

NGHIÊN CỨU CÁC BIỆN PHÁP MỞ RỘNG GIỚI HẠN CHÁY NGHÈO NHẪM NÂNG CAO HIỆU SUẤT NHIỆT ĐỘNG CƠ XĂNG CỖ NHỎ

STUDY OF EXTENDING LEAN COMBUSTION LIMIT APPROACHES TO ENHANCE THERMAL EFFICIENCY IN SMALL GASOLINE ENGINE

Lê Đăng Đông,
Phạm Minh Tuấn, Trần Anh Trung

TÓM TẮT

Trong bài báo này, nhóm tác giả đưa ra các vấn đề làm giảm hiệu suất nhiệt của động cơ xăng và chỉ ra biện pháp mở rộng giới hạn cháy nghèo sẽ làm giảm tổn thất cho công hút, nâng cao hiệu suất nhiệt của động cơ. Đồng thời tác giả đã tổng hợp các nghiên cứu và kết quả nhằm mở rộng giới hạn cháy nghèo, ưu nhược điểm của từng phương pháp và khả năng ứng dụng cho động cơ xăng cỡ nhỏ. Trong phần cuối, nhóm tác giả giới thiệu một nghiên cứu mới nhằm mở rộng giới hạn cháy nghèo, nâng cao hiệu suất nhiệt, giảm tiêu hao nhiên liệu và khí thải gây hiệu ứng nhà kính của động cơ xăng cỡ nhỏ với giá thành thấp, kết quả cho thấy suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ giảm tới 19% đồng thời khí thải gây hiệu ứng nhà kính CO₂ giảm tới 27%.

Từ khóa: Động cơ xăng cỡ nhỏ, cháy nghèo, ô nhiễm môi trường, phát thải.

ABSTRACT

In this paper, we introduced the problems of gasoline engines that lead to their thermal efficiency and point out the solution is lean limit extension, which will reduce pumping loss. Some research works relating lean limit extension are reviewed, the advantages and disadvantages of these approaches are pointed out. By that way, we can determine the application in case of small engine. The paper also introduces the new design for small gasoline engine, which could increase lean limit, improve thermal efficiency, reduced fuel consumption and carbon dioxide. The results showed that fuel consumption reduced up to 19%, carbon dioxide down to 27%.

Keywords: Small gasoline engines, lean-burn, pollution, emissions.

Lê Đăng Đông, Phạm Minh Tuấn, Trần Anh Trung

Viện Cơ khí động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

Email: ledangdongutehy@gmail.com

Ngày nhận bài: 15/10/2017

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 30/11/2017

Ngày chấp nhận đăng: 25/12/2017

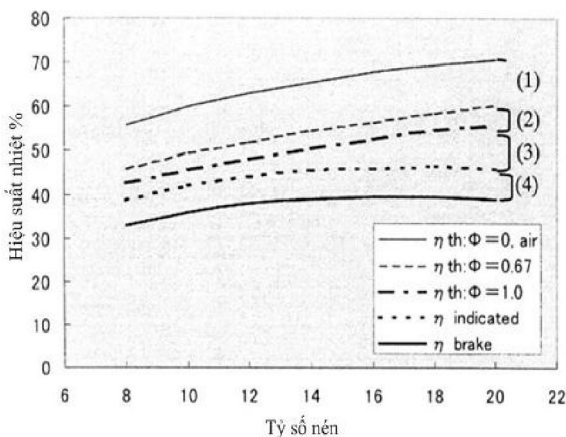
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Khí thải của các phương tiện cơ giới đường bộ là một nguồn đáng kể gây ô nhiễm bầu không khí, ảnh hưởng

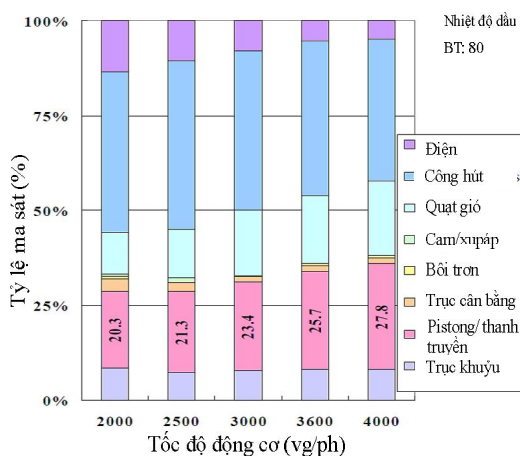
đến sức khỏe của con người và là nguyên nhân gây hiệu ứng nhà kính. Có nhiều giải pháp sử dụng nguồn năng lượng khác với nguồn năng lượng từ động cơ đốt trong nhằm giải quyết triệt để vấn đề này như pin nhiên liệu hoặc năng lượng mặt trời, tuy nhiên các giải pháp này hiện nay mới chỉ được ứng dụng trên một phạm vi rất nhỏ. Do đó việc nâng cao hiệu suất sử dụng nhiên liệu và giảm khí thải vẫn là vấn đề thực sự quan trọng đối với ngành động cơ đốt trong.

Động cơ diesel có hiệu suất cao hơn động cơ xăng, tuy nhiên NO_x và các hạt PM trong khí thải động cơ diesel rất khó giảm, khả năng tăng tốc kém hơn nữa rung động và độ ồn của động cơ cũng là một nhược điểm của động cơ này, động cơ xăng có thể giải quyết được các nhược điểm này, tuy nhiên để hiệu suất của động cơ xăng đạt được như của động cơ diesel lại là vấn đề khá phức tạp. Đồ thị hình 1 của tác giả Yamamoto cho thấy các nguyên nhân làm tăng tổn thất nhiệt của động cơ xăng [1], đường nét mảnh trên cùng là đường hiệu suất nhiệt lý thuyết khi không có tổn thất, hệ số dư lượng không khí tiến tới vô cùng (lượng nhiên liệu nhỏ hơn rất nhiều so với lượng khí nạp). Đường nét đứt thứ 2 là đường hiệu suất nhiệt khi hệ số dư lượng không khí giảm xuống đến 1,5, kết quả cho thấy hiệu suất nhiệt của động cơ giảm xuống tới 10%, điều này cho thấy khi bướm ga đóng bớt lại nhằm làm giảm hệ số dư lượng không khí thì động cơ bị tổn công để hút không khí nạp dẫn tới việc hiệu suất nhiệt giảm xuống. Đường nét chấm gạch thứ ba là đường hiệu suất nhiệt của động cơ khi làm việc tại vùng có hệ số dư lượng không khí bằng 1, từ hai kết quả trên cho thấy tổn thất cho công hút của động cơ xăng khá lớn, lên tới 15%. Đường nét đứt thứ tư là đường hiệu suất nhiệt của động cơ khi nhiệt của khí cháy bị mất cho nước làm mát. Đường nét liền dưới cùng là đường hiệu suất nhiệt thực của động cơ, đường này thấp hơn đường thứ tư tới 7%, đây là tổn thất cơ giới của hệ truyền động. Kết quả cũng cho thấy tỷ số nén có ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt, tuy nhiên mức ảnh hưởng không nhiều so với các tổn thất khác. Sato và

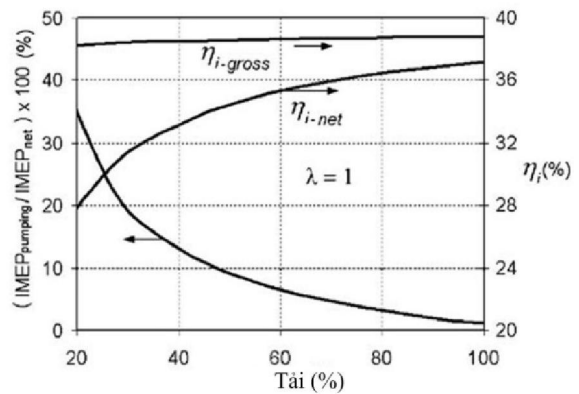
các cộng sự đã đưa ra kết quả nghiên cứu về các tổn thất của động cơ 1 xy lanh ở hình 2 [2], theo các dải màu từ trên xuống dưới cho thấy các tổn thất được kể đến lần lượt bao gồm tổn thất cho máy phát điện, công hút, quạt làm mát, truyền động cơ cấu phối khí, bôi trơn, trục cân bằng, ma sát pittông - xy lanh và cuối cùng là trục khuỷu. Kết quả cho thấy hai tổn thất đáng kể nhất trong động cơ 1 xy lanh là tổn thất cho công hút và tổn thất cho ma sát của cặp pittông - xy lanh. Kreuter và các cộng sự [3] đã tiến hành xây dựng đặc tính hiệu suất của động cơ theo mức tải, kết quả thể hiện ở hình 3 cho thấy hiệu suất chỉ thị η_{i-net} thực của động cơ tăng theo mức tải và tiến đến gần hiệu suất chỉ thị tổng $\eta_{i-gross}$. Kết quả cũng cho thấy tỷ lệ giữa áp suất chỉ thị trung bình mất cho quá trình hút với áp suất chỉ thị trung bình của động cơ ($IMEP_{pumping}/IMEP_{net}$) giảm dần khi tăng tải, tức là áp suất chỉ thị trung bình mất cho quá trình hút giảm dần khi tải tăng lên hay bướm ga mở to dần. Kutlar và các cộng sự [4] cũng có các kết luận tương tự như trên, đồng thời tác giả cũng đánh giá các biện pháp nâng cao hiệu suất nhiệt của động cơ xăng ở thời kỳ tải thấp và trung bình như thay đổi thời điểm đóng mở xu páp, thay đổi tỷ số nén, tăng áp. Tuy nhiên các biện pháp này thường đòi hỏi công nghệ và giá thành cao, khó áp dụng cho các loại động cơ cỡ nhỏ.



Hình 1. Biến thiên hiệu suất nhiệt động cơ xăng theo tỷ số nén và các tổn thất của động cơ [1]



Hình 2. Tỷ lệ các tổn thất trong động cơ xăng theo tốc độ động cơ [2]



Hình 3. Biến thiên hiệu suất chỉ thị và tỷ lệ giữa áp suất chỉ thị trung bình mất cho quá trình hút với áp suất chỉ thị trung bình tổng theo tải của động cơ [3]

Từ các vấn đề nêu trên cho thấy nguyên nhân chính của lý do hiệu suất nhiệt của động cơ xăng thấp là do tổn thất công hút lớn. Cách khắc phục nhược điểm này là nâng cao tỷ lệ A/F hay nâng cao giới hạn cháy nghèo của động cơ giúp cho bướm ga mở to hơn giảm tổn thất công hút. Bài báo này tập trung nghiên cứu đánh giá các biện pháp mở rộng giới hạn cháy nghèo nhằm làm giảm tổn thất công hút, nâng cao chất lượng quá trình cháy, có giá thành và công nghệ phù hợp qua đó nâng cao hiệu suất nhiệt giảm tiêu hao nhiên liệu và khí thải carbon dioxide cho động cơ xăng cỡ nhỏ.

2. CÁC BIỆN PHÁP MỞ RỘNG CHÁY NGHÈO CHO ĐỘNG CƠ XĂNG

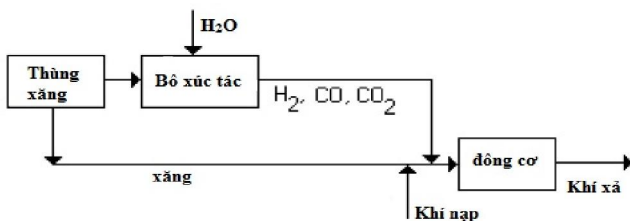
Để nâng cao giới hạn cháy nghèo cho động cơ xăng thường sử dụng hai biện pháp, trong đó biện pháp thứ nhất là nạp đồng nhất (homogeneous charge) tức là hỗn hợp nhiên liệu và không khí được trộn đều trước khi đi vào xy lanh giống như động cơ xăng truyền thống, biện pháp thứ hai là nạp phân lớp (stratified charge) tức là chỉ có hỗn hợp ở gần bu gi là đậm, còn ở các vị trí khác bên trong xy lanh là nhạt hoặc không có nhiên liệu.

2.1. Nạp đồng nhất

Sử dụng biện pháp nạp đồng nhất cho động cơ xăng thường không đòi hỏi thay đổi kết cấu của động cơ, điều khiển và điều chỉnh đơn giản, tuy nhiên giới hạn cháy nghèo không cao, thông thường λ lên tới 1,4, khí thải CO và NOx đều giảm tuy nhiên HC tăng nhanh, thời gian cháy kéo dài [5, 6, 7]. Có thể nâng cao giới hạn cháy nghèo bằng cách cho hỗn hợp hòa trộn thật tốt trước khi vào xy lanh hoặc dùng nhiên liệu dạng khí như propane thì có thể nâng giới hạn cháy nghèo lên tới $\lambda = 1,6$ [8, 9]. Các biện pháp trên có thể giảm được công hút, nâng cao hiệu suất động cơ, tuy nhiên khi λ tăng lên thì thời gian cháy cũng tăng lên làm tăng tổn thất nhiệt dẫn tới giảm hiệu suất nhiệt của động cơ.

Một biện pháp khác có thể nâng được giới hạn cháy nghèo của động cơ xăng là sử dụng thêm một nhiên liệu khác ở dạng phụ gia có giới hạn cháy nghèo cao, hydro thường được chọn như là một loại phụ gia để nâng cao giới hạn cháy nghèo, hydro có giới hạn cháy nghèo lên tới

$\lambda = 7,1$ đồng thời lượng không khí lý thuyết cần thiết lên tới $A/F = 34,5$. Đã có rất nhiều nghiên cứu ứng dụng hydro để nâng cao giới hạn cháy nghèo của động cơ xăng [10, 11, 12], kết quả các nghiên cứu cho thấy giới hạn cháy nghèo lên tới $\lambda = 1,8$. Trong các nghiên cứu này biện pháp tạo hydro chủ yếu sử dụng phương pháp dùng bộ xúc tác để tách hydro từ nhiên liệu xăng như sơ đồ hình 4, trong đó bộ xúc tác cần phải gia nhiệt bằng khí thải hoặc điện trở sấy lên tới nhiệt độ làm việc từ $400-700^{\circ}\text{C}$, tuy nhiên việc này khá khó khăn do nhiệt độ khí thải ở chế độ cháy nghèo thấp nếu sử dụng sấy điện sẽ làm tăng tổn thất công dẫn động máy phát điện, hơn nữa do phải trang bị bộ xúc tác, hệ thống cung cấp nhiên liệu và nước nên chi phí cao và công kênh.



Hình 4. Sơ đồ động cơ sử dụng hỗn hợp khí giàu hydro

Một công nghệ mới đang được phát triển và có tương lai mở dành cho động cơ đốt trong gọi là công nghệ nạp đồng nhất - cháy do nén (HCCI) [15], nhiên liệu được phun trên đường ống nạp hòa trộn với không khí nạp đi vào xy lanh ở kỳ hút, ở kỳ nén mật độ và nhiệt độ hỗn hợp tăng lên đến một thời điểm nhiệt độ đủ lớn, hỗn hợp sẽ tự phản ứng cháy tại vài điểm trong xy lanh và lan nhanh ra những chỗ chưa cháy, nhờ đó hỗn hợp nhiên liệu và không khí sẽ bốc cháy trong một khoảnh khắc ngắn. Với đặc điểm như trên động cơ HCCI có đặc điểm gần với động cơ diesel tức là thay đổi tải bằng cách thay đổi lượng nhiên liệu phun và cho phép cháy ở hỗn hợp siêu nghèo nhờ đó động cơ không cần bướm ga, giảm hoàn toàn tổn thất công hút qua bướm ga đồng thời tỷ số nén cao (> 15) giúp cho hiệu suất nhiệt được cải thiện, một ưu điểm nữa của động cơ HCCI là khí thải thấp nhờ việc điều khiển nhiệt độ cháy nằm trong khoảng từ $1500-1800^{\circ}\text{K}$, trong khoảng nhiệt độ này ($>1500^{\circ}\text{K}$) CO ôxi hóa hoàn toàn thành CO_2 và không đủ nhiệt độ để tạo phản ứng khí NO_x ($<1800^{\circ}\text{K}$) [16]. Tuy nhiên có 2 nhược điểm lớn nhất của động cơ HCCI là rất khó điều khiển thời điểm tự cháy và dải công suất bị hạn chế do giới hạn mức độ tăng áp suất trong xy lanh. Vì những nhược điểm này nên việc ứng dụng công nghệ HCCI cho động cơ xăng cỡ nhỏ và động cơ xăng nói chung còn gặp rất nhiều trở ngại và khó có thể giải quyết trong tương lai gần.

Từ các vấn đề trên cho thấy việc sử dụng biện pháp nạp hỗn hợp đồng nhất rất khó nâng cao giới hạn cháy nghèo, hoặc phải sử dụng các biện pháp công nghệ phức tạp do đó áp dụng cho động cơ xăng cỡ nhỏ sẽ khó đạt được hiệu quả như mong muốn.

2.2. Nạp phân lớp

Ý tưởng của biện pháp này là điều chỉnh hướng của dòng khí nạp, vị trí phun và thời điểm phun nhiên liệu sao cho tại

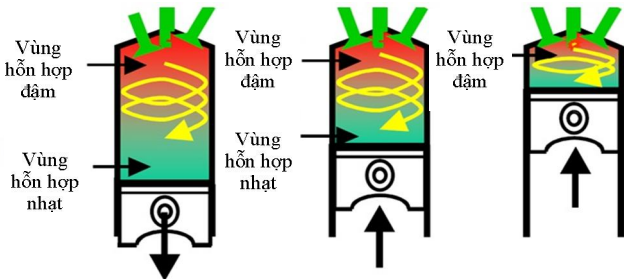
thời điểm bu gi đánh lửa thì hỗn hợp xung quanh bu gi là đậm hoặc nằm trong giới hạn cháy $\lambda \approx 1$ còn các khu vực khác bên trong xy lanh là nhạt hoặc không có nhiên liệu, nhờ đó λ trung bình bên trong xy lanh sẽ tăng cao giảm được công hút. Động cơ phun xăng trực tiếp (GDI) hoàn toàn giải quyết được vấn đề này, bằng việc điều chỉnh đường ống nạp tạo xoáy lốc theo chiều dọc xy lanh (tumble), thay đổi kết cấu đỉnh pittông, vị trí vòi phun và bu gi, kết hợp thời điểm phun hợp lý đã giúp cho phần lớn nhiên liệu tập trung xung quanh bu gi, trong khi các khu vực khác không có nhiên liệu, kết quả là giới hạn cháy nghèo của động cơ GDI có thể lên tới $A/F = 25 \div 40$, hơn nữa do quá trình cháy chủ yếu tập trung xung quanh bu gi nên giảm tổn thất nhiệt và thời gian cháy ngắn. Các kết quả nghiên cứu cho thấy xe sử dụng động cơ GDI có thể giảm được tới 10% lượng nhiên liệu tiêu thụ so với động cơ phun xăng truyền thống khi chạy trong thành phố [17, 18]. Từ các ưu điểm trên cho thấy động cơ GDI có thể đạt được hiệu suất nhiệt gần với động cơ diesel mà vẫn giữ được các ưu điểm của động cơ xăng, tuy nhiên do nhiên liệu phun trực tiếp vào trong xy lanh ở áp suất cao (50-100 bar) và đường kính hạt nhiên liệu nhỏ ($< 25\mu\text{m}$) do đó giá thành hệ thống phun cao, rất khó ứng dụng cho động cơ xăng cỡ nhỏ.

Từ nhận định trên cho thấy rõ ràng là cháy phân lớp với hỗn hợp đậm xung quanh bu gi sẽ nâng cao được khả năng cháy nghèo, giảm công hút, giảm tổn thất nhiệt và thời gian cháy. Ohm và Cho [19, 20] tiến hành thí nghiệm trên động cơ 4 xy lanh và có thể thay đổi được tỷ lệ xoáy ngang trong xy lanh (swirl ratio), đồng thời sử dụng hệ thống ND: IAG laser và ICCD camera nhằm đánh giá mức độ phân lớp của hỗn hợp, kết quả cho thấy khi nhiên liệu được phun vào thời điểm xu páp mở đồng thời nhờ dòng xoáy luôn có xu hướng cuộn vào tâm xy lanh nên nhiên liệu sẽ được đưa vào gần bu gi (hình 5), mức độ phân lớp của nhiên liệu phụ thuộc vào tỷ lệ xoáy, tỷ lệ xoáy càng lớn thì mức độ phân lớp càng tốt (hình 6). Tuy nhiên khi nâng tỷ lệ xoáy sẽ làm tăng tổn thất đường ống do dòng tầm hướng dòng có tiết diện lưu thông nhỏ.

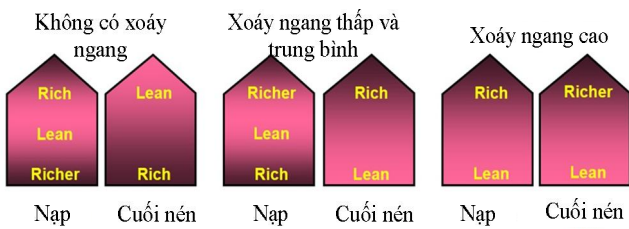
Wu và các cộng sự [21] giới thiệu một hệ thống mới sử dụng nhiên liệu xăng và được gọi là SDI (Semi-Direct injection), hệ thống này được thiết kế cho động cơ xăng cỡ nhỏ. Bằng cách sử dụng tấm hướng dòng bên trong đường ống nạp của động cơ 4 xu páp đã nâng tỷ lệ xoáy ngang bên trong xy lanh lên tới 3,8, đồng thời nhiên liệu được phun tại thời điểm xu páp mở. Kết quả cho thấy giới hạn cháy nghèo có thể lên tới $A/F = 23$, suất tiêu hao nhiên liệu giảm xuống 11% khi so sánh với động cơ xăng truyền thống. Kết quả của các nghiên cứu khác còn cho thấy mức độ phân lớp của nhiên liệu ngoài phụ thuộc tỷ lệ xoáy thì còn phụ thuộc vào thời điểm phun, tốc độ hóa hơi của nhiên liệu [22, 23], đường kính hạt nhiên liệu càng nhỏ giúp cho rút ngắn thời gian hóa hơi thì mức độ phân lớp càng tốt, hoặc dùng nhiên liệu thể khí sẽ cho kết quả tốt hơn.

Từ các nghiên cứu trên cho thấy việc nâng cao khả năng cháy nghèo bằng cách sử dụng hỗn hợp phân lớp dựa trên

biện pháp tạo xoáy ngang và phun trên đường ống nạp phù hợp với động cơ xăng cỡ nhỏ do không thay đổi nhiều kết cấu và áp suất phun thấp, tuy nhiên các nghiên cứu trên đây mới chỉ dừng ở mức độ thí nghiệm, chưa đưa ra được kết cấu ứng dụng trên một động cơ cụ thể, đồng thời hiệu quả đem lại chưa cao. Do đó vấn đề đặt ra là thiết kế một hệ thống cho phép động cơ làm việc với hỗn hợp nghèo khi tải thấp và trung bình, làm việc với hỗn hợp đậm khi tải cao phù hợp với động cơ xăng cỡ nhỏ, đồng thời nâng cao được mức độ phân lớp của hỗn hợp.



Hình 5. Nguyên lý tạo hỗn hợp phân lớp bằng cách tạo xoáy ngang trong xi lanh



Hình 6. Mức độ phân lớp phụ thuộc tỷ lệ xoáy

3. HỆ THỐNG SDI-LPG

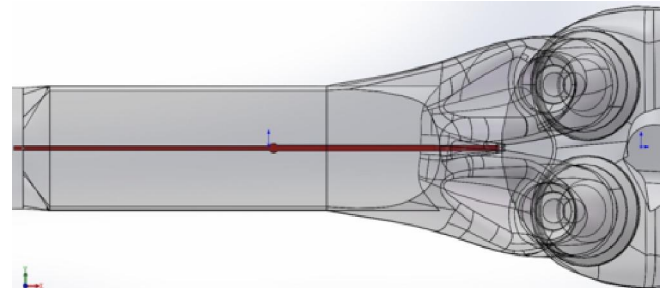
Đây là hệ thống điều khiển dòng khí nạp và phun nhiên liệu LPG ứng dụng cho động cơ một xy lanh đánh lửa cưỡng bức sử dụng hai xu páp nạp. Hệ thống bao gồm 1 tấm hướng dòng điều khiển được, đặt trên đường nạp có nhiệm vụ tạo dòng xoáy ngang bên trong xy lanh, một vòi phun khí LPG có vị trí phun và thời điểm phun được tính toán lựa chọn sao cho khi kết hợp với dòng khí nạp đi vào xy lanh có thể tạo được hỗn hợp phân lớp trong xy lanh ở vùng tải nhỏ và trung bình nhờ đó nâng cao giới hạn cháy nghèo của động cơ. Thiết kế của hệ thống và kết quả ứng dụng được giới thiệu trong phần này.

3.1. Thiết kế tấm hướng dòng

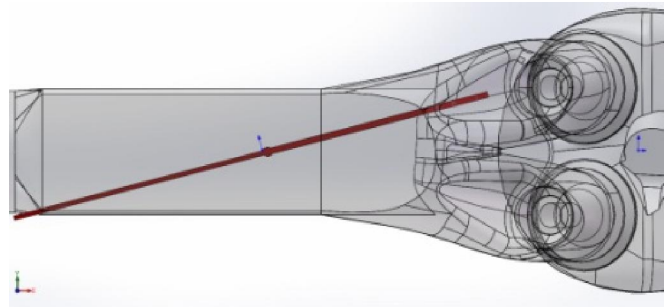
Động cơ đánh lửa cưỡng bức của hãng SANYANG lắp trên xe máy SYM được sử dụng trong thiết kế này, đặc điểm động cơ được giới thiệu trong bảng 1. Kết cấu thông thường của động cơ thường không tạo dòng xoáy bên trong xy lanh, một tấm điều khiển dòng xoáy ngang được thiết kế đặt trên đường ống nạp, có vị trí và hướng được tính toán bằng CFD, kiểm nghiệm trên băng thử dòng chảy (Flow Bench) và băng thử động cơ. Thiết kế của tấm được giới thiệu trên hình 7, trong đó hình 7a là vị trí của tấm ở chế độ nạp đồng nhất, hình 7b là vị trí của tấm ở chế độ nạp phân lớp.

Bảng 1. Đặc điểm động cơ SDI-LPG

Kiểu động cơ	Bốn kỳ, làm mát bằng gió, 4 xu páp, OHC
Đường kính × hành trình	52,4 mm × 57,8 mm
Dung tích	124,6 cc
Tỷ số nén	10,5
Hệ thống nhiên liệu nguyên bản	Phun xăng (EFI)
Thời điểm mở - đóng xu páp nạp	10°BTDC - 20°ABDC
Thời điểm mở - đóng xu páp xả	30°BBDC - 10°ATDC



7a

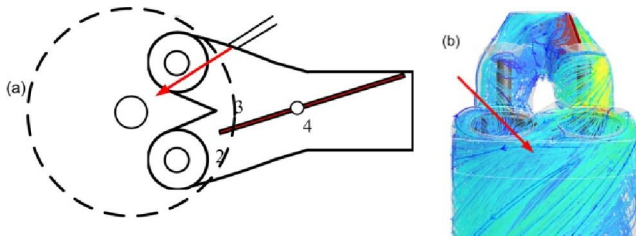


7b

Hình 7. Thiết kế tấm hướng dòng cho động cơ sử dụng 2 xu páp nạp. 7a: vị trí của tấm ở chế độ nạp đồng nhất; 7b: vị trí của tấm ở chế độ nạp phân lớp

3.2. Thiết kế vị trí vòi phun

Như ở mục 2.2 đã đánh giá, tốc độ dòng xoáy phải đủ lớn thì mới kịp đưa nhiên liệu vào gần bu gi ở cuối kỳ nén hay tỷ lệ xoáy lớn, khi tăng tỷ lệ này sẽ làm cho tổn thất dòng khí tăng lên. Tuy nhiên nếu như nhiên liệu được phun vào gần hoặc ở giữa tâm xoáy thì nhiên liệu sẽ được giữ lại ở tâm xoáy, giải quyết được vấn đề này thì tỷ lệ xoáy sẽ không cần lớn mà vẫn đảm bảo được chất lượng phân lớp của hỗn hợp. Một vấn đề nữa là lựa chọn nhiên liệu, nếu như sử dụng nhiên liệu xăng thì phải cần áp suất phun lớn nhằm rút ngắn thời gian bay hơi tránh trường hợp nhiên liệu bị bám đỉnh pittông khi vòi phun phun vào kỳ nạp, điều này sẽ làm tăng giá thành hệ thống. Do đó nhiên liệu LPG được lựa chọn trong thiết kế này. Hình 8a và 8b cho thấy vị trí và hướng phun mới của vòi phun nhiên liệu LPG, vị trí mới của vòi phun được đặt về một bên xu páp nạp (khác với vòi phun nguyên bản là đặt ở giữa 2 xu páp), xu páp này sẽ không có hoặc rất ít không khí đi qua ở chế độ nạp phân lớp (hình 8a). Hướng của vòi phun được xác định bằng phương pháp mô phỏng sao cho nhiên liệu được phun vào tâm của dòng xoáy (hình 8b).

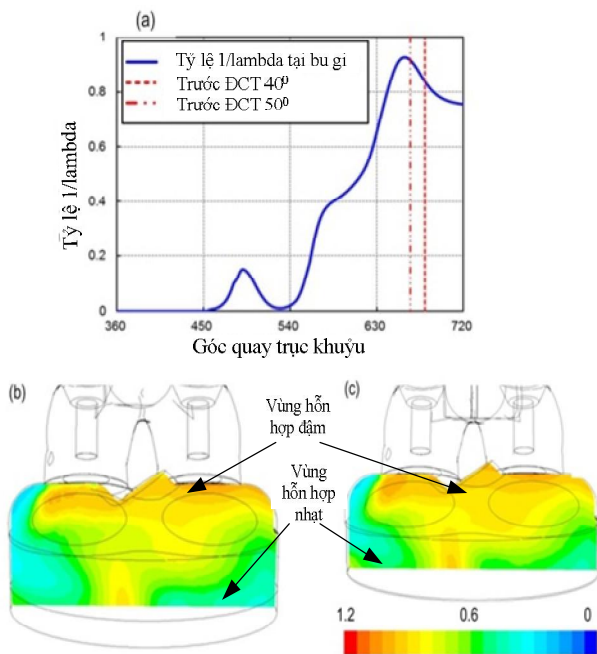


Hình 8. Vị trí và hướng của vòi phun nhiên liệu LPG. 8a: vị trí của vòi phun khi nhìn từ trên xuống; 8b: khi nhìn ngang và đặc điểm dòng xoáy trong xy lanh ở kỳ nạp

3.3. Kết quả

3.3.1. Kết quả mô phỏng

Hình 9 là kết quả mô phỏng phân bố nhiên liệu tại khu vực bu gi bằng phần mềm CFD tại lambda toàn xy lanh là 1,7, trong đó hình 9a là tỷ lệ giữa lượng không lý thuyết và lượng không khí thực tế ($= 1/\lambda$) theo góc quay trục khuỷu tại vị trí bu gi, kết quả cho thấy tại thời điểm đánh lửa trước điểm chết trên 40° góc quay trục khuỷu, hệ số dư lượng không khí tại bu gi có giá trị vào khoảng $\lambda \approx 1,17$. Hình 9b và 9c là phân bố nhiên liệu bên trong xy lanh tại 40° và 50° góc quay trục khuỷu trước điểm chết trên, kết quả cho thấy nhiên liệu tập trung chủ yếu ở phía trên xy lanh gần khu vực bu gi.

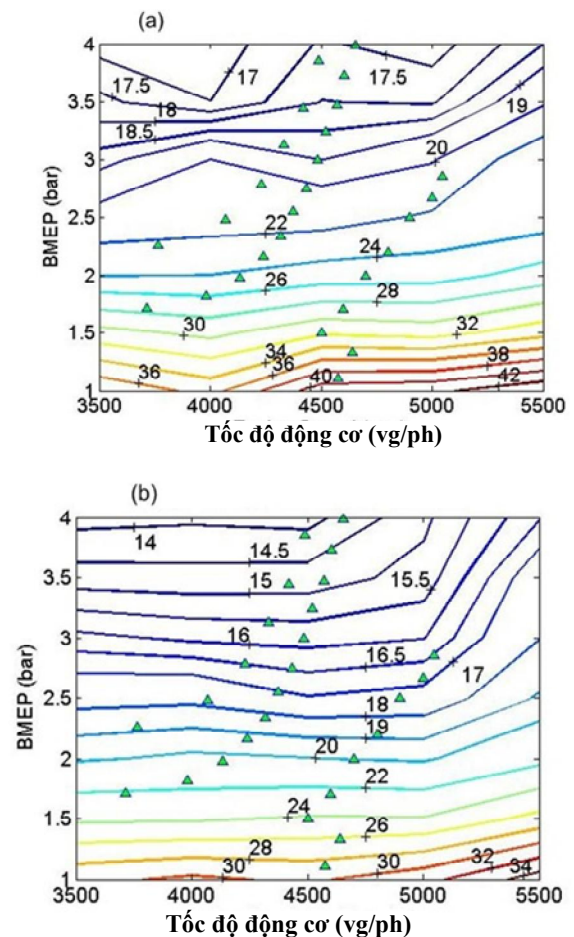


Hình 9. Kết quả mô phỏng. 9a: tỷ lệ $1/\lambda$ theo góc quay trục khuỷu tại bu gi; 9b và 9c: phân bố nhiên liệu bên trong xy lanh tại 40° và 50° trước điểm chết trên

3.3.2. Kết quả thực nghiệm

Thực nghiệm được tiến hành trên băng thử động cơ để so sánh đặc tính động cơ (engine map) tại vùng tải thấp và tải trung bình giữa động cơ nguyên bản và động cơ SDI-LPG, sau đó động cơ được lắp lên xe máy để đo theo chu trình thử ECE-40. Trong giới hạn bài báo này chỉ giới thiệu

một số kết quả quan trọng, các kết quả khác bao gồm khí thải CO_2 , CO, HC, NOx, bộ điều khiển và đặc tính điều khiển có thể tham khảo ở [24, 25, 26]. Hình 10 cho thấy kết quả của suất tiêu thụ năng lượng (Brake Specific Energy Consumption) của động cơ nguyên bản (hình 10a) và động cơ SDI-LPG (hình 10b), các ô tam giác thể hiện vùng làm việc của xe máy khi chạy theo chu trình thử ECE-40, các đường đồng mức thể hiện suất tiêu thụ năng lượng. Kết quả cho thấy động cơ SDI-LPG tiêu thụ năng lượng thấp hơn động cơ nguyên bản tại vùng tải thấp và trung bình, bằng cách tính trung bình của tất cả các điểm trong vùng thực nghiệm cho thấy động cơ SDI-LPG tiêu thụ năng lượng thấp hơn động cơ nguyên bản tới 19,2%. Điều này cho thấy động cơ SDI-LPG tạo được hỗn hợp phân lớp tốt giúp cho nâng cao giới hạn cháy nghèo, giảm công hút, tổn thất nhiệt cũng như tăng được chất lượng quá trình cháy.



Hình 10. Bản đồ tiêu thụ năng lượng (MJ/kWh) tại vùng tải thấp và trung bình của động cơ nguyên bản (a) và động cơ SDI-LPG (b)

Các kết quả khác cho thấy CO_2 giảm tới 27%; khí thải CO, NOx giảm lần lượt là 94% và 47%, tuy nhiên HC tăng lên 4,5%. Kết quả chạy theo chu trình thử ECE-40 cho thấy tiêu hao nhiên liệu giảm xuống 13,6%, khi giữ tốc độ tại 50 km/h tiêu hao nhiên liệu giảm 7,9%. Kết quả đo khí thải khi chạy không tải cho thấy CO và NOx giảm lần lượt là 97% và 70%, tuy nhiên HC tăng lên 24% [24, 26].

4. KẾT LUẬN

Vấn đề nâng cao hiệu suất nhiệt cho động cơ xăng cỡ nhỏ đã được đánh giá và trình bày trong bài báo này, trong đó qua các đánh giá cho thấy tổn thất công hút tại vùng tải thấp và trung bình là yếu tố chính làm giảm hiệu suất nhiệt của động cơ xăng. Các biện pháp giảm công hút đã được nêu ra, trong đó tập trung chính vào biện pháp nâng cao giới hạn cháy nghèo nhằm làm giảm công hút và liệt kê ra ba phương pháp bao gồm sử dụng nhiên liệu có tỷ lệ A/F cao, nạp hỗn hợp đồng nhất và nạp hỗn hợp phân lớp. Từ việc đánh giá các kết quả nghiên cứu của ba phương pháp pháp trên cho thấy nạp hỗn hợp phân lớp sử dụng xoáy ngang là phù hợp cho động cơ xăng cỡ nhỏ, một thiết kế mới ứng dụng biện pháp này đã được nghiên cứu và đánh giá thông qua mô phỏng và thực nghiệm. Các vấn đề quan trọng có thể liệt kê như sau:

- Các yếu tố làm tăng tổn thất nhiệt cho động cơ xăng bao gồm tổn thất công hút, tổn thất nhiệt, và tổn thất cơ giới. Trong ba yếu tố trên thì tổn thất công hút ở vùng tải thấp và trung bình là lớn nhất.

- Có nhiều biện pháp giảm công hút, tuy nhiên để phù hợp với giá thành và công nghệ của động cơ xăng cỡ nhỏ thì biện pháp nâng cao giới hạn cháy nghèo là phù hợp.

- Nâng cao giới hạn cháy nghèo bằng phương pháp nạp hỗn hợp đồng nhất có nhiều triển vọng như động cơ HCCI, tuy nhiên do vấn đề công nghệ cũng như vấn đề làm chủ quá trình cháy vẫn còn nhiều hạn chế nên chưa thể áp dụng trong tương lai gần.

- Nâng cao giới hạn cháy nghèo bằng phương pháp nạp phân lớp cho thấy đạt hiệu quả cao, có thể ứng dụng cho động cơ xăng cỡ nhỏ mà công nghệ và giá thành phù hợp.

- Động cơ SDI-LPG đã ứng dụng biện pháp nạp hỗn hợp phân lớp ở tải nhỏ và trung bình, hỗn hợp đồng nhất ở tải lớn, kết quả cho thấy tiêu hao nhiên liệu giảm tới 19,2% và CO₂ giảm tới 27%.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Yamamoto, H., 1999. "Investigation on Relationship Between Thermal Efficiency and NO_x Formation in Ultra-Lean Combustion". SAE paper No. 1999-01-3328.

[2]. Sato, Y., Kurata, M., Naoe, G., 2007. "Reduction of Fuel Consumption on Single-cylinder General Purpose Engine". SAE paper No. 2007-32-0007.

[3]. Kreuter, P., Heuser, P., Schebitz, M., 1992. "Strategies to improve SI engine performance by means of variable intake lift, timing and duration". SAE paper no 920449.

[4]. Kutlar, O. A., Arslan, H., Calik, A.T., 2005. "Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load". Energy Conversion and Management 46 pp. 3202–3220.

[5]. Wu, Y.Y., Chen, B.C., Tran, A.T., 2010. "Application of semi-direct injection for spark-ignition engine". Int. J. Vehicle Design, Vol. 54, No. 4, 2010, Pages 354–370.

[6]. Wu, Y.Y., Tran, A.T., Nguyen, M.C., 2010. "Effect of swirl ratio on performance of semi-direct injection SI engine". WSEAS International Conference, Taipei, Taiwan, August 20-22, 2010, Paper No. WSEAS-647-181.

[7]. Wu, Y.Y., Chen, B.C., Liao, C.F., 2009. "Development of a Lean Burn Spark-Ignition Engine for Hybrid Electric Motorcycle". The 15th Asia Pacific Automotive Engineering Conference- APAC15, October 26-28, 2009, Hanoi, Vietnam, Paper No. APAC15-176.

[8]. Ali Khan, M., Watson, H., Baker, P., Liew, G., 2006. "SI Engine Lean-Limit Extension Through LPG Throttle-Body Injection for Low CO₂ and NO_x". SAE Paper No 2006-01-0495.

[9]. Campbell, M., Wyszynski, Ł.P., Stone, R., 2004. "Combustion of LPG in a Spark-Ignition Engine". SAE paper No 2004-01-0974.

[10]. Joshua A. G., John B. Heywood, 2005. "Combustion Optimization in a Hydrogen-Enhanced Lean-Burn SI Engine". SAE paper No 2005-01-0251.

[11]. Edward J. T., John B. Heywood, 2003. "Lean-Burn Characteristics of a Gasoline Engine Enriched with Hydrogen from a Plasmatron Fuel Reformer". SAE paper No 2003-01-0630.

[12]. Shudo, T., Nakajima, Y., and Tsuga, K., 2001. "Combustion Characteristics of H₂-CO-CO₂ Mixture in an IC Engine". SAE Paper No 2001-01-0252.

[12]. John B. Heywood, 1988. "Internal Combustion Engine Fundamentals". McGraw-Hill, Inc.

[14]. North American Mfg. Co., 1952. "North American Combustion Handbook".

[15]. Thring, R., 1989, "Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines". SAE Paper No 892068.

[16]. Drakea, M.C., Haworthb, D.C., 2007. "Advanced gasoline engine development using optical diagnostics and numerical modeling". Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007) 99–124.

[17]. Woldring, D., Landefeld, T., and Christie, M., 2007. "DI Boost: Application of a High Performance Gasoline Direct Injection Concept". SAE Paper No 2007-01-1410.

[18]. Noma, K., Iwamoto, Y., Murakami, N., Iida, K. et al., 1998. "Optimized Gasoline Direct Injection Engine for the European Market". SAE Paper No 980150.

[19]. Ohm, I.Y. and Cho, Y.S., 2000. "Fuel Stratification Process in the Cylinder of an Axially Stratified Engine". SAE paper No 2000-01-2842.

[20]. Ohm, I.Y. and Cho, Y.S., 2000. "Mechanism of Axial Stratification and Its Effect in an SI Engine". SAE paper No 2000-01-2842.

[21]. Wu, Y.Y., Chen, B.C., and Tran, A.T., 2010. "Application of semi-direct injection for spark-ignition engine". Int. J. Vehicle Design, Vol. 54 No. 4, 2010, 354-370.

[22]. Wu, Y.Y, Tsai, H.C., Nguyen, M.C., 2009. "Investigation of Realizing SDI with High Swirl Charge in a Motorcycle Engine". International Journal of Energy, Issue 2, Vol. 3, 2009, 25-34

[23]. Khan, M.A., Watson, H.C. and Baker, P., 2009. "Mixture Preparation Effects on Gaseous Fuel Combustion in SI Engines". SAE paper No 2009-01-0323.

[24]. Wu, Y.Y., Chen, B.C., and Tran, A.T., 2012. "Pollutant Emission Reduction and Engine Performance Improvement by Using a Semi-Direct Injection Spark Ignition Engine Fuelled by LPG". Aerosol and Air Quality Research, v 12, n 6, pp. 1289-1297.

[25]. Chen, B.C., Wu, Y.Y., and Tran, A.T., 2013. "Control of Intake Manifold Pressure for Lean-Burn Motorcycle Engine". The 2nd International Conference on Control, Automation and Information Sciences, Nha Trang, Vietnam.

[26]. Tran Anh Trung, 2012. Design and Control of Semi-Direct Injection Spark Ignition Engine Fuelled by LPG. PhD thesis, National Taipei University of Technology.