

NGHIÊN CỨU KHẢ NĂNG THU HỒI NHIỆT NƯỚC LÀM MÁT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

STUDY OF THE POSSIBILITY OF COOLING WATER HEAT RECOVERY IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Khổng Vũ Quảng^{1,*}, Nguyễn Duy Tiến¹, Vũ Minh Diễn^{1,2}, Phạm Văn Trọng³
Lê Mạnh Tới¹, Lê Đăng Duy¹, Trần Anh Quân¹

TÓM TẮT

Cùng với sự phát triển kinh tế - xã hội, nhu cầu sử dụng năng lượng trong các ngành công nghiệp và giao thông vận tải ngày càng tăng cao. Trong khi đó, nguồn nhiên liệu xăng và diesel có nguồn gốc hóa thạch đang dần cạn kiệt trong tự nhiên, ảnh hưởng trực tiếp đến nguồn cung cấp cũng như vấn đề an ninh năng lượng. Vì vậy, bên cạnh việc phát triển các loại nhiên liệu thay thế, việc quản lý và nâng cao hiệu quả sử dụng các nguồn nhiên liệu hiện có đang là yêu cầu cũng như thách thức cho các quốc gia trên thế giới. Trong động cơ đốt trong có nhiều phương pháp để nâng cao hiệu quả sử dụng nhiệt. Trong đó, tận dụng nhiệt nước làm mát được coi là một trong những giải pháp đơn giản và đem lại hiệu quả cao. Nội dung bài báo sẽ trình bày các kết quả nghiên cứu xác định khả năng thu hồi nhiệt nước làm mát của kết thu hồi dạng tấm bằng phần mềm Ansys fluent. Kết quả cho thấy, hiệu suất thu hồi nhiệt nước làm mát phụ thuộc nhiều vào chế độ làm việc của động cơ đốt trong, trong điều kiện làm việc phù hợp của hệ thống thì có thể thu hồi hoàn toàn nhiệt lượng nước làm mát của động cơ đốt trong.

Từ khóa: Nhiệt nước làm mát; kết thu hồi nhiệt, truyền nhiệt.

ABSTRACT

Along with the socio-economic development, the demand for energy use in industries and transportation is increasingly high. Meanwhile, the fossil-fuel such as gasoline and diesel fuel sources are depleting, directly affecting the fuel supply as well as the safety of energy security. Therefore, in addition to finding alternative fuel sources, managing and improving the efficiency of using available fuel is a requesting challenge for country worldwide. In Internal Combustion Engine (ICE), there are many ways to improve heat usage efficiency. In which, utilizing the cooling water heat is considered a simple and highly effective method. This paper presents the research results that determine the cooling water heat recovery capacity by Ansys fluent software of a plate-type heat recovery tank. The outcomes show that the recovery efficiency of cooling water depends on the working mode of the ICE and under appropriate system conditions, it is possible to completely recover the cooling water heat output of the ICE.

Keywords: Cooling water heat, heat recovery tank, heat transfer.

¹Viện Cơ khí động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

²Khoa Công nghệ ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

³Khoa Ô tô, Trường Đại học Sao Đỏ

*Email: quang.khongvu@hust.edu.vn

Ngày nhận bài: 20/3/2020

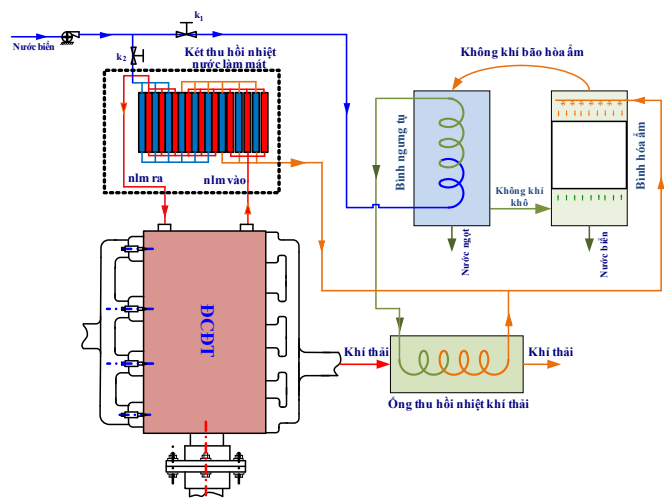
Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 14/6/2020

Ngày chấp nhận đăng: 24/6/2020

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

An ninh năng lượng và ô nhiễm môi trường đang là những thách thức của mọi quốc gia trên thế giới. Nhiều nghiên cứu cho thấy, động cơ đốt trong (ĐCĐT) tiêu thụ khoảng 60 ÷ 70% nhiên liệu hóa thạch và là nguồn phát thải chủ yếu các khí thải gây ô nhiễm môi trường không khí (CO, HC, NO_x, PM, SO_x) cũng như khí nhà kính CO₂ - nguyên nhân chính gây lên sự nóng lên toàn cầu [1,2]. Tuy nhiên, trong tương lai gần ĐCĐT vẫn sẽ là nguồn động lực chính của nhiều lĩnh vực đời sống như công nghiệp, nông nghiệp và giao thông vận tải. Do đó, giảm lượng nhiên liệu tiêu thụ và phát thải độc hại của ĐCĐT là yêu cầu cũng như thách thức cho các nhà nghiên cứu hiện nay. Một số nghiên cứu gần đây cho thấy, các động cơ hiện nay có thể đạt hiệu suất nhiệt lên tới 42 ÷ 48% khi được trang bị các công nghệ hiện đại như tăng áp, phun nhiên liệu trực tiếp, cháy với hỗn hợp nghèo với các chế độ làm việc phù hợp [3, 4, 5]. Tuy nhiên, trên các động cơ này vẫn còn hơn 50% năng lượng do đốt cháy nhiên liệu bị lãng phí ra môi trường xung quanh, chủ yếu thông qua nước làm mát và khí thải của ĐCĐT. Do vậy, tận dụng phần năng lượng nhiệt thải này đang là hướng nghiên cứu đầy triển vọng nhằm tiết kiệm nhiên liệu và nâng cao hiệu suất sử dụng nhiệt của ĐCĐT [6, 7]. Xuất phát từ nhu cầu thực tế hiện nay trên các tàu khai thác thủy sản xa bờ của Việt Nam, mỗi chuyến ra khơi ngoài các ngư cụ tàu phải mang theo một lượng lớn nước ngọt - nhu yếu phẩm thiết cho toàn bộ hành trình, đây là nguyên nhân chính làm tăng phụ tải của động cơ dẫn tới làm tăng chi phí nhiên liệu sử dụng cũng như giảm sút hiệu quả kinh tế trong quá trình khai thác. Vì vậy, tận dụng nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải của ĐCĐT để chưng cất nước ngọt từ nước biển là một giải pháp có thể giải quyết được những khó khăn nêu trên. Phương pháp này không những tăng hiệu suất sử dụng nhiệt của ĐCĐT mà còn giảm chi phí hoặc kéo dài thời gian của mỗi chuyến đi bằng cách tạo ra nước ngọt phục vụ nhu cầu sử dụng trên các phương tiện này. Tuy nhiên, do các tàu khai thác thủy sản xa bờ của nước ta hiện nay chủ yếu được trang bị ĐCĐT có dải công suất từ nhỏ đến trung bình, chế độ làm việc thường xuyên thay đổi, không gian bố trí khoang động cơ hạn chế, nên rất khó sử dụng các hệ thống tận dụng nhiệt đang được sử dụng phổ biến trên các tàu

hàng có dải công suất lớn [8]. Từ những lý do nêu trên, nhóm nghiên cứu đã phát triển một hệ thống tận dụng phối hợp nhiệt nước làm mát và khí thải của ĐCĐT để chưng cất nước ngọt từ nước biển phù hợp với các đối tượng này, sơ đồ hệ thống như thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống tận dụng nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải ĐCĐT để chưng cất nước ngọt từ nước biển

Để tăng khả năng tận dụng nhiệt nước làm mát cũng như làm cơ sở tính toán các thiết bị trong hệ thống chưng cất nước ngọt vừa đảm bảo kích thước nhỏ gọn vừa thuận lợi trong quá trình lắp đặt. Vì vậy, trong bài báo này nhóm tác giả tập trung nghiên cứu mô phỏng bằng phần mềm Ansys fluent nhằm xác định khả năng thu hồi của kết thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm khi chế độ làm việc của động cơ thay đổi. Các thông số điều kiện biên của mô hình như nhiệt lượng, nhiệt độ và lưu lượng nước làm mát theo chế độ làm việc của động cơ được thực hiện trên phần mềm AVL-Boost.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Quan điểm thiết kế kết thu hồi nhiệt nước làm mát

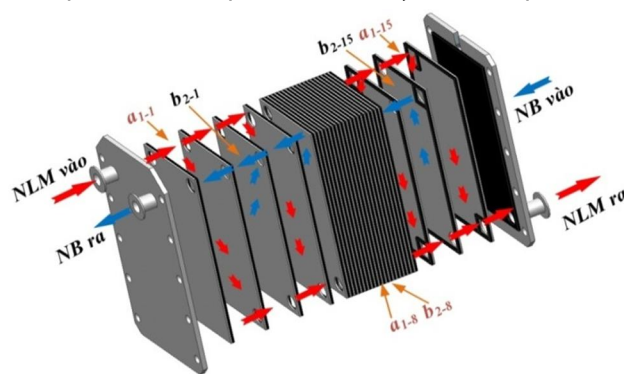
Với cách bố trí hệ thống tận dụng phối hợp nhiệt nước làm mát và nhiệt khí thải ĐCĐT để chưng cất nước ngọt được thể hiện trên hình 1, có thể thấy nhiệt lượng nước biển nhận trước khi vào bình hóa ẩm được cấp bởi nhiệt nước làm mát, nhiệt ngưng tụ và nhiệt khí thải. Trong đó, nước biển được bơm cấp lên hệ thống sẽ đi theo hai nhánh. Nhánh thứ nhất đi qua bình ngưng sẽ nhận nhiệt trong quá trình làm mát dàn ngưng sau đó đi qua ống thu hồi nhiệt khí thải ĐCĐT sẽ tiếp tục nhận nhiệt. Nhánh thứ hai sẽ đi qua kết thu hồi nhiệt nước làm mát, tại đây nước biển sẽ nhận nhiệt từ nước làm mát ĐCĐT trong quá trình trao đổi nhiệt. Nước biển sau khi ra khỏi các thiết bị thu hồi nhiệt sẽ hợp lại trước khi vào bình hóa ẩm. Để đảm bảo khi hóa ẩm không có thành phần muối theo thì nhiệt độ nước biển trước khi vào bình hóa ẩm phải duy trì 65 ÷ 70°C.

Trong quá trình làm việc do chế độ làm việc của ĐCĐT thường xuyên thay đổi dẫn đến nhiệt lượng nước làm mát mang theo cũng thay đổi, trong khi vẫn yêu cầu hệ thống tận dụng nhiệt, đảm nhận cả vai trò làm mát cho động cơ

hoạt động ổn định. Hơn nữa, để đạt hiệu suất thu hồi nhiệt cao và có kết cấu nhỏ gọn thuận lợi cho quá trình lắp đặt trong khoang tàu thì kết thu hồi cần có kết cấu hợp lý, hiệu suất trao đổi nhiệt cao. Do đó nhóm tác giả đã lựa chọn kết cấu trao đổi nhiệt dạng tấm như thể hiện trên hình 2, mô tả chi tiết được thể hiện trong mục 3.1. Quá trình nghiên cứu mô phỏng sẽ tập trung vào các chế độ sau:

- Mô phỏng quá trình trao đổi nhiệt diễn ra trong kết thu hồi nhiệt nước làm mát tại chế độ định mức, 100% tải và 2200v/ph.

- Đánh giá khả năng thu hồi nhiệt nước làm mát khi tốc độ động cơ thay đổi, 100% tải và tốc độ thay đổi từ 1400v/ph đến 2200v/ph với bước thay đổi 200v/ph.



Hình 2. Nguyên lý làm việc của kết thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm

2.2. Cơ sở tính toán thiết kế kết thu hồi nhiệt nước làm mát

Tính toán thiết kế các thiết bị trao đổi nhiệt là bài toán phức tạp, ngoài việc xác định các điều kiện ban đầu và điều kiện biên, hệ số trao đổi nhiệt có thể được coi là một đại lượng khó xác định chính xác, nên gây không ít ảnh hưởng đến kết quả. Tuy nhiên với phần mềm chuyên dụng Ansys fluent được xây dựng trên cơ sở lý thuyết hệ phương trình Navier-Stokes mô tả trao đổi năng lượng, động lượng và trao đổi chất của dòng môi chất, gồm các phương trình như sau [9].

Phương trình liên tục:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \tag{1}$$

Phương trình động lượng:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + p \cdot \vec{f} \tag{2}$$

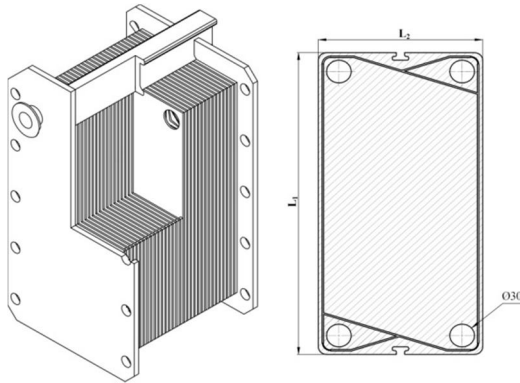
Phương trình năng lượng:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) \vec{v} \right] = -\nabla \cdot (\rho \vec{v}) + p q + p \cdot (\vec{f} \cdot \vec{v}) \tag{3}$$

Trong đó: t là thời gian; ρ là khối lượng riêng; v là tốc độ dòng; p là áp suất dòng; q là nhiệt lượng chuyển hóa riêng; e là nội năng; f là nội lực; S_m là khối lượng được thêm vào pha liên tục từ pha khuếch tán thứ 2 và các nguồn do người dùng định nghĩa.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG

3.1. Kết cấu kết thu hồi nhiệt nước làm mát



Hình 3. Kết cấu kết thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm

Trên cơ sở thông số kỹ thuật của động cơ diesel D243, đối tượng được lựa chọn trong quá trình nghiên cứu, như thể hiện trong bảng 1. Nhiệt lượng truyền cho nước làm mát được xác định để tính toán các thông số kết cấu của kết thu hồi nhiệt nước làm mát. Kết có kết cấu như thể hiện trên hình 3: gồm 31 tấm trao đổi nhiệt được lắp song song với nhau để tạo các kênh, trong đó 3 kênh tạo thành 1 cụm. Trong kết thu hồi nhiệt, nước biển và nước làm mát chuyển động xen kẽ giữa các tấm liền kề, song song và ngược chiều nhau trong các kênh, như thể hiện trên hình 2. Các tấm trao đổi nhiệt có kích thước hình học cơ bản như sau: chiều dài tấm, $L_1 = 400\text{mm}$; chiều rộng tấm, $L_2 = 200\text{mm}$; chiều dày tấm, $c = 3\text{mm}$. Mỗi tấm cách đều nhau một khoảng, $d = 5\text{mm}$.

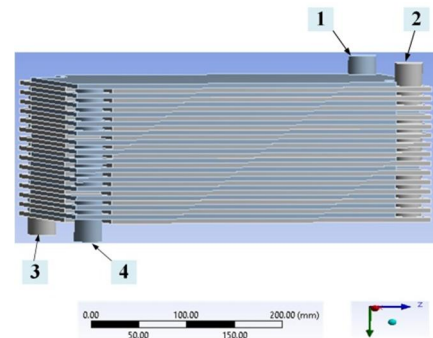
3.2. Xây dựng mô hình và chia lưới

Trên cơ sở kết cấu kết thể hiện trên hình 3, mô hình 3D gồm dòng nước biển, nước làm mát được xây dựng bằng phần mềm NX và đưa sang phần mềm Ansys fluent như thể hiện trên hình 4. Việc chia lưới mô hình 3D được thực hiện trên phần mềm Ansys fluent, trong đó gồm các kiểu lưới: hình tứ diện, hình lục giác, đa diện, hình chóp, hình lăng trụ tam giác. Ở đây một trong những vấn đề quan trọng cần xác định, nghiên cứu đó là quy luật dòng chảy ở lớp sát bề mặt giữa môi chất và thành tấm (lớp ranh giới). Thông qua một số nghiên cứu và thử nghiệm vận tốc của lớp ranh giới được chia làm 3 vùng: vùng chảy tầng, vùng quá độ và vùng lớp rối [10]. Trong Ansys fluent có 2 phương pháp tiếp cận lớp ranh giới, đó là mô hình số hóa Low-Reynolds và lý thuyết hàm tường. Trong nghiên cứu này đã sử dụng mô hình số hóa Low-Reynolds và lớp ranh giới sẽ được chia lưới đủ tốt để ô lưới đầu tiên được đặt hoàn toàn trong vùng chảy tầng, như thể hiện trên hình 5. Tuy nhiên, nhược điểm của cách này sẽ tốn thời gian chạy máy tính hơn nhưng sẽ cho kết quả chính xác hơn so với phương pháp lý thuyết hàm tường.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của động cơ D243

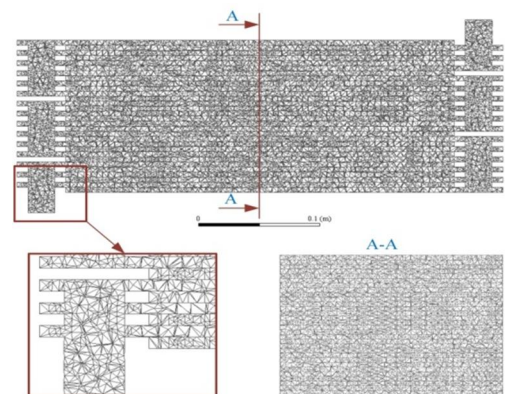
Các thông số	Giá trị
Loại động cơ	Diesel, 4 kỳ, không tăng áp
Thể tích công tác	4,75L

Đường kính x hành trình piston	110mm x 125mm
Tỷ số nén	16,7
Tốc độ định mức	2200v/ph
Công suất cực đại	56kW/2200v/ph
Mômen cực đại	286Nm/1500v/ph



Hình 4. Mô hình 3D kết thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm

1- nước biển vào; 2- nước làm mát ra; 3- nước làm mát ra; 4- nước biển vào



Hình 5. Mô hình chia lưới kết thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm

3.3. Điều kiện biên cho mô hình

Bảng 2. Điều kiện biên cho mô hình khi động cơ làm việc tại tốc độ 1400v/ph và tải thay đổi

Tải (%)	Q_{lm} (kJ/s)	T_{nfm} (K)	T_{nb} (K)
20	13,09	358	308
40	19,47	358	308
60	26,62	358	308
80	34,50	358	308
100	43,04	358	308

Bảng 3. Điều kiện biên cho mô hình khi động cơ chạy 100% tải và tốc độ thay đổi

Tốc độ (v/ph)	Q_{lm} (kJ/s)	T_{nfm} (K)	T_{nb} (K)
1400	43,04	358	308
1600	47,17	358	308
1800	45,69	358	308
2000	43,26	358	308
2200	45,50	358	308

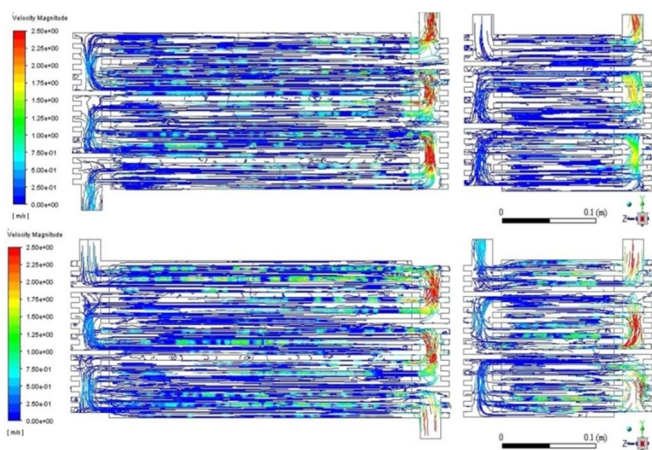
Trên cơ sở kết quả thử nghiệm và tính toán mô phỏng động cơ bằng phần mềm AVL-Boost đã xác định được nhiệt

lượng nước làm mát tại các chế độ làm việc của động cơ [7]. Giả thiết, nhiệt độ nước làm mát và nước biển vào két có giá trị lần lượt là $T'_{nlm} = 358K$; $T'_{nb} = 308K$, còn lưu lượng được điều chỉnh thay đổi theo từng chế độ khảo sát để đảm bảo nhiệt độ nước làm mát và nước biển ra khỏi két là $T''_{nlm} = 353K$; $T''_{nb} = 338K$. Như vậy các điều kiện biên cho mô hình trong các trường hợp khảo sát được thể hiện trong bảng 2 và 3.

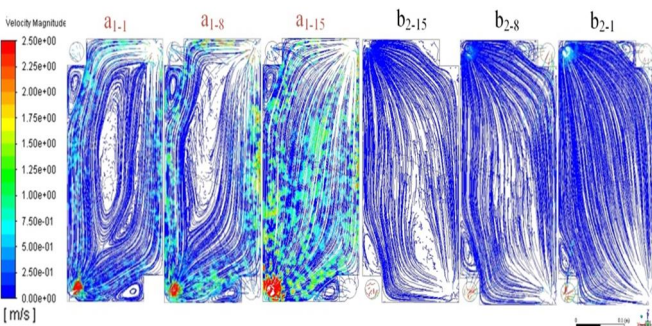
Ngoài ra, khi khai báo điều kiện biên cho mô hình mô phỏng trong Ansys fluent, ta giả thiết dòng chảy được phân bố đều tại đầu vào, đầu ra trước khi vào các kênh trao đổi nhiệt. Cường độ rối và đường kính thủy lực (đường kính đầu vào và đầu ra của môi chất) cũng được xác định trong quá trình tính toán mô phỏng. Cường độ rối có giá trị từ 1 ÷ 10% [11] (cường độ rối được ước tính từ mối tương quan theo kinh nghiệm trong Ansys fluent, thường nằm trong khoảng 5 ÷ 6%, các giá trị này phù hợp với các dòng chuyển động phức tạp).

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1. Phân bố vận tốc và nhiệt độ trong két thu hồi nhiệt nước làm mát



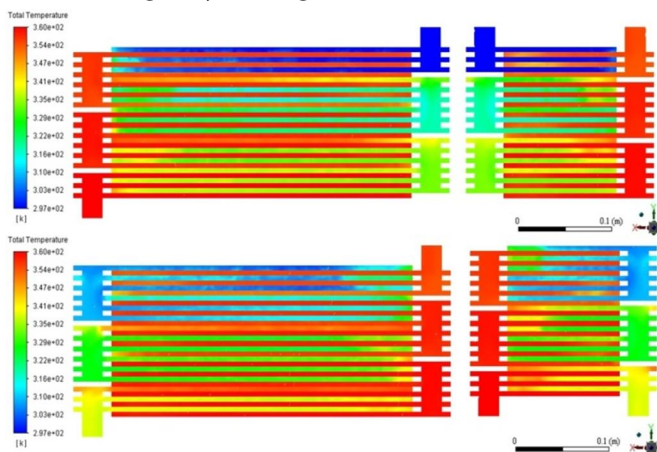
Hình 6. Phân bố vận tốc của nước làm mát và nước biển trong két thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm khi động cơ làm việc ở chế độ 100% tải và 2200v/ph



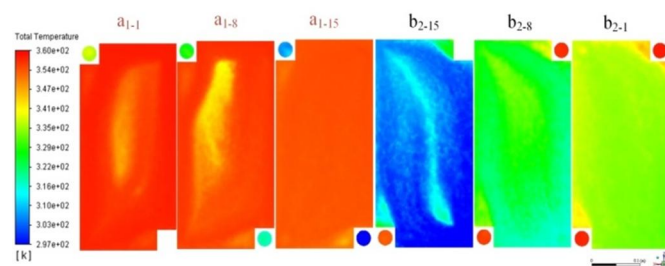
Hình 7. Phân bố vận tốc của nước làm mát và nước biển trong các kênh khi động cơ làm việc ở chế độ 100% tải và 2200v/ph

Phân bố vận tốc của nước làm mát và nước biển lưu động trong két thu hồi được thể hiện trên hình 6 và 7. Trong đó, hình 6 thể hiện sự phân bố vận tốc tại các tiết diện đầu vào và ra của 2 dòng môi chất. Kết quả cho thấy

vận tốc của nước làm mát và nước biển lưu động trong két thu hồi là gần giống nhau, vận tốc tại cửa vào và ra của 2 môi chất lớn hơn so với các vị trí bên trong tấm, hiện tượng này là do tiết diện tại các cửa vào và ra bé hơn so với tiết diện mặt cắt ngang của tấm. Phân bố vận tốc của nước làm mát (a_{1-1} , a_{1-8} , a_{1-15}) và nước biển (b_{2-1} , b_{2-8} , b_{2-15}) trong các kênh được thể hiện qua hình 7, kết quả cho thấy phân bố vận tốc của nước làm mát trong các kênh xuất hiện những vùng không chuyển động. Tuy nhiên, vận tốc của nước biển có xu hướng phân bố đều hơn trong các kênh. Ngoài ra, tại vị trí mép cạnh giữa các tấm trao đổi nhiệt thì phân bố vận tốc của 2 môi chất là tương đối đồng đều và có xuất hiện các vùng chuyển động rối.



Hình 8. Phân bố nhiệt độ của nước làm mát và nước biển trong két thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm khi động cơ làm việc ở chế độ 100% tải và 2200v/ph



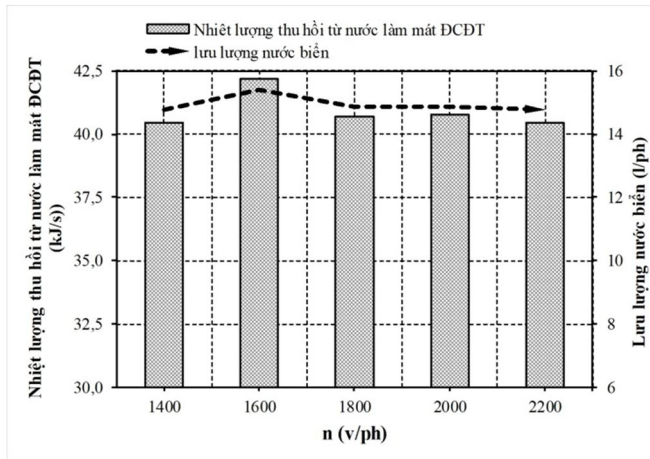
Hình 9. Phân bố nhiệt độ của nước làm mát và nước biển giữa các tấm trao đổi nhiệt khi động cơ làm việc ở chế độ 100% tải và 2200v/ph

Hình 8 và 9 thể hiện phân bố nhiệt độ của nước làm mát và nước biển trong két. Kết quả cho thấy, phân bố nhiệt độ của nước làm mát và nước biển là ngược nhau. Trong đó, nhiệt độ nước làm mát có xu hướng giảm dần theo chiều lưu động, trong khi nhiệt độ nước biển lại có xu hướng tăng theo chiều lưu động từ cửa vào cho đến cửa ra như thể hiện trên hình 8. Hình 9 thể hiện sự phân bố nhiệt độ của nước biển và nước làm mát trong các kênh. Kết quả cho thấy, nhiệt độ nước làm mát và nước biển có nhiệt độ tương đối đồng đều trên bề mặt các tấm trao đổi nhiệt, nhưng ở một số vị trí (vùng giữa tấm, mép cạnh tấm) trên một số tấm có nhiệt độ thấp hơn các vị trí còn lại. Nguyên nhân là do phân bố không đồng đều vận tốc của môi chất trao đổi nhiệt nên quá trình trao đổi nhiệt giữa môi chất chất với tấm trao đổi nhiệt kém hơn.

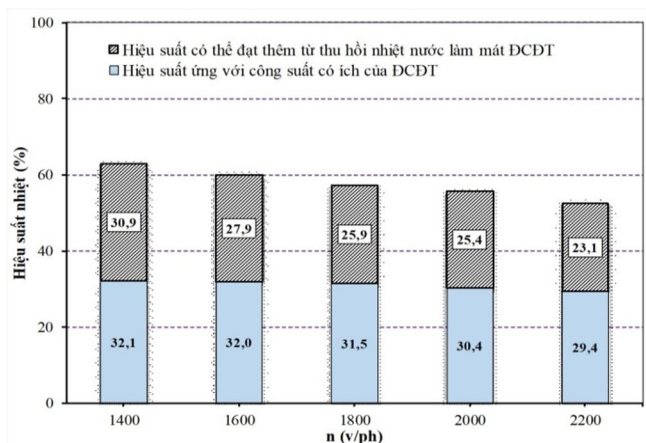
4.2. Ảnh hưởng của chế độ tải đến khả năng thu hồi nhiệt nước làm mát

4.2.1. Ảnh hưởng của tốc độ đến khả năng thu hồi nhiệt của nước làm mát

Nhiệt lượng thu hồi từ nước làm mát và lưu lượng nước biển qua két thu hồi nhiệt khi ĐCĐT làm việc tại 100% tải với tốc độ thay đổi được thể hiện trên hình 10. Kết quả cho thấy, nhiệt lượng thu hồi từ nước làm mát và lưu lượng nước biển qua két tỷ lệ nghịch với tốc độ động cơ và đạt giá trị cao nhất là $Q_{Re} = 42,16\text{kJ/s}$, $m_{nb} = 15,38\text{ l/ph}$ khi động cơ chạy ở 100% tải và 1600v/ph.



Hình 10. Nhiệt lượng thu hồi từ nước làm mát và lưu lượng nước biển qua két tại chế độ đặc tính tốc độ



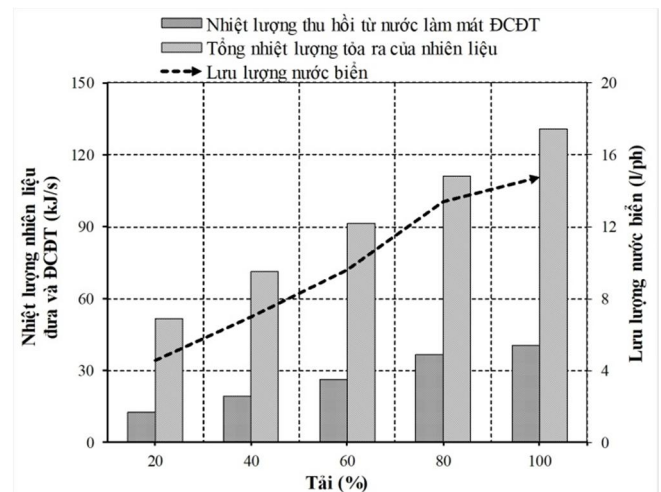
Hình 11. Hiệu suất sử dụng nhiệt của ĐCĐT có thể đạt được khi có thu hồi nhiệt nước làm mát tại chế độ đường đặc tính tốc độ

Hình 11 thể hiện hiệu suất sử dụng nhiệt của ĐCĐT ($\eta_{ĐCĐT}$) có thể đạt được khi sử dụng kết thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm khi tốc độ động cơ thay đổi. Kết quả cho thấy ở vùng tốc độ thấp, $\eta_{ĐCĐT}$ có thể tăng thêm 30,9% từ thu hồi nhiệt nước làm mát. Khi đó, $\eta_{ĐCĐT}$ có thể đạt tới 63% so với 32,1% khi không thu hồi nhiệt nước làm mát khi động cơ làm việc tại chế độ 100% tải và 1400v/ph. Kết quả này một phần là do khi ĐCĐT làm việc ở vùng tốc độ trung bình sẽ cho hiệu suất nhiệt cao và nhiệt lượng truyền cho nước làm mát thấp hơn, đồng thời khả năng thu hồi nhiệt của nước làm mát lại lớn. Vì vậy, trong nội dung tiếp theo,

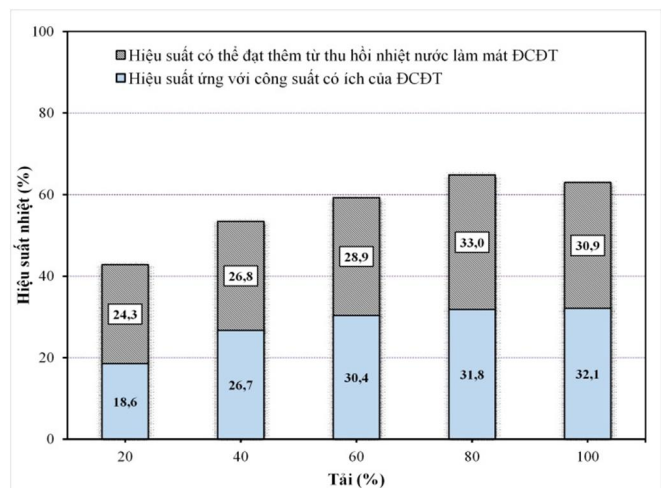
nhóm nghiên cứu sẽ đánh giá ảnh hưởng của chế độ tải đến khả năng thu hồi nhiệt của két khi động cơ làm việc tốc độ 1400 v/ph.

4.2.2. Đánh giá ảnh hưởng của tải đến khả năng thu hồi nhiệt của nước làm mát

Nhiệt lượng thu hồi từ nước làm mát và lưu lượng nước biển qua két thu hồi nhiệt khi ĐCĐT làm việc tại tốc độ 1400v/ph được thể hiện trên hình 12. Kết quả cho thấy, nhiệt lượng thu hồi từ nước làm mát và lưu lượng nước biển qua két tăng tỷ lệ thuận với tải động cơ và đạt giá trị cao nhất là $Q_{Re} = 40,01\text{kJ/s}$, $m_{nb} = 14,59\text{l/ph}$ khi động cơ làm việc tại 100% tải và tốc độ 1400v/ph.



Hình 12. Nhiệt lượng thu hồi từ nước làm mát và lưu lượng nước biển qua két tại chế độ đường đặc tính tải, tốc độ 1400v/ph



Hình 13. Hiệu suất thu hồi nhiệt của động cơ đốt trong có thể đạt được khi động cơ làm việc tại tốc độ 1400v/ph và tải thay đổi

Hình 13 thể hiện $\eta_{ĐCĐT}$ khi có và không có trang bị kết thu hồi nhiệt nước làm mát. Kết quả cho thấy khi tải tăng thì $\eta_{ĐCĐT}$ tăng, tuy nhiên $\eta_{ĐCĐT}$ có giá trị lớn nhất khi động cơ làm việc tại 80% tải và tốc độ 1400v/ph; $\eta_{ĐCĐT} = 64,8\%$ (tăng 33%). Kết quả này có thể do khi tăng tải thì nhiệt lượng thu hồi được từ nước làm mát tăng, dẫn đến hiệu thu hồi nhiệt tăng. Ngoài ra, khả năng thu hồi nhiệt của két khi động cơ làm tại 80% tải cao nhất có thể là do ở chế độ này lưu lượng

nước làm mát qua két không quá lớn dẫn đến tốc độ của nước làm mát thấp hơn khi động cơ chạy ở 100% tải, làm tăng thời gian trao đổi nhiệt giữa nước làm mát và nước biển nên khả năng thu hồi nhiệt của két tốt hơn.

5. KẾT LUẬN

Trên cơ sở các kết quả được trình bày và thảo luận ở trên có thể đưa ra một số kết luận sau:

+ Đã tính toán và mô phỏng thành công kết thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm trên phần mềm Ansys fluent. Từ đó đã phân tích đánh giá phân bố vận tốc và nhiệt độ của nước làm mát và nước biển bên trong két thu hồi.

+ Hiệu suất thu hồi phụ thuộc nhiều vào chế độ làm việc của ĐCĐT. Cụ thể, hiệu suất thu hồi tỷ lệ thuận với tải và tỷ lệ nghịch với tốc độ động cơ.

+ $\eta_{\text{ĐCĐT}}$ khi trang bị thêm két thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm sẽ được cải thiện đáng kể, và tăng tới 64,8% so với 31,8% tại chế độ 80% tải, tốc độ 1400v/ph.

+ Lưu lượng nước biển và lượng nhiệt thu hồi của két thu hồi nhiệt nước làm mát dạng tấm là tham số cơ sở quan trọng để nghiên cứu tính toán các kết cấu của các thiết bị khác trong hệ thống.

Technnology Conference, Banff, Alberta, Canada, 22-23 March 2007. (M. Dietrich, A. Vlooswijk). NBEC. Canada, pp 67-78.

[11]. *Ansys Fluent Theory Guide*. Accessed 15 August 2018. <URL: <https://fr.scribd.com/document/342817281/ANSYS-Fluent-Theory-Guide>>.

AUTHORS INFORMATION

Khong Vu Quang¹, Nguyen Duy Tien¹, Vu Minh Dien^{1,2},

Le Manh Toi¹, Le Dang Duy¹, Tran Anh Quan¹, Pham Van Trong³

¹School of Transportation Engineering, Hanoi University of Science and Technology

²Faculty of Automobile Technology, Hanoi University of Industry

³Faculty of Automobile Engineering, Sao Do University

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Phạm Minh Tuấn, 2013. *Khí thải Động cơ và ô nhiễm môi trường*. NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.

[2]. Phạm Minh Tuấn, 2013. *Giáo trình Động cơ đốt trong*. NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.

[3]. Vincenzo De Bellis, et al, 2014. *1D simulation and experimental analysis of a turbocharger turbine for automotive engines under steady and unsteady flow conditions*. Energy Procedia. 45, pp 909 – 918. Open access.

[4]. A. Poran, L. Tartakovsky, 2017. *Performance and emissions of a direct injection internal combustion engine devised for joint operation with a high-pressure thermochemical recuperation system*. Energy. 124, pp 214 - 226.

[5]. Zidan Xu, et al, 2019. *Combustion variation control strategy with thermal efficiency optimization for lean combustion in spark-ignition engines*. Applied Energy. 251, 113329

[6]. Shan Lin, et al, 2019. *Dynamic performance investigation for two types of ORC system driven by waste heat of automotive internal combustion engine*. Energy. 169, pp 958-971.

[7]. Haoqi Yang, et al, 2018. *Optimization of thermoelectric generator (TEG) integrated with three-way catalytic converter (TWC) for harvesting engine's exhaust waste heat*. Applied Thermal Engineering. 144, pp 628-638.

[8]. Farzad Mohammadkhani, et al, 2019. *A zero-dimensional model for simulation of a Diesel engine and exergoeconomic analysis of waste heat recovery from its exhaust and coolant employing a high-temperature Kalina cycle*. Energy Conversion and Management. 198.

[9]. K.David Huang, Khong Vu Quang, Kuo-Tung Tseng, 2009. *Sudy of the effect of contraction of cross-sectional area on flow energy merger in hybrid pneumatic power system*. Applied Energy. 86, pp 2171-2182.

[10]. A.Neale, et al, 2007. *Determination of surface convective heat transfer coefficients by CFD*. Proceedings of the 11th NBEC Canadian Building Science and