

KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG BIÊN DẠNG CÁNH ĐẾN SỰ PHÂN BỐ NHIỆT ĐỘ CỦA BỘ THU NHIỆT

THE EFFECT OF FIN PROFILE ON TEMPERATURE DISTRIBUTION OF HEAT EXCHANGER BASE

Nguyễn Ngọc Hữu, Phạm Quang Minh, Hồng Đức Thông

Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo này khảo sát sự phân bố nhiệt độ trên mặt đế của bộ thu nhiệt được sử dụng cho bộ phát nhiệt điện sử dụng khí thải xe gắn máy. Bốn mô hình biên dạng cánh được đề xuất để mô phỏng; trong đó có mô hình nguyên thủy có biên dạng cánh thu nhiệt hình chữ nhật và ba biên dạng cánh còn lại có dạng hình thang được chỉnh sửa từ mô hình nguyên thủy. Kết quả cho thấy, biên dạng cánh bộ thu nhiệt ảnh hưởng đáng kể đến sự phân bố nhiệt độ trên mặt đế của nó. Với một kết cấu bộ thu nhiệt cho trước sẽ có một biên dạng cánh tối ưu để tạo ra sự đồng nhất nhiệt độ trên mặt đế. Trong nghiên cứu này, Mô hình 3 có biên dạng hình thang với chiều cao cạnh nhỏ là 34 mm, cho kết quả phân bố nhiệt độ đồng đều nhất; và chênh lệch nhiệt độ lớn nhất giữa các vị trí lắp bộ phát nhiệt điện có thể được cải thiện 87 – 92% tùy vào tốc độ của động cơ.

Từ khóa: *Biên dạng cánh; Bộ thu nhiệt; Phân bố nhiệt độ; Sự đồng nhất nhiệt độ; Bộ phát nhiệt điện.*

ABSTRACT

This paper investigates the temperature distribution on the base of the heat exchanger used in the motorcycle thermoelectric generator. Four fin profile models are proposed for simulation; the original model with a rectangular fin profile and the other three with a trapezoidal shape modified from the original model. The results show that the fin profile of the heat exchanger significantly affects the temperature distribution on its base. With a given heat exchanger configuration, there is an optimal fin profile to produce temperature uniformity across the base surface. In this study, Model 3 has a trapezoidal profile with a small side height of 34 mm, resulting in the most uniform temperature distribution; and the maximum temperature difference between the thermoelectric generator positions can be improved by 87 - 92% depending on the engine speed.

Keywords: *Fin profile; Heat exchanger; Temperature distribution; Temperature uniformity; Thermoelectric generator.*



1. GIỚI THIỆU

Sự cạn kiệt các nguồn nhiên liệu hóa thạch và vấn đề nóng lên của trái đất là một trong những mối quan tâm chính của các quốc gia trên thế giới trong những năm gần đây. Để giải quyết các vấn đề này, đòi hỏi con người phải có các giải pháp như sử dụng các nguồn năng lượng thay thế, năng lượng tái tạo, nâng cao năng suất và hiệu quả sử dụng nhiên liệu,... Như chúng ta đã biết, việc sử dụng động cơ đốt trong hiện nay cũng chỉ đạt hiệu suất khoảng 35 - 40% hiệu suất, một lượng năng lượng lớn dưới dạng nhiệt thải ra môi trường rất lãng phí.

Với sự phát triển công nghệ bán dẫn hiện nay, việc sử dụng bộ phát nhiệt điện (Thermoelectric Generator – TEG) được xem như là một giải pháp khả thi để thu hồi lượng nhiệt trong khí thải động cơ đốt trong và chuyển hóa thành điện năng. Lĩnh vực này thu hút được rất nhiều nhà nghiên cứu quan tâm. Đặc biệt trong đó có Karnoven và cộng sự [1] kết luận rằng TEG có thể thu hồi năng lượng hiệu quả hơn việc sử dụng chu trình Rankine cho động cơ đốt trong. Tuy nhiên, để ứng dụng TEG vào thực tế thì còn rất nhiều vấn đề cần nghiên cứu giải quyết. Sự phân bố nhiệt độ không đồng đều trên mặt nóng theo chiều dòng chảy khí thải là một trong số những vấn đề đó. Hiện tượng này khiến các mô đun TEG phát ra công suất không đều nhau, dẫn tới giảm công suất của hệ thống gồm nhiều mô đun [2]. Ngoài ra, sự phân bố nhiệt độ không đều cũng làm giảm tuổi thọ của các TEG do ứng suất nhiệt và do nhiệt độ cục bộ tại các vùng trên nó cao hơn nhiệt độ cho phép.

Nhiều nghiên cứu đã đề xuất các kết cấu và hình dạng khác nhau của bộ trao đổi nhiệt cho hệ thống TEG để tăng sự đồng đều nhiệt độ. Musial và cộng sự [3] nghiên cứu mô phỏng ảnh hưởng của cấu trúc hình nón đặt ở trung tâm của hệ thống TEG đến sự đồng đều nhiệt độ dọc theo bộ trao đổi nhiệt. Kết quả mô

phỏng cho thấy, cấu trúc này đã nâng cao sự đồng đều nhiệt độ trong bộ trao đổi nhiệt, giúp nâng cao đáng kể hiệu quả của hệ thống TEG. Tang và cộng sự [4] mô phỏng CFD để nghiên cứu dòng khí thải bên trong của ba bộ trao đổi nhiệt với các cấu hình khác nhau của cánh thu nhiệt. Các cánh thu nhiệt đã tăng cường sự phân bố trường vận tốc dòng khí thải và góp phần cải thiện sự đồng đều nhiệt độ và áp suất ngược của hệ thống TEG. Liu và cộng sự [5] thiết kế một bộ trao đổi nhiệt mới với các cánh hướng dòng ở đầu vào và các cánh thu nhiệt đặt lộn xộn bên trong khoang. So với thiết bị trao đổi nhiệt ban đầu không có cánh tản nhiệt bên trong, thiết bị mới có điện trở dẫn nhiệt thấp hơn, nhiệt độ bề mặt cao hơn và phân bố nhiệt độ đồng đều hơn.

Tương tự như các nghiên cứu trên, một số kết cấu đã được đề xuất và khảo sát trong các nghiên cứu trước của chúng tôi [6-9] để cải thiện sự đồng đều nhiệt độ trên mặt cắt ngang của bộ trao đổi nhiệt. Các kết cấu tối ưu của cánh hướng dòng ở phần đầu và cách bố trí ống thoát thải ở phần đuôi đã tăng sự đồng đều nhiệt độ trên mặt cắt ngang của bộ trao đổi nhiệt. Tuy nhiên, tăng sự đồng đều theo chiều dọc của bộ trao đổi nhiệt là vẫn cần thiết vì sự chênh lệch nhiệt độ theo chiều dọc ống khí thải là tương đối lớn.

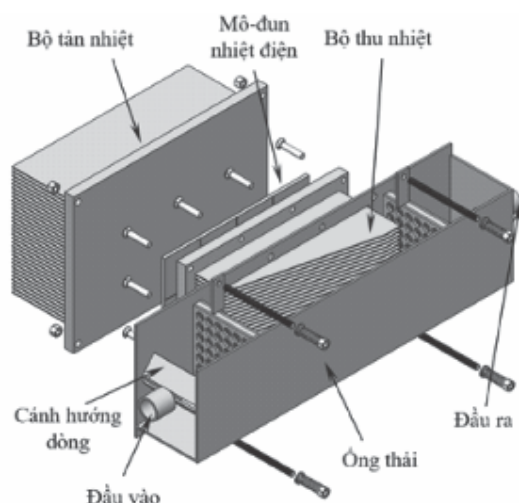
Trong nghiên cứu này, chúng tôi đề xuất các biên dạng cánh khác nhau mà có thể tạo ra sự đồng đều nhiệt độ trên bề mặt thu nhiệt của thiết bị phát nhiệt điện sử dụng khí thải xe gắn máy, sau đó tiến hành khảo sát mô phỏng trường nhiệt độ trên bề mặt thu nhiệt bằng phần mềm ANSYS Fluent.

2. MÔ PHỎNG CFD

2.1. Kết cấu của bộ phát nhiệt điện (BPNT)

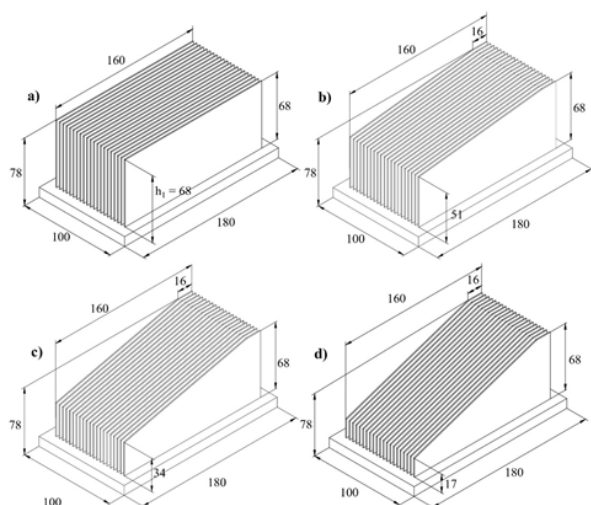
Cấu tạo của BPNT được kế thừa từ các nghiên cứu trước, kết cấu của BPNT được

thể hiện trong Hình 1. BPNĐ bao gồm 4 phần chính: Ống khí thải, bộ thu nhiệt, mô-đun nhiệt điện, bộ tản nhiệt. Ống khí thải có dạng hình hộp chữ nhật với kích thước mặt cắt là 90x68 mm, và dài 350 mm, được chia thành 3 ngăn bằng hai lưới tiêu âm. Phần đầu được lắp đặt 2 cánh hướng dòng, được tối ưu để tạo sự đồng đều dòng khí trong ống thải [8]. Phần giữa là vị trí lắp đặt bộ thu nhiệt.



Hình 1. Kết cấu của bộ phát nhiệt điện.

2.2. Các kết cấu của bộ thu nhiệt (BTN)



Hình 2. Kết cấu các BTN sử dụng trong mô phỏng:
a) Mô hình 1 (mô hình nguyên thủy), b) Mô hình 2,
c) Mô hình 3, và d) Mô hình 4.

Bộ thu nhiệt nguyên thủy có các cánh với biên dạng hình chữ nhật được liên kết với nhau thông qua một đế dày 10 mm với các thông số kết cấu gồm: kích thước tổng thể, $D \times R \times C = 180 \times 100 \times 78$ mm; kích thước của cánh $D \times R = 160 \times 68$ mm; số lượng cánh $N_f = 21$; độ dày cánh, $t = 1$ mm và khoảng cách cánh, $s = 3$ mm.

Các tác giả đề xuất 3 mô hình bộ thu nhiệt cải tiến trên mô hình nguyên thủy để khảo sát lại sự phân bố nhiệt độ trên đế BTN. Với ý tưởng là năng lượng nhiệt của dòng khí thải tại đầu vào sẽ cao hơn tại đầu ra ống khí thải, nên diện tích cánh thu nhiệt của phần đầu cần thiết sẽ nhỏ hơn so với phần sau. Do đó, các mô hình đề xuất sẽ có biên dạng hình thang với chiều cao cạnh đầu, h_1 , lần lượt là 51, 34, và 17 mm sẽ tương ứng cho các Mô hình 2, Mô hình 3 và Mô hình 4. Các mô hình khảo sát trong nghiên cứu này được thể hiện trong Hình 2, trong đó Mô hình 1 là mô hình BTN nguyên thủy được sử dụng trong các nghiên cứu trước [6-9].

2.3. Mô tả mô phỏng và lưới tính toán

Trong nghiên cứu này, mục tiêu là khảo sát sự đồng đều nhiệt độ trên đế mặt nóng BTN theo chiều dọc ống khí thải, do đó mô hình mô phỏng chỉ bao gồm ống khí thải, và BTN. Sự trao đổi nhiệt trong mô hình mô phỏng xảy ra giữa khí thải, BTN và môi trường ngoài tại đế của BTN. Các bề mặt còn lại của ống khí thải được giả định không trao đổi nhiệt. Bề mặt đế của BTN được cài đặt trao đổi nhiệt đối lưu với môi trường bên ngoài có nhiệt độ 30°C và hệ số trao đổi nhiệt đối lưu là 5 W/m²K.

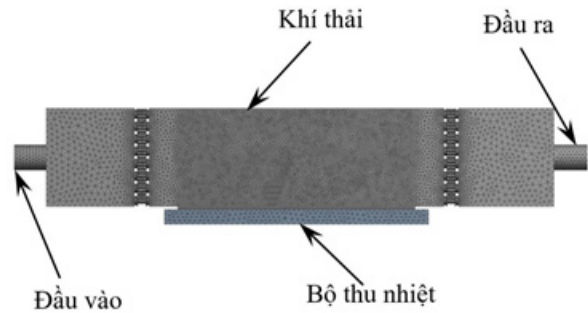
Mỗi mô hình được mô phỏng ở 3 tốc độ động cơ là 990, 2955 và 4925 vòng/phút, các giá trị này tương ứng với vận tốc xe khoảng 10, 30 và 50 km/h. Các thông số vận tốc, khối lượng riêng, độ nhớt và hệ số dẫn nhiệt của khí

thải được tính toán từ quá trình cháy của động cơ xe Honda Wave Alpha 110cc. Áp suất khí thải ở đầu ra được cài đặt bằng bằng với áp suất khí trời. Thông số vật lý của khí thải được trình bày trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số vật lý của khí thải ở các tốc độ khác nhau của động cơ.

Thông số vật lý của khí thải	Tốc độ (vòng/phút)		
	990	2955	4925
Vận tốc (m/s)	3.55	10.62	17.71
Nhiệt độ đầu vào (K)	387	584	712
Khối lượng riêng (kg/m ³)	0.981	0.583	0.474
Độ nhớt động lực học (Ns/m ² .10 ⁶)	20.18	28.18	36.55
Hệ số dẫn nhiệt (W/mK)	0.03	0.0435	0.0518

Lưới không cấu trúc Tetrahedral được sử dụng để rời rạc hóa mô hình. Hình 3 thể hiện mô hình chia lưới của khí thải trong ống xả và BTN. Để đảm bảo độ chính xác của kết quả mô phỏng, tiêu chuẩn chất lượng lưới Skewness được áp dụng. Hệ số Skewness trung bình của các lưới tính toán nằm trong khoảng 0,223 ÷ 0,245, đều nằm trong vùng chỉ số chất lượng tốt. Để đánh giá sự độc lập kết quả của lưới tính toán được thực hiện cho Mô hình 1. Bảng 2 trình bày giá trị nhiệt độ trung bình trên bề mặt để của BTN với nhiều mức lưới khác nhau. Sai số của mức lưới 9 triệu phần tử so với 10 triệu phần tử là 0,003%. Do đó, mức lưới 9 triệu phần tử được chọn để sử dụng cho tất cả trường hợp để đảm bảo tính chính xác và tiết kiệm tài nguyên máy tính.



Hình 3. Lưới tính toán của mô hình mô phỏng.

Bảng 2. Nhiệt độ trung bình trên bề mặt của BTN với các số phần tử khác nhau:

Số phần tử lưới	Nhiệt độ trung bình mặt để BTN	Sai số (%)
5,018,976	691.87	0.221
6,250,547	690.34	0.146
7,201,674	689.33	0.075
8,017,682	688.81	0.028
9,025,763	688.62	0.003
10,134,592	688.60	0.000

2.4. Cơ sở lý thuyết

Các mô hình được phân tích mô phỏng CFD thông qua phần mềm ANSYS Fluent. Các phương trình tính toán gồm: phương trình liên tục, phương trình momen và phương trình năng lượng [10] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) \quad (3)$$

Trong đó: ρ là khối lượng riêng của khí

thải; t là thời gian; $\vec{u}$ là véc-tơ vận tốc; p là áp suất tĩnh; $\vec{g}$ là gia tốc trọng trường; $\bar{\pi}$ là tensor ứng suất; E là tổng năng lượng; T là nhiệt độ; k_{eff} là hệ số dẫn nhiệt; $\vec{j}$ là diffusion flux; h là enthalpy.

Mô hình rối $k - \varepsilon$ được sử dụng để giải các phương trình liên tục và momen. Mô hình này được đánh giá phù hợp cho dòng khí thải chảy trong ống với hệ số Reynold cao và rối nhiều. Phương trình của mô hình $k - \varepsilon$ được thể hiện như sau [10]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

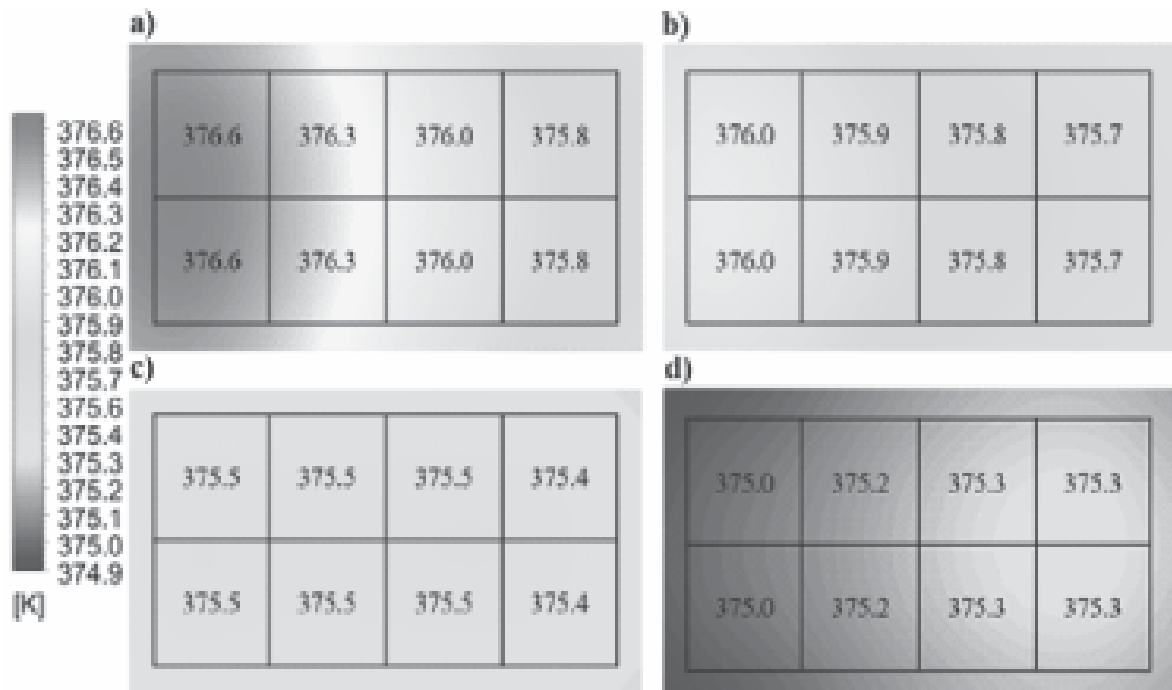
Độ nhớt rối μ_t :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

Trong đó: μ là độ nhớt động lực học; k là động năng rối; ε là tốc độ tiêu tán năng lượng rối; u_i là véc-tơ vận tốc thành phần; x_i, x_j là hệ tọa độ hình chữ nhật; G_k là sự tạo ra động năng rối do gradient vận tốc trung bình; G_b là sự tạo ra động năng rối do lực nổi; $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1$ và $\sigma_\varepsilon = 1,3$ là các hằng số của mô hình.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

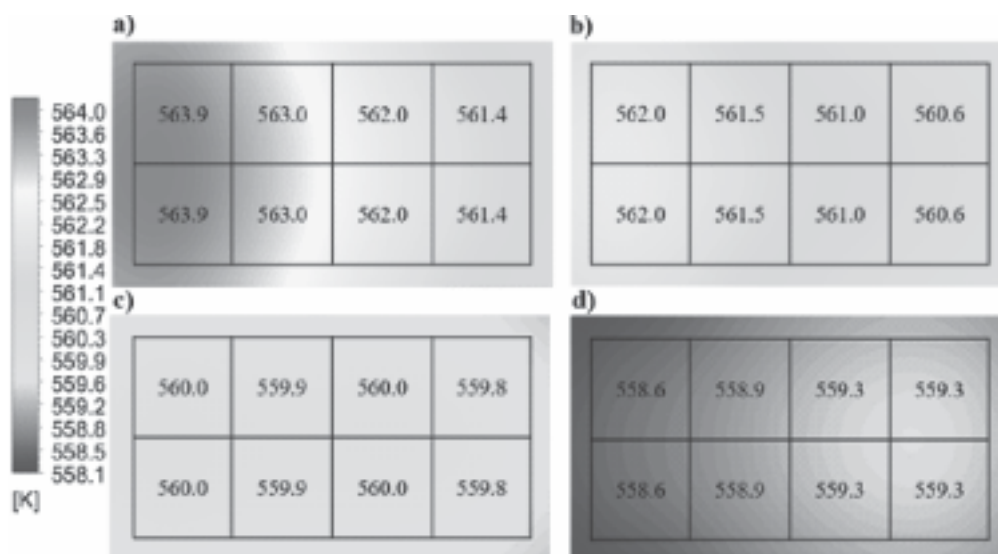
3.1. Phân bố nhiệt độ trên mặt đế của BTN



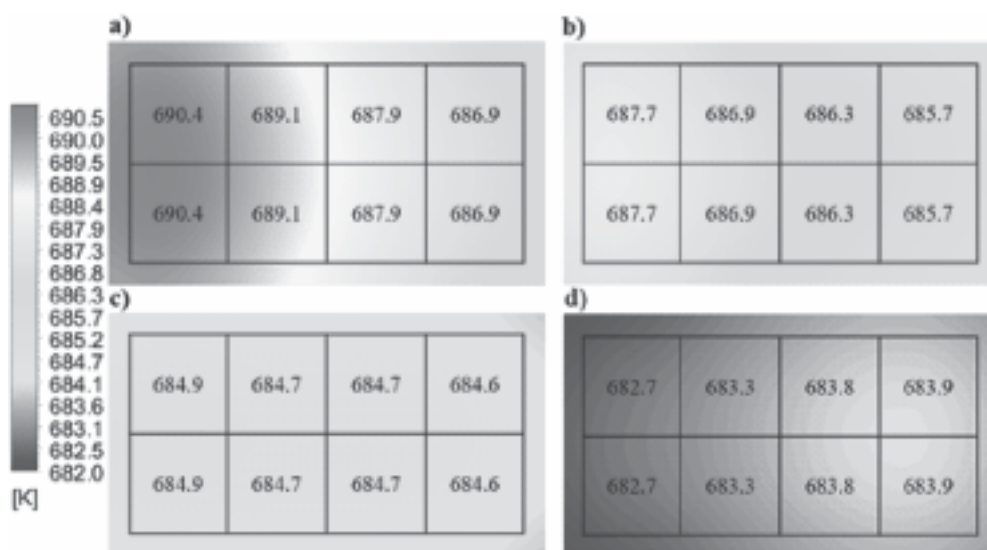
Hình 4. Phân bố nhiệt độ trung bình trên mặt đế BTN tại các vị trí TEG tại 990 vòng/phút:

a) Mô hình 1, b) Mô hình 2, c) Mô hình 3, d) Mô hình 4.





Hình 5. Phân bố nhiệt độ trung bình trên mặt đế BTN tại các vị trí TEG tại 2955 vòng/phút: a) Mô hình 1, b) Mô hình 2, c) Mô hình 3, d) Mô hình 4.



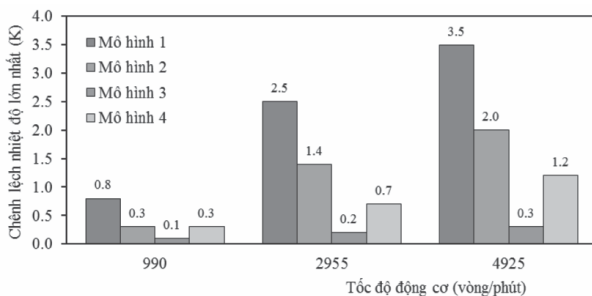
Hình 6. Phân bố nhiệt độ trung bình trên mặt đế BTN tại các vị trí TEG tại 4925 vòng/phút: a) Mô hình 1, b) Mô hình 2, c) Mô hình 3, d) Mô hình 4.

Nhiệt độ trung bình tại các vị trí lắp TEG trên mặt đế BTN ở các tốc độ động cơ 990, 2955 và 4925 vòng/phút, được trình bày trong các Hình 4, 5 và 6. Nhiệt độ trung bình của mặt đế BTN giảm dần khi diện tích cách thu nhiệt giảm. Tuy nhiên, sự phân bố nhiệt độ có sự khác nhau rõ rệt. Mô hình 1 và 2 có nhiệt độ cao nằm ở phía đầu vào ống thải và giảm

dần về phía đuôi; trong khi đó Mô hình 4 thì ngược lại, nhiệt độ thấp nằm ở phía đầu vào ống thải và tăng dần về phía đuôi; Mô Hình 3 cho nhiệt độ tương đối đồng đều. Điều này được giải thích như sau: Mô hình 1 và 2 có chiều cao cánh phần đầu nhận năng lượng nhiệt lớn hơn, làm cho năng lượng khí thải giảm mạnh dẫn đến phần diện tích cánh phía sau hấp thụ

lượng nhiệt nhỏ hơn, kết quả là nhiệt độ trên bề mặt phía sau thấp hơn trước. Ngược lại, Mô hình 4 có chiều cao cánh trước quá nhỏ không nhận được lượng nhiệt bằng cánh phía sau mặc dù là năng lượng khí thải vào phần trước cánh lớn hơn phần sau. Mô hình 3 cho thấy có sự cân bằng tương đối của việc hấp thụ năng lượng qua các vị trí trên cánh thu nhiệt ở cả 3 tốc độ động cơ khác nhau.

3.2. Chênh lệch nhiệt độ lớn nhất tại vị trí đặt TEG



Hình 7. Chênh lệch nhiệt độ lớn nhất giữa các vị trí đặt TEG trên bề mặt của 4 mô hình BTN ở các tốc độ động cơ khác nhau.

Chênh lệch nhiệt độ lớn nhất giữa các vị trí đặt TEG trên bề mặt BTN của các mô hình tại các tốc độ động cơ khác nhau được khảo sát và so sánh trong Hình 7. Kết quả cho thấy độ chênh lệch nhiệt độ tăng lên khi tốc độ động cơ tăng. Mô hình 1, mô hình nguyên thủy, có giá trị chênh lệch nhiệt độ cao nhất đến 3,5K ở tốc độ động cơ 4925 vòng/phút. Mô hình 3 có độ chênh lệch thấp nhất, trong khoảng 0,1 ÷ 0,3K. Mô hình 3 cải thiện được khoảng 87 ÷ 92% độ chênh lệch nhiệt độ so với mô hình nguyên bản.

4. KẾT LUẬN

Sự phân bố nhiệt độ trên bề mặt của 4 mô hình bộ thu nhiệt (BTN) có biên dạng cánh khác nhau đã được khảo sát trong nghiên cứu này thông qua mô phỏng CFD. Kết quả của

nghiên cứu được kết luận lại như sau:

- Nhiệt độ trung bình tại các vị trí lắp TEG trên bề mặt BTN biến thiên theo diện tích cánh thu nhiệt. Diện tích càng lớn nhiệt độ càng cao và ngược lại.

- Tùy vào biên dạng cánh mà độ đồng nhất nhiệt độ trên bề mặt BTN có giá trị khác nhau. Kết quả khảo sát trong nghiên cứu này, nhiệt độ trên bề mặt BTN có thể tăng nhưng cũng có thể giảm từ vị trí đầu ống khí thải cho đến cuối ống.

- Mỗi mô hình sẽ có một biên dạng cánh thu nhiệt nhất định để tạo ra sự đồng đều nhiệt độ. Trong bài báo này, Mô hình 3, cánh có biên dạng hình thang và cạnh đầu có chiều cao 34 mm, cho kết quả phân bố nhiệt độ đồng đều nhất. Chênh lệch nhiệt độ lớn nhất giữa các vị trí lắp TEG có thể được cải thiện 87 – 92% tùy vào tốc độ của động cơ.

Để có được sự đồng đều nhiệt độ trên bề mặt của BTN, có thể làm giảm lượng nhiệt hấp thụ qua cánh, điều này có thể dẫn đến công suất phát điện của thiết bị nhiệt điện giảm. Tuy nhiên, sự đồng đều nhiệt độ của trên bề mặt BTN có thể đem lại sự đồng đều điện áp và dòng điện phát của các TEG, từ đó giúp cải thiện công suất và hiệu suất chung của bộ phát nhiệt điện. Hơn nữa, nhiệt độ đồng đều giữa các TEG giúp tăng tuổi thọ của chúng do giảm được ứng suất nhiệt.

Lời cảm ơn:

Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: 08/9/2022

Ngày phản biện: 23/9/2022



Tài liệu tham khảo:

- [1]. M. Karvonen, R. Kapoor, A. Uusitalo, V. Ojanen; *Technology competition in the internal combustion engine waste heat recovery: A patent landscape analysis*, J Clean Prod. 112 (2016) 3735–3743. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2015.06.031>.
- [2]. Z.G. Shen, L.L. Tian, X. Liu; *Automotive exhaust thermoelectric generators: Current status, challenges and future prospects*, Energy Convers Manag. 195 (2019) 1138–1173. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.087>.
- [3]. M. Musiał, M. Borcuch, K. Wojciechowski; *The Influence of a Dispersion Cone on the Temperature Distribution in the Heat Exchanger of a Thermoelectric Generator*, J Electron Mater. 45 (2016) 1517–1522. <https://doi.org/10.1007/s11664-015-4090-0>.
- [4]. Z.B. Tang, Y.D. Deng, C.Q. Su, X.H. Yuan; *Fluid Analysis and Improved Structure of an ATEG Heat Exchanger Based on Computational Fluid Dynamics*, J Electron Mater. 44 (2015) 1554–1561. <https://doi.org/10.1007/s11664-014-3472-z>.
- [5]. X. Liu, C.G. Yu, S. Chen, Y.P. Wang, C.Q. Su; *Experiments and simulations on a heat exchanger of an automotive exhaust thermoelectric generation system under coupling conditions*, J Electron Mater. 43 (2014) 2218–2223. <https://doi.org/10.1007/s11664-014-3015-7>.
- [6]. T.D. Hong, Q.T.P. Nghiem, T. v. Mai, L.T. Le; *A numerical simulation and experimental study on thermal uniformity of heat exchanger in motorcycle thermoelectric generator unit*, JP Journal of Heat and Mass Transfer. 22 (2021) 89–105. <https://doi.org/10.17654/HM022010089>.
- [7]. T.D. Hong, Q.T.P. Nghiem, B.T. Nguyen, T. van Mai; *Study on the effects of guide fins structures on the flow and thermal uniformity of the motorcycle exhaust thermoelectric generator; Multidiscipline Modeling in Materials and Structures*. 18 (2022) 430–444. <https://doi.org/10.1108/MMMS-02-2022-0027>.
- [8]. T.D. Hong, Q.T.P. Nghiem, T.T. Le, T.M.H. Tran, L.T. Le; *Thermal uniformity enhancement of the motorcycle exhaust thermoelectric generator—Part 1: Guide fins optimization*, Heat Transfer. (2022). <https://doi.org/10.1002/htj.22587>.
- [9]. T.D. Hong, Q.T.P. Nghiem, P.B. Hua, T.V. Vo; *Thermal uniformity enhancement of the motorcycle exhaust thermoelectric generator—Part 2: Muffler outlet optimization*, Heat Transfer. (2022). <https://doi.org/10.1002/htj.22600>.
- [10]. *Fluent Ansys. Ansys Fluent Theory Guide*. Vol 15317; 2013.