

TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG TRAO ĐỔI NHIỆT VÀ TỔN THẤT ÁP SUẤT TRONG KẾT LÀM MÁT DẠNG TẮM TRÊN ĐỘNG CƠ TUA BIN KHÍ TÀU THỦY

Nguyễn Quốc Quân, Phùng Văn Được, Lê Tiến Dương –ĐHKT Lê Quý Đôn

Trần Văn Ngưỡng – Nhà máy X52

Dương Quốc Cường – ĐH Trần Đại Nghĩa

E-mail: ngquanturbine@lqdtu.edu.vn

Ngày nhận bài: 03/12 /2021

Ngày nhận bài được sửa theo ý kiến phản biện: 10/05/2022

Ngày bài được duyệt đăng: 20/06/2022

Tóm tắt: Kết làm mát dạng tắm được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực trong đó có làm mát dầu bôi trơn động cơ tua bin khí tàu thủy. Do đặc điểm hình dạng tấm phức tạp nên các tính toán lý thuyết đều dựa vào các hệ số thực nghiệm, còn mô hình mô phỏng CFD thường được giảm lược để đảm bảo chất lượng chia lưới. Bài báo này xây dựng mô hình mô phỏng trao đổi nhiệt giữa hai kênh nước biển và dầu bôi trơn ngăn cách bởi 3 tấm làm mát được thiết kế nguyên bản. Sử dụng phần mềm Siemens FloEFD mô phỏng truyền nhiệt liên hợp cho kết quả nhiệt độ đầu ra cao hơn tính toán lý thuyết ở kênh dầu và nước tương ứng là 0,54 °C và 0,83 °C, còn sai số tổn thất áp suất so với công thức thực nghiệm là 22,9% và 4,3%.

Từ khóa: Kết làm mát, tấm làm mát, tổn thất áp suất, trao đổi nhiệt, Siemens FloEFD

KÝ HIỆU:

N – Công suất định mức của động cơ theo lý lịch, kW

g_e – Suất tiêu hao nhiên liệu theo lý lịch, g/kWh

H_u – Nhiệt trị thấp của nhiên liệu, kJ/kg

C_w – Nhiệt dung riêng của nước biển, J/kg.°K

ρ_1 – Khối lượng riêng của dầu bôi trơn, kg/m³

ρ_2 – Khối lượng riêng của nước biển, kg/m³

δ – Chiều dày của tấm làm mát, m

a – Chiều dài của phần trao đổi nhiệt trên tấm làm mát, m

b – Chiều rộng của phần trao đổi nhiệt trên tấm làm mát, m

h – Khoảng cách giữa 2 tấm làm mát, m

d_e – Đường kính quy dẫn của lớp môi chất giữa các tấm, m

λ – Hệ số dẫn nhiệt của vật liệu làm tấm làm mát, W/m.°C

ν_1 – Độ nhớt động học của dầu bôi trơn, m²/s

ν_2 – Độ nhớt động học của nước biển, m²/s

λ_1 – Hệ số dẫn nhiệt của dầu bôi trơn, W/m.K

λ_2 – Hệ số dẫn nhiệt của nước biển, W/m.K

γ – Góc gân, độ

β – Góc chữ V (chervon), độ

I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Kết làm mát dạng tắm có nguyên lý làm việc hoàn toàn phù hợp với hệ thống làm mát trên tàu thủy, với kết cấu linh động, dễ dàng thay đổi về số tấm cũng như phương án bố trí dòng chảy, có thể đáp ứng được sự làm việc cho một họ động cơ có dải công suất thay đổi trong phạm vi tương đối rộng. Kết làm mát dạng tắm được đánh giá là có hiệu quả trao đổi nhiệt lớn hơn nhiều so với kết làm mát dạng ống (shell và tube), có các giới hạn nhiệt độ và áp suất rộng, kích thước nhỏ hơn, nhẹ hơn

và không cần phải làm sạch thường xuyên như các dạng khác [1]. Các tấm với dây gân dạng chữ V được xếp chồng với nhau tạo thành các lỗ làm tăng cường dòng rối trong chất lỏng nhằm nâng cao hiệu quả trao đổi nhiệt trong kết làm mát.

Các lý thuyết tính toán trao đổi nhiệt hiện nay chỉ đưa ra với bài toán trao đổi nhiệt giữa các dòng lưu chất chảy trong tấm phẳng. Lý thuyết tính toán quá trình trao đổi nhiệt trong các kết làm mát dạng tắm đều cần sử dụng các hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào các kích thước hình học và động học cụ thể

[2],[3],[4]. Muley [5] nghiên cứu ảnh hưởng của góc β (30° , 90° và 120°), các dạng gân khác nhau và số Reynolds tới hệ số trao đổi nhiệt và tổn thất áp suất bằng thực nghiệm trên các kết làm mát thương mại. Kết quả chứng minh mô hình tính này có sai số nhỏ nhất so với một số công thức thực nghiệm khác [6].

Hiện nay, động lực học tính toán chất lưu (CFD) được ứng dụng rộng rãi trong các nghiên cứu mô phỏng, tối ưu hóa kết làm mát dạng tấm. Phương pháp này có thể cho kết quả phù hợp, cung cấp nhiều thông tin hữu ích về dòng chảy mà thực nghiệm không thể thực hiện được [7].

Kanaris [8]**Lỗi! Không tìm thấy nguồn tham chiếu.** sử dụng Ansys CFX mô phỏng 2 kênh giữa 3 tấm, chỉ mô phỏng phần trao đổi nhiệt, gân đã được đơn giản hóa, sử dụng mô hình rối $k-\omega$ SST với lưu lượng và nhiệt độ đầu vào và áp suất đầu ra. Các kết quả nghiên cứu phù hợp với thực nghiệm nhưng có sai số lớn khi đơn giản hóa gân thành dạng hình sin so với gân thực.

Tsai [9]**Lỗi! Không tìm thấy nguồn tham chiếu.** sử dụng Ansys Fluent mô phỏng mô hình với 2 kênh lưu chất chảy qua phần trao đổi nhiệt, lưới phi cầu trúc dạng tứ diện (tetrahedral), mô hình rối $k-\epsilon$ với góc $\beta = 65^\circ$. Kết quả tính tổn thất áp suất cao hơn thực nghiệm 20%.

Han [10] mô phỏng 4 kênh giữa 5 tấm chỉ có phần trao đổi nhiệt, mô hình rối $k-\epsilon$ RNG, 2,6 triệu phần tử lưới tứ diện, lưu lượng và nhiệt độ đầu vào, áp suất đầu ra. Tác giả nhận định một trong những nguyên nhân sai số so với thực nghiệm lớn nhất lên tới 35% là do mô hình mô phỏng được giản lược.

Gherasim [11] sử dụng Ansys CFX mô phỏng cả dòng chảy tầng và chảy rối ở hai kênh ngăn cách bởi 3 tấm sát thực tế nhưng bỏ qua độ dày, mô hình rối $k-\epsilon$ *Relizable* so sánh với các mô hình khác cho kết quả tốt nhất khi so với thực nghiệm. Tác giả cũng nhận định mô hình phức tạp nên chỉ có thể chia lưới dạng tứ diện mà không thể tạo lớp biên.

Kan [12] sử dụng Ansys Fluent mô phỏng ảnh hưởng của lưu lượng dòng và góc dây gân $\beta = 30^\circ$, 45° , 60° với mô hình 10 tấm (9 kênh nước), 10 triệu phần tử tứ diện, lưu lượng và nhiệt độ đầu vào, áp suất đầu ra, mô hình rối $k-\epsilon$, các tấm có cả phần dẫn hướng được đơn giản hóa.

Skočilasa [13] sử dụng Ansys CFX đã nghiên cứu mô phỏng ảnh hưởng góc dây gân $\beta = 30^\circ$, 45° , 60° và số Reynolds tới đặc tính nhiệt-thủy lực của kênh nước nóng nằm giữa hai tấm. Kết quả được so sánh với tính toán lý thuyết dựa và dữ liệu thực nghiệm với sai số trao đổi nhiệt 4,9% và tổn thất áp suất 13,8%. Mô hình được đơn giản hóa các thông số như: chỉ có phần dẫn hướng, 1 kênh nước nóng, cố định tính chất vật lý nước làm mát, giữa hai tấm phải có khe hở để tạo kênh lưu chất.

Sarraf [14] nghiên cứu mô phỏng ảnh hưởng của số Reynolds và góc dây gân chevron β (30° , 45° , 55° , 65° , 70°) tới trao đổi nhiệt và tổn thất áp suất bằng phần mềm Star CCM+, cho kết quả phù hợp với thực nghiệm. Mô hình mô phỏng gồm 2 kênh ngăn cách bởi 3 tấm, lưới chia dạng đa diện, mô hình rối $k-\epsilon$ khi số $Re > 200$, hai kênh nước có đầu vào lưu lượng và nhiệt độ, đầu ra áp suất. Tuy nhiên, dù mô hình có cả các tấm và kênh lưu chất nhưng đã giản lược gân thành dạng hình sin cũng như bỏ qua phần dẫn hướng, dòng đầu vào đi thẳng vào phần trao đổi nhiệt.

Như vậy, việc mô phỏng kết làm mát dạng tấm thường chỉ nghiên cứu phần trao đổi nhiệt chính hay giản lược hình dạng gân do đặc điểm hình học tấm phức tạp, khó chia lưới. Trong bài báo này trình bày kết quả mô phỏng trao đổi nhiệt liên hợp giữa các kênh nóng và lạnh qua tấm làm mát không giản lược. Kết được thiết kế làm mát dầu bôi trơn động cơ tua bin khí tàu thủy và là đối tượng ít có công bố tương tự trước đây.

II. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ, XÂY DỰNG MÔ HÌNH KẾT LÀM MÁT DẠNG TẤM

2.1 Tính toán diện tích trao đổi nhiệt kết làm mát dầu bôi trơn động cơ tua bin khí

Đối tượng tính toán trong nghiên cứu này là kết làm mát dạng tấm dùng làm mát dầu bôi trơn động cơ tua bin khí tàu thủy UGT3000 của hãng Zoria-Masproekt (Ukraine). Động cơ UGT3000 với kết cấu dạng ba trục (hai trục tua bin-máy nén, một trục tua bin chân vịt) được đặt trên các ổ trục. Trong quá trình làm việc, dầu bôi trơn được bơm tuần hoàn trước khi đi vào các ổ trục phải được làm mát bằng nước biển tại kết làm mát. Trong nghiên cứu này, kết làm mát được tính toán thiết kế, mô phỏng với các thông số đầu vào được trình bày trong **Bảng 1**.

Bảng 1. Các thông số cho trước tính toán diện tích trao đổi nhiệt kết làm mát

STT	Thông số, đơn vị	Ký hiệu	Giá trị
1	Công suất định mức của động cơ theo lý lịch, [kW]	N	2940
2	Suất tiêu hao nhiên liệu theo lý lịch, [g/kWh]	g_e	291
3	Nhiệt trị thấp của nhiên liệu, [kJ/kg]	H_u	41800

4	Độ chênh nhiệt độ dầu bôi trơn vào và ra kết làm mát, [°C]	Δt_1	40
5	Độ chênh nhiệt độ nước biển vào và ra kết làm mát, [°C]	Δt_2	3
6	Nhiệt dung riêng của nước biển, [J/kg.°K]	C_w	4174
7	Khối lượng riêng của nước biển, [kg/m³]	ρ_2	994,5
8	Khối lượng riêng của dầu bôi trơn, [kg/m³]	ρ_1	850
9	Chiều rộng của phần trao đổi nhiệt trên tấm làm mát, [m]	b	0,3
10	Chiều dài của phần trao đổi nhiệt trên tấm làm mát, [m]	a	0,4
11	Khoảng cách giữa 2 tấm làm mát, [m]	h	0,005
12	Chiều dày của tấm làm mát, [m]	δ	0,0005
13	Đường kính quy dẫn của lớp môi chất giữa các tấm, [m]	d_e	0,005
14	Hệ số dẫn nhiệt của vật liệu làm tấm làm mát, [W/m.°C]	λ	16,3
15	Lưu lượng khối lượng dầu ngăn đẩy, [kg/s]	M_1	3,28
16	Độ nhớt động học của dầu bôi trơn, [m²/s]	ν_1	0,0000045
17	Độ nhớt động học của nước biển, [m²/s]	ν_2	0,000000754
18	Hệ số dẫn nhiệt của dầu bôi trơn, [W/m.K]	λ_1	0,1064
19	Hệ số dẫn nhiệt của nước biển, [W/m.K]	λ_2	0,624
20	Dạng gân	-	Hình thang
21	Góc gân, γ	độ	90
22	Góc chữ V (góc chervon) β	độ	60

Tổng lượng nhiệt của động cơ tương ứng lượng nhiệt tỏa ra do đốt cháy nhiên liệu tại chế độ định mức:

$$Q_o = H_u \times g_e \times N_e$$

$$= 41800.10^3 \times \frac{0,291 \times 2940}{3600} = 9933770 \text{ [J/s]}$$

Lượng nhiệt qua kết làm mát tương ứng tổn thất cơ khí ở các ổ trục, ở các rô to tua bin máy nén thấp áp, cao áp và rô to tua bin chân vệt:

$$Q_d = 1\% \cdot Q_o = \frac{9933770}{100} = 99337,7 \text{ [J/s]}$$

Lưu lượng thể tích dầu bôi trơn qua kết làm mát:

$$m_1 = \frac{M_1}{\rho_1} = \frac{3,28}{850} = 0,0039 \text{ [m³/s]}$$

Trong đó: M_1 – lưu lượng khối bơm hút dầu [kg/s].

Lưu lượng thể tích cần thiết của nước biển qua kết làm mát:

$$m_2 = \frac{Q_d}{C_{p2} \cdot \rho_2 \cdot \Delta T_2} = \frac{99337,7}{4174 \times 994,5 \times 3} = 0,008 \text{ [m³/s]}$$

Số kênh môi chất của dòng nước và dầu bôi trơn tương ứng là $n_1 = n_2 = 60$ [kênh].

Vận tốc trung bình của dòng dầu qua kênh:

$$w_1 = \frac{m_1}{b \cdot h \cdot n_1} = \frac{0,0039}{0,3 \times 0,005 \times 60} = 0,043 \text{ [m/s]}$$

Vận tốc trung bình của dòng nước biển qua kênh:

$$w_2 = \frac{m_2}{b \cdot h \cdot n_2} = \frac{0,008}{0,3 \times 0,005 \times 60} = 0,089 \text{ [m/s]}$$

Số Reynolds của dòng dầu bôi trơn:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_e}{\nu_1} = \frac{0,043 \times 0,005}{0,0000045} = 47,64$$

Số Nusselt của dòng dầu theo công thức thực nghiệm **Lỗi! Không tìm thấy nguồn tham chiếu.:**

$$Nu_1 = A Re_1^n Pr_1^{0,4} \left(\frac{\mu_1}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} = 12,1$$

Trong đó: - $A = 0,14$ và $n = 0,73$;

- $Pr_1 = \frac{c_1 \nu_1 \rho_1}{\lambda_1} = 71,3$ là số Prandtl trung bình của dầu;

- μ_1, μ_{1w} là độ nhớt động lực học tại nhiệt độ trung bình và nhiệt độ thành tấm của dầu.

$$\mu_1 = 0,00386 \text{ [Pa. s]};$$

$$\mu_{1w} = 0,00625 \text{ [Pa. s]}.$$

Hệ số trao đổi nhiệt giữa dòng dầu với thành tấm:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_e} = \frac{12,1 \times 0,1064}{0,005} = 257,6 \text{ [W/m².°C]}$$

Số Reynolds của dòng nước biển:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_e}{\nu_2} = \frac{0,089 \times 0,005}{0,754 \times 10^{-6}} = 587,75$$

Số Nusselt của dòng nước biển **Lỗi! Không tìm thấy nguồn tham chiếu.:**

$$Nu_2 = A \cdot Re_2^n Pr_2^{0,4} \left(\frac{\mu_2}{\mu_{2w}} \right)^{0,14} = 29,35$$

Trong đó: - $A = 0,14$ và $n = 0,73$;

- $Pr_2 = \frac{c_2 v_2 \rho_2}{\lambda_2} = 5.0$ là số Prandtl trung bình của nước biển;

- μ_2, μ_{2w} là độ nhớt động lực học tại nhiệt độ trung bình và nhiệt độ thành tấm của nước biển.

$$\mu_2 = 0,00075 [Pa \cdot s]; \quad \mu_{2w} = 0,000536 [Pa \cdot s].$$

Hệ số trao đổi nhiệt giữa dòng nước biển với thành tấm làm mát:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{29,35 \times 0,624}{0,005} = 3663,45 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

Hệ số truyền nhiệt tổng giữa dòng dầu bôi trơn với dòng nước biển:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot \frac{1}{\xi_c} = \frac{1}{\frac{1}{257,6} + \frac{0,0005}{16,3} + \frac{1}{3663,45}} \cdot \frac{1}{1,1} = 217,2 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

Trong đó: ξ_c – hệ số cần tính đến ảnh hưởng của cạnh bản bám trên các tấm.

Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit giữa 2 dòng chất lỏng:

$$LMTD = \frac{\Delta A - \Delta B}{\ln \frac{\Delta A}{\Delta B}} = \frac{(90-35) - (50-32)}{\ln \frac{(90-35)}{(50-32)}} = 33,13 [^\circ C]$$

Diện tích trao đổi nhiệt cần thiết của các tấm làm mát trong kết:

$$F = \frac{Q}{k \cdot LMTD} = \frac{99337,7}{217,2 \times 33,13} = 13,8 [m^2]$$

Diện tích trao đổi nhiệt thực tế của các lớp chất lỏng:

$$F_{pl} = 2a \times b \times n_1 = 2 \times 0,4 \times 0,3 \times 60 = 14,4 [m^2]$$

Như vậy với số lượng 60 kênh nước và 60 kênh dầu (121 tấm), diện tích trao đổi nhiệt của kết đảm bảo yêu cầu. Nếu việc lựa chọn số kênh không đạt thì cần phải lựa chọn và tính lại cho tới khi đạt giá trị phù hợp.

Để tính tổn thất áp suất ở mỗi kênh sử dụng công thức thực nghiệm với các hệ số hiệu chỉnh Mulley [5],[6]:

- Kênh dầu bôi trơn:

$$f_1 = \left(\frac{\beta}{30} \right)^{0,83} \cdot \left[\left(\frac{30,2}{Re_1} \right)^5 + \left(\frac{6,28}{Re_1^{0,5}} \right)^5 \right]^{0,2} = 1,667$$

- Kênh nước biển:

$$f_2 = \left(\frac{\beta}{30} \right)^{0,83} \cdot \left[\left(\frac{30,2}{Re_2} \right)^5 + \left(\frac{6,28}{Re_2^{0,5}} \right)^5 \right]^{0,2} = 0,46$$

Theo Mulley **Lỗi! Không tìm thấy nguồn tham chiếu.**, tổn thất áp suất của kênh dầu bằng:

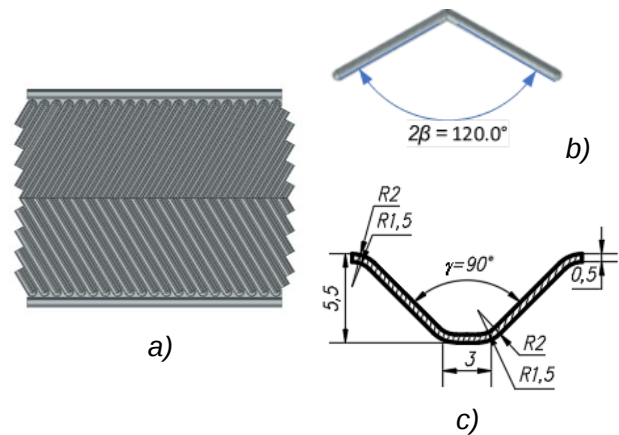
$$\Delta p_1 = 4 \cdot f_1 \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot \frac{a}{d_e} = 4 \cdot 1,667 \cdot \frac{850 \cdot 0,043^2}{2} \cdot \frac{0,4}{0,005} = 419,2 [Pa]$$

Tổn thất áp suất của kênh nước biển theo Mulley:

$$\Delta p_2 = 4 \cdot f_2 \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} \cdot \frac{a}{d_e} = 4 \cdot 0,46 \cdot \frac{994,5 \cdot 0,089^2}{2} \cdot \frac{0,4}{0,005} = 579,78 [Pa]$$

2.2 Thiết kế mô hình 3D tấm làm mát

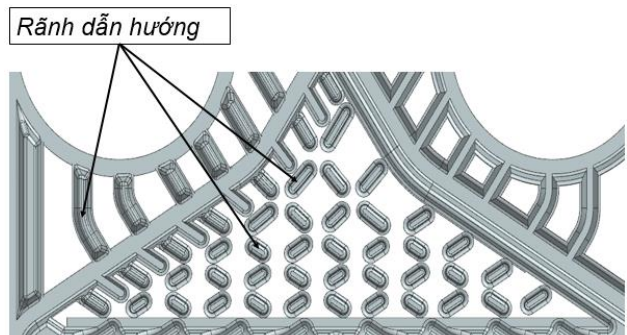
Sử dụng phần mềm Siemens NX thiết kế mô hình 3D phần trao đổi nhiệt (**Hình 1**) của tấm làm mát theo các thông số trong **Bảng 1**. **Hình 1a** thể hiện phần gân trao đổi nhiệt, **hình 1b** là góc gân β , và **hình 1c** là các kích thước cụ thể của gân hình thang.



Hình 1. Thiết kế phần trao đổi nhiệt tấm làm mát:

a) mô hình 3D phần trao đổi nhiệt; b) gân với $\beta = 60^\circ$; c) các kích thước gân hình thang

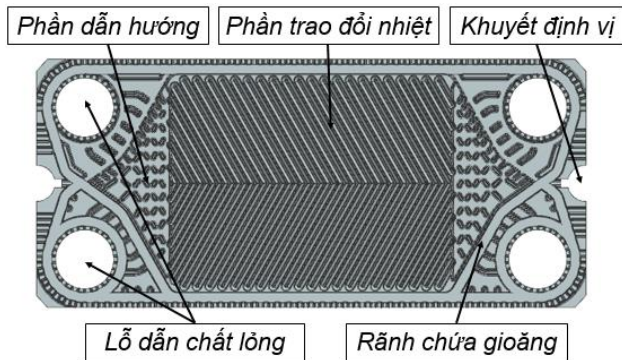
Phần dẫn hướng được thiết kế sao cho đảm bảo dòng được phân chia vào các kênh trao đổi nhiệt và không tạo thành các điểm chết (**Hình 2**). Phần dẫn hướng có kết cấu dạng các rãnh được dập về các phía ngược chiều nhau. Nhiệm vụ của phần dẫn hướng là để định hướng dòng chảy từ các lỗ dẫn chất lỏng đến phần trao đổi nhiệt. Trong quá trình làm việc, phần dẫn hướng cũng tham gia một phần vào quá trình trao đổi nhiệt giữa các dòng chất lỏng.



Hình 2. Mô hình 3D phần dẫn hướng

Mô hình tấm cùng vị trí các phần được thể hiện trên **Hình 3**. Khuyết định vị là các khuyết dạng bán nguyệt tại 2 đầu của tấm làm mát. Khuyết định vị

có nhiệm vụ dẫn hướng cho các tấm làm mát trong quá trình tháo lắp và cố định vị trí của chúng. Rãnh chứa gioăng được bố trí xung quanh tấm làm mát và các lỗ dẫn chất lỏng nhằm chứa các gioăng. Sử dụng các gioăng để đảm bảo làm kín các môi chất, tránh việc, nước biển sẽ rò rỉ vào dầu bôi trơn và làm giảm chất lượng, mất đi tính năng làm việc của dầu, gây hỏng hóc động cơ.



Hình 3. Mô hình 3D tấm và bố trí các phần chính

III. MÔ PHÒNG TRUYỀN NHIỆT LIÊN HỢP GIỮA HAI KÊNH LƯU CHẤT CỦA KẾT LÀM MÁT DẠNG TẤM

3.1 Cơ sở lý thuyết mô phỏng bằng phần mềm Siemens FloEFD

FloEFD là phần mềm mô phỏng chất lưu và truyền nhiệt, có thể chạy độc lập hoặc tích hợp hoàn toàn vào các phần mềm CAD như NX, Solidworks, SolidEdge, Catia và Creo. Cũng như các phần mềm CFD khác giải hệ phương trình Navier-Stokes phụ thuộc thời gian bằng phương pháp thể tích hữu hạn [16]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) &= S_M^p \\ \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i + S_{ii}^p \\ \frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i}(u_j(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} \\ &\quad - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + S_H^p + Q_H \end{aligned}$$

$$H = h + \frac{u^2}{2} + \frac{5}{3}k - \frac{\Omega^2 r^2}{2} - \sum_m h_m^0 y_m$$

Trong đó: u - là vận tốc dòng lưu chất, ρ - mật độ; S_i - đơn vị lực trên đơn vị khối lượng do sức cản do hơi, trọng lực và hệ tọa độ quay; h - enthalpy; S_M^p , S_{ii}^p , S_H^p là các biến trao đổi giữa các tiếp diện do tương tác hạt Euler-Lagrange; Q_H - là nguồn nhiệt trên đơn vị thể tích, τ_{ij} - tensor ứng suất tiếp do

nhớt, q_i - thông lượng nhiệt khuếch tán; Ω - vận tốc góc của hệ tọa độ quay, r - khoảng cách từ điểm tới trục quay trong hệ tọa độ quay, k - động năng rối, h_m^0 là enthalpy riêng của phần tử thứ m trong hỗn hợp, y_m - mật độ phần tử m . Các chỉ số để thể hiện 3 trục tọa độ $i, j = 1, 2, 3$.

Mô hình rối dùng để mô tả ảnh hưởng của độ rối tới dòng chảy, đặc biệt là tới ứng suất tiếp và thông lượng nhiệt trên tường, và mỗi mô hình rối lại phụ thuộc vào điều kiện dòng ở gần tường. FloEFD sử dụng mô hình rối $k-\varepsilon$ của Lam và *Bramhost* ở phần dòng chảy chính, còn ở lớp biên sử dụng mô hình rối *Prandtl*.

Đối với lưu chất Newton, tensor ứng suất tiếp được định nghĩa:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)$$

Theo giả thiết *Boussinesq*, tensor ứng suất *Reynolds* được viết dưới dạng:

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

Trong đó, δ_{ij} - là hàm Kronecker (bằng 1 nếu $i=j$, bằng 0 nếu ngược lại), μ - độ nhớt động lực học, μ_t - độ nhớt của xoáy rối và k - động năng rối. Đối với dòng chảy tầng μ_t và k sẽ bằng 0, còn với mô hình rối $k-\varepsilon$ thì μ_t được xác định bằng hai tham số chính là động năng rối k và khếch tán rối ε :

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}$$

Ở đây f_μ là hệ số nhớt rối được xác định bằng biểu thức:

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.0165 R_y)]^2 (1 + \frac{20.5}{R_T})$$

Trong đó:

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}; R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}$$

Với y là khoảng cách từ tường. Hàm này cho phép chuyển đổi qua lại giữa dòng chảy tầng và chảy rối.

Hai phương trình biến đổi bổ sung dùng để biểu diễn động năng và khuếch tán rối:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon$$

Các tham số nguồn S_k và S_ε được xác định:

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}$$

Ở đây P_B biểu thị sinh rối do các lực nổi và được viết dưới dạng:

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

Với g_i là thành phần gia tốc trọng trường theo phương x_i , hằng số $\sigma_B = 0.9$, và $C_B = 1$ nếu $P_B > 0$ và bằng 0 nếu:

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu} \right)^3; f_2 = 1 - \exp(-R_T^2)$$

Hằng số trong các phương trình đều được xác định bằng thực nghiệm, trong đó:

$$C_\mu = 0.09; C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92; \sigma_\varepsilon = 1.3; \sigma_\varepsilon = 1.$$

Khí số Lewis $Le = 1$ thì thông lượng nhiệt khuếch tán được xác định theo biểu thức:

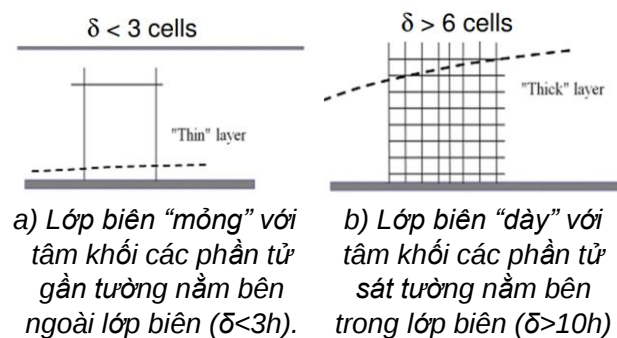
$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i}; i = 1, 2, 3$$

Với $\sigma_c = 0.9$, Pr - số Prandtl, h - enthalpy.

Đối với bài toán tĩnh thì các biến (ρ , u_i , H , p , k , ε) ở trong các phương trình trên sẽ không thay đổi theo thời gian.

FloEFD tự động phát hiện miền lưới không đủ mịn để giải như truyền thống và kết hợp phương pháp giải tích và các biểu thức thực nghiệm. Điều này giúp giải các bài toán thực tế mà không cần làm sạch mô hình vốn tốn rất nhiều công sức.

Lớp biên được phân làm ba loại: dày, mỏng và trung bình. Lớp biên mỏng là khi độ dày lớp biên δ nhỏ hơn 3 lần ô lưới sát biên h , lúc này phần mềm sử dụng phương pháp giải tích (**Hình 4a**). Lớp biên được coi là "dày" nếu $\delta > 10h$, khi đó phần mềm áp dụng các hàm tường bằng phương pháp Van-Driest (**Hình 4b**). Trong trường hợp lớp biên trung bình sẽ kết hợp 2 phương pháp trên sao cho có sự chuyển tiếp êm giữa hai mô hình: khi lưới mịn sẽ dùng thuyết Van-Driest, ngược lại sẽ giải như biên mỏng kết hợp các hằng số thực nghiệm.



Hình 4. Phân loại lớp biên trong FloEFD [16]

Đối với bài toán truyền nhiệt liên hợp giữa chất lưu và chất rắn, ngoài giải hệ Navier-Stokes và thông lượng nhiệt ở trên thì dẫn nhiệt trong vật rắn được tính toán theo phương trình:

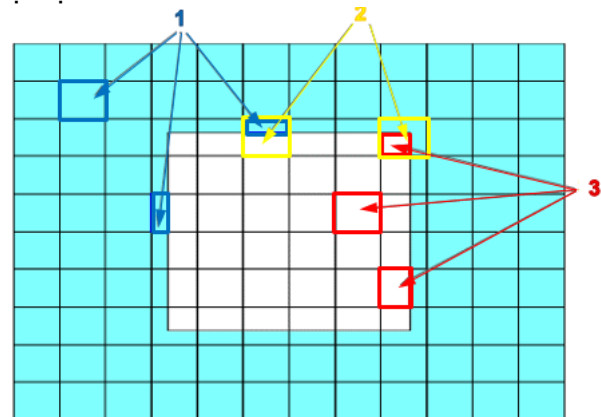
$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_H$$

Trong đó e - nội năng riêng với $e = CT$, C là nhiệt dung riêng, Q_H là lượng nhiệt tỏa ra (hoặc hấp thu vào) trên một đơn vị thể tích, và λ_i là các giá trị riêng của tensor dẫn nhiệt. Với môi trường đẳng hướng $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda$. Với bài toán tĩnh thì $e = \text{const}$, phương trình trên được viết dưới dạng:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_H = 0$$

Năng lượng trao đổi giữa chất lưu và chất rắn được tính toán thông qua thông lượng nhiệt theo hướng vuông góc với tiếp diện giữa chúng, có tính tới nhiệt độ bề mặt chất rắn và các đặc tính lớp biên chất lưu nếu cần.

FloEFD sử dụng phần tử lưới dạng hình hộp chữ nhật và với bài toán có tương tác chất lưu-chất rắn thì lưới gồm 3 loại phần tử: chất lưu (toàn bộ ô lưới là lưu chất), chất rắn (toàn bộ là chất rắn), phần tử lai ở các lớp biên gồm cả chất lưu và chất rắn (**Hình 5**). Phần tử lai được tính toán theo các hàm tường và một phần tử có thể chứa tới 36 loại vật liệu khác nhau.



Hình 5. Các ô lưới tính toán dạng khác nhau:

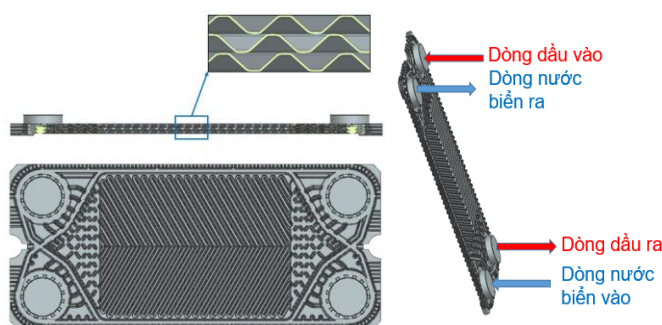
1) ô lưới chất lưu; 2) ô lưới lai ở biên giữa chất lưu-chất rắn; 3) ô lưới chất rắn [16]

Bộ giải tính xấp xỉ các phương trình bảo toàn theo tâm của các phần tử thể tích hữu hạn. Trên các tiếp diện chất rắn-chất lưu thì thông lượng được tính theo các điều kiện biên có tính tới đường cong bề mặt và áp dụng mô hình lớp biên. Truyền nhiệt liên hợp sẽ được giải đồng thời trong một bài toán chứ không tách thành các vấn đề riêng có mối

liên hệ với nhau như ở các bộ giải khác (ví dụ Ansys Workbench).

Như vậy, với việc sử dụng ô lưới hình hộp chữ nhật, phần tử lai chất lưu-chất rắn, hàm tường giải bằng phương pháp kết hợp giải tích-phương trình thực nghiệm và hệ phương trình bảo toàn Navier-Stokes, FloEFD phù hợp giải các bài toán với mô hình 3D phức tạp trong thực tế mà các phương pháp thông thường khó có thể giải quyết được, ví dụ đối với kết làm mát dạng tấm.

Bảng 3) theo nhiệt độ được nhập vào thư viện vật liệu của phần mềm.



3.2 Thiết lập mô hình mô phỏng

Mô hình mô phỏng (**Hình 6**) được ghép bởi 3 tấm làm mát tương ứng với 2 kênh chất lưu (1 kênh dầu bôi trơn, 1 kênh nước biển). Giữa các tấm có bố trí các gioăng bao kín bằng cao su cứng (*hard rubber*).

Các tính toán trao đổi nhiệt được thực hiện tại chế độ công suất định mức của động cơ tua bin khí. Khi đó, lưu lượng dầu bôi trơn được xác định thông qua lưu lượng của bơm.

Các điều kiện biên của mô hình mô phỏng được thể hiện trên **Bảng 2**. Các tính chất của dầu (

Hình 6. Mô hình mô phỏng với 3 tấm: 1 kênh nước và 1 kênh dầu bôi trơn

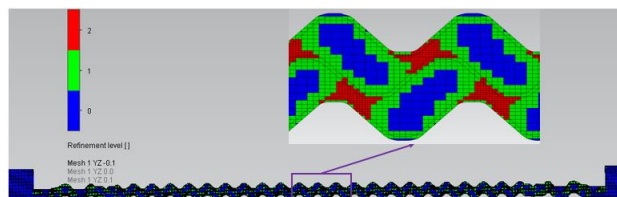
Bảng 2. Các điều kiện biên của kênh nước và dầu

Tên điều kiện biên	Kênh nước	Kênh dầu
Lưu lượng đầu vào (Inlet Volume Flow), m ³ /s	0,0001329	0,000643
Nhiệt độ đầu vào (Inlet Temperature), độ	32	90
Áp suất tĩnh đầu ra (Outlet Static Pressure), Pa	101325	

Bảng 3. Thông số của dầu bôi trơn nhập vào phần mềm Siemens FloEFD

Nhiệt độ t, °C	Khối lượng riêng ρ, kg/m ³	Nhiệt dung riêng đẳng áp c _p , kJ/(kg.K)	Hệ số dẫn nhiệt λ, W/(m.K)	Hệ số khuếch tán nhiệt α·10 ⁸ , m ² /s	Độ nhớt động lực học μ·10 ⁴ , Pa.s	Độ nhớt động học ν·10 ⁶ , m ² /s	Hệ số giãn nở thể tích β·10 ⁴ , K ⁻¹	Hệ số Prandtl Pr
0	892,5	1,549	0,1123	8,14	629,8	70,5	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	7,83	335,5	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	7,56	198,2	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	7,28	128,5	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	7,03	89,4	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	6,80	65,3	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	6,58	49,5	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	6,36	38,6	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	6,17	30,8	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	6,00	25,4	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	5,83	21,3	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	5,67	18,1	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	5,50	15,7	1,92	7,40	34,9

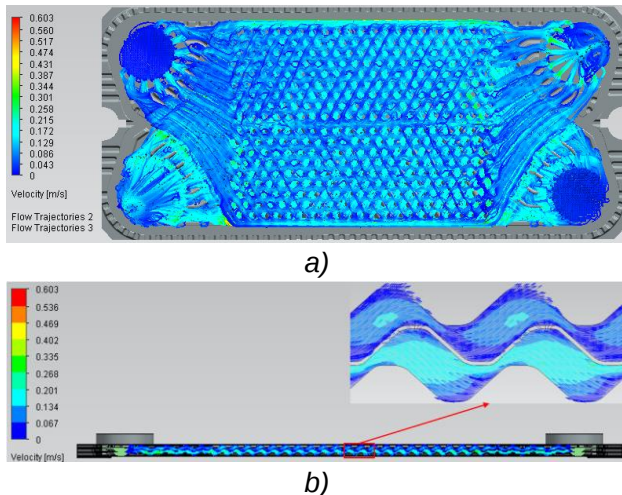
Mô hình chia lưới (**Hình 7**) gồm 22.333.038 phần tử, trong đó lưu chất: 9.705.151; chất rắn: 12.627.887; và phần tử lai: 5.131.768. Tại các kênh hẹp nhất theo mặt cắt đạt tối thiểu 7 phần tử.



Hình 7. Mô hình chia lưới kết làm mát

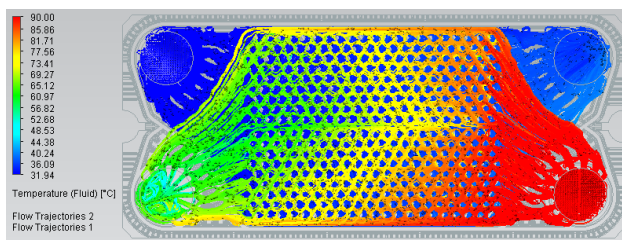
IV. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả mô phỏng vận tốc dòng chảy ở kênh nước và dầu được thể hiện trên **Hình 8** cho thấy ở phần dẫn hướng dòng chảy đi đều vào các kênh trao đổi nhiệt, không có các vị trí dòng bị dừng (điểm chết). Ở phần trao đổi nhiệt các dòng chảy rối khá đồng đều bao xung quanh các điểm tiếp xúc giữa hai tấm, giúp tăng cường trao đổi nhiệt nhưng đồng thời cũng sẽ tăng tổn thất áp suất ở các kênh.



Hình 8. Phân bố vận tốc dòng ở các kênh:
a) nhìn từ trên xuống; b) mặt cắt ngang dọc tấm

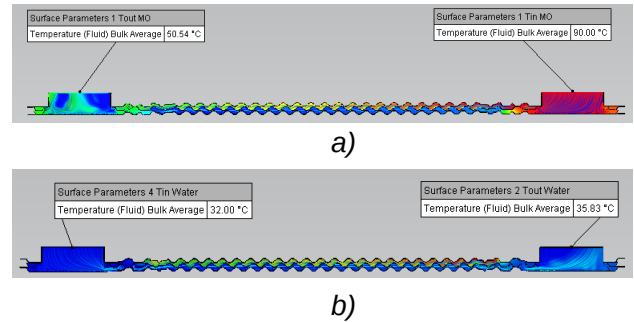
Phân bố nhiệt độ tại các vị trí trong toàn bộ dòng chất lỏng (dầu bôi trơn và nước biển) là thay đổi dần đều từ đầu vào sang đầu ra, không có sự thay đổi nhiều theo bề ngang (**Hình 9**).



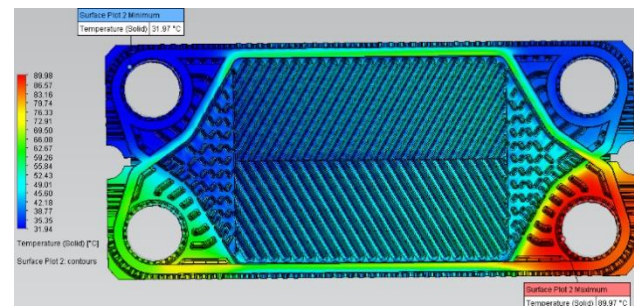
Hình 9. Phân bố nhiệt độ của dòng dầu bôi trơn và dòng nước biển

Nhiệt độ trung bình đầu ra của dòng dầu và nước tương ứng là 50,54 °C và 35,83 °C, phù hợp với tính toán lý thuyết là 50 °C và 35 °C (**Hình 10**).

Nhiệt độ của tấm làm mát lớn nhất là 89,97 °C tại đầu vào của dòng dầu và nhỏ nhất là 31,97 °C tại đầu vào của nước biển (**Hình 11**). Nhiệt độ của gioăng bao kín lớn nhất là 89,79 °C tại vị trí tiếp với đầu vào dầu và nhỏ nhất là 31,97 °C tại vị trí tiếp xúc với đầu vào nước biển.



Hình 10. Nhiệt độ trung bình tại đầu vào và đầu ra của dòng: a) dầu bôi trơn; b) nước biển



Hình 11. Phân bố nhiệt độ trên tấm làm mát ở giữa 2 kênh

Tổn thất áp suất của dòng dầu bôi trơn:

$$\Delta p_1 = 101840,11 - 101325 = 515,11 [Pa]$$

Tổn thất áp suất của dòng nước biển:

$$\Delta p_2 = 101879,88 - 101325 = 554,88 [Pa]$$

Sử dụng công thức Mulley [5] thì tổn thất áp suất trong kênh dầu và nước biển tương ứng là 419,2 Pa và 579,8 Pa, do đó sai số mô phỏng tương ứng là 22,9% và 4,3%.

V. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày kết quả mô phỏng trao đổi nhiệt liên hợp giữa kênh nước và dầu bôi trơn trong kết làm mát động cơ tua bin khí tàu thủy. Mô hình mô phỏng với hai kênh nước và dầu ngăn bởi 3 tấm được giữ nguyên thiết kế, không giản lược như ở các công bố khác.

Cấu trúc các dòng lưu chất cho thấy thiết kế tấm đạt yêu cầu tạo dòng rối đồng đều và không có điểm chết. Kết quả tính toán nhiệt độ đầu ra cao hơn tính toán lý thuyết ở kênh dầu và nước tương ứng 0,54°C và 0,83°C, còn sai số tổn thất áp suất so với công thức thực nghiệm là 22,9% và 4,3%.

Việc chế tạo và thử nghiệm kết tiêu tốn nhiều chi phí và công sức nên cần nghiên cứu mô phỏng để giảm thiểu sai sót cũng như tối ưu hóa thiết kế trước khi chế tạo. Các kết quả tính toán lý thuyết và mô phỏng trên vẫn cần so sánh với thực nghiệm

để khẳng định độ chính xác và nắm hướng nghiên cứu tiếp theo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Manglik R. M., Sundén Bengt, Wang Lieke. *Plate heat exchangers: Design, applications and performance*. WIT Press, 2007, 288p.
- [2] Holger Martin. *A theoretical approach to predict the performance of chevron type plate heat exchangers*. Chem. Eng. Process. 35 (4), 1996, pp.301-310.
- [3] D. Dovic, B. Palm, S. Savaic. *Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry*. Int. J. Heat Mass Transf. 52, 2009, pp.4553-4563.
- [4] Arsenyeva O, Tovazhnyansky L, Kapustenko P. *The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions*. Energy 57, 2013, pp 201-207.
- [5] Muley A., Manglik R. M. *Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates*. Journal of Heat Transfer, 121(1), 1999, pp.110-117.
- [6] Anisoara Arleziana Neagu, Claudia Irina Koncsag, Alina Barbulescu, Elisabeta Botez. *Estimation of pressure drop in gasket plate heat exchangers*. Ovidius University of Constanta, Volume 27, Number 1, pp. 62- 72, 2016. DOI:10.1515/auoc-2016-0011
- [7] Aslam Bhutta M.M., Hayat N., Bashir M.H., Khan A.R.et al. *CFD applications in various heat exchangers design: A review*. Applied Thermal Engineering, 32, 2012. pp.1–12. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001.
- [8] Kanaris A.G., Mouza A.A., Paras S.V. *Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD code*. Chem. Eng. Technol. 29 (8), 2006, pp.923-930. DOI: 10.1002/ceat.200600093
- [9] Ying-Chi Tsai, Fung-Bao Liu, Po-Tsun Shen. *Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger*. Journal International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 36, 2009, pp. 574 – 578. ISSN 0735-1933.
- [10] Xiao-Hong Han, Li-Qi Cui, Shao-Jie Chen, Guang-Ming Chen, Qin Wang. *A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers*. Int. Commun. Heat Mass Transf. 37 (8), 2010, pp.1008-1014.
- [11] Iulian Gherasim, Nicolas Galanis, Cong Tam Nguyen. *Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger. Part II: Assessment of laminar and two-equation turbulent models*. Int. J. Therm. Sci. 50 (8), 2011, pp.1499-1511.
- [12] M. Kan, O. Ipek and B. Gurel. *Plate Heat Exchangers as a Compact Design and Optimization of Different Channel Angles*. Acta Physica Polonica A. Vol. 128, 2015, pp49-52. DOI: 10.12693/APhysPolA.128.B-49
- [13] Jan Skočilasa, Ievgen Palaziuk. *CFD simulation of the heat transfer process in a chevron plate heat exchanger using the SST turbulence model*. Acta Polytechnica 55(4):267 August 2015. DOI:10.14311/AP.2015.55.0267
- [14] Sarraf K., Launay S., Tadrist L. *Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers*. International Journal of Thermal Sciences, 94, 2015, pp.126–138. DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2015.03.002
- [15] Olga Arsenyeva, Leonid Tovazhnyanskya, et al. *Computer aided design of plate heat exchangers*. 20th European Symposium, 2010. DOI:10.1016/S1570-7946(10)28222-6
- [16] Dassault Systems. *Technical Reference Solidworks Flow Simulation 2021*, 160p.

NUMERICAL STUDY OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN A PLATE HEAT EXCHANGER FOR COOLING OF MARINE GAS TURBINE

Nguyen Quoc Quan*, Phung Van Duoc, Le Tien Duong - Le Quy Don Technical University
Tran Van Nguong – Factory X52; Duong Quoc Cuong - Tran Dai Nghia University
Email: ngquanturbine@lqdtu.edu.vn

ABSTRACT

Plate heat exchangers were widely used in many fields, including cooling marine gas turbine engines. Due to the complex shape of the plate, the theoretical calculations were usually based on experimental coefficients. The CFD simulation model was often simplified to ensure meshing quality. This paper builds a simulation model of a plate heat exchanger with two seawater channels and lubricating oil separated by three cooling plates following the original complex design. Using Siemens FloEFD software to simulate conjugate heat transfer, the channels' outlet temperature and pressure drop were consistent with the theoretical calculation.