

NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH DÒNG CHẢY KHÔNG KHÍ NẠP TRONG ĐỘNG CƠ DỰA TRÊN MÔ PHỎNG CFD

Nguyễn Phú Thượng Lưu¹, Nguyễn Thành Nhân², Nguyễn Văn Đông³

¹Bộ môn Công nghệ ô tô, Trường Đại học Công nghệ TP HCM

²Khoa Cơ khí Động Lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP HCM

³Bộ môn Công nghệ ô tô, Trường Đại học Bà Rịa – Vũng Tàu

TÓM TẮT

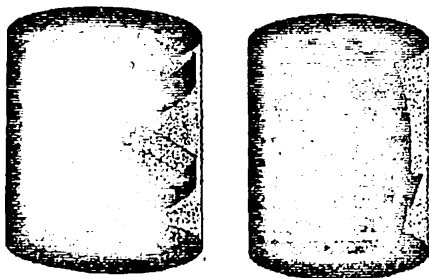
Động cơ đốt trong hiện đại được thiết kế, phát triển trong mục đích hội tụ cả hai tiêu chí: hiệu suất nhiên liệu tối đa trong khi giảm thiểu các khí thải độc hại. Nghiên cứu quá trình nạp động cơ chỉ ra được sự phân bố của hỗn hợp không khí-nhiên liệu, là cơ sở cho những cải tiến, tối ưu quá trình cháy; từ đó nâng cao hiệu suất nhiệt và giảm ô nhiễm môi trường. Trong nghiên cứu này, quá trình nạp của động cơ xăng từ thời điểm piston ở điểm chết trên (ĐCT)

Từ khóa: CFD, dòng chảy khí nạp, động cơ xăng 4 kỳ, hệ thống nạp, mô phỏng.

1. GIỚI THIỆU TỔNG QUAN

Dòng chảy của khí nạp trong xy lanh là chủ đề chính trong việc nghiên cứu, cải thiện đặc tính động cơ hơn 40 năm qua vì chúng có ảnh hưởng đáng kể đến đặc tính động cơ và khí xả^[1]. Khi động cơ làm việc, vận tốc dòng chảy^[2] của lưu chất trong xy lanh rất cao và hình thành hiện tượng rối của dòng chảy. Sự hình thành của dòng chảy rối trong xy lanh có tính chu kỳ và phụ thuộc vào không gian-thời gian^[3]. Sự chuyển động rối của dòng chảy khí nạp mới trong xy lanh có lợi ích trong việc cải thiện quá trình truyền năng lượng, hòa trộn nhiên liệu và bay hơi. Hơn nữa, sự hiện diện của chuyển động rối có ảnh hưởng đáng kể đến chất lượng cháy bởi vì chúng quyết định sự phân bố của hỗn hợp nhiên liệu chi phối động lực học dòng chảy trong xy lanh.

Trong thiết kế động cơ, tối ưu dòng chảy khí nạp với mong muốn để có sự phân bố hỗn hợp hợp lý phải kết hợp sự hình thành xoáy và nhào lộn bên trong xy lanh động cơ thúc đẩy sự hình thành dòng chảy rối có cường độ cao tại cuối quá trình nén và dẫn đến hiệu quả rất tốt cho sự cháy tiếp diễn sau đó.^[4]



Hình 1. Minh họa sự xoáy (trái) và nhào lộn (phải) của khí nạp trong xy lanh.

đến khi đóng van nạp hoàn toàn (220° Crank Angle-CA) để xem xét đặc tính của dòng khí nạp trong xy lanh. Do sự hòa trộn giữa khí sót và không khí nạp mới và sự truyền nhiệt với vách xy lanh, diễn biến của các thông số nhiệt động học cho quá trình nạp cũng được xem xét. Hơn nữa, ảnh hưởng của van nạp lên sự xoáy lốc và nhào lộn của khí nạp đã được thể hiện rõ trong nghiên cứu này.

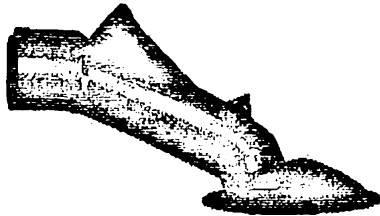
Việc xác định đặc tính dòng chảy của khí nạp có thể được thực hiện bằng phương pháp thực nghiệm hoặc mô phỏng số. Phương pháp mô phỏng số tỏ ra hiệu quả khi cần tìm hiểu chi tiết về đặc tính dòng chảy và cho kết quả trực quan. Vì vậy, nghiên cứu này sử dụng phương pháp mô phỏng số để nghiên cứu dòng khí nạp đi vào trong xy lanh động cơ xăng trong quá trình nạp bằng phần mềm AVL-FIRE^{[4][5]} với mô hình rối được chọn (k- ϵ).^{[6][7]}

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ

Trong nghiên cứu này đặc tính dòng chảy khí nạp tại cửa nạp và trong xy lanh động cơ được xác định bằng phương pháp mô phỏng CFD. Phần mềm AVL-Fire được sử dụng mà sự mô phỏng số dựa trên phương pháp thể tích hữu hạn để xác định các giá trị áp suất, vận tốc, nhiệt độ... dựa trên các phương trình toán học như phương trình liên tục, phương trình bảo toàn động lượng, phương trình năng lượng. Mô hình 3D động cơ được xây dựng từ phần mềm Solidworks, sau đó mô hình được đưa vào AVL cho việc xây dựng vùng tính toán số.

2.1. Mô hình động cơ

Mô hình động cơ trong nghiên cứu này là động cơ xăng với các thông số như ở bảng 1 và hình ảnh động cơ được xây dựng từ Solidworks như trong hình 2.



Hình 2. Mô hình động cơ cho nghiên cứu quá trình nạp.

Bảng 1: Các thông số động cơ.

Thông số động cơ	Giá trị
Loại động cơ	Xăng, xi lanh đơn
Đường kính xi lanh[mm]	80
Hành trình piston[mm]	81.4
Chiều dài thanh truyền[mm]	137
Tỉ số nén	12.5
Tốc độ[vòng/phút]	2000
Thể tích xi lanh[dm ³]	0.42

Mô hình động cơ được xem xét là động cơ một xy lanh đơn, 2 van nạp với 2 đường gió nạp đi vào và phân bố đều đến mỗi van nạp. Bán kính cong của van nạp là 45°. Động cơ xăng phun nhiên liệu trên đường ống nạp được sử dụng phổ biến hiện nay và hầu hết chúng đều có piston đỉnh phẳng. Vì vậy, đỉnh piston dạng phẳng cũng được xây dựng trong mô hình động cơ mô phỏng. Mô phỏng được thực hiện trong 220° của góc quay trục khuỷu bao gồm từ lúc piston tại điểm chết trên [0°C] đến khi van nạp đóng hoàn toàn [220°C].

2.2. Các phương trình mô hình toán học

Các phương trình chi phối động lực học cho dòng chảy chất khí được áp dụng để diễn tả sự bảo toàn của khối lượng, động lượng và năng lượng. Đặc tính của khí nạp trong xy lanh được xem xét đến đặc tính của lưu chất nhớt, nên được và khí lý tưởng. Hơn nữa, trong quá trình mô phỏng số, để xác định các thông số cường độ rối và độ tiêu tán rối, 2 phương trình của mô hình rối k-ε cho dòng chảy rối tại số Reynold cao được áp dụng và được trình bày như sau:

Phương trình bảo toàn khối lượng:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Phương trình bảo toàn động lượng:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_l} (\rho u_l u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_l} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad (2)$$

Phương trình năng lượng

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_l} ((\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_l) + \frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (3)$$

Trong các phương trình trên ρ là mật độ lưu chất [kg/m³], u là vận tốc của lưu chất [m/s], p là áp suất [Pa], τ_{ij} là tensor ứng suất tiếp nhớt, S_i là lực tác dụng bên ngoài [N], τ_{ij}^R là tensor ứng suất Reynolds, H là enthalpy nhiệt và Q_H là nguồn nhiệt.

Phương trình mô hình rối k-ε tiêu chuẩn:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P + G - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

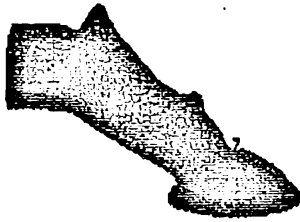
$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \left(C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 3} G + C_{\varepsilon 4} k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\varepsilon 2} \varepsilon \right) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

Trong đó P là lực căng bề mặt [N], G là lực vật thể [N], μ là độ nhớt rối; $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$, $C_{\varepsilon 4}$, σ_k , σ_ε là các hệ số của phương trình mô hình rối k-ε và chúng có giá trị như sau:

Bảng 2: Các giá trị hằng số.

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.8	0.33	1	1.3

Trong nghiên cứu này, công cụ Fram Engine Flus đã tích hợp sẵn trong AVL-Fire được sử dụng để rời rạc hóa miền tính toán thành các thể tích hữu hạn. Quá trình rời rạc hóa xảy ra theo điều kiện dịch chuyển tịnh tiến của piston từ ĐCT đến ĐCD, lưới thể tích được tạo ra chủ yếu là lưới lục giác vì lưới lục giác có độ chính xác và ổn định tốt hơn so với lưới tứ diện^[8]. Số ô lưới được tạo ra khi piston tại ĐCT khoảng 168,498 và khoảng 436,286 khi piston tại ĐCD; hơn một nửa của số lượng lưới kể trên tập trung tại vùng van nạp và buồng cháy như minh họa hình 3. Mật độ lưới số có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của lời giải số, trong nghiên cứu này mật độ lưới được chọn căn cứ trên mô phỏng của tác giả khác trên mô hình động cơ có thể tích làm việc tương tự^[8].



Hình 3: Cấu trúc lưới trong quá trình mô phỏng

Lưu chất được chọn trong quá trình mô phỏng là không khí, nhớt và nén được. Mô hình k-ε tiêu chuẩn với số Reynolds cao được sử dụng để giải quyết các vấn đề về dòng chảy rối trong xi lanh^[9]. Giải thuật Simple được chọn để giải các phương trình toán học cho sự xác định các thành phần vận tốc - áp suất của vùng tính toán.

Mô phỏng được thực hiện tại 0°C khi piston ở ĐCT và kết thúc khi van nạp đóng hoàn toàn (220°C), bước tính toán được sử dụng cho mỗi 1°C. Các điều kiện biên trong quá trình mô phỏng như ở bảng 3. Không khí nạp đi vào xi lanh được giả thiết đến khí lí tưởng.

Bảng 3: Các giá trị điều kiện biên

Điều kiện biên	Giá trị
Khí nạp vào [Kgs]	Thay đổi
Thành ống nạp [K]	Wall, 330
Piston [K]	Wall, 450
Intake valve [K]	Wall, 330
Chamber [K]	Wall, 450
Cylinder [K]	Wall, 450

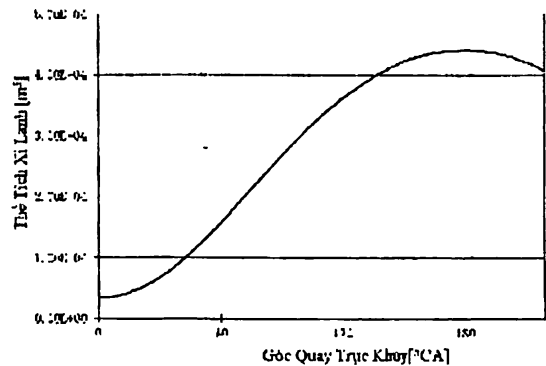
Ngoài ra, các điều kiện ban đầu cũng được cung cấp cho quá trình giải số. Áp suất ban đầu được giả định là 1.15bar và nhiệt độ khí sót là 900K tại bắt đầu quá trình nạp (piston tại ĐCT). Lượng khí sót dư trong buồng đốt được giả định đến giá trị 1 tại bắt đầu quá trình nạp (equivalence ratio = 1, toàn bộ khí trong xi lanh tại thời điểm 0°C là khí sót). Động năng rối k được giả định đến 5% tốc độ trung bình của piston.

3. KẾT QUẢ

3.1 Thể tích xi lanh

Trong quá trình nạp, piston di chuyển từ ĐCT đến ĐCD và thể tích trong xy lanh tăng dần. Vùng thể tích mà piston đi qua sẽ được điền đầy bởi không khí nạp mới. Khi động cơ làm việc, thể tích xi lanh khi piston tại ĐCT được

xem là nhỏ nhất và lưu chất trong xy lanh lúc này là khí đã cháy của chu trình trước đó. Thông qua mô phỏng, thể tích trong xy lanh khi piston tại ĐCT trên là $3.46E-05[m^3]$ và thể tích lớn nhất trong xy lanh đạt được khi piston đi xuống của piston tại ĐCT là $4.2E-04[m^3]$. Quan hệ bậc hai giữa thể tích xy lanh và góc quay trục khuỷu được thể hiện trên hình 4.

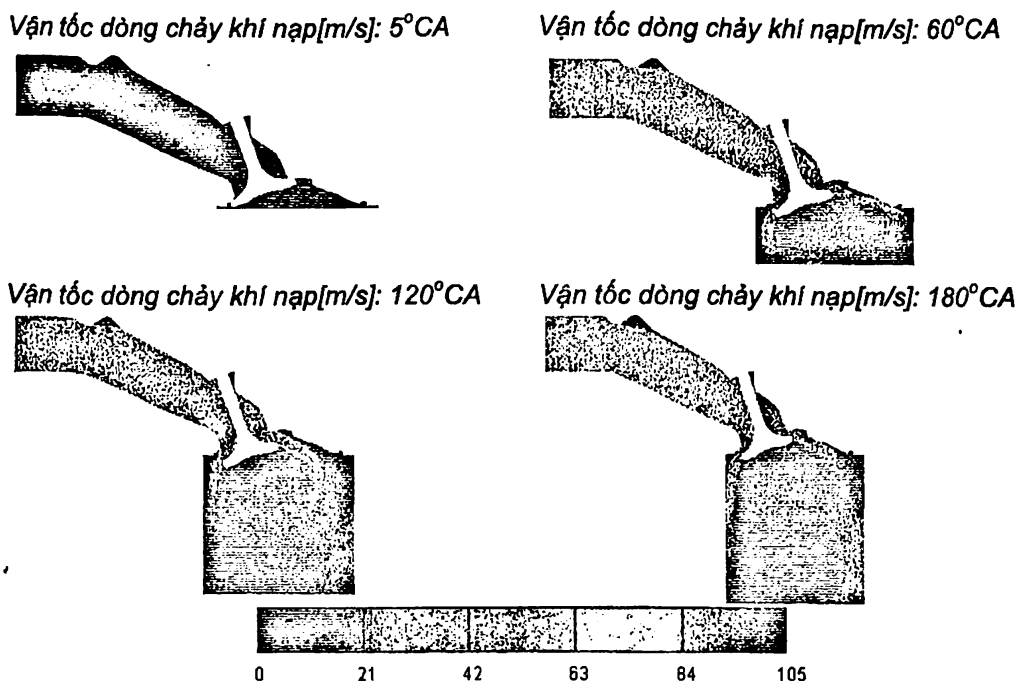


Hình 4. Thể tích trong xy lanh trong quá trình nạp theo góc quay trục khuỷu

3.2. Vận tốc dòng chảy khí nạp

Hình 5 trình bày vận tốc dòng chảy của khí nạp đi vào xy lanh trong quá trình nạp động cơ. Tốc độ dòng chảy không có sự chuyển biến rõ rệt tại vị trí piston của ĐCT khi mà độ nâng van nạp nhỏ. Sau đó dòng khí nạp đi vào trong xy lanh động cơ với vận tốc tăng dần theo sự chuyển động đi xuống của piston. Tuy nhiên vận tốc trung bình dòng chảy khí nạp đạt cực đại khi piston đi được khoảng nửa hành trình của quá trình nạp và tại thời điểm này cũng tương đương với vận tốc piston là lớn nhất.

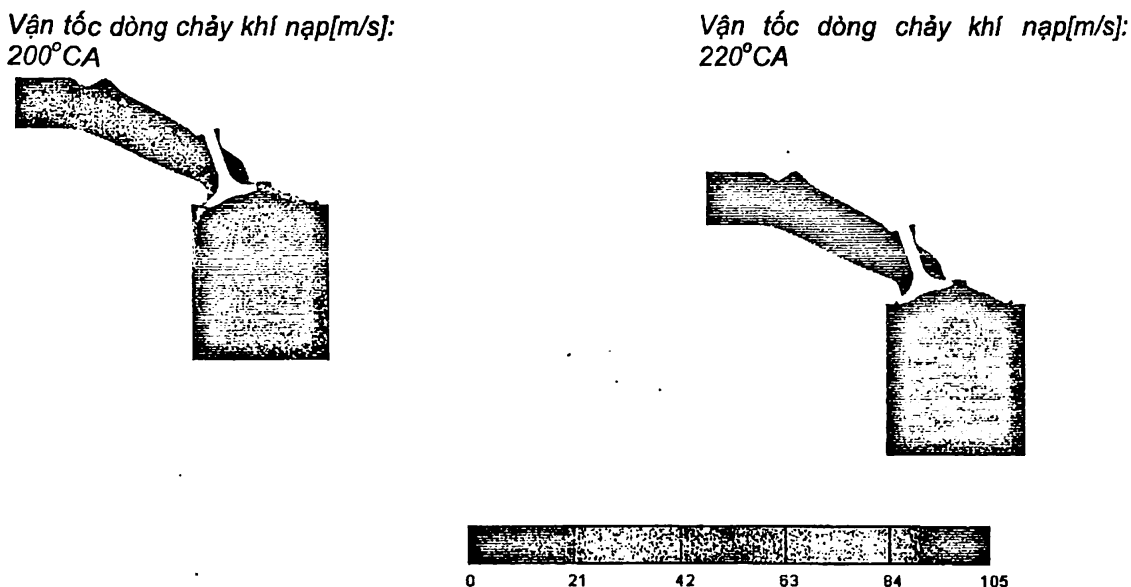
Thông qua trường vận tốc dòng chảy có thể nhận thấy rằng tốc độ dòng khí nạp trong quá trình nạp là không đều về thời gian (theo góc quay trục khuỷu) và cả không gian (bên trong xi lanh). Bên trong xi lanh, có sự hình thành của những vùng có vận tốc trung bình dòng chảy đạt được hơn 20[m/s] và cũng có những vùng có vận tốc dòng chảy là 0[m/s]. Tuy nhiên, cũng cần chú ý rằng giá trị vận tốc được thể hiện trên hình 4 mô tả giá trị vận tốc theo cả ba thành phần trục tọa độ. Sự phân bố vận tốc không đồng đều từ các hình vẽ trường vận tốc dòng chảy là cơ sở có thể dự đoán khả năng hình thành những vùng xoáy lốc và nhào lộn của khí nạp trong xi lanh trong suốt hành trình này



Hình 5. Vận tốc dòng chảy khí nạp theo góc quay trục khuỷu.

Trong thực tế vận hành của động cơ đốt trong, thời điểm đóng van nạp được kéo dài sau ĐCD bởi góc đóng muộn van nạp. Chính yếu tố này đã hình thành giai đoạn nạp thêm của quá trình này. Hình 6 (trái) minh họa khí nạp vẫn tiếp tục

đi vào xy lanh khi piston đã đi qua ĐCD 20° góc quay trục khuỷu và quá trình nạp đã thật sự kết thúc tại 220° góc quay trục khuỷu khi mà van nạp đã gần như đóng hoàn toàn (phải)



Hình 6. Vận tốc dòng chảy theo góc quay trục khuỷu trong giai đoạn đóng muộn van nạp.

3.3 Áp suất trong xy lanh

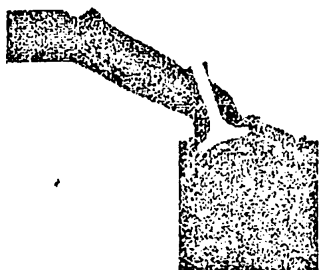
Áp suất trong xy lanh được theo các góc quay trục khuỷu được minh họa trong hình 7. Tại 5°CA đã có sự chênh lệch giữa áp suất

trong xy lanh và cửa nạp bởi sự chuyển động đi xuống của piston. Sự chênh lệch này tiếp tục tiếp diễn tại những vị trí thấp hơn của piston trong suốt quá trình nạp

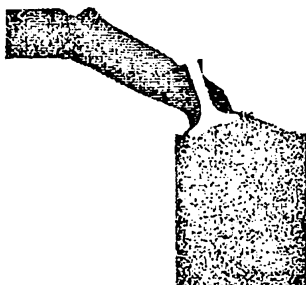
Áp suất trong xy lanh[Pa]: 5°CA



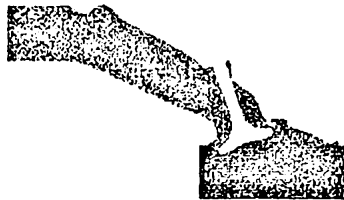
Áp suất trong xy lanh[Pa]: 120°CA



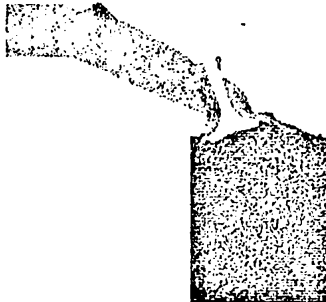
Áp suất trong xy lanh[Pa]: 200°CA



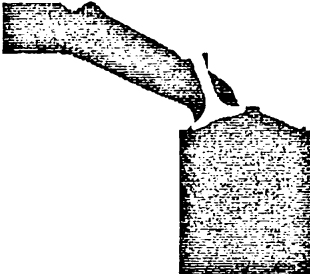
Áp suất trong xy lanh[Pa]: 60°CA



Áp suất trong xy lanh[Pa]: 180°CA

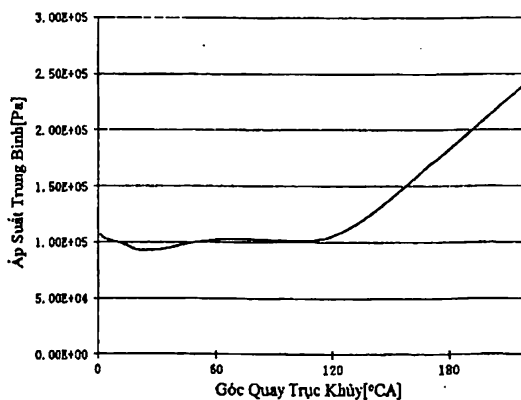


Áp suất trong xy lanh[Pa]: 220°CA



Hình 7. Áp suất trong xy lanh trong quá trình nạp

Tại ĐCD của quá trình nạp, chênh lệch áp suất giữa trong xy lanh và cửa nạp tăng lên bởi sự đóng dần của van nạp làm khe hở đi vào của dòng khí giảm dần. Giai đoạn đóng muộn van nạp đã minh họa và chứng minh hiệu quả của nó đối với việc tăng hiệu suất nạp trong động cơ đốt trong.



Hình 8. Áp suất trong xy lanh trong quá trình nạp

Minh họa áp suất trong xy lanh trong suốt quá trình nạp được thể hiện qua hình 8. Sau 120°CÁ áp suất trong xy lanh tăng dần một cách rõ rệt và lớn hơn áp suất môi trường. Tuy nhiên, sau 120°CÁ khí nạp vẫn tiếp tục đi vào trong xy lanh như minh họa trên hình 6 & 7 bởi động năng của chúng.

Nghiên cứu áp suất trong xy lanh và ứng xử của khí nạp trong suốt quá trình nạp từ đó làm cơ sở cho việc đặt thời điểm đóng mở van nạp, van xả (góc đóng muộn van xả) hợp lý mà hạn chế sự thất thoát khí nạp là mục tiêu mong muốn.

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, đặc tính của dòng khí nạp trong quá trình nạp của mô hình động cơ xăng đã được trình bày bằng phương pháp mô phỏng số sử dụng chương trình mô phỏng AVL-Fire. Mô hình rối k-e tiêu chuẩn, cho sự xác định vận tốc, áp suất tại các vùng thể tích số cùng với những điều kiện dòng chảy nhớt, không đều của lưu chất nạp được áp dụng trong suốt quá trình mô phỏng. Nghiên cứu chỉ ra một số kết luận như sau:

- Thông qua phương pháp mô phỏng cho quá trình nạp động cơ, đặc tính của khí nạp thể hiện một cách trực quan và có ý nghĩa cao trong công tác nghiên cứu-tìm hiểu ứng xử phức tạp của khí nạp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Murali Krishna B., Bijucherian A., Mallikarjuna J.M. Effect of Intake Manifold Inclination on Intake Valve Flow characteristics of a Single Cylinder Engine using Particle Image Velocimetry. Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol 46, Oct. 2008, pp.853.

[2]. Jakirlic S., Tropea C., Hadzic I., et al. Computational Study Of Joint Effects Of Shear Compression and Swirl On Flow and Turbulence In A Valveless Piston-Cylinder Assembly. SAE Transactions, 2001-01-1236, pp.1402-1439, 2001.

[3]. Basha S.A., Gopal K.R. In-Cylinder Fluid Flow, Turbulence and Spray Models-A Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, Issues 6-7, Sep. 2009, pp. 1620-1627.

[4]. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Singapore, 1988.

- Sự hình thành của những vùng xoáy lốc và nhào lộn khí nạp bởi ảnh hưởng của van nạp lên đặc tính dòng khí nạp.
- Phân bố nhiệt độ trong xi lanh trong suốt quá trình nạp mà kết quả từ sự hòa trộn của khí nạp mới với khí sót và sự truyền nhiệt giữa vách xi lanh, buồng đốt, piston với khí nạp mới.
- Diễn biến của quá trình khí nạp đi vào trong xi lanh và áp suất trong xi lanh theo độ mở của van nạp và chuyển động của piston.

Nghiên cứu đặc tính chảy rối của khí nạp có ý nghĩa rất lớn đối với việc tối ưu hệ thống nạp và góp phần trong công tác cải thiện đặc tính vận hành (kinh tế nhiên liệu và khí xả) cho động cơ đốt trong. Xuất phát từ số lượng khổng lồ của động cơ đốt trong hiện nay, cải thiện tính kinh tế nhiên liệu của chúng sẽ góp phần giảm áp lực lên vấn đề năng lượng hóa thạch toàn cầu và có ý nghĩa đối với xã hội dưới góc độ giảm thiểu ô nhiễm môi trường. Tuy nhiên, thực tế vận hành của động cơ đốt trong, quá trình nạp và đặc tính khí nạp bị ảnh hưởng của nhiều yếu tố khác nhau. Nghiên cứu có thể mở rộng cho sự xem xét ảnh hưởng của thời điểm đóng mở van nạp; hình dạng piston, cửa nạp và các tốc độ khác nhau để xem xét ảnh hưởng của chúng.

[5]. Laimbock F.J., Meist G., Grlic S. CFD Application In Compact Engine Development. SAE technical Paper No. 982016, 1998.

[6]. Hori H., Ogawa T., Toshihiko K. CFD In-Cylinder Flow Simulation Of An Engine And Flow Visualization. SAE Technical Paper No. 950288, 1985.

[7]. Payri F., Benajes J., Margot X., Gil A. CFD Modeling Of The In-Cylinder Flow In Direct- Injection Diesel Engines. Journal Of Computers & Fluids, Vol.33, 2004, pp.995-1021.

[8]. Kurniawan, W.H.; Abdullah, S. Numerical analysis of the combustion process in a four-stroke compressed natural gas engine with direct injection system. Journal of Mechanical Science and Technology 2008, 22, 1937-1944.

[9]. El Tahry, S. K-epsilon equation for compressible reciprocating engine flows. Journal of Energy 1983, 7, 345-353.