

MỘT NGHIÊN CỨU VỀ ẢNH HƯỞNG CỦA TỶ SỐ NÉN VÀ HÌNH DẠNG ĐỈNH PISTON ĐẾN HIỆU SUẤT LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ CNG CHUYỂN ĐỔI

Trần Đăng Quốc¹, Nguyễn Văn Tiến¹, Bùi Huyền Hạnh¹

Tóm tắt: Khí thiên nhiên được biết đến như một nhiên liệu thay thế tiềm năng cho động cơ đốt trong nhờ có các ưu điểm nổi bật như: trị số Ôc-tan và nhiệt trị thấp cao hơn so với xăng, an toàn trong sử dụng. Bài báo này trình bày một nghiên cứu về ảnh hưởng của tỷ số nén và hình dạng của đỉnh Piston đến hiệu suất làm việc của động cơ khí thiên nhiên chuyển đổi. Các kết quả thu được cho thấy khi chuyển đổi động cơ Diesel thành động cơ CNG cần phải giảm tỷ số nén đến $\varepsilon = 10$ để động cơ làm việc an toàn trong vùng tốc độ $n = 1000 - 2200$ vòng/phút. Tuy nhiên để nâng cao hiệu suất nhiệt của động cơ sau chuyển đổi cần phải thay đổi hình dạng đỉnh piston. Ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến vận tốc squish là rất lớn, vì vậy mà động năng rối của dòng khí ở cuối kỳ nén được tăng lên đáng kể. Kết quả là mô men tăng lên so với piston đỉnh phẳng, lượng khí thải CO có xu hướng giảm tuy nhiên lại tăng lượng phát thải NOx.

Từ khoá: Hình dạng đỉnh Piston, khí thiên nhiên, điều kiện làm việc, động cơ chuyển đổi, hiệu suất làm việc.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Khí thiên nhiên là một loại nhiên liệu hóa thạch được sử dụng rộng rãi trên thế giới để thay thế cho xăng và diesel trong các động cơ đốt trong, với kỳ vọng sẽ giảm thiểu được những khí thải độc hại ra môi trường. Do tồn tại sẵn ở dạng khí nên khí thiên nhiên sẽ dễ dàng hòa trộn với không khí hơn so với nhiên liệu lỏng (xăng và diesel), vì vậy lượng nhiên liệu được nạp vào trong xy lanh động cơ sẽ cháy dễ hơn (Muhammad Imran Khan et al, 2016). Nhờ có khả năng cháy kiệt và thành phần chủ yếu của CNG là CH_4 nên sản phẩm sau quá trình cháy chắc chắn sẽ giảm được CO, chất thải dạng hạt (PM) và NO_x (Chauhan Bhupendra Singh et al, 2010). Một nhược điểm của nhiên liệu khí thiên nhiên đó là tốc độ cháy rất chậm so với xăng và diesel (Dass, Jeevan et al, 2020), đây cũng chính là vấn đề cần phải giải quyết khi chuyển đổi từ động cơ diesel thành động cơ khí

thiên nhiên đạt được mô men, công suất và hiệu suất nhiệt cao. Nhiều công trình khoa học đã được công bố rằng, chuyển động của dòng khí bên trong xy lanh động cơ là rất phức tạp, cần phải tạo ra một dòng khí có kết cấu chặt chẽ để kiểm soát động năng chuyển động rối ở cuối kỳ nén (James Sevik et al, 2018). Động năng rối bên trong xy lanh tăng lên rất nhanh ở gần cuối kỳ nạp nhưng sau đó động năng này giảm rất nhanh khi piston đi được một phần ba hành trình của kỳ nén (Barbouchi, Z et al, 2021). Khi piston tiếp tục chuyển động hướng về điểm chết trên động năng rối sẽ được tăng lên, với một hình dạng đỉnh piston phù hợp thì có thể tăng được động năng rối của dòng khí ở gần cuối kỳ nén (Lee, K.H et al, 2003). Nguyên nhân làm tăng động năng rối ở giai đoạn cháy chính là do đã kiểm soát được hiện tượng squish và vận tốc squish. Nhờ có sự gia tăng về giá trị và định hướng được vận tốc squish mà khối lượng nhiên liệu được đốt cháy trong một đơn vị thời gian

¹Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội

tăng lên, lượng nhiệt được giải phóng cũng lớn hơn (Bhasker, Pradeep et al, 2016). Xuất phát từ những phân tích trên đã thấy được rằng, thực hiện “*Một nghiên cứu về ảnh hưởng của điều*

kiện làm việc và hình dạng đỉnh piston đến hiệu suất làm việc của động cơ CNG chuyển đổi” là rất cần thiết và phù hợp với điều kiện nghiên cứu hiện nay.

$$dQ_{ch} = \frac{1}{\gamma-1} V d_p + \frac{\gamma}{\gamma-1} p dV + dQ_{ht} + \left(c_v T + RT' \left(1 + \frac{1}{\gamma-1} \right) \right) \frac{V_{cr}}{RT_{cr}} dp \quad (1)$$

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Vận tốc squish có thể được tính từ sự dịch chuyển tức thời của dòng khí qua các cạnh trong của vùng squish, vùng xuất hiện squish chính là khu gạch chéo trên hình 1.

Hệ số khối lượng nhiên liệu đã cháy là tỷ số giữa nhiệt lượng tích lũy của nhiên liệu đã được giải phóng từ quá trình cháy với tổng nhiệt lượng lý thuyết của nhiên liệu nạp vào trong xy lanh động cơ. Hệ số khối lượng nhiên liệu đã cháy là một hàm số biến đổi theo góc quay trục khuỷu, công thức tính như sau:

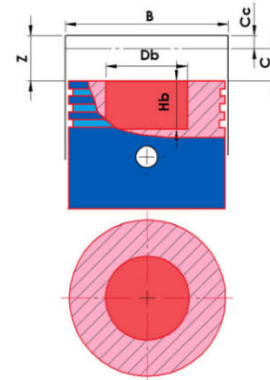
$$MFB(\theta) = \frac{\int_{\theta_{soe}}^{\theta} \left\{ \frac{\partial Q_{gen}}{\partial \theta} \right\} d\theta}{m_{f,total} \times \eta_{comb} \times Q_{LHV}} \quad (2)$$

Trong đó: MFB: Hệ số khối lượng nhiên liệu đã cháy; θ : Góc quay trục khuỷu; Q_{gen} : Tổng nhiệt lượng lý thuyết của khối lượng nhiên liệu nạp; $m_{f,total}$: Tổng khối lượng nhiên liệu nạp vào xy lanh động cơ; η_{comb} : Hiệu suất nhiệt; Q_{LHV} : Nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

Tốc độ tỏa nhiệt (HRR) là tốc độ nhiệt được giải phóng ra trong quá trình đốt cháy nhiên liệu ở trong xy lanh động cơ. Dựa vào giá trị HRR có thể đánh giá được đặc tính của quá trình đốt cháy nhiên liệu ở bên trong xy lanh động cơ và chẩn đoán được thành phần

các khí thải được hình thành. Tốc độ tỏa nhiệt được tính toán dựa vào định luật 1 của nhiệt động học với mô hình động học không chiều và hỗn

hợp trong xy lanh một vùng, từ thông số áp suất trong xy lanh đo được ở 100 chu kỳ có thể tính được HRR theo công thức (1).



Hình 1. Hình dạng đỉnh piston và vùng xuất hiện squish

Đề giảm nguy cơ xảy ra hiện tượng tự đánh lửa ở động cơ cháy cưỡng bức, sự kết hợp giữa giá trị áp suất cực đại với trị số Ốc-tan yêu cầu (ON) để có thể tìm được giới hạn xảy ra kích nổ. Trị số Ốc-tan yêu cầu như là hàm toán học được tính theo công thức (3).

Hình dạng kết cấu đỉnh piston sẽ được lựa chọn dựa trên quan điểm tạo được động năng chuyển động rồi của dòng khí ở cuối kỳ nén và an toàn trong suốt quá trình động cơ làm việc. Thông số hình học của ba đỉnh piston loại Heron sẽ sử dụng trong nghiên cứu này được trình bày trong bảng sau:

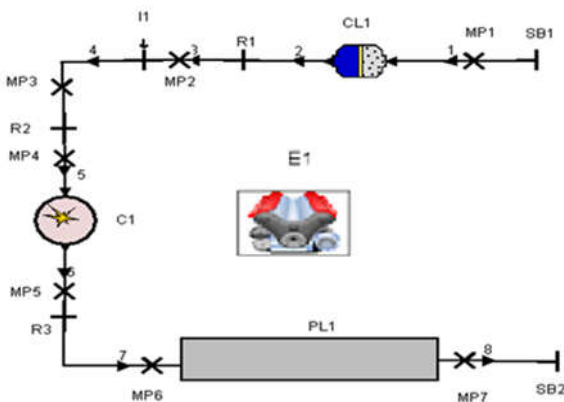
Kiểu đỉnh piston	Đường kính lõm (D _b , mm)	Độ sâu vết lõm (H _b , mm)	Khoảng lệch tâm lõm (OB, mm)
Heron 1	60	10	0
Heron 2	60	17	0
Heron 3	66	17	0

$$ON = 100. \left(\frac{1}{A} \int_{t_{SOC}}^{t_{essMBF}} \left[\left(\frac{p}{p_{Ref}} \right)^n \cdot \exp \left(-\frac{B}{T_{UBZ}} \right) \right] dt \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3)$$

3. MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ, HIỆU CHUẨN VÀ ĐIỀU KHIỂN MÔ HÌNH

3.1. Thiết lập mô hình

Hình 2 thể hiện các phần tử mô phỏng động cơ QTC 2015 bằng phần mềm AVL Boost, mỗi phần tử ở động cơ mô phỏng có các thông số giống động cơ thí nghiệm. Các phần tử gồm: SB1 và SB2 là nơi thiết lập những điều kiện biên đầu vào và đầu ra của đường ống nạp và thải. CL1 được sử dụng như hệ thống lọc không khí trên các phần tử đoạn ống nạp 1, 2, 3, 4 và 5, phần tử I1 mô phỏng vị trí và đặc tính vòi phun nhiên liệu trên đường ống nạp. Các phần tử: MP1, MP2, MP3, MP4 mô phỏng những vị trí đặt cảm biến và xuất ra các giá trị áp suất, nhiệt độ và các thông số của dòng khí trước khi đi vào xy lanh C1. MP5, MP6 và MP7 là vị trí đặt cảm biến xuất ra các giá trị áp suất, nhiệt độ và các thông số của dòng khí trước khi đi ra khỏi các phần tử đường ống thải: 6, 7, 8. Hai phần tử R1, R2 và R3 mô phỏng các hệ số gây tổn thất của dòng môi chất trên đường nạp và thải, trong đó PL1 mô phỏng bộ ổn định áp suất và giãn nở nhiệt trên đường thải.



Hình 2. Mô phỏng động cơ QTC2015

Từ thư viện của phần mềm AVL Boost chọn mô hình cháy Fractal Combustion Model làm mô hình nghiên cứu đối với dòng môi chất đã được hoà trộn. Đây là mô hình phù hợp với những động

cơ cháy cưỡng bức (Young Wook Chin et al, 1992), cơ sở lý thuyết của mô hình được tóm tắt như sau:

- Thời điểm đánh lửa được coi là thời điểm bắt đầu cháy của mô phỏng.

- Sự hình thành màng lửa là thông số để hiệu chỉnh thời gian cháy trễ (C_{ign}).

- Tốc độ lan màng lửa là thông số để hiệu chỉnh thời gian cháy trễ ($r_{f,ref}$).

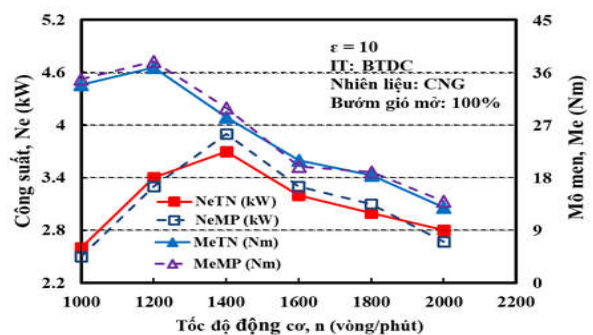
- Khối lượng nhiên liệu được đốt cháy trong một đơn vị thời gian được tính theo công thức (4):

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_{ux} \left(\frac{L_s}{L_k} \left(\frac{\rho_{SOC}}{\rho_{ux}} \right)^m \right)^{D_s-2} \times A_L \times S_L \quad (4)$$

Trong đó: m: Thông số hiệu chuẩn mô hình rồi; ρ_{SOC} là mật độ tập trung của vùng chưa cháy, ρ_{ux} là mật độ của vùng chưa cháy,

3.2. Hiệu chuẩn mô hình

Hình 3 trình bày các kết quả mô men (M_e) và công suất (N_e) của động cơ thí nghiệm và mô phỏng, đường liền là các kết quả thí nghiệm của động cơ thực thu được trên băng thử động cơ. Điều kiện thí nghiệm động cơ trên băng như: bướm gió mở hoàn toàn (WOT) vì vậy trên mô hình không sử dụng phần tử này, góc đánh lửa được điều chỉnh ở trước điểm chết trên (IT: BTDC) và tỷ số nén đặt ở $\varepsilon = 10$.



Hình 3. Kết quả hiệu chuẩn mô hình

Xét trong toàn vùng thí nghiệm ($n = 1000 \div 2000$ vòng/phút), sai số lớn nhất và nhỏ nhất giữa kết quả mô phỏng với kết quả thí nghiệm theo thứ

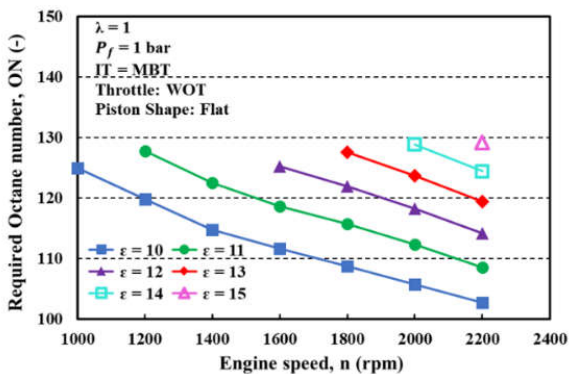
tự là khoảng 5% và 2%. Tuy nhiên tại tốc độ $n = 1800$ vòng/phút sai số kết quả của cả mô men và công suất là xấp xỉ 2% và tốc độ này sẽ được giữ cố định để nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến thời gian cháy.

3.3. Điều khiển mô hình

Các điều kiện thí nghiệm trong nghiên cứu này được thực hiện như sau: Áp suất phun trên đường nạp được giữ không đổi với $P_f = 1$, bướm gió được mở hoàn toàn (Throttle: WOT) để giảm cản trên đường ống nạp. Tâm của phần thể tích lõm trên đỉnh piston trùng với tâm của bugi và xy lanh động cơ. Thông số kết cấu thay đổi gồm: Chiều sâu phần lõm thay đổi với $H_b = 0$ (Piston shape: Flat), $H_b = 10$ mm và $H_b = 17$ mm, đường kính phần lõm thay đổi từ $D_b = 0$ (Piston đỉnh phẳng), $D_b = 60$ mm và $D_b = 66$ mm. Thông số làm việc thay đổi gồm: Tốc độ động cơ thay đổi từ $n = 1000 - 2200$ vòng/phút với $\Delta n = 200$ vòng/phút. Tỷ số nén thay đổi từ $\varepsilon = 10$ đến khi kết quả mô phỏng cho thấy giá trị ON lớn hơn hoặc bằng 130 thì dừng lại. Trong suốt quá trình chạy mô phỏng thời điểm đánh lửa được điều chỉnh để đạt mô men lớn nhất (IT = MBT).

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

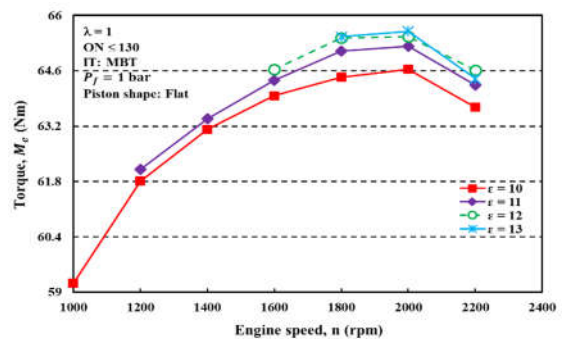
4.1. Lựa chọn tỷ số nén cho động cơ chuyển đổi



Hình 4. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ đến trị số Ôc-tan yêu cầu (ON)

Động cơ diesel thường có tỷ số nén cao và hình dạng của buồng cháy phụ thuộc chủ yếu vào kích thước hình học của đỉnh piston, do vậy khi chuyển đổi thành động cơ khí thiên nhiên cháy cưỡng bức

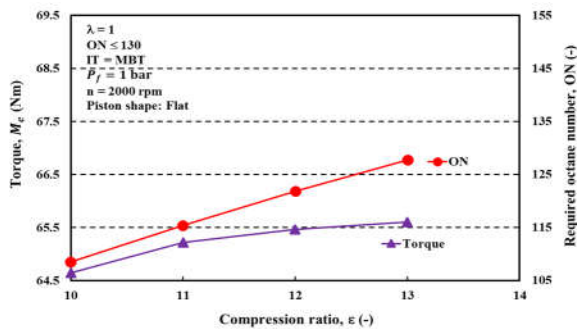
cần phải nghiên cứu và xem xét hạ tỷ số nén để tránh xảy ra hiện tượng cháy kích nổ (Krishna, R S, 2018). Hình 4 trình bày các kết quả tính toán giá trị Ôc-tan yêu cầu (ON) của sáu tỷ số nén khác nhau ($\varepsilon = 10, 11, 12, 13, 14$ và 15) ở cùng một điều kiện làm việc như: áp suất cấp nhiên liệu khí thiên nhiên trên đường nạp $P_f = 1$ bar và $\lambda = 1$, kích thước hình học đỉnh piston được giữ nguyên (Piston shape: Flat) IT=MBT, bướm ga được mở hoàn toàn (Throttle: WOT) để giảm tổn thất trên đường nạp. Do giá trị ON của nhiên liệu khí thiên nhiên là 130 nên các kết quả thu được từ tính toán có giá trị ON < 130 sẽ được sử dụng để phân tích. Kết quả cho thấy, đối với mỗi tỷ số nén, giá trị ON có xu hướng giảm khi tốc độ động cơ tăng. Xét cùng một tốc độ, giá trị ON tăng lên rất nhanh khi tỷ số nén tăng, ở tỷ số nén $\varepsilon = 15$ giá trị ON của động cơ chỉ nhỏ hơn 130 tại tốc độ định mức $n = 2200$ vòng/phút. Từ các kết quả này có thể rút ra kết luận rằng, khi chuyển đổi động cơ diesel thành động cơ khí thiên nhiên cần phải giảm tỷ số nén hoặc tăng tốc độ định mức. Bởi vì động cơ có tỷ số nén cao khi làm việc ở vùng tốc độ thấp thường có giá trị ON ≥ 130 , với giá trị này rất dễ xảy ra hiện tượng cháy kích nổ.



Hình 5. Ảnh hưởng của tốc độ đến mô men của động cơ

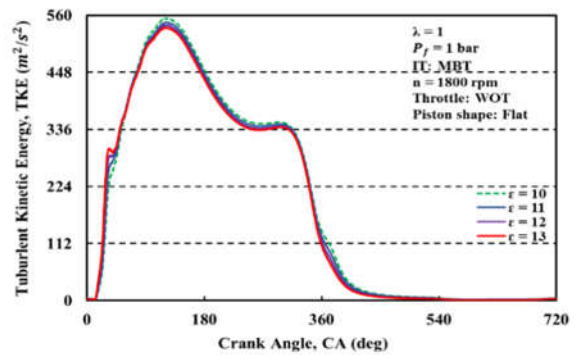
Hình 5. Thể hiện sự thay đổi của mô men theo tốc độ động cơ đối của bốn tỷ số nén khác nhau với giá trị ON < 130. Do kích thước hình học của đỉnh piston không thay đổi, nên khi thay đổi tỷ số nén sẽ không làm thay đổi hình dạng buồng cháy mà chỉ làm thay đổi áp lực lên đỉnh piston. Xét tốc độ động

cơ trong khoảng từ $n = 1000$ vòng/phút đến $n = 2200$ vòng/phút, mô men của bốn tỷ số nén có xu hướng thay đổi tương đối giống nhau. Khi tăng tốc độ động cơ thì mô men cũng tăng và mô men đạt giá trị lớn nhất tại $n = 2000$ vòng/phút, nếu tốc độ động cơ lớn hơn thì mô men động cơ có xu hướng giảm. Tăng tỷ số nén sẽ làm tăng hiệu suất làm việc của động cơ và làm tăng công thực hiện quá trình nén, thêm vào đó áp lực của chất khí lên đỉnh piston cũng tăng và đây cũng là nguyên nhân làm tăng hiện tượng cháy kích nổ. Các nghiên cứu trước đây đã chỉ ra rằng khi động cơ làm việc ở tốc độ thấp với tỷ số nén cao dễ xảy ra hiện tượng cháy kích nổ hơn so với vùng tốc độ cao. Kết quả trên hình vẽ đã cho thấy tại tỷ số nén $\epsilon = 11, 12$ và 13 , có thể làm việc lần lượt tại 1200 vòng/phút, 1600 vòng/phút và 1800 vòng/phút. Kết quả này cho thấy ảnh hưởng của tỷ số nén đến mô men không những về vùng tốc độ làm việc mà còn ảnh hưởng đến độ lớn của mô men.



Hình 6. Ảnh hưởng của tỷ số nén đến mômen của động cơ

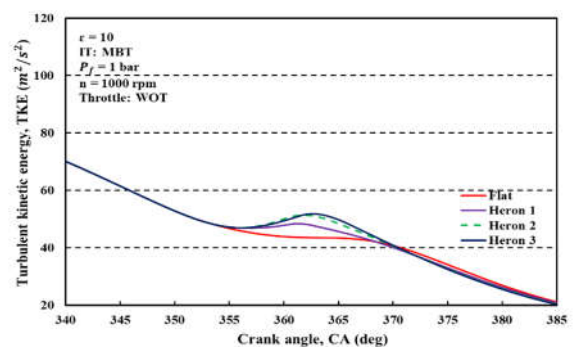
Tại tốc độ $n = 2000$ vòng/phút mô men tăng khi tỷ số nén tăng, nguyên nhân làm tăng mô men trong trường hợp này là do tăng được hiệu suất nhiệt. Do kích thước hình dạng của đỉnh piston không thay đổi nên khi tăng tỷ số nén sẽ làm tăng áp lực lên đỉnh piston mà không làm thay đổi hình dạng của buồng cháy. Kết quả thể hiện trên hình 6 dễ dàng nhận thấy rằng, giá trị ON tăng nhanh hơn so với mô men khi tăng tỷ số nén. Đó là do khi tăng tỷ số nén không những tăng được nhiệt độ và áp suất bên trong buồng cháy mà còn tăng thêm công thực hiện quá trình nén.



Hình 7. Ảnh hưởng của tỷ số nén đến động năng rối bên trong xy lanh động cơ

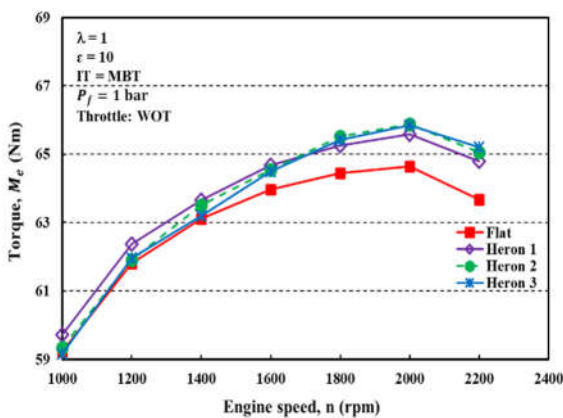
Hình 7 thể hiện ảnh hưởng của tỷ số nén đến động năng rối ở bên trong xy lanh động cơ của bốn tỷ số nén khác nhau. Các kết quả tính toán thu được như trên hình vẽ có xu hướng thay đổi giống nhau trong một chu kỳ làm việc của động cơ. Ở kỳ nạp tương ứng với góc quay trục khuỷu $CA = 0$ đến $CA = 180$ (deg), do ảnh hưởng của áp suất bên trong xy lanh động cơ nên giá trị TKE của $\epsilon = 10$ lúc đầu nhỏ hơn nhưng sau đó tăng hơn so với ba tỷ số nén còn lại. Tuy nhiên khi piston di chuyển gần đến điểm chết trên (ở kỳ nén tương đương $CA = 180-360$ deg) thì giá trị TKE của cả bốn tỷ số nén có giá trị xấp xỉ bằng nhau như trên hình vẽ. Kết quả này cho thấy giảm tỷ số nén đã tăng được giá trị TKE ở kỳ nạp và nửa đầu kỳ nén. Để rút ngắn thời gian đốt cháy lượng nhiên liệu nạp trong xy lanh động cơ cần phải tăng giá trị TKE ở gần sát điểm chết trên.

4.2. Ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến đặc tính làm việc



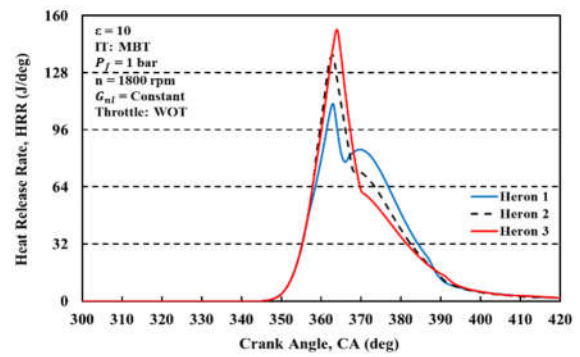
Hình 8. Ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến động năng rối

Hình 8 trình bày các kết quả tính toán từ số liệu của trường áp suất thay đổi theo góc quay trục khuỷu của bốn kiểu đỉnh piston khác nhau. Kết quả tính toán được thực hiện ở cùng tốc độ động cơ $n = 1000$ (vòng/phút), $\epsilon = 10$, áp suất cấp nhiên liệu $P_f = 1$ bar, bướm ga mở hoàn toàn. Giá trị TKE ở gần điểm chết trên (CA = 360 deg) đã được cải thiện đáng kể, như thấy trên hình vẽ TKE của piston động cơ diesel (Flat) có giá trị nhỏ hơn so với ba kiểu piston còn lại xét trong khoảng CA = 355-370 (deg). Tuy nhiên ảnh hưởng của kích thước phần thể tích lõm trên đỉnh piston đến giá trị TKE là tương đối khác nhau.



Hình 9. Ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến mô men động cơ

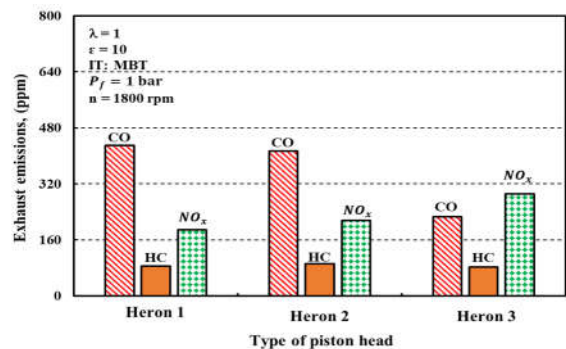
Các kết quả thu được trên hình 9 cho thấy, mô men của piston đỉnh phẳng (Flat) luôn nhỏ hơn so với ba piston đỉnh lõm (Heron 1; Heron 2; Heron 3). Trong vùng tốc độ từ $n = 1000$ vòng/phút đến $n = 1600$ vòng/phút, đỉnh piston kiểu Heron 1 có giá trị mô men cao hơn các kiểu khác, khi tăng tốc độ động cơ lớn hơn 1600 vòng/phút giá trị mô men của kiểu Heron 1 thấp hơn một chút không đáng kể so với kiểu Heron 2 và Heron 3. Nguyên nhân dẫn đến sự khác biệt này là do hình dạng đỉnh piston đã cải thiện được quá trình cháy, với các kiểu Heron khác nhau đã rút ngắn được thời gian đốt cháy cùng một lượng nhiên liệu khí thiên nhiên ở bên trong buồng cháy. Vì vậy nhiệt lượng toả ra theo góc quay trục khuỷu đã được cải thiện và tập trung chủ yếu ở phía sau điểm chết trên (CA = 360 deg).



Hình 10. Ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến tốc độ giải phóng nhiệt

Quan sát kết quả tính toán trên hình 10 ở cùng điều kiện làm việc giống nhau đối với cả 3 kiểu Heron có thể thấy rằng sự thay đổi của nhiệt lượng nhiên liệu được giải phóng (HRR) theo góc quay trục khuỷu là tương đối giống nhau. Tốc độ tăng nhanh của HRR tập trung trong khoảng CA = 350-360 (deg) và giá trị HRR lớn nhất (Peak HRR) đều xuất hiện ở phía sau điểm chết trên (xung quanh CA = 365 deg). Kết quả này là minh chứng cho giả thuyết về hiện tượng squish xuất hiện và hướng toàn bộ dòng khí tập trung vào phần thể tích lõm trên đỉnh piston. Vì vậy mà khối lượng khí thiên đã được tập trung vào bên trong phần thể tích lõm và điều đặc biệt là động năng của dòng khí trong khu vực này đã được cải thiện đáng kể vì vậy mà nhiệt lượng được giải phóng nhanh hơn. Vì tốc độ toả nhiệt này sẽ làm ảnh hưởng đến khí thải của động cơ, đặc biệt là thành phần CO và NO_x.

4.3. Ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến khí thải



Hình 11. Ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến khí thải

Hình 11 trình bày kết quả ảnh hưởng của hình dạng đỉnh piston đến thành phần khí thải H-C, CO và NO_x đối với ba kiểu đỉnh piston Heron khác nhau. Thực hiện nghiên cứu về sự ảnh hưởng của hình dạng đỉnh Piston đến lượng khí thải của động cơ ở cùng điều kiện tốc độ động cơ $n = 1800$ vòng/phút, tỉ số nén $\varepsilon = 10$, $\lambda = 1$, áp suất nhiên liệu $P_f = 1$ bar và góc đánh lửa được điều chỉnh để đạt được mô men lớn nhất ($IT = MBT$), các kết quả cho thấy, nồng độ khí thải CO có xu hướng giảm dần từ Heron 1 về Heron 3. Nguyên nhân là khi tăng đường kính vệt lõm đỉnh Piston, quá trình hoà trộn nhiên liệu tốt hơn đã cải thiện được quá trình đốt cháy không hoàn toàn diễn ra bên trong xy lanh từ đó giảm được lượng phát thải khí CO. Do quá trình hình thành hỗn hợp nhiên liệu tốt hơn cùng với động năng xoáy và quá trình đốt cháy diễn ra nhanh dẫn đến tốc độ giải phóng nhiệt, nhiệt độ và áp suất đỉnh bên trong xy lanh tăng lên đã làm cho quá trình oxi hoá nhiên liệu diễn ra nhanh hơn do đó làm cho lượng khí thải NO_x có xu hướng tăng lên.

5. KẾT LUẬN

Phân tích các kết quả thu được từ “*Một nghiên cứu về ảnh hưởng của điều kiện làm việc và*

hình dạng đỉnh piston đến hiệu suất làm việc của động cơ CNG chuyển đổi”, các kết luận có thể được rút ra như sau:

Mô men của động cơ có xu hướng tăng lên khi tăng tỉ số nén của động cơ tuy nhiên hiện tượng kích nổ có xu hướng gia tăng mạnh hơn so với mô men sinh ra, vì vậy để tránh xảy ra kích nổ và để động cơ hoạt động an toàn trong vùng tốc độ từ 1000-2200 vòng/phút cần giảm tỉ số nén về $\square = 10$ so với động cơ nguyên bản.

Giảm tỉ số nén giúp tăng động năng rồi ở kì nạp và nửa đầu kì nén, có lợi cho quá trình hoà trộn, đốt cháy nhiên liệu và khả năng sinh công.

Piston đỉnh Heron luôn cho mô men động cơ cao hơn so với dạng phẳng (Flat) do đã cải thiện được quá trình cháy và rút ngắn được quá trình toả nhiệt. Do đó piston đỉnh Heron được xem là phù hợp với nhiên liệu dạng khí như CNG.

Đường kính vệt lõm trên đỉnh Piston (Heron) tăng lên đã giúp cải thiện được tình trạng cháy không hoàn toàn từ đó kiểm soát và giảm được lượng phát thải khí CO. Tuy nhiên cùng với tốc độ toả nhiệt tăng mạnh dẫn đến nhiệt độ buồng cháy tăng cao đã làm cho lượng phát thải khí NO_x có xu hướng tăng lên.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Barbouchi, Z & Bessrouer, Jamel. (2021). “*Turbulence study in the internal combustio engine*”.
- Bhasker, Pradeep & Krishnaiah, Ravi & E, Porpatham. (2016). Krishnaiah, R., Ekambaram, P., and Jayapaul, P., “*Investigations on the effect of Piston Squish Area on Performance and Emission Characteristics of LPG fuelled Lean Burn SI Engine*,” SAE Technical Paper 2016-28-0123, 2016.
- Chauhan Bhupendra Singh & Cho, Haeng-Muk. (2010). “*A Study on Experiment of CNG as a Clean Fuel for Automobiles in Korea*”. Journal of Korean Society for Atmospheric Environment. 26. 10.5572/KOSAE.2010.26.5.469.
- Dass, Jeevan & Lakshminarayanan, P A. (2020). “*Conversion of Diesel Engines for CNG Fuel Operation*”. 10.1007/978-981-15-0970-4_9.
- James Sevik, Michael Pamminger, Thomas Wallner, Riccardo Scarcelli, Steven Wooldridge, Brad Boyer, Scott Miers, Carrie Hall. “*Influence of Charge Motion and Compression Ratio on the Performance of a Combustion Concept Employing In-Cylinder Gasoline and Natural Gas Blending*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power DECEMBER 2018, Vol. 140 / 121501-1
- Krishna, R S. (2018). “*Conversion of diesel engine to cng engine of commercial vehicles and emission control*”.

- Lee, K.H., and Lee, C.S. (2003). “Effects of tumble and swirl flows on turbulence scale near top dead centre in a four-valve spark ignition engine”, Journal of Automobile Engineering, 217: 607-615.
- Muhammad ImranKhan, Tabassam Yasmeen, Muhamma Ijaz Khan, Muhammad Farooq, MuhammadWakeel, “Research progress in the development of natural gas as fuel for road vehicles: A bibliographic review (1991–2016)”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 66, December 2016, Pages 702-741.
- Young-Wook Chin, Ronald Douglas Matthews, Steven P. Nichols & Thomas M. Kiehne (1992), “Use of Fractal Geometry to Model Turbulent Combustion in SI Engines”, Combustion Science and Technology, 86:1-6, 1-30.

Abstract:

A STUDY ON THE EFFECT OF OPERATING CONDITION AND PISTON HEAD GEOMETRY ON ENGINE PERFORMANCE OF CONVERTED CNG ENGINE

Natural gas has known as a potential alternative fuel of internal combustion engines because of its advantages such as the research octane number is higher than that of gasoline, the low heat value is higher in comparison with gasoline and diesel, the safety in use. This paper presents a study on the influence of working conditions and the shape of the piston top on the performance of a natural gas engine. The obtained results show that it is necessary to reduce the compression ratio to $\varepsilon = 10$ for the engine to work safely in the speed range $n = 1000 - 2200$ rpm when converting Diesel engines into natural gas engines. However, in order to improve the thermal efficiency of the post-conversion engine, it is necessary to change the shape of the piston top. The influence of the piston top shape on the squish velocity is very large, so that the turbulent kinetic energy of the gas at the end of the compression is greatly increased. As a result, torque increases compared to flat top pistons, CO emissions tend to decrease but NOx emissions increase.

Keywords: Piston top shape, natural gas, operating condition, converted engine, operational performance.

Ngày nhận bài: 02/9/2021

Ngày chấp nhận đăng: 28/9/2021