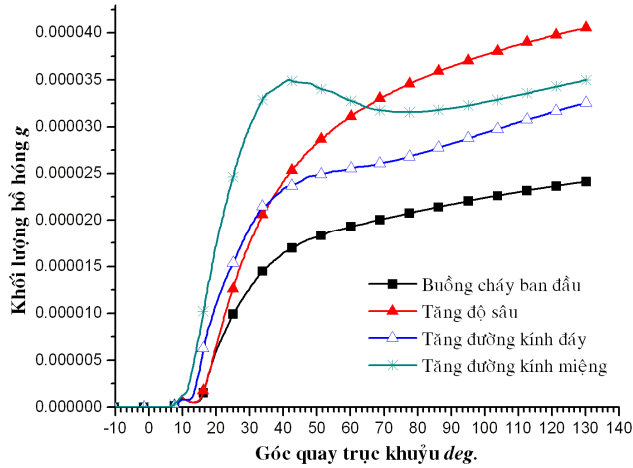
cháy ít mãnh liệt làm áp suất và nhiệt độ cực đại trong xy lanh giảm theo.



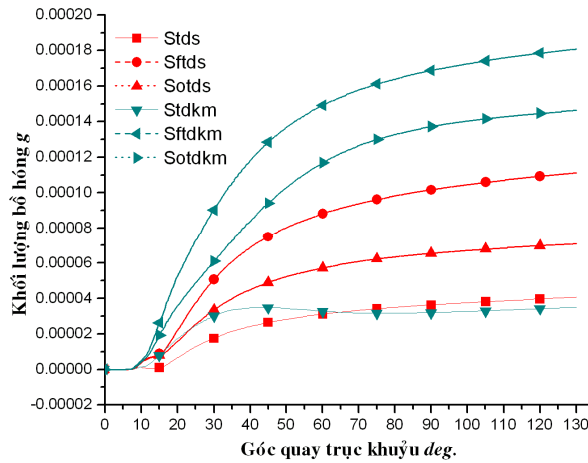
Hình 6. Phân bố nhiệt độ trong xy lanh tại thời điểm 2° góc quay trục khuỷu sau khi phun

Hình 7 thể hiện mối quan hệ giữa nồng độ bồ hóng và góc quay trục khuỷu. Khi thay đổi hình dạng hình học buồng cháy, loại buồng cháy nào tạo sự hòa trộn tốt, tia phun ít bám trên thành buồng cháy sẽ làm sự cháy mãnh liệt và tốc độ oxy hóa bồ hóng cũng tăng nhanh (Arturo De Risi và nhóm tác giả, 2003, [10]). Theo Hình 7, khi tăng độ sâu buồng cháy, nồng độ bồ hóng tăng cao nhất 66.66%; từ $2,4 \times 10^5$ g (buồng cháy ban đầu) lên 4×10^5 g (tăng độ sâu). Ở dạng buồng cháy tăng

đường kính miệng, nồng độ bồ hóng cũng tăng, cụ thể là tăng 45.83% ($3,5 \times 10^5$ g). Ở dạng buồng cháy này, nồng độ bồ hóng ban đầu tăng rất cao, sau đó giảm dần. Kết hợp với đồ thị Hình 8 (tốc độ oxy hóa bồ hóng) cho ta thấy, ban đầu tốc độ cháy của nhiên liệu chưa cao làm nồng độ bồ hóng tăng, quá trình cháy tiếp theo sau, tốc độ cháy nhiên liệu ở dạng buồng cháy này tăng cao, lượng bồ hóng được sản sinh trước đó bị oxy hóa mạnh dẫn đến việc giảm nồng độ bồ hóng phát thải ra ngoài.



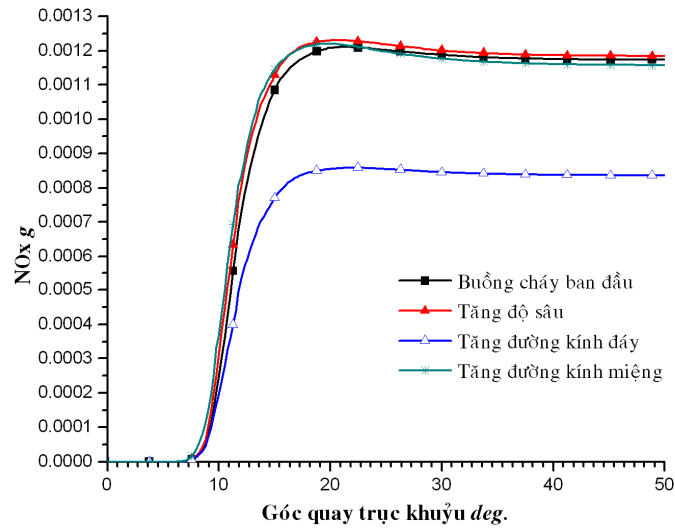
Hình 7. Đồ thị bồ hóng phát thải tương ứng với các hình dạng buồng cháy khác nhau



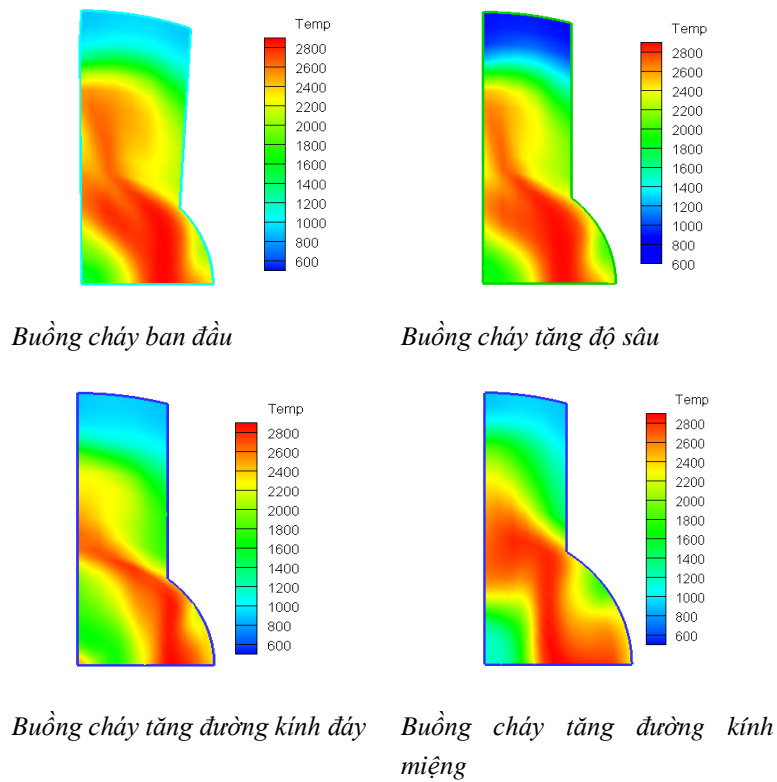
Hình 8. Đồ thị mô tả sự hình thành, oxy hóa bồ hóng và khối lượng phát thải cuối cùng

Trên Hình 9 là đồ thị biến thiên NO_x trong xy lanh theo góc quay trực khuỷu. Khi thay đổi hình dạng hình học của buồng cháy thì khối lượng NO_x có sự thay đổi: NO_x tăng ở dạng buồng cháy tăng độ sâu và giảm đáng kể ở dạng buồng cháy tăng đường kính đáy. Nguyên nhân là do tăng đường kính đáy, nhiên liệu khi phun vào buồng cháy tác động vào vách buồng cháy và chảy theo biên dạng đường kính đáy đã được mở rộng, sự xoáy lốc và hòa trộn giữa nhiên liệu và không khí không tốt,

quá trình cháy hòa trộn trước không mãnh liệt, nhiệt độ buồng cháy không cao do đó lượng NO_x cũng giảm theo. Sự phân bố nhiệt độ bên trong buồng cháy trên mặt cắt ngang ở vị trí 15 độ ATDC (Hình 10) cho thấy rõ hơn. Do NO_x rất nhạy cảm với nhiệt độ cao (> 1800K) nên khi nhiệt độ trong buồng cháy tăng đường kính đáy giảm, lượng NO_x cũng giảm mạnh. Dạng buồng cháy tăng đường kính miệng có NO_x giảm nhẹ so với buồng cháy ban đầu.



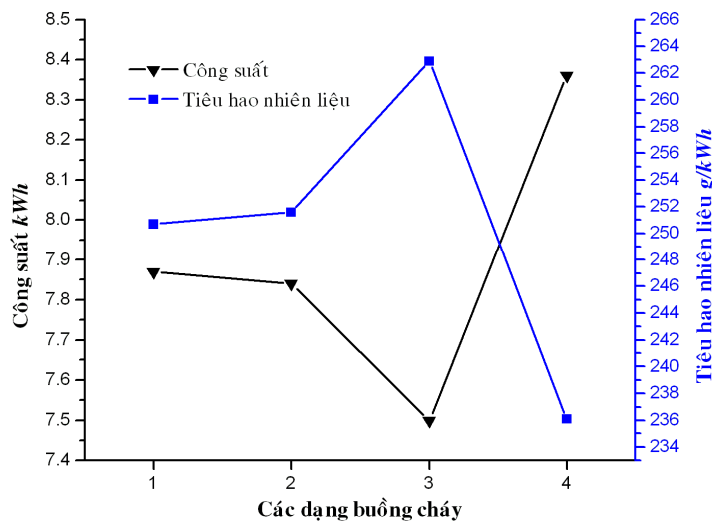
Hình 9. Đồ thị biến thiên NOx phát thải tương ứng với các hình dạng buồng cháy khác nhau



Hình 10. Phân bố nhiệt độ trong xy lanh tại 15°ATDC

Hình 11 là đồ thị công suất động cơ và tiêu hao nhiên liệu theo các dạng buồng cháy khác nhau. Hình 11 cho thấy, dạng buồng cháy tăng đường kính miệng có công suất lớn nhất, tiêu hao nhiên liệu thấp nhất, ngược lại, dạng buồng cháy tăng đường kính đáy có công suất nhỏ nhất và tiêu hao nhiên liệu cao nhất. Cụ thể, ở dạng buồng cháy tăng đường kính miệng, công suất tăng 6.22%; từ 7.87kWh (buồng cháy ban đầu) lên 8.36kWh (tăng đường kính miệng) đồng thời tiêu hao nhiên liệu giảm 5.38% từ 250.71g (buồng cháy ban đầu) xuống 236.08g (tăng đường kính miệng). Ngược lại, ở dạng buồng cháy tăng đường kính đáy, công suất giảm 4.7%; từ 7.87kWh (buồng cháy ban đầu) xuống 7.5kWh (tăng đường kính đáy) đồng thời tiêu hao nhiên liệu tăng 4.86%; từ 250.71g (buồng cháy ban đầu) lên 262.91g (tăng đường kính đáy).

Kết hợp Hình 4 và Hình 5 ta có thể giải thích được nguyên nhân của sự tăng và giảm công suất cũng như tiêu hao nhiên liệu này. Do áp suất và nhiệt độ của dạng buồng cháy tăng đường kính miệng là cao nhất, lượng nhiên liệu phun vào buồng cháy được đánh tơi và hòa trộn hoàn toàn với không khí trong buồng cháy làm quá trình cháy diễn ra mãnh liệt, nhiệt độ cháy tăng, áp suất tăng, hiệu suất nhiệt cao dẫn đến công suất tăng và tiêu hao nhiên liệu giảm. Ngược lại, ở dạng buồng cháy tăng đường kính đáy, nhiên liệu phun vào đập vào vách buồng cháy chảy dọc theo vách buồng cháy và hòa trộn không hoàn toàn với dòng khí bên trong buồng cháy, quá trình cháy xảy ra kém, tốc độ cháy giảm kéo theo áp suất trong buồng cháy giảm và nhiệt độ cũng giảm, hiệu suất nhiệt thấp làm công suất giảm và tiêu hao nhiên liệu tăng.



Hình 11. Đồ thị công suất động cơ và tiêu hao nhiên liệu theo các dạng buồng cháy khác nhau

1. Buồng cháy ban đầu; 2. Tăng độ sâu; 3. Tăng đường kính đáy; 4. Tăng đường kính miệng

5. KẾT LUẬN

Hình dạng hình học của buồng cháy trên động cơ diesel phun trực tiếp Vikyno RV125-2 được nghiên cứu bằng mô phỏng tại chế độ hoạt động 80% tải và tốc độ động cơ là 2400 vòng/phút. Thông số “hình dạng hình học” được thay đổi để đánh giá tác động đến công suất và khí thải của động cơ trong khi tỉ số nén và các thông số khác được giữ không đổi. Từ các kết quả phân tích ở trên, rút ra được một số kết luận sau:

- Trong các kiểu hình dạng buồng cháy được mô phỏng, tăng đường kính miệng buồng cháy có tác dụng tốt nhất đến công suất và khí thải.

- Khi tăng đường kính miệng buồng cháy, áp suất và nhiệt độ cực đại trong xy lanh đều tăng.
- Khi tăng đường kính miệng buồng cháy, nồng độ NOx giảm và bồ hóng tăng.
- So với hình dạng buồng cháy hiện tại trên động cơ nghiên cứu Vikyno RV125-2, hình dạng buồng cháy có đường kính miệng tăng có công suất lớn hơn 6.22%, có nồng độ NOx giảm 0.85%, nồng độ bồ hóng tăng 45.83%.

LỜI CẢM ƠN: Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ đề tài mã số C2014-20-20.

Influence of combustion chamber geometry on performance and emissions of diesel engine Vikyno RV125-2

- **Nguyen Le Duy Khai**¹
- **Nguyen Dac Khanh Hung**²

¹Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM

²Mercedes-Benz Vietnam Ltd.

ABSTRACT

This paper presents a research on the influence of combustion chamber geometry on performance and emissions of direct injection diesel engine VIKYNO RV125-2 using three-dimensional CFD code KIVA-3V. In this study,

the piston bowl depth (pip-height), bottom bowl diameter and bowl diameter are changed while the engine compression ratio is still kept. Research results indicate that increased bowl diameter works best. Specifically, when the bowl

diameter changes from 3.98cm to 4.7cm, the engine power is increased 22.6%, while the concentration of NOx is reduced 0.85%. However soot concentration will increase 45.83%.

Keywords: Combustion chamber geometry, KIVA-3V, simulation, diesel engine RV125-2.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Website <http://sveam.com.vn>
- [2] A. A. Amsden, "KIVA-3V release 2 improvements to KIVA-3V", Los Alamos LA-UR-99-915, 1999.
- [3] Z. Han and R. D. Reitz, "Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG $k - \epsilon$ models", Combustion Science and Technology, Vol. 106, pp 267-295, 1995.
- [4] A. B. Liu, D. Mather, and R. D. Reitz, "Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays", SAE paper No. 930072, 1993.
- [5] S. C. Kong, Z. Han, and R. D. Reitz, "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation", SAE paper No. 950278, 1995.
- [6] J. Abraham, F. V. Bracco, and R. D. Reitz, "Comparison of Computed and Measured Premixed Charged Engine Combustion", Combustion and Flame, Vol. 60, pp 309-322, 1985.
- [7] Zel'dovich, Y.B., 1946. "The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions". Acta Physicochimica USSR, Vol. 21.
- [8] Khai, Nguyen Le Duy., N.W. Sung, S.S. Lee, H.S. Kim. "Effects of Split Injection, Oxygen Enriched Air and Heavy EGR on Soot Emissions in a Diesel Engine". International Journal of Automotive Technology, Vol.12, No. 3, 2011.
- [9] Yu Shi, Hai Wen Ge, Rolf D.Reitz. "Computational Optimization of Internal Combustion Engine". Springer – Verlag London Limited, 2011.
- [10] Arturo de Risi, Teresa Donateo and Domenico Laforgia, 2003. "Optimization of the Combustion Chamber of Direct Injection Diesel Engine". SAE paper No. 2003-01-1064