

Influence of Velocity on Heat Transfer Performance of Ribbed Channels: A Numerical Study

Thi Tuong Vi Dang¹, Thanh Tinh Tran^{2*}, Thanh Trung Dang²

¹Cao Thang Technical College, Vietnam

²Ho Chi Minh City University of Technology and Education, Vietnam

*Corresponding author. Email: tinhtt@hcmute.edu.vn

ARTICLE INFO

Received: 12/04/2025
Revised: 19/05/2025
Accepted: 10/06/2025
Published: 28/11/2025

KEYWORDS

Heat transfer;
Rib channel;
Nusselt number;
CFD;
Rib turbulated cooling.

ABSTRACT

To evaluate the effect of velocity on the thermal performance of the ribbed channel (used as a cooling channel in turbine blades), this study performed numerical investigation using the Ansys Fluent 19.2 software. The investigated velocity range from 2.8 m/s to 11.2 m/s (corresponding to Reynolds number from 10,217 to 40,867) showed that increasing velocity reduces the thermal boundary layer and enhances the mixing of the cooling air flow, thereby improving the heat transfer capacity. However, increasing velocity also increases the pressure loss in the channel, including local losses at the ribs. Based on the simulation results, the empirical coefficients $C = 11.648$ and $n = 0.3986$ were determined for the correlation equation of Nusselt number (Nu) against Reynolds number (Re) for air. These results are the premise for the next research steps when studying to improve the heat exchange capacity with ribs by changing the inlet flow parameters.

Nghiên cứu ảnh hưởng của vận tốc đến khả năng trao đổi nhiệt của kênh có gờ bằng phương pháp mô phỏng số

Đặng Thị Tường Vi¹, Trần Thanh Tinh^{2*}, Đặng Thành Trung²

¹Trường Cao đẳng Kỹ thuật Cao Thắng, Việt Nam

²Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

*Tác giả liên hệ. Email: tinhtt@hcmute.edu.vn

THÔNG TIN BÀI BÁO

Ngày nhận bài: 12/04/2025
Ngày hoàn thiện: 19/05/2025
Ngày chấp nhận đăng: 10/06/2025
Ngày đăng: 28/11/2025

TỪ KHÓA

Truyền nhiệt;
Kênh có gờ;
Số Nusselt;
Mô phỏng số;
Kênh làm mát tua bin.

TÓM TẮT

Để đánh giá ảnh hưởng của vận tốc đến khả năng trao đổi nhiệt của kênh có gờ (được sử dụng làm kênh làm mát trong cánh tua bin), nghiên cứu này sử dụng phương pháp mô phỏng với phần mềm Ansys Fluent 19.2. Phạm vi vận tốc khảo sát từ 2,8 m/s đến 11,2 m/s (tương ứng với số Reynolds từ 10.217 đến 40.867) cho thấy vận tốc tăng làm giảm lớp biên nhiệt và tăng cường sự hòa trộn của dòng không khí làm mát, từ đó cải thiện khả năng trao đổi nhiệt. Tuy nhiên, vận tốc tăng cũng làm tăng tổn thất áp suất trên kênh, bao gồm cả tổn thất cục bộ tại các gờ. Dựa trên kết quả mô phỏng, các hệ số thực nghiệm $C = 11,648$ và $n = 0,3986$ đã được xác định cho phương trình tiêu chuẩn Nusselt (Nu) theo tiêu chuẩn Reynolds (Re) đối với không khí. Các kết quả này là tiền đề cho các bước nghiên cứu tiếp theo khi nghiên cứu nâng cao khả năng trao đổi nhiệt có gờ bằng cách thay đổi thông số dòng vào.

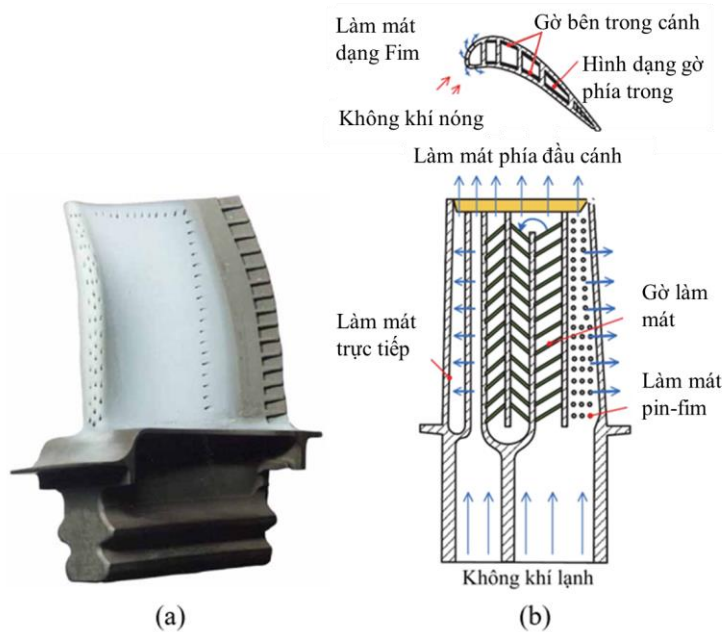
Doi: <https://doi.org/10.54644/jte.2025.1880>

Copyright © JTE. This is an open access article distributed under the terms and conditions of the [Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/) which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium for non-commercial purpose, provided the original work is properly cited.

1. Giới thiệu

Việc tăng nhiệt độ đầu vào có thể giúp cải thiện hiệu suất nhiệt và công suất đầu ra của tua bin khí [1]. Hiện nay, nhiệt độ đầu vào tua bin có thể đạt đến 2000 K, điều này làm cho môi trường vận hành của tua bin khí trở nên khắc nghiệt hơn [2]. Để đảm bảo độ bền và ổn định của tua bin khí, cần có những

nghiên cứu để cải thiện kết cấu và đặc biệt là hiệu quả làm mát cánh tua bin. Một trong những cách được ứng dụng rộng rãi ngày nay là sử dụng kênh bên trong cánh để tản nhiệt như Hình 1(b).



Hình 1. Cấu hình cánh tua bin và kênh tản nhiệt bên trong [3].

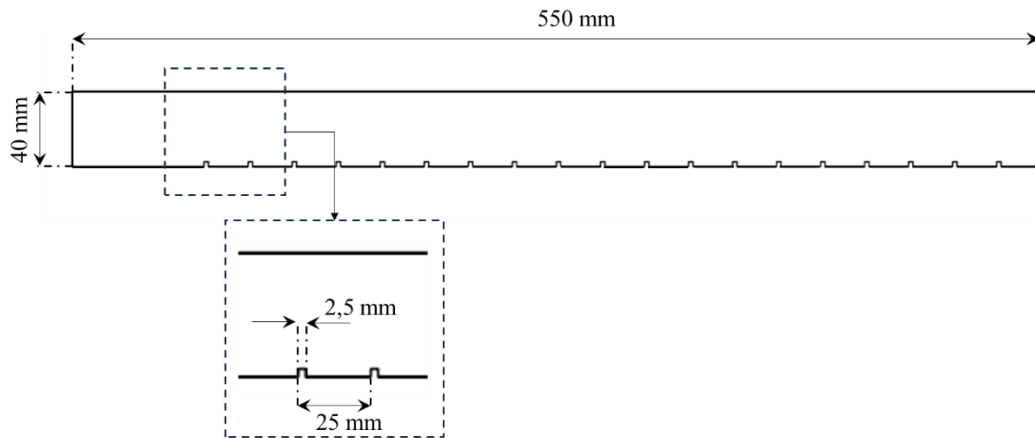
Trong những năm gần đây, một giải pháp được đề ra nhằm tăng hiệu quả giải nhiệt cho cánh tua bin đó là sử dụng kênh trao đổi nhiệt có gờ. Đã có nhiều công trình nghiên cứu được thực hiện để đánh giá khả năng truyền nhiệt trong các kênh có gờ. Lei và các cộng sự [4] đã nghiên cứu cải thiện hiệu suất truyền nhiệt và giảm tổn thất áp suất trong kênh có gờ làm mát bằng hơi nước của cánh tua bin khí. Kết quả cho thấy, số Re và tỷ lệ chiều cao gờ ảnh hưởng lớn nhất đến hiệu suất truyền nhiệt. Li và các cộng sự [5] đã nghiên cứu ảnh hưởng của hình dạng gờ đến hiệu quả truyền nhiệt và tổn thất áp suất của dòng chảy rối trong các kênh có gờ. Kết quả cho thấy hình dạng gờ chữ W cho hiệu suất cao nhất, các gờ nhỏ cho hiệu suất nhiệt cao hơn đáng kể so với gờ kích thước thông thường, nhờ các cấu trúc xoáy gần tường được tạo ra, góp phần tăng cường truyền nhiệt. Yang và Chen [6] đã sử dụng phương pháp tối ưu hóa kết hợp mô phỏng số để tối ưu cấu trúc các kênh có gờ. Kết quả cho thấy, các gờ có ảnh hưởng đáng kể đến khả năng trao đổi nhiệt và ma sát. Kết quả nghiên cứu cho thấy, hiệu suất nhiệt tăng từ 1,1 đến 1,5 với kênh gờ xếp thẳng hàng và đạt 2,68 với kênh gờ xếp so le. Naphon [7] đã tiến hành khảo sát đặc tính truyền nhiệt và tổn thất áp suất trong kênh có tấm trên và dưới dạng gợn sóng chữ V dưới dòng nhiệt không đổi. Kết quả cho thấy bề mặt gợn sóng làm tăng đáng kể hệ số truyền nhiệt nhờ các vùng xoáy tái tuần hoàn, nhưng cũng làm tăng tổn thất áp suất so với bề mặt phẳng. Akbarzadeh và các cộng sự [8] đã thực hiện nghiên cứu mô phỏng số hiệu suất nhiệt của kênh dạng sóng với ba cấu trúc gờ: hình sin, hình thang và hình tam giác. Kết quả cho thấy kênh tam giác tạo ra lượng entropy cao nhất, tiếp theo là kênh hình sin và hình thang. Shi và các cộng sự [9] nghiên cứu thực nghiệm nhằm phân tích đặc tính truyền nhiệt và hiệu suất nhiệt của dòng hơi nước trong các kênh có tỉ lệ khung rộng ($W/H = 2$) với các gờ nghiêng trên hai bề mặt đối diện. Kết quả nghiên cứu cho thấy, trong các thiết kế gờ được khảo sát, gờ nghiêng 60° mang lại hiệu suất truyền nhiệt tốt nhất. Ye và các cộng sự [10] đã nghiên cứu về trạng thái dòng chảy dao động, bao gồm các loại dòng chảy và công nghệ truyền nhiệt kết hợp. Kết quả nghiên cứu cho thấy, dòng chảy dao động đơn pha có hiệu suất ổn định hơn so với dòng chảy một chiều, trong khi dòng dao động hai pha ở tần số cao giúp cải thiện đáng kể hiệu quả truyền nhiệt. Yang và các cộng sự [11] đã thực hiện mô phỏng số để nghiên cứu dòng chảy và truyền nhiệt trong các kênh có gờ với các góc 30° , 45° , 60° và 90° dưới dòng chảy dao động. Kết quả cho thấy, dòng chảy dao động làm tăng giá trị Nu trung bình so với dòng chảy ổn định, đặc biệt ở kênh có gờ 90° . Tần số tối ưu và biên độ dao động cùng với số Reynolds cao sẽ cải thiện truyền nhiệt, mặc dù gây tổn thất áp suất lớn.

Tóm lại, đã có các nghiên cứu mô phỏng số và thực nghiệm về cấu hình hình học của gờ, chẳng hạn như tiết diện gờ, góc gờ, cách bố trí gờ, tỷ lệ chiều rộng/ chiều cao của gờ. Tuy nhiên các nghiên cứu liên quan đến đặc tính truyền nhiệt dòng chảy trong kênh có gờ còn hạn chế, đặc biệt ở chế độ dòng chảy có vận tốc lớn. Bài báo này sẽ tiến hành nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của vận tốc đến khả năng trao đổi nhiệt kênh có gờ bằng phương pháp mô phỏng số. Trong giới hạn bài báo này, các đặc tính truyền nhiệt gồm có: Nusselt, $Q/\Delta P$, được xem xét để đánh giá khả năng trao đổi nhiệt của kênh.

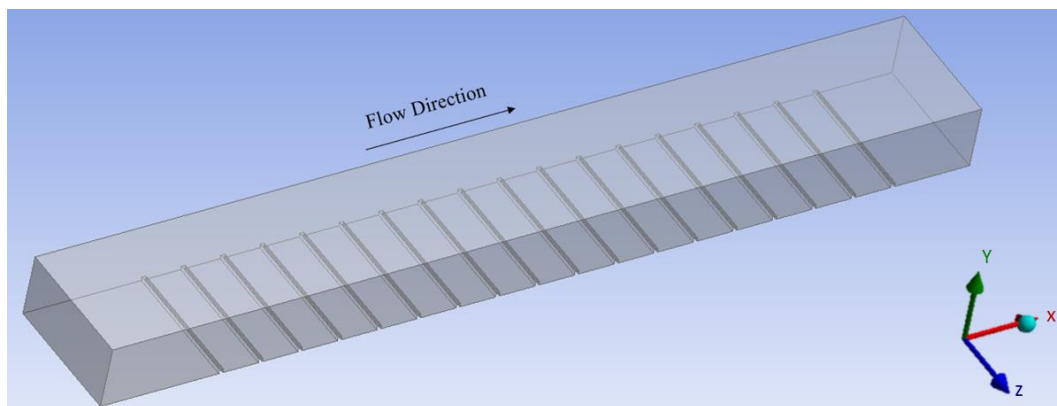
2. Mô hình và thông số mô phỏng

2.1. Mô hình và phương trình chính yếu

Mô hình được thiết lập dựa trên nghiên cứu đã được công bố [11] với đối tượng nghiên cứu là kênh tản nhiệt bên trong cánh tua bin được đề cập như Hình 2.



Hình 2. Kích thước kênh mô phỏng.



Hình 3. Miền tính toán kênh có gờ.

Mô hình ba chiều được xây dựng trong Hình 3 có kích thước chiều cao 40 mm, chiều rộng 80 mm, toàn bộ kênh dài 550 mm. Bên trong được bố trí các gờ vuông 2,5 mm với khoảng cách bước gờ là 25 mm.

Những phương trình chính yếu ở trạng thái không phụ thuộc thời gian được sử dụng để mô phỏng số trong nghiên cứu này bao gồm phương trình liên tục (1), phương trình động lượng (2 - 4) và phương trình năng lượng (5).

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Trong đó, ρ , p , μ , c_p , T , u , v , w lần lượt là khối lượng riêng, áp suất, độ nhớt động lực học, nhiệt dung riêng đẳng áp, nhiệt độ, và ba thành phần vận tốc theo các phương x , y , và z . Mô hình dòng chảy rối $k - \omega$ SST được sử dụng trong nghiên cứu này.

Miền tính toán trong Hình 3 có các điều kiện biên như sau: vận tốc đầu vào được gán ở mặt bên trái; áp suất đầu ra được gán ở mặt bên phải; điều kiện tường rắn được gán cho bốn mặt còn lại.

Trong bài báo có sử dụng các đại lượng sau đây để đánh giá hiệu năng trao đổi nhiệt của kênh:

$$\xi = \frac{Q}{\Delta P} \quad (6)$$

Trong đó: ξ là chỉ số hoàn thiện; Q là nhiệt lượng trao đổi giữa lưu chất và bề mặt vách trên toàn bộ kênh (W); ΔP là tổn thất áp suất của kênh (Pa).

2.2. Các thông số mô phỏng

Trong mô hình mô phỏng ở Hình 3, dòng lưu chất được xét là không khí chuyển động bên trong, tiếp xúc với lớp vật liệu là titanium. Thông số vật lý của không khí và titanium được thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số vật lý của không khí và titanium.

STT	Lưu chất/ Vật liệu	ρ (kg/m ³)	C_p (J/(kg.K))	λ (W/(m.K))	μ (Pa.s)
1	Không khí	1,225	1006,43	0,0242	$1,7894 \cdot 10^{-5}$
2	Titanium	4500	520	21,9	-

Lưu chất chuyển động bên trong là khối không khí sau khi nén thấp áp với nhiệt độ đầu vào là 447 K và áp suất 0,3 MPa. Khối không khí này tiếp xúc với vách có mật độ dòng nhiệt là 5000 W/m².

Số Re được xác định theo phương trình (7).

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (7)$$

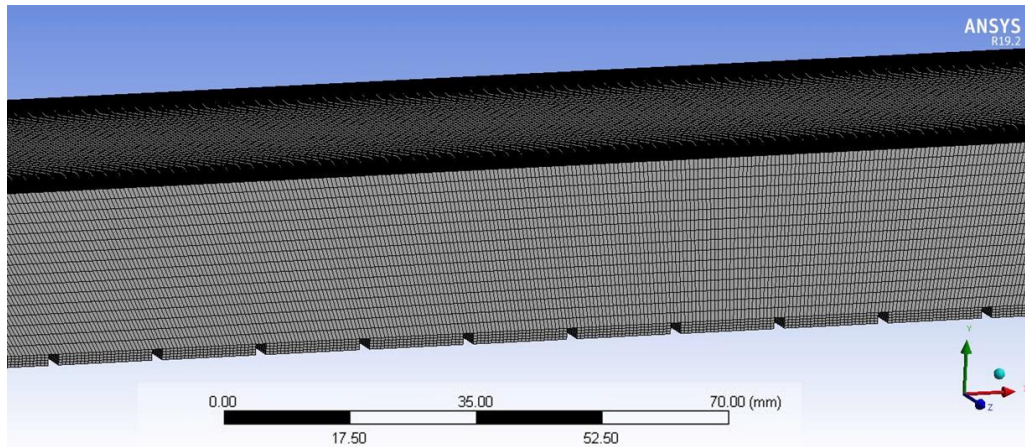
Trong đó: ρ là khối lượng riêng của lưu chất (kg/m³); v là vận tốc dòng chảy của lưu chất (m/s); D là đường kính thủy lực (m); μ là độ nhớt động lực học của lưu chất (Pa.s).

3. Kết quả và thảo luận

3.1. Kết quả hội tụ lưới

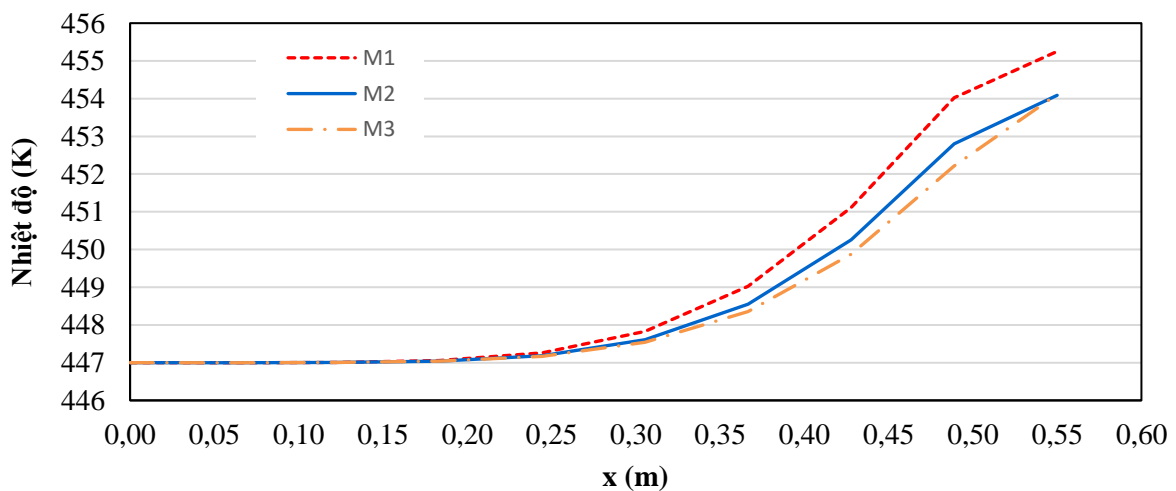
Trong nghiên cứu này, các mô phỏng được thực hiện bởi phần mềm Ansys Fluent 19.2, không khí có dạng là dòng chảy rối không phụ thuộc thời gian. Lờ giải được sử dụng là Pressure-Based với thuật toán SIMPLE và mô hình dòng chảy rối $k - \omega$ SST áp dụng cho các tính toán. Trong đó mô hình rối $k - \omega$ SST là sự kết hợp giữa mô hình rối $k - \omega$ cho khu vực gần tường rắn, và $k - \epsilon$ cho khu vực xa tường rắn. Nhờ sự kết hợp ưu điểm của cả hai mô hình thành phần, nên mô hình $k - \omega$ SST được chứng

minh là rất phù hợp cho dòng có sự tách rời lớp biên [2], [10] tương tự như dòng đi trong kênh có gờ như nghiên cứu hiện tại. Trước hết cần xét hội tụ lưới với sai số cho phép cho các phương trình liên tục, phương trình động lượng, phương trình năng lượng là 10^{-4} . Ngoài ra, khi sử dụng mô hình rối $k - \omega SST$ thì y^+ cũng cần được xem xét để đảm bảo độ chính xác về các kết quả mô phỏng đặc tính truyền nhiệt và tổn thất áp suất. Thông thường, giá trị $y^+ \approx 1$ được khuyến khích sử dụng cho mô hình rối này [11], [12], nhằm tăng độ chính xác cho các kết quả mô phỏng. Trong khi $y^+ = 10$ cho kết quả về Nusselt và hệ số ma sát sai lệch 5-16% phụ thuộc vào Reynolds, nhưng giảm được đáng kể thời gian và tài nguyên tính toán [12], như trong nghiên cứu [13], giá trị y^+ trong khoảng 10 đến 100 được cho là phù hợp với thực nghiệm. Vì vậy, trong nghiên cứu này, các giá trị y^+ được xem xét nằm trong khoảng khuyến cáo để tránh sử dụng số phần tử tính toán quá lớn và vẫn đảm bảo kết quả mô phỏng.



Hình 4. Hình ảnh cấu trúc lưới trên miền tính toán.

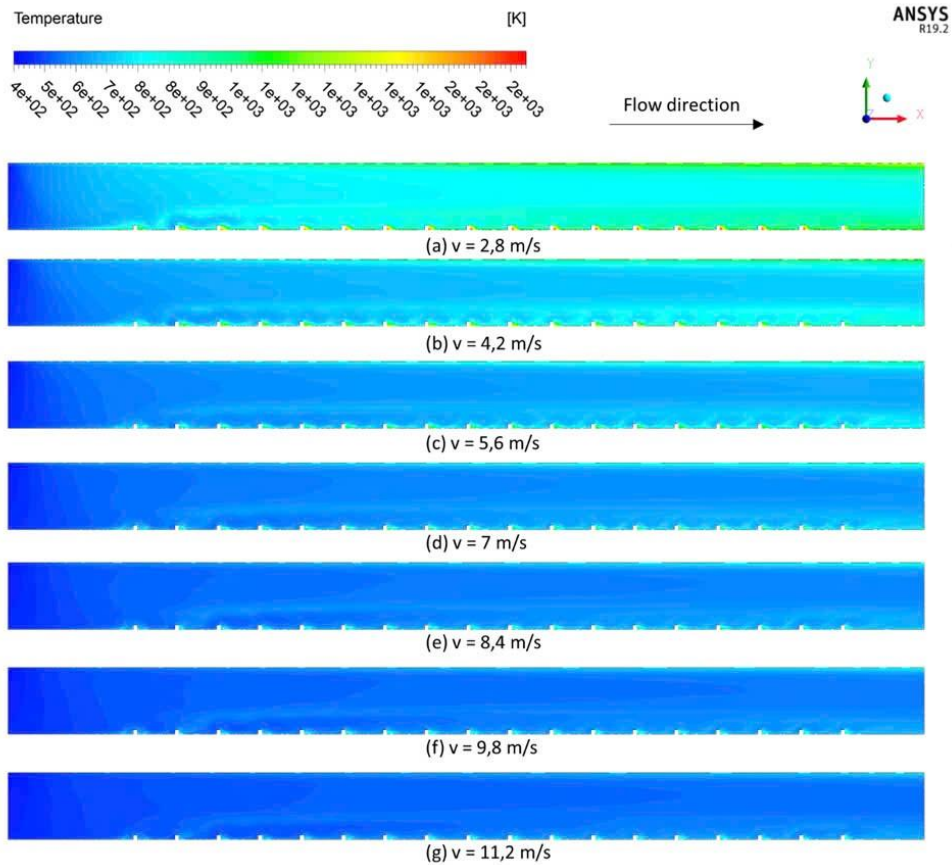
Để xét hội tụ lưới, một lưới cấu trúc như Hình 4 được chia cho toàn miền tính toán. Sau đó ba lưới cấu trúc có số phần tử khác nhau là M1, M2, M3 với số phần tử lần lượt là 1,3 triệu, 1,5 triệu, và 1,9 triệu phần tử. Tất cả các lưới đều đạt chất lượng tốt về chỉ số độ nghiêng skewness (0,19 – 0,21), chỉ số tỉ lệ aspect ratio (4,0 - 4,6). Các mô phỏng cho cả ba lưới với cùng vận tốc dòng vào 2,8 m/s đều đạt lời giải hội tụ sau khoảng 1500 vòng lặp, với giá trị residuals nhỏ hơn 10^{-4} . Biên dạng nhiệt độ lưu chất dọc theo tâm của kênh cho cả ba lưới M1, M2, M3 được thể hiện trong Hình 5. Có thể thấy kết quả từ lưới M1 khác xa so với hai lưới còn lại; và kết quả của lưới M2 rất gần với M3. Do đó có thể xem lưới M2 với 1,5 triệu phần tử đã đạt trạng thái hội tụ lưới và được sử dụng cho các mô phỏng tiếp theo trong toàn bộ nghiên cứu này.



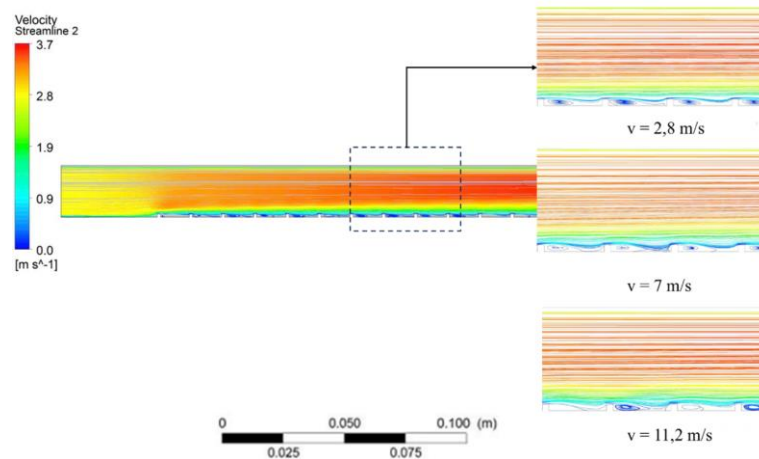
Hình 5. Biên dạng nhiệt độ dọc theo tâm của kênh cho các lưới M1, M2, M3.

3.2. Ảnh hưởng của vận tốc dòng vào đến phân bố nhiệt độ và áp suất

Hình 6 mô tả phân bố trường nhiệt độ tại mặt cắt giữa kênh theo phương dòng chuyển động ứng với bảy giá trị vận tốc đầu vào khác nhau từ 2,8 m/s đến 11,2 m/s. Ở mức vận tốc đầu vào thấp nhất ($v = 2,8$ m/s) có sự chênh lệch nhiệt độ rõ rệt giữa khu vực gần các gờ và trung tâm dòng chảy như Hình 6a. Các vị trí ngay sau gờ hình thành các vùng nhiệt độ cao, do sự hình thành khu vực xoáy bị cô lập ở phần hậu lưu của mỗi gờ. Do đó quá trình tản nhiệt của bề mặt tiếp xúc với các khu bị cô lập này sẽ bị hạn chế. Tuy nhiên, khi vận tốc đầu vào tăng dần, việc hình thành các khu vực có nhiệt độ cục bộ phía sau gờ giảm rõ rệt, các lớp biên nhiệt độ cũng có xu hướng giảm dần khi vận tốc tăng.



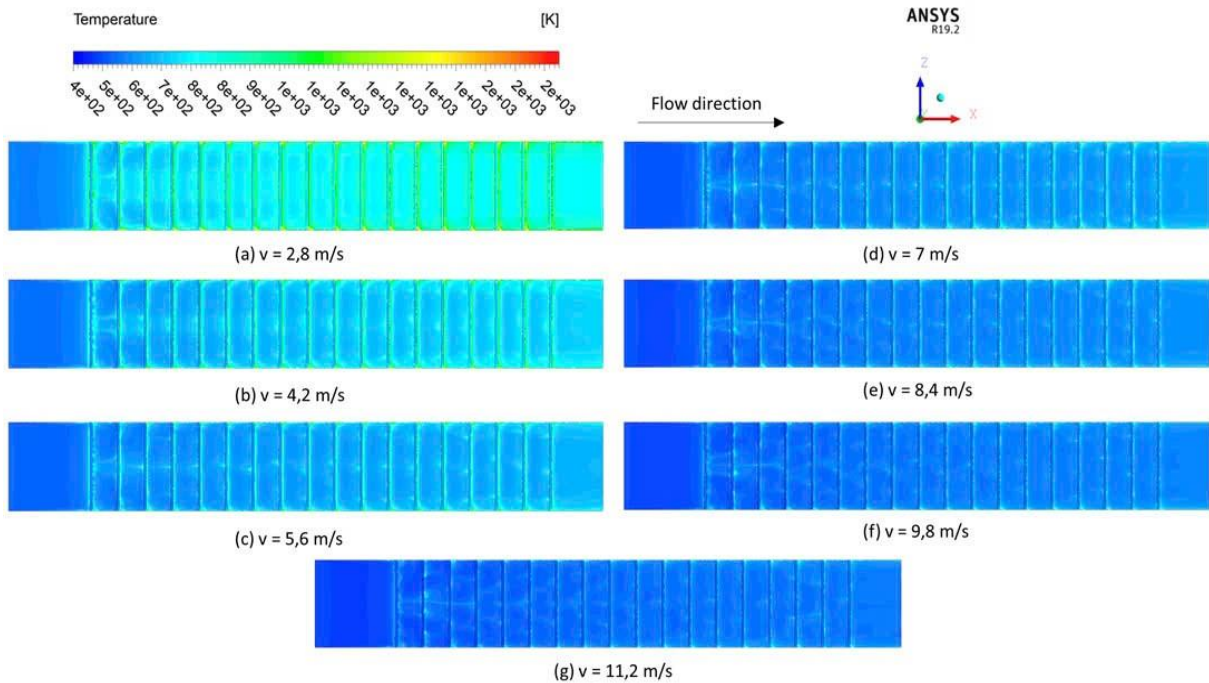
Hình 6. Phân bố trường nhiệt độ tại mặt cắt giữa kênh theo phương dòng chuyển động cho các vận tốc đầu vào khác nhau (a) 2,8 m/s; (b) 4,2 m/s; (c) 5,6 m/s; (d) 7,0 m/s; (e) 8,4 m/s; (f) 9,8 m/s; (g) 11,2 m/s.



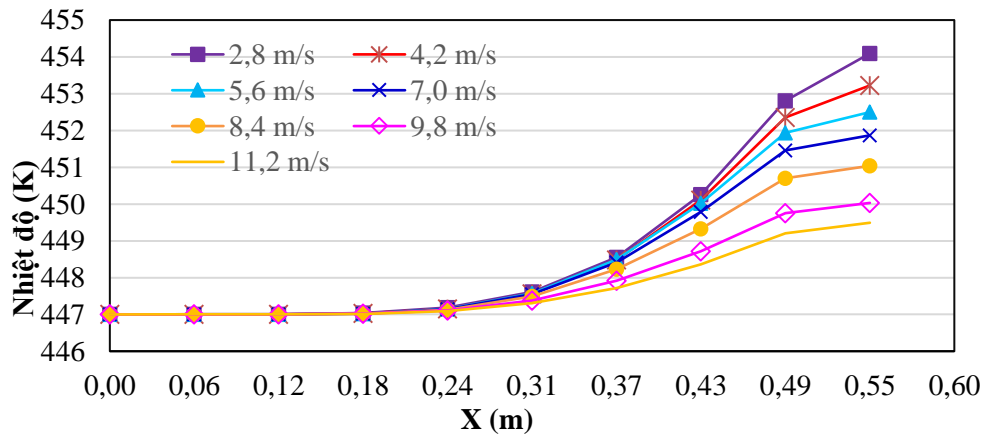
Hình 7. Phân bố đường dòng tại mặt cắt giữa kênh theo phương dòng chuyển động ở 3 mức vận tốc. (vận tốc thấp $v = 2,8$ m/s, vận tốc trung bình $v = 7$ m/s, vận tốc cao $v = 11,2$ m/s.)

Khi xem xét Hình 7, phân bố dòng dòng tại mặt cắt giữa kênh theo phương dòng chuyển động ở 3 mức vận tốc (thấp – 2,8 m/s, trung bình – 7 m/s, cao – 11,2 m/s), có thể thấy vị trí ngay sau gờ ở mức vận tốc thấp hình thành các xoáy cục bộ và gần như biệt lập với dòng chảy chính. Xoáy cục bộ này tiếp tục được gia nhiệt từ vách nên có sự gia tăng nhiệt độ lên đến gần 2000 K. Tuy nhiên ở mức vận tốc trung bình và cao, sự tương tác giữa dòng chính và xoáy cục bộ tăng lên, giúp phân bố nhiệt độ đều hơn cho toàn bộ dòng trong kênh, như được trình bày ở Hình 6.

Mặt khác, xem xét sự phân bố nhiệt độ ở các mức vận tốc cao hơn (8,4 m/s – 11,2 m/s) sẽ thấy nhiệt độ của dòng lưu chất tại đầu vào và đầu ra không có quá nhiều sự khác biệt. Kết quả phân bố trường nhiệt độ tại mặt đáy của kênh trong Hình 8 cũng cố thêm các nhận định ở trên. Xem xét phân bố nhiệt độ của bề mặt có gờ của kênh, khu vực giữa các gờ tạo khoảng nhiễu loạn giúp nhiệt độ tăng cao hơn so với khu vực trung tâm kênh (Hình 8). Khi vận tốc tăng dần, các khoảng nhiệt độ này cũng có sự thay đổi. Trong khoảng vận tốc thấp từ 2,8 m/s đến 5,6 m/s các gờ có ảnh hưởng đến quá trình nhiễu loạn của dòng, tạo ra các khoảng để lưu chất nhận nhiệt nhiều hơn. Tuy nhiên, ở khoảng vận tốc cao hơn, sự ảnh hưởng của các gờ không quá rõ ràng, chỉ có khu vực ngay sau gờ có khả năng trao đổi nhiệt tốt hơn.

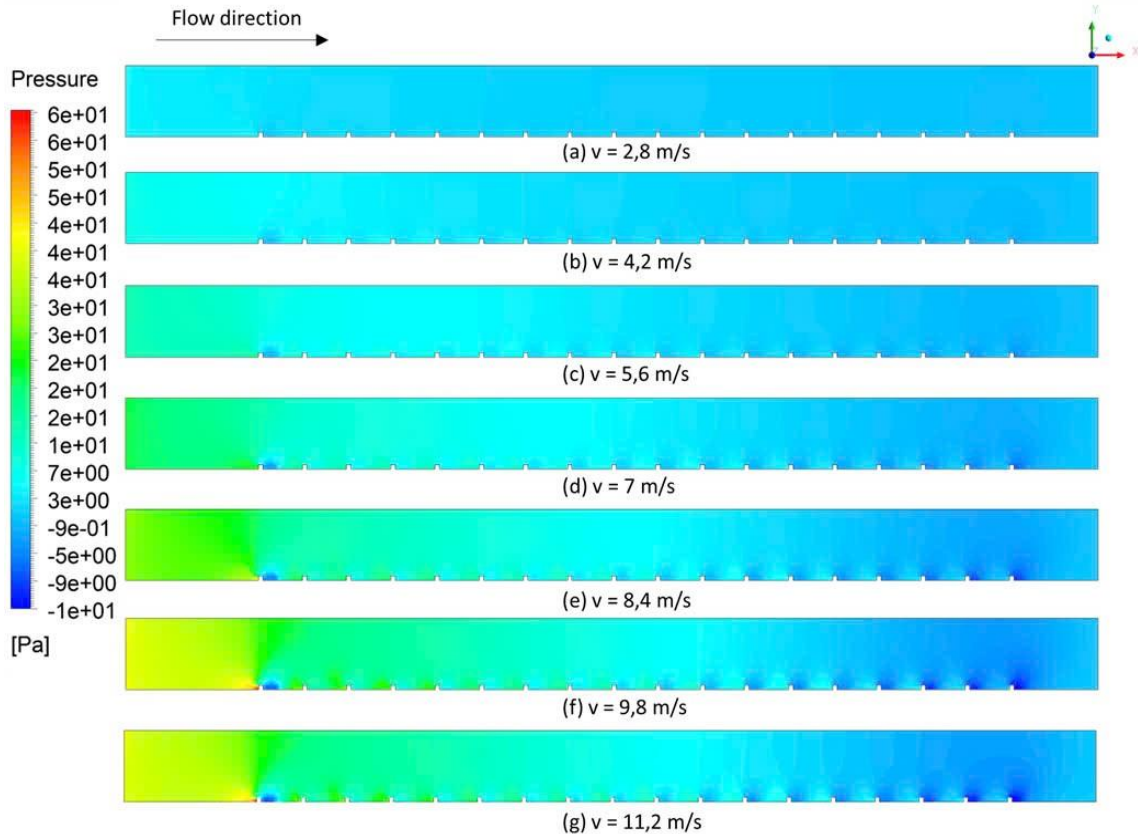


Hình 8. Phân bố nhiệt độ tại bề mặt đáy của kênh có gờ ứng với các vận tốc đầu vào khác nhau (a) 2,8 m/s; (b) 4,2 m/s; (c) 5,6 m/s; (d) 7,0 m/s; (e) 8,4 m/s; (f) 9,8 m/s; (g) 11,2 m/s.



Hình 9. Phân bố nhiệt độ dọc theo tâm của kênh với các vận tốc đầu vào khác nhau 2,8 m/s; 4,2 m/s; 5,6 m/s; 7,0 m/s; 8,4 m/s; 9,8 m/s; 11,2 m/s.

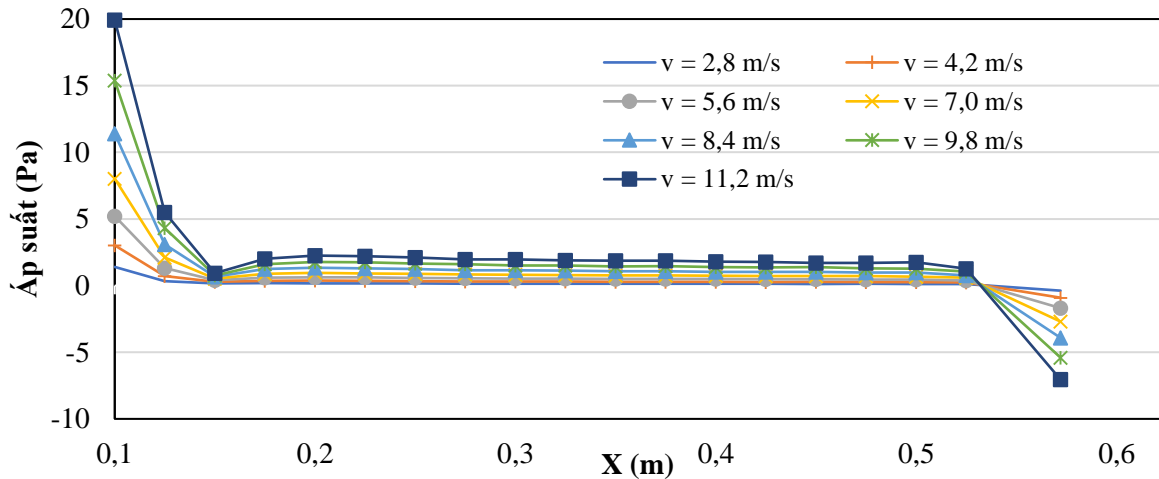
Hình 9 biểu diễn biên dạng nhiệt độ dọc theo tâm của kênh cho bảy giá trị vận tốc đầu vào khác nhau từ 2,8 m/s đến 11,2 m/s. Nhiệt độ dòng khí hầu như không thay đổi đáng kể từ đầu vào đến vị trí khoảng một nửa chiều dài của kênh. Tuy nhiên càng về phía hậu lưu thì nhiệt độ dòng càng tăng; mức độ càng rõ rệt ứng với vận tốc dòng vào càng lớn. Với vận tốc 2,8 m/s cho thấy độ chênh lệch nhiệt độ không khí vào và ra là 7 K. Tuy nhiên, khi vận tốc dòng vào tăng đến 11,2 m/s độ chênh lệch nhiệt độ không khí vào và ra giảm còn 2,5 K. Vậy khi vận tốc tăng từ 2,8 m/s đến 11,2 m/s cho nhiệt độ không khí tại đầu ra kênh giảm 4,5 K. Để xem xét rõ hơn sự phụ thuộc của vận tốc đến hiệu quả truyền nhiệt cần đánh giá đến các yếu tố khác như phân bố áp suất trên kênh để xem xét các tổn thất áp suất cục bộ nói riêng và tổn thất áp suất toàn bộ kênh nói chung nhằm đảm bảo hiệu quả năng lượng.



Hình 10. Phân bố áp suất dọc kênh với các vận tốc đầu vào khác nhau.
(a) 2,8 m/s; (b) 4,2 m/s; (c) 5,6 m/s; (d) 7,0 m/s; (e) 8,4 m/s; (f) 9,8 m/s; (g) 11,2 m/s.

Hình 10 cho thấy sự phân bố áp suất dọc kênh thay đổi rõ rệt khi vận tốc thay đổi. Ở các giá trị vận tốc thấp (2,8 m/s đến 5,6 m/s) áp suất trên kênh không có nhiều sự khác biệt, chênh lệch áp suất giữa đầu vào và đầu ra không quá lớn, không có các vùng tăng hoặc giảm áp suất cục bộ. Tuy nhiên, khi vận tốc tăng (7,0 m/s đến 11,2 m/s) thì có sự thay đổi đáng kể áp suất tại từng khu vực trong kênh. Vùng có áp suất tăng cao nhất xem xét từ đầu vào đến vị trí gờ đầu tiên, hình thành các khu vực có áp suất cao cục bộ ngay phía trước gờ đầu tiên. Hình 10 (e,f,g) cho thấy sự xuất hiện một vùng giảm áp suất rõ rệt ngay sau vị trí gờ, đặc biệt là các gờ gần về cuối kênh, hiện tượng này có thể giải thích bởi các hiệu ứng xoáy và tách dòng của lưu chất khi gặp vật cản (gờ). Khi vận tốc tăng, khả năng hình thành vùng áp suất cao cục bộ trước gờ cũng tăng theo.

Khi xem xét khu vực đầu kênh đến vị trí gờ đầu tiên (0 đến 0,078 m), dòng chảy có hiện tượng nén làm tăng áp suất tại trước gờ. Trong khi đó, phía sau gờ này lại xảy ra hiện tượng xoáy và tách dòng mạnh mẽ làm áp suất giảm đột ngột. Từ biểu đồ Hình 11, khi vận tốc tăng từ 2,8 m/s đến 11,2 m/s giá trị chênh lệch áp suất tại mặt cắt dòng vào và vị trí ngay sau gờ đầu tăng mạnh (1,4 Pa đến 19,9 Pa). Đến các gờ tiếp theo, khi dòng chảy ổn định dần, độ chênh lệch áp suất giữa các gờ không có sự thay đổi nhiều ở các giá trị vận tốc khác nhau.



Hình 11. Phân bố áp suất tại các mặt cắt ngay sau các gờ theo phương x.

Vì vậy, khi xem xét giá trị tổn thất áp suất dòng chảy trên toàn bộ kênh cho thấy rằng khi vận tốc tăng từ 2,8 m/s đến 11,2 m/s cho giá trị tổn thất áp suất tăng từ 3,6 Pa lên 47,43 Pa. Theo phương trình Bernoulli, khi vận tốc tăng áp suất sẽ có xu hướng giảm, vì vậy kết quả mô phỏng được xem là phù hợp với lý thuyết.

3.3. Ảnh hưởng của vận tốc đến khả năng trao đổi nhiệt của kênh

Trong nghiên cứu này, vận tốc được xem xét trong khoảng 2,8 – 11,2 m/s, từ đó thông qua phương trình (7) xác định Re trong khoảng 10.217 – 40.867.

Trong đó, khi xem xét lưu chất là không khí, Nu được xem là một hàm có dạng:

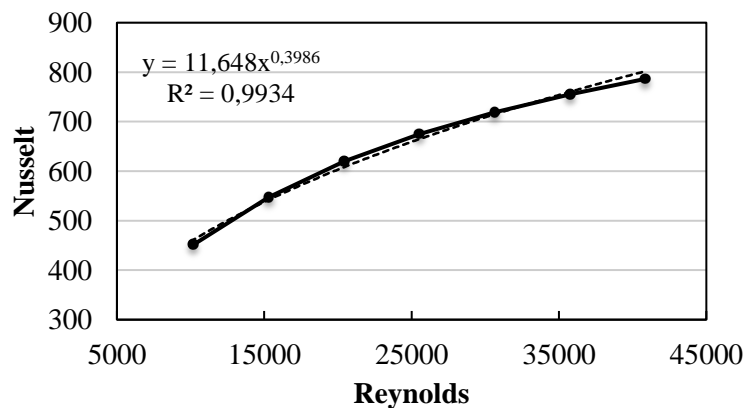
$$Nu = C \cdot (Re)^n, \quad (8)$$

với C và n là các hệ số thực nghiệm.

Từ các kết quả mô phỏng, biểu diễn mối quan hệ giữa Nu và Re theo hàm lũy thừa để tìm hệ số C và n.

$$Nu = 11,648 Re^{0,3986} \quad (9)$$

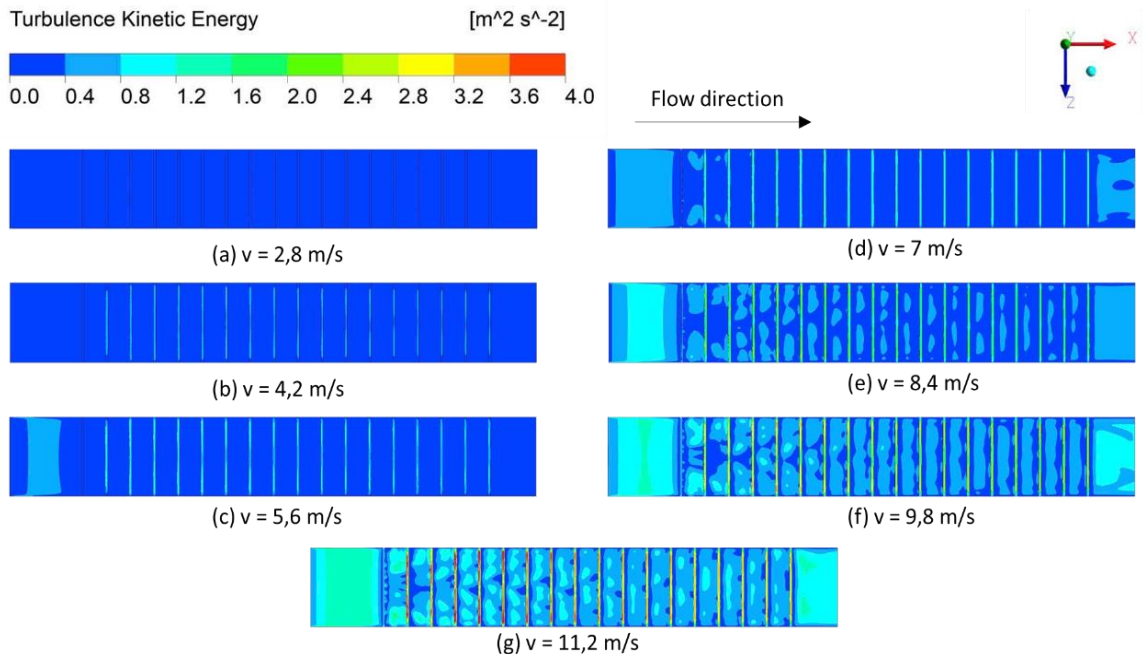
Với độ lệch chuẩn $R^2 = 0,9931 > 0,95$, nên hàm số (9) đảm bảo độ tin cậy.



Hình 12. Đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa Nusselt và số Reynolds.

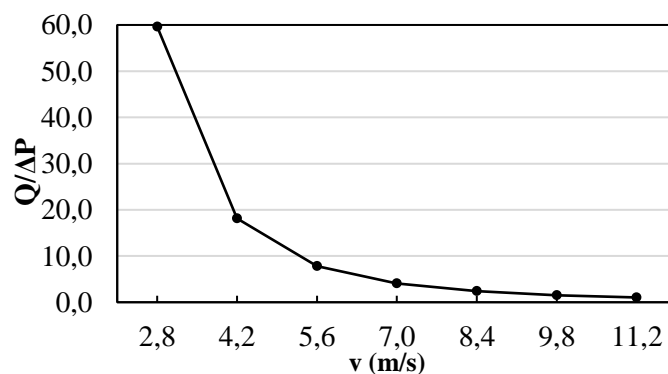
Từ biểu đồ Hình 12 cho thấy khi vận tốc tăng số Nu cũng tăng theo. Trong đó, Nu được xem là tỉ số giữa khả năng trao đổi nhiệt đối lưu và dẫn nhiệt. Nu càng lớn, khả năng trao đổi nhiệt càng tăng. Để làm rõ hơn nhận định này, có thể xem xét thông qua sự phân bố động năng rối (turbulence kinetic energy - TKE) như ở Hình 13. Khi giá trị vận tốc thay đổi, cho thấy sự phân bố, độ lớn các giá trị TKE cũng

khác nhau. Khi xem xét ở vận tốc 2,8 m/s, giá trị TKE tại mặt đáy kênh không có sự khác biệt ở các vị trí khác nhau và gần như bằng không. Trong khi ở khoảng vận tốc trung bình tại Hình 13 (b,c,d,e), vị trí tại các gờ cho giá trị TKE tăng dần, khác biệt với những vùng không có gờ. Cuối cùng, ở các mức vận tốc cao hơn Hình 13 (f, g) TKE đạt giá trị tối đa tại vị trí các gờ đầu tiên và sau đó giảm dần về các gờ cuối. Nhìn chung, khi động năng rối tăng, làm tăng khả năng trộn lẫn lưu chất, phá vỡ lớp biên nhiệt, từ đó tăng khả năng trao đổi nhiệt. Vì vậy, khả năng trao đổi nhiệt đối lưu của kênh tăng đáng kể khi vận tốc tăng. Kết quả này được cho là phù hợp với kết quả nghiên cứu trước đó [11].



Hình 13. Phân bố TKE tại bề mặt đáy của kênh có gờ ứng với vận tốc đầu vào khác nhau: (a) 2,8 m/s; (b) 4,2 m/s; (c) 5,6 m/s; (d) 7,0 m/s; (e) 8,4 m/s; (f) 9,8 m/s; (g) 11,2 m/s.

Tuy nhiên, để đánh giá tổng thể khả năng trao đổi nhiệt của kênh, cần xem xét cân bằng năng lượng giữa nhiệt lượng trao đổi và phân tử thất áp suất trong kênh khi vận tốc thay đổi, thông qua chỉ số hoàn thiện được nêu ở công thức (6).



Hình 14. Đồ thị đánh giá khả năng truyền nhiệt theo vận tốc.

Hình 14 cho thấy vận tốc dòng chảy tăng từ 2,8 m/s lên 11,2 m/s, giá trị $Q/\Delta P$ giảm mạnh từ khoảng 60 xuống 1. Điều này cho thấy rằng mặc dù vận tốc cao giúp tăng cường trao đổi nhiệt đối lưu, nhưng tổn thất áp suất cũng gia tăng đáng kể, làm cho tỷ số $Q/\Delta P$ giảm. Điều này cho thấy rằng, khi tăng vận tốc, giá trị tổn thất áp suất tăng nhanh hơn so với hiệu quả trao đổi nhiệt, dẫn đến hiệu quả năng lượng trên toàn bộ kênh giảm rõ rệt. Vì vậy khi tăng vận tốc cần cân bằng giữa hiệu quả trao đổi nhiệt và các tổn thất áp suất để tìm giá trị vận tốc tốt nhất.

4. Kết luận

Từ các kết quả mô phỏng có thể thấy vận tốc ảnh hưởng rất lớn đến khả năng trao đổi nhiệt trên toàn bộ kênh trao đổi nhiệt dạng gờ:

- Vận tốc trong khoảng $2,8 \div 5,6$ m/s cho thấy sự phân bố nhiệt độ có sự khác biệt rõ rệt. Nhiệt độ tăng cục bộ tại vị trí hậu lưu sau các gờ nhưng nhiệt độ trung bình tại đầu ra lại thấp hơn các trường hợp vận tốc còn lại do ảnh hưởng của lớp biên nhiệt và sự trộn lẫn trong dòng chảy.
- Vận tốc trong khoảng $7,0 \div 11,2$ m/s cho nhiệt độ trung bình tại cửa ra tăng so với các mức vận tốc thấp hơn. Tuy nhiên, gây ra tổn thất áp suất cục bộ lớn hơn nhiều so với vận tốc thấp hơn.
- Vận tốc tăng làm tăng khả năng trao đổi nhiệt nhưng các giá trị tổn thất áp suất cũng tăng theo. Vì vậy khi xem xét tỉ số $Q/\Delta P$ cho thấy việc tăng vận tốc trong khoảng $2,8 \div 11,2$ m/s không đảm bảo cân bằng năng lượng giữa khả năng trao đổi nhiệt và tổn thất áp suất.

Tuy nhiên, để tìm vận tốc tối ưu cho kết quả truyền nhiệt tốt nhất cần xem xét kết hợp các yếu tố khác, ví dụ như: thay đổi số lượng, kết cấu gờ, tạo dòng vào dạng xung,...kết hợp với các khoảng vận tốc cân bằng giữa khả năng truyền nhiệt và tổn thất áp suất trên kênh.

Lời cảm ơn

Các tác giả cảm ơn sự hỗ trợ của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh.

Xung đột lợi ích

Các tác giả tuyên bố không có xung đột lợi ích trong bài báo này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Q. Wang, L. Yang, and K. Huang, "Fast prediction and sensitivity analysis of gas turbine cooling performance using supervised learning approaches," *Energy*, vol. 246, May 2022.
- [2] L. Xi, J. Gao, L. Xu, Z. Zhao, Q. Ruan, and Y. Li, "Numerical investigation and parameter sensitivity analysis on flow and heat transfer performance of jet array impingement cooling in a quasi-leading-edge channel," *Aerospace*, vol. 87, 2022.
- [3] N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, "Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel," *Theor. Appl. Mech. Lett.*, vol. 7, Nov. 2017.
- [4] L. Xi, L. Xu, J. Gao, Z. Zhao, and Y. Li, "Numerical analysis and optimization on flow and heat transfer performance of a steam-cooled ribbed channel," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 28, Dec. 2021.
- [5] Y. Li, Y. Rao, D. Wang, P. Zhang, and X. Wu, "Heat transfer and pressure loss of turbulent flow in channels with miniature structured ribs on one wall," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 131, Mar. 2019.
- [6] Y. T. Yang and P. J. Chen, "Numerical optimization of turbulent flow and heat transfer characteristics in a ribbed channel," *Heat Transf. Eng.*, vol. 36, 2015.
- [7] P. Naphon, "Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates," *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 5, pp. 1516–1524, May 2007.
- [8] M. Akbarzadeh, S. Rashidi, and J. A. Esfahani, "Influences of corrugation profiles on entropy generation, heat transfer, pressure drop, and performance in a wavy channel," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 116, pp. 122–134, Apr. 2017.
- [9] X. Shi, J. Gao, L. Xu, and F. Li, "Heat transfer performance comparison of steam and air in gas turbine cooling channels with different rib angles," *Heat Mass Transf.*, May 2013.
- [10] Q. Ye, Y. Zhang, and J. Wei, "A comprehensive review of pulsating flow on heat transfer enhancement," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 196, 2021.
- [11] B. Yang, T. Gao, J. Gong, and J. Li, "Numerical investigation on flow and heat transfer of pulsating flow in various ribbed channels," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 145, pp. 653–665, Dec. 2018.
- [12] C. K. Mangrulkar, J. D. Abraham, and A. S. Dhoble, "Numerical studies on the near wall y^+ effect on heat and flow characteristics of the cross flow tube bank," *J. Phys.: Conf. Ser.*, vol. 1240, 2019.
- [13] Z. Sun, F. Tang, L. Shi, and H. Liu, "Multi-conditional optimization of a high-specific-speed axial flow pump impeller based on machine learning," *Machines*, vol. 10, 2022.

Thi Tuong Vi Dang obtained her Bachelor's degree in Thermal Engineering Technology from Ho Chi Minh City University of Technical Education in 2020. She is currently pursuing a Master's degree in Thermal Engineering at the Department of Thermal Engineering, Faculty of Vehicle and Energy Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology and Education, Vietnam. In parallel with her graduate studies, she serves as a lecturer at Cao Thang Technical College. She has experience in teaching and supervising students in the fields of heat transfer, thermodynamics, and energy systems.

Email: dangthiuongvi@caothang.edu.vn. ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-6411-9889>

Thanh Tinh Tran received his B.S. degree in Aerospace Engineering at HCMC University of Technology (HCMUT), Vietnam, in 2008, and a Ph.D. degree in Fluid Mechanics from École Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, France, in 2013. Currently, he is a Lecturer at the Faculty of Vehicle and Energy Engineering, Ho Chi Minh City University of Technology and Education. His main research interests are turbulence modeling, aerodynamic optimization, mixing, computational fluid dynamics, and nuclear fusion.

Email: tinhtt@hcmute.edu.vn. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6842-9266>

Thanh Trung Dang, PhD, APE, is an Associate Professor of the Department of Thermal Engineering (the Former Head of the Department of Thermal Engineering and Former Vice Dean of Faculty of Vehicle and Energy Engineering) at Ho Chi Minh City University of Technology and Education (HCMUTE), Vietnam. He received his B.S. and M.S. in the Department of Thermal Technology at Vietnam National University Hochiminh City – University of Technology (HCMUT), Ph.D. in the Department of Mechanical Engineering, Chung Yuan Christian University (CYCU), Taiwan. His main research interests are nano/microscale heat transfer, energy and sustainable development, industrial refrigeration and air conditioning, and energy economics.

Email: trungdang@hcmute.edu.vn. ORCID:  <https://orcid.org/0000-0003-2286-1509>