

PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG LƯU LƯỢNG CHẤT LÀM MÁT ĐẾN NHIỆT ĐỘ XI LANH TRONG ĐỘNG CƠ XĂNG TĂNG ÁP

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF COOLANT FLOW ON CYLINDER TEMPERATURE IN TURBOCHARGED GASOLINE ENGINE

Tăng Bá Đại^{1*}, Đào Quang Kế²,
Nguyễn Trung Dũng¹

DOI: <https://doi.org/10.57001/huih5804.2026.058>

TÓM TẮT

Nghiên cứu này tập trung phân tích ảnh hưởng của hệ thống bơm làm mát điều khiển điện tử đến phân bố nhiệt độ thành xi lanh trong chu trình công tác 4 kỳ của động cơ xăng tăng áp. Thông qua mô phỏng và xử lý số liệu, kết quả cho thấy bơm điện tử có khả năng điều chỉnh lưu lượng chất làm mát linh hoạt theo từng pha công tác, góp phần giảm nhiệt độ thành xi lanh trung bình từ 4 - 6°C so với bơm cơ học. Đồng thời, việc phân phối hợp lý số Re và hệ số truyền nhiệt giúp hệ thống duy trì hiệu quả trao đổi nhiệt cao tại các kỳ sinh nhiệt lớn (cháy và xả), trong khi tiết kiệm công suất bơm ở các kỳ tải nhiệt thấp (hút và nén). Kết quả cho thấy bơm điện tử không chỉ nâng cao hiệu quả làm mát mà còn giảm tổn hao năng lượng, góp phần cải thiện độ bền và hiệu suất tổng thể của động cơ.

Từ khóa: Bơm; nhiệt độ thành xi-lanh; số Reynolds; hệ số truyền nhiệt.

ABSTRACT

This study focuses on analyzing the influence of an electronically controlled cooling pump system on the cylinder wall temperature distribution during the four-stroke operating cycle of a turbocharged gasoline engine. Through simulation and data processing, the results show that the electronically controlled pump can flexibly adjust the coolant flow rate according to each operating phase, contributing to a reduction in average cylinder wall temperature of 4 - 6°C compared to a mechanically controlled pump. Simultaneously, the optimal distribution of the Reynolds number and heat transfer coefficient helps the system maintain high heat exchange efficiency during high heat generation strokes (combustion and exhaust), while saving pump power during low heat load strokes (intake and compression). The results show that the electronically controlled pump not only improves cooling efficiency but also reduces energy loss, contributing to improved durability and overall engine performance.

Keywords: Pump; cylinder wall temperature; Reynolds number; heat transfer coefficient.

¹Trường Đại học Công nghiệp Việt Hưng

²Trường Đại học Hòa Bình

*Email: tbdainh@gmail.com

Ngày nhận bài: 26/11/2025

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 30/01/2026

Ngày chấp nhận đăng: 30/3/2026

1. MỞ ĐẦU

Trong động cơ xăng tăng áp, việc kiểm soát nhiệt độ làm việc đóng vai trò then chốt đối với hiệu suất, độ bền kết cấu và phát thải khí xả [1]. Quá trình tăng áp làm tăng áp suất nạp, mật độ hòa khí và tốc độ cháy, kéo theo sự gia tăng đáng kể nhiệt độ trong buồng cháy [2]. Vì vậy, hệ

thống làm mát cần không chỉ đảm bảo hiệu quả truyền nhiệt cao, mà còn phải thích ứng linh hoạt nhanh với các điều kiện vận hành.

Trong chu trình công tác bốn kỳ (hút - nén - cháy - xả), phân bố nhiệt trong xi-lanh biến thiên mạnh theo tốc độ và chế độ tải của động cơ. Đặc biệt, trong kỳ cháy và xả,

hiệu quả thành xi-lanh đạt giá trị cực đại, dễ gây quá nhiệt cục bộ nếu hệ thống làm mát không được điều phối hợp lý. Do đó, lưu lượng chất làm mát là tham số then chốt, ảnh hưởng trực tiếp đến độ ổn định và hiệu suất nhiệt của động cơ [3].

2. CƠ SỞ KHOA HỌC

Hệ thống làm mát có nhiệm vụ duy trì ổn định nhiệt độ buồng cháy và các chi tiết chịu nhiệt, bảo đảm hiệu suất làm việc ổn định của động cơ. Đối với động cơ tăng áp, tải nhiệt tăng đáng kể do mật độ hòa khí lớn và áp suất buồng cháy cao trong giai đoạn cháy chính, đòi hỏi hệ thống làm mát phải phản ứng nhanh với sự thay đổi nhiệt độ. Nếu khả năng truyền nhiệt không đáp ứng kịp, sẽ dễ xuất hiện quá nhiệt cục bộ, làm giảm độ bền chi tiết và tăng nguy cơ kích nổ [1-3]. Hiệu quả truyền nhiệt được mô tả qua hệ số đối lưu h thường được xác định gián tiếp thông qua số Nusselt (Nu):

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k}$$

Trong đó: d là đường kính thủy lực và k là hệ số dẫn nhiệt của chất làm mát.

Số Nu thường liên hệ với số Reynolds (Re) và Prandtl (Pr) bằng các công thức thực nghiệm: $Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$

Trong đó: ρ là khối lượng riêng, v là vận tốc dòng chảy và μ là độ nhớt động học [4]. Khi lưu lượng tăng, Re cũng tăng, làm dòng chảy chuyển từ chế độ tầng (Re < 2300) sang chế độ rối (Re > 2300). Sự chuyển đổi này đóng vai trò quyết định trong việc gia tăng cường độ trao đổi nhiệt:

Trong truyền nhiệt đối lưu cưỡng bức, trạng thái của dòng chảy có ảnh hưởng quyết định đến cường độ trao đổi nhiệt giữa chất lỏng và bề mặt rắn. Ở chế độ dòng chảy tầng (Re < 2300), các lớp chất lỏng chuyển động song song, trao đổi năng lượng chủ yếu thông qua dẫn nhiệt phân tử. Do vận tốc tương đối giữa các lớp nhỏ và không có sự trộn vi mô đáng kể, gradient nhiệt độ tại vùng biên lớn, dẫn đến hệ số truyền nhiệt đối lưu h thấp. Ngược lại, khi dòng chuyển sang chế độ rối (Re > 2300), các xoáy vi mô hình thành liên tục, phá vỡ cấu trúc lớp biên và tạo nên sự trộn mạnh của khối chất lỏng giữa vùng gần tường và vùng lõi. Cơ chế này làm tăng cường độ lưu năng lượng, giảm chiều dày lớp biên nhiệt và dẫn đến sự gia tăng đáng kể hệ số truyền nhiệt h.

Đối với hệ thống làm mát động cơ, sự chuyển tiếp từ tầng → rối diễn ra khi lưu lượng chất làm mát tăng, kéo theo số Reynolds tăng. Trong vùng này, chỉ cần một gia tăng nhỏ về vận tốc có thể làm tăng mạnh cường độ

truyền nhiệt do xuất hiện các cấu trúc xoáy và dao động cục bộ trong dòng chảy. Tuy nhiên, mối quan hệ này không tuyến tính: khi dòng chảy đã hoàn toàn rối, việc tiếp tục tăng lưu lượng chỉ mang lại mức tăng nhỏ về h, trong khi tổn hao ma sát và công suất bơm tăng theo bình phương vận tốc. Vì vậy, cần xác định vùng Reynolds tối ưu, nơi năng lượng tiêu hao và hiệu quả truyền nhiệt đạt cân bằng. số Nu và hệ số h tăng nhanh, giúp giảm nhiệt độ thành xi-lanh hiệu quả. Tuy nhiên, quan hệ giữa lưu lượng và hiệu quả làm mát không tuyến tính. Ở lưu lượng thấp, hiệu quả truyền nhiệt suy giảm nghiêm trọng; trong khi ở lưu lượng quá cao, sự gia tăng h không còn đáng kể, nhưng công suất tiêu hao của bơm lại tăng nhanh [5]. Điều này cho thấy cần phải xác định vùng lưu lượng tối ưu, nơi đạt cân bằng giữa khả năng truyền nhiệt và tổn hao năng lượng.

Nghiên cứu hiện mới dừng ở mức mô phỏng và so sánh với dữ liệu công bố, chưa có bước kiểm chứng thực nghiệm. Mô hình tính toán vẫn phụ thuộc vào các giả định về điều kiện biên và thông số đầu vào, nên kết quả chủ yếu phản ánh xu hướng tương đối giữa các phương án khảo sát.

3. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Mô hình mô phỏng được xây dựng để phân tích truyền nhiệt giữa khí cháy, thành xi lanh, chất làm mát, với lưu lượng chất làm mát thay đổi từ 30 - 100l/h. Ở mỗi mức lưu lượng, các thông số Re, Nu và hệ số truyền nhiệt đối lưu h được tính toán. Giả thiết: dòng chất làm mát ổn định, không nén được; thành xi-lanh đồng nhất; tính chất nhiệt, vật lý của chất làm mát biến thiên theo nhiệt độ (bảng 1); động cơ chạy ở 2500 vòng/phút, tải 50%, nhiệt độ đầu vào 90°C, áp suất 1,2bar. Kết quả phân bố nhiệt độ thành xi lanh sai số ±5% so với dữ liệu công bố trước [2, 3], phù hợp xu hướng mô tả trong. Tuy nhiên, mô hình mới dừng ở mô phỏng và kiểm chứng gián tiếp, chưa có dữ liệu thực nghiệm, nên chỉ mang tính định hướng và cần được kiểm chứng thêm.

Bảng 1. Thông số cơ bản trong mô hình

STT	Đại lượng	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Đường kính xi lanh	D	82	mm
2	Hành trình piston	S	93	mm
3	Tỷ số nén	ε	10,5	-
4	Tốc độ động cơ	n	1500 - 4000	vòng/phút
5	Lưu lượng chất làm mát	Q	10 - 30	L/phút
6	Nhiệt độ khí nạp	T _a	330	K

7	Hệ số truyền nhiệt	h	-	$W/m^2 \cdot K$
8	Số Reynolds	Re	-	-
9	Số Nusselt	Nu	-	-
10	Nhiệt độ thành xi lanh	T_w	-	K

Mô phỏng được thực hiện với tốc độ động cơ cố định 2500 vòng/phút, tải 50%. Nhiệt độ chất làm mát đầu vào là 90°C, áp suất hệ thống giữ ổn định ở 1,2bar. Giả thiết dòng chảy là ổn định, vật liệu thành xi-lanh đồng nhất, truyền nhiệt theo cơ chế đối lưu cưỡng bức.

Trong mô phỏng, các giả thiết ban đầu và điều kiện biên được thiết lập nhằm đảm bảo tính ổn định và khả năng hội tụ của bài toán. Dòng chảy của chất làm mát được giả thiết là dòng rối ổn định, bao quanh thành xi lanh. Vật liệu xi lanh và nắp máy được coi là đồng nhất, đẳng hướng với tính dẫn nhiệt không đổi trong phạm vi nhiệt độ khảo sát.

Tại đầu vào, xác định lưu lượng và nhiệt độ chất làm mát theo chế độ vận hành của động cơ; đầu ra được đặt ở áp suất khí quyển. Bề mặt trao đổi nhiệt giữa thành xi lanh và dòng chất làm mát được mô tả bằng điều kiện biên đối lưu cưỡng bức, trong đó hệ số truyền nhiệt h được xác định theo quan hệ tương quan giữa Nusselt - Reynolds. Quá trình giải được thực hiện đến khi sai số hội tụ năng lượng nhỏ hơn 10^{-6} , bảo đảm độ chính xác và ổn định của kết quả tính toán.

4. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

4.1. Phân bố nhiệt độ thành xi-lanh theo chu trình công tác

Bảng 2. Thông số kỹ thuật đặc trưng theo lưu lượng chất làm mát trong chu trình công tác

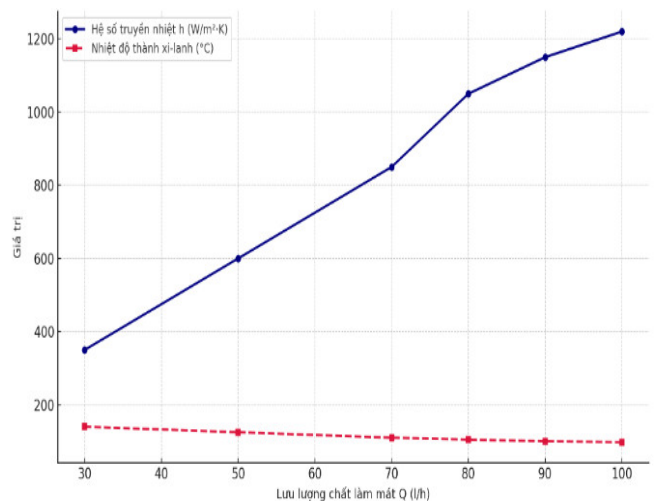
TT	Lưu lượng (Q) (l/h)	Reynolds (Re)	Nusselt (Nu)	Hệ số truyền nhiệt (h) ($W/m^2 \cdot K$)	T(°C) thành xi-lanh (max)	Công suất bơm điện tử (W)
1	30	1350	32	350	140	28
2	50	2200	44	600	125	45
3	70	3100	55	850	110	72
4	80	3600	60	1050	105	85
5	90	4100	63	1150	100	100
6	100	4600	65	1220	98 - 100	120

Nguồn: [1, 3, 5]

Nhiệt độ thành xi lanh biến thiên mạnh theo từng pha công tác. Ở kỳ hút và nén, tải nhiệt thấp nên nhiệt độ duy trì quanh 85 - 100°C. Tuy nhiên, tại kỳ cháy và xả, nhiệt

độ khí cháy đạt cực đại trên 2200K, truyền một phần vào thành xi lanh khiến nhiệt độ bề mặt tăng lên 110 - 140°C. Ở mức lưu lượng thấp (30 - 50 l/h), số Re chỉ đạt 1350 - 2200 (gần ngưỡng dòng chảy tầng), hệ số truyền nhiệt h thấp (350 - 600 $W/m^2 \cdot K$), dẫn đến hiện tượng quá nhiệt thành xi-lanh. Khi lưu lượng tăng đến 80 - 90l/h, số Re vượt 3500 - 4100 (dòng chảy rối), làm số Nu và hệ số h tăng mạnh (1050 - 1150 $W/m^2 \cdot K$). Nhờ đó, nhiệt độ thành xi lanh được kiểm soát ổn định trong khoảng 100 - 105°C.

Như vậy, hiệu quả làm mát phụ thuộc chặt chẽ vào chế độ dòng chảy: dòng chảy rối cho phép trao đổi nhiệt cường độ cao, trong khi dòng chảy tầng chỉ đủ duy trì làm mát ở tải thấp. Đây là cơ chế vật lý cốt lõi giải thích vì sao bơm điện tử, với khả năng chủ động điều chỉnh lưu lượng, có thể duy trì nhiệt độ thành xi-lanh ở mức an toàn hơn so với bơm cơ học.



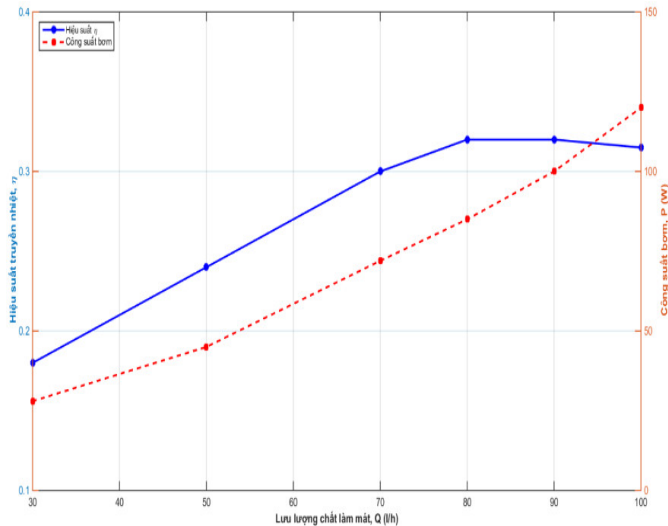
Hình 1. Ảnh hưởng của lưu lượng chất làm mát đến nhiệt độ thành xi-lanh

Hệ số truyền nhiệt h tăng nhanh khi lưu lượng chất làm mát tăng từ 30l/h đến 90l/h, với giá trị h tăng từ 350 $W/m^2 \cdot K$ lên đến 1150 $W/m^2 \cdot K$. Điều này phản ánh hiệu quả trao đổi nhiệt gia tăng rõ rệt trong khoảng lưu lượng này. Đồng thời, nhiệt độ thành xi lanh giảm mạnh từ 140°C xuống còn khoảng 100°C, cho thấy hệ thống làm mát đáp ứng tốt tải nhiệt trong các pha công tác có nhiệt độ cao

4.2. Tối ưu hóa hiệu quả nhiệt - năng lượng

Kết quả mô phỏng cho thấy mối quan hệ phi tuyến giữa lưu lượng chất làm mát, hiệu suất truyền nhiệt và công suất bơm. Khi lưu lượng tăng từ 30 lên 90l/h, số Re tăng từ 1350 lên hơn 4100, phản ánh sự chuyển từ dòng chảy tầng sang rối. Sự chuyển đổi này làm số Nusselt và hệ số truyền nhiệt đối lưu tăng nhanh (từ 350 lên 1150 $W/m^2 \cdot K$), kéo theo hiệu suất truyền nhiệt η tăng từ 0,18 lên 0,32. Trong vùng này, bơm điện tử có thể kiểm

soát tốt nhiệt độ thành xi-lanh với tiêu thụ công suất phụ trợ thấp. Tuy nhiên, khi lưu lượng vượt 90l/h, hiệu suất truyền nhiệt gần như bão hòa trong khi công suất bơm tiếp tục tăng (100 → 120W), cho thấy tồn tại vùng lưu lượng tối ưu 80 - 90l/h, nơi cân bằng giữa hiệu quả làm mát và tiêu thụ năng lượng [3, 4].



Hình 2. Quan hệ giữa lưu lượng, hiệu suất truyền nhiệt và công suất bơm

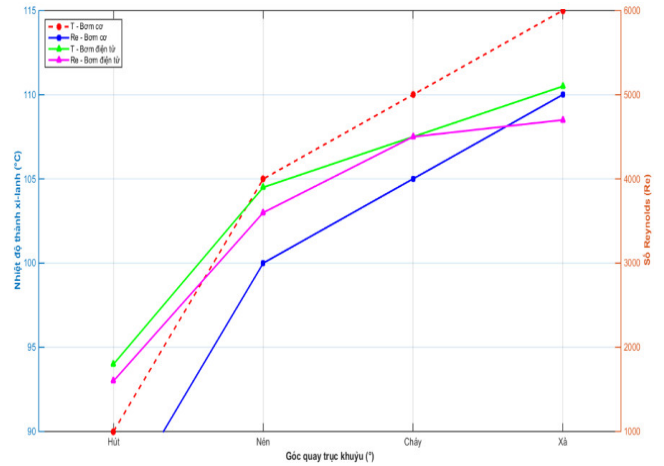
Đường cong thể hiện mối quan hệ phi tuyến giữa lưu lượng chất làm mát (Q), hiệu suất truyền nhiệt (η) và công suất tiêu thụ của bơm (P). Khi lưu lượng tăng từ 30 đến 90 L/h, hiệu suất truyền nhiệt tăng từ 0,18 lên 0,32, đạt cực đại tại 80 - 90l/h. Sau ngưỡng này, hiệu suất gần như bão hòa trong khi công suất bơm tăng nhanh (100 → 120W ở 100l/h), cho thấy vùng 80 - 90l/h là lưu lượng tối ưu, cân bằng giữa hiệu quả truyền nhiệt và tổn hao năng lượng.

Trong các pha hút (0 - 180°) và nén (180 - 360°), nhiệt độ sinh ra không cao, do đó bơm điện tử giảm lưu lượng chất làm mát từ 40 xuống 35l/h và từ 70 xuống 65l/h, tương ứng. Nhờ đó, hệ số truyền nhiệt h chỉ giảm nhẹ (5%), nhưng vẫn đảm bảo nhiệt độ thành xi-lanh được giữ ở mức an toàn, đồng thời tiết kiệm công suất bơm. Đặc biệt ở pha cháy (360 - 540°) và xả (540 - 720°) nơi sinh nhiệt mạnh, hệ thống bơm điện tử duy trì hoặc chỉ giảm

Bảng 3. Nhiệt độ thành xi-lanh theo góc quay trục khuỷu

TT	Pha công tác	Góc quay trục khuỷu (°)	Q (L/h) bơm cơ học	h (W/m ² ·K) bơm cơ học	T xi-lanh (°C) bơm cơ học	Q (l/h) bơm điện tử	h (W/m ² ·K) bơm điện tử	T xi-lanh (°C) bơm điện tử
11	Hút	0 - 180	40	400	90	35	380	85
22	Nén	180 - 360	70	900	105	65	850	100
33	Cháy	360 - 540	80	1200	110	80	1200	105
44	Xả	540 - 720	90	1250	115	85	1220	110

nhẹ lưu lượng so với bơm cơ học (giữ Q = 80 hoặc giảm 90 - 85l/h). Nhờ đó, hệ số truyền nhiệt vẫn đạt 1200 - 1220W/m²·K, đảm bảo khả năng làm mát tối ưu, giúp nhiệt độ thành xi-lanh giảm trung bình 5°C so với bơm cơ học.



Hình 3. Nhiệt độ thành xi-lanh và số Reynolds theo chu trình công tác

Đồ thị thể hiện sự biến thiên của nhiệt độ thành xi-lanh và số Reynolds (Re) trong từng kỳ (Hút - Nén - Cháy - Xả) đối với hai phương án: bơm cơ học và bơm điện tử điều khiển lưu lượng. Bơm điện tử giúp duy trì nhiệt độ thành xi-lanh thấp hơn trung bình 5°C và giảm công suất tiêu hao khoảng 25% so với bơm cơ học, cho thấy hiệu quả kiểm soát nhiệt tốt hơn trong toàn bộ chu trình.

Bảng 4. So sánh các thông số giữa bơm cơ học và bơm điện tử điều khiển lưu lượng

TT	Thông số	Bơm cơ học	Bơm điện tử	Chênh lệch (%)
1	Nhiệt độ thành xi-lanh TB (°C)	105	100	4,8
2	Hệ số truyền nhiệt TB (W/m ² ·K)	937,5	912,5	2,7
3	Re trung bình (TB)	3825	3600	5,9
4	Công suất bơm tiêu hao (W)	120	90	25,0

Bảng 3 và hình 3 cho thấy, bơm điện tử duy trì nhiệt độ thành xi-lanh thấp hơn trung bình 5°C so với bơm cơ học trong toàn bộ chu trình. Ở pha hút và nén, bơm điện tử chủ động giảm lưu lượng (35 - 65l/h) để tiết kiệm công suất, trong khi vẫn giữ nhiệt độ trong giới hạn an toàn. Ở pha cháy và xả, bơm điện tử duy trì lưu lượng cao hơn, giúp tăng hệ số truyền nhiệt và kiểm soát nhiệt độ đỉnh tốt hơn. Nhờ vậy, công suất tiêu

hao của bơm điện tử giảm khoảng 25% so với bơm cơ học, đồng thời cải thiện tuổi thọ và hiệu suất động cơ. Kết quả này phù hợp với nghiên cứu thực nghiệm [8].

5. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu cho thấy, việc sử dụng bơm điện tử điều khiển lưu lượng theo từng pha chu trình công tác giúp giảm nhiệt độ thành xi-lanh trung bình khoảng 5°C so với bơm cơ học, đồng thời tối ưu hóa số Reynolds tại các pha sinh nhiệt cao (cháy và xả). Nhờ đó, hệ thống làm mát duy trì hiệu suất truyền nhiệt ổn định mà không gây lãng phí năng lượng ở các pha ít sinh nhiệt. Tính linh hoạt của bơm điện tử cho phép điều phối lưu lượng chất làm mát hợp lý theo nhu cầu nhiệt tức thời, góp phần giảm tổn hao công suất phụ trợ, duy trì trường nhiệt ổn định và tăng tuổi thọ chi tiết động cơ. Kết quả này khẳng định tiềm năng ứng dụng của bơm điện tử trong các giải pháp quản lý nhiệt hiện đại cho động cơ tăng áp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Wagner J. R., Paradis I., Marotta E. E., "Enhanced automotive engine cooling systems - A mechatronics approach," *International Journal of Vehicle Design*, 28(1-3), 1-14, 2002.
- [2]. Negandhi V., Jung D., Shutty J., "Active thermal management with a dual mode coolant pump," *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 6(2), 817-825, 2013.

[3]. Cho H., Jung D., Filipi Z. S., Kuo T. W., Assanis D. N., "Application of controllable electric coolant pump for fuel economy and cooling performance improvement," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 129(1), 43-50, 2007.

[4]. Setlur P., Wagner J. R., Dawson D. M., Marotta E., "An advanced engine thermal management system: Nonlinear control and test," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 10(2), 210-220, 2005.

[5]. Liu H., Jiang L., Wang Y., "Optimization and CFD performance analysis of an automotive coolant pump," *Advances in Mechanical Engineering*, 14(2), 1-11, 2022.

[6]. Wang X., Liang X., Hao Z., et al., "Comparison of electrical and mechanical water pump performance in internal combustion engine," *International Journal of Vehicle System Modelling and Testing*, 10(3), 205-223, 2015.

[7]. Zhang Y., Chen L., Xu Z., "Thermal management of automotive engines with electric coolant pumps: CFD analysis and optimization," *Applied Thermal Engineering*, 185, 116359, 2021.

[8]. Kobayashi T., Sato H., Nakamura K., "Experimental validation of smart electric water pump control for reducing engine warm-up time," *SAE Technical Paper*, 2023-01-0234, 2023.

AUTHORS INFORMATION

Tang Ba Dai¹, Dao Quang Ke², Nguyen Trung Dung¹

¹Viet - Hung Industrial University, Vietnam

²Hoa Binh University, Vietnam