



## Journal of Mining and Earth Sciences

Website: <https://jmes.humg.edu.vn>



# 3D numerical simulation of interaction between aligned Vertical-Axis Turbines within a farm: The case of Tidal Turbines



Thinh Van Nguyen<sup>1,2,\*</sup>, Sylvain S. Guillou<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Faculty of Petroleum and Energy, Hanoi University of Mining and Geology, Hanoi, Vietnam

<sup>2</sup> Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg (LUSAC), Caen-Normandy University (UNICAEN), France

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 14<sup>th</sup> Aug. 2025

Revised 28<sup>th</sup> Nov. 2025

Accepted 18<sup>th</sup> Dec. 2025

#### Keywords:

Actuator Cylinder model,  
Vertical Axis Turbine,  
Wake field interaction,  
3D numerical simulation.

### ABSTRACT

Vertical Axis Turbines (VATs) are devices used to extract kinetic energy from natural flows and convert it to electricity. In the past, VATs received less attention than Horizontal Axis Turbines (HATs). Recently, considerable research has focused on this type of turbine for applications in both wind and tidal power due to their distinct advantages over HATs. Understanding the interaction between the VATs within an array remains a complex issue, particularly regarding wake interactions and flow recovery downstream of each turbine. This paper presents the results of research on the interaction between Vertical Axis Tidal Turbines (VATTs) within an array. Turbines are modeled using the Actuator Cylinder theory. Simulations are conducted in ANSYS Fluent employing the standard  $k-\epsilon$  turbulence model. First, a single turbine model is validated by comparing the normal and tangential forces acting on its blades with experimental data from Strickland's study. Then, the interaction between two aligned turbines is analyzed. The distances considered are 3D, 7.5D, 15D, and 20D (where D represents the turbine diameter). The research results show that increasing the distance between turbines leads to faster recovery of flow energy for the downstream turbine. The flow velocity recovers to 42% of the free-stream velocity at a distance of 7.5D, and reaches 70% at 15D. The results of the research indicate that a 15D spacing is an appropriate distance for enhancing flow energy recovery for the downstream turbine. These findings are important for determining the optimal spacing between aligned VATTs within an array to ensure maximum efficiency in energy extraction from the flow.

Copyright © 2026 Hanoi University of Mining and Geology. All rights reserved.

\*Corresponding author

E-mail: [nguyenvanthinh@humg.edu.vn](mailto:nguyenvanthinh@humg.edu.vn)

DOI: 10.46326/JMES.2026.67(1).02



## Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Mỏ - Địa chất

Trang điện tử: <https://tapchi.humg.edu.vn>

# Mô phỏng số 3 chiều về tương tác giữa các turbine trục đứng thẳng hàng trong 1 trang trại: Trường hợp Turbine điện thủy triều

Nguyễn Văn Thịnh<sup>1,2,\*</sup>, Sylvain S. Guillou<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Khoa Dầu khí và Năng lượng, Trường Đại học Mỏ - Địa chất, Hà Nội, Việt Nam

<sup>2</sup> Phòng Thí nghiệm các Khoa học Ứng dụng (LUSAC), Đại học Caen-Normandy (UNICAEN), Pháp

### THÔNG TIN BÀI BÁO

*Quá trình:*

Nhận bài 14/8/2025

Sửa xong 28/11/2025

Chấp nhận đăng 18/12/2025

*Từ khóa:*

Actuator Cylinder,

Mô phỏng số 3 chiều,

Turbine trục đứng,

Tương tác môi trường rối.

### TÓM TẮT

Các turbine trục đứng là những thiết bị được dùng để chiết xuất năng lượng động học của dòng chảy thành điện năng. Trước đây loại turbine này ít được chú ý hơn so với turbine trục ngang trong các nghiên cứu. Hiện nay đã có nhiều công trình nghiên cứu về loại turbine này áp dụng cho cả lĩnh vực điện gió và điện thủy triều do một số ưu điểm nổi trội so với turbine trục ngang. Việc hiểu biết về sự tương tác giữa các turbine trục đứng trong 1 trang trại còn nhiều khía cạnh cần được làm sáng tỏ, nhất là sự tương tác về trường rối và khả năng phục hồi trường vận tốc dòng chảy đằng sau mỗi turbine. Bài báo trình bày các kết quả nghiên cứu về sự tương tác giữa các turbine điện thủy triều trục đứng được bố trí thẳng hàng trong 1 trang trại. Các turbine được xây dựng dựa trên lý thuyết về Actuator Cylinder. Mô hình rối được sử dụng là k- $\epsilon$  Standard trong Ansys Fluent. Đầu tiên, việc kiểm chứng mô hình được thực hiện trên 1 turbine riêng lẻ dựa trên giá trị lực pháp tuyến và lực tiếp tuyến tác dụng lên cánh của turbine trong nghiên cứu của tác giả Strickland. Tiếp theo, sự tương tác giữa 2 turbine bố trí thẳng hàng được xem xét. Khoảng cách giữa các turbine được lựa chọn lượt là 3D; 7,5D; 15D và 20D (với D là đường kính turbine). Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra việc tăng khoảng cách giữa các turbine dẫn tới việc phục hồi năng lượng của dòng chảy cho turbine ở phía hạ lưu nhanh hơn. Khả năng phục hồi vận tốc của dòng chảy đạt 42% so với ban đầu từ khoảng cách 7,5D. Ở khoảng cách 15D, giá trị này là 70%. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra khoảng cách 15D là giá trị hợp lý để phục hồi năng lượng của dòng chảy cho turbine ở phía hạ lưu. Các phát hiện này có ý nghĩa quan trọng để quyết định lựa chọn khoảng cách phù hợp giữa các turbine điện thủy triều trục đứng bố trí thẳng hàng trong 1 trang trại, nhằm đảm bảo hiệu suất cao nhất trong việc khai thác năng lượng của dòng chảy.

© 2026 Trường Đại học Mỏ - Địa chất. Tất cả các quyền được bảo đảm.

\*Tác giả liên hệ

E-mail: [nguyenvanthinh@humg.edu.vn](mailto:nguyenvanthinh@humg.edu.vn)

DOI: 10.46326/JMES.2026.67(1).02

## 1. Mở đầu

Hoạt động khai thác và sử dụng nguồn năng lượng hóa thạch của con người đã gây ra những tác động bất lợi đến môi trường, làm gia tăng tình trạng biến đổi khí hậu. Để giảm thiểu tình trạng và tốc độ biến đổi khí hậu trên thế giới hiện nay, nhiều giải pháp đã được đưa ra. Một trong số đó chính là giải pháp về chuyển dịch năng lượng theo hướng thân thiện với môi trường, hạn chế sử dụng các nguồn năng lượng hóa thạch, tăng cường khai thác và sử dụng các nguồn năng lượng xanh, sạch, thân thiện với môi trường. Theo xu hướng này, hiện nay, năng lượng tái tạo đang là một lựa chọn được ưu tiên. Bên cạnh các nguồn năng lượng tái tạo như: mặt trời, gió, địa nhiệt, sinh khối,... khai thác nguồn năng lượng thủy triều đang được thế giới quan tâm. Nhiều nghiên cứu đã tập trung vào nghiên cứu về thiết bị để chuyển đổi nguồn năng lượng này thành năng lượng điện, turbine điện thủy triều (Tidal turbine) (Madsen, 1982; Nguyen và nnk., 2014, 2016; Bachant và nnk., 2016; Roc và nnk., 2014). Turbine điện thủy triều có hai dạng chủ yếu đó là turbine trục ngang (Horizontal axis turbine-HAT) và turbine trục đứng (Vertical Axis Turbine-VAT). Turbine điện thủy triều là thiết bị có khả năng chuyển đổi năng lượng động học của môi trường (dòng chảy thủy triều) sang dạng năng lượng điện. Turbine điện thủy triều hoạt động tương tự như turbine gió vì cả hai đều truyền chuyển động quay từ cánh quạt làm quay rôto của máy phát điện. Loại turbine này có thể được lắp đặt ở cửa sông hoặc biển, nơi có dòng chảy mạnh. Cũng giống như loại turbine gió, turbine thủy triều có 2 loại được dùng phổ biến là trục ngang và trục đứng.

Turbine trục ngang (HAT) là thiết bị được đề cập nhiều trong các nghiên cứu do tính tiện lợi trong xây dựng và vận hành (Bahaj và nnk., 2007a; Bahaj và nnk., 2007a,b; Bai và nnk., 2013; Nguyen và nnk., 2014, 2016). So với turbine trục ngang, turbine trục đứng (VAT) mặc dù có một số hạn chế nhất định, nhưng loại turbine này lại có rất nhiều lợi thế vượt trội so với HAT, do việc chiết xuất năng lượng của môi trường không phụ thuộc nhiều vào hướng của dòng chảy (Ye, 2008).

Để hiểu rõ về sự tác động của turbine điện thủy triều lên dòng chảy và sự biến đổi trường vận

tốc của dòng chảy đằng sau turbine, các nhà nghiên cứu đã sử dụng nhiều phương pháp khác nhau. Trong đó, phương pháp mô hình hóa được coi là một cách tiếp cận rất hiệu quả để nghiên cứu vấn đề này. Nhiều công trình nghiên cứu của các tác giả đã tập trung trong lĩnh vực mô phỏng số (Shen và nnk., 2009; Nguyen và nnk., 2014, 2016; Shives and Crawford., 2016; Sudhamshu và nnk., 2016; Abdolrahim và nnk., 2017). Các tuabin cũng có thể được mô hình hóa trong các mô phỏng quy mô khu vực nhằm phân tích sự tương tác lẫn nhau giữa chúng (Michelet và nnk., 2020).

Đối với các VAT, các mô hình đơn giản biểu thị lực tác dụng lên các cánh quạt đã được đề xuất như phương pháp tiếp cận xoáy, mô hình ống đơn dòng hoặc mô hình ống nhiều dòng. Tuy nhiên, việc kết hợp chúng với mô hình tính toán động lực học chất lỏng (CFD) là rất phức tạp và tốn nhiều tài nguyên của máy tính. Thay vào đó, khái niệm "Actuator swept surface" (AS) đã được phát triển bởi Rajagopalan và Fanucci (1985). Tuy nhiên, công trình nghiên cứu của Shen và nnk. (2009) cho thấy các lực pháp tuyến và tiếp tuyến không được tính toán chính xác. Sau đó, khái niệm Actuator Cylinder đã được đề xuất bởi Madsen (1982) và được bổ sung, điều chỉnh bởi Shamsoddin và Porté-Agel (2014). Công thức của Shamsoddin và Porté-Agel đã được tích hợp trong mô hình CFD RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) trong không gian hai chiều. Các kết quả của mô hình được kiểm chứng với các lực đo được trên cánh của turbine trong thí nghiệm của Strickland và nnk. (1979).

Khi các turbine hoạt động, chúng gây ra những biến đổi trong môi trường xung quanh, đặc biệt là sự nhiễu loạn (wake) ở khu vực hạ lưu. Điều này dẫn đến sự thay đổi vận tốc dòng chảy phía sau turbine. Khi các turbine được lắp đặt cùng nhau trong 1 trang trại theo kiểu trước - sau (dạng thẳng hàng), hoặc được lắp đặt cạnh nhau thì sẽ gây ra các tác động ảnh hưởng lẫn nhau (Palm và nnk., 2011; Nguyen và nnk., 2019; Suhri và nnk., 2021; Sun và nnk., 2021; Lin và nnk., 2024; Pucci và nnk., 2024). Sự tương tác này sẽ dẫn đến sự biến đổi về môi trường rối, cũng như năng lượng của dòng chảy tác động lên mỗi turbine. Đối với trường hợp turbine thẳng hàng, turbine đằng sau sẽ chịu tác động trực tiếp bởi turbine lắp đặt phía

trước gây ra (Hình 1), điều này đồng nghĩa với việc turbine phía sau sẽ nhận được ít năng lượng hơn turbine phía trước đó. Hiểu rõ về mức độ ảnh hưởng và sự tác động giữa các turbine là vấn đề nghiên cứu còn nhiều khía cạnh cần được làm sáng tỏ.

Trong bài báo này, tác giả nghiên cứu về sự tương tác giữa 2 turbine trục đứng kiểu Darrieus được bố trí thẳng hàng trong 1 trang trại để xem xét sự biến đổi trường vận và khả năng phục hồi vận tốc của dòng chảy đằng sau mỗi turbine. Khoảng cách giữa 2 turbine ( $L$ ) được lựa chọn lần lượt là  $3D$ ;  $7,5D$ ;  $15D$  và  $20D$ . Hiểu rõ được sự biến đổi trường vận tốc và sự tương tác về môi trường rối cũng như sự phục hồi năng lượng của dòng chảy đằng sau turbine có ý nghĩa quan trọng trong việc bố trí vị trí các turbine trong 1 trang trại đảm bảo sao cho mỗi turbine đều nhận được năng lượng lớn nhất của dòng chảy, giúp cho hoạt động của turbine đạt hiệu quả cao nhất. Turbine được xây dựng dựa trên lý thuyết về Actuator Cylinder kết hợp với ứng dụng thuật toán Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) áp dụng trong chương trình Ansys Fluent (Ansys Fluent Theory Guide, 2010).

## 2. Cơ sở lý thuyết

Lý thuyết Actuator Cylinder được xây dựng lần đầu tiên để nghiên cứu về VAT do tác giả Madsen thực hiện (1982). Mô hình này cũng được đề cập và được áp dụng trong không gian 2 chiều (2D) để nghiên cứu về VAT của tác giả Nguyễn Văn

Thịnh (Nguyễn, 2024). Có thể hiểu rằng, khi turbine hoạt động, một lực khối của môi trường sẽ tác động lên các cánh của turbine. Lực này được phân tích thành lực pháp tuyến (FN) và tiếp tuyến (FT). Tổng hợp về việc diễn giải chi tiết của các thành phần lực tác động lên cánh turbine được mô tả chi tiết trong công trình nghiên cứu của tác giả Nguyễn Văn Thịnh (Nguyễn, 2024).

Vận tốc quay của cánh turbine được xác định theo công thức (1). Vận tốc tương đối của chất lỏng được biểu diễn như trên Hình 2 và được xác định theo công thức (2).

$$\vec{V} = \omega R \vec{e}_t \quad (1)$$

$$\vec{W} = V_{local-n} \vec{e}_n + (V_{local-t} \vec{e}_t - \omega R) \vec{e}_t \quad (2)$$

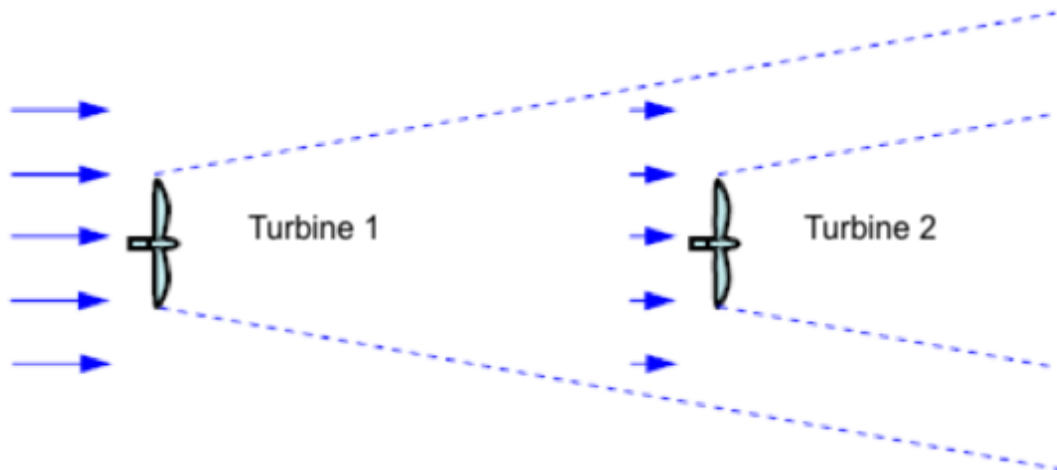
Trong đó:  $\omega$  - vận tốc góc của turbine;  $R$  - bán kính turbine;  $\vec{e}_t$  và  $\vec{e}_n$  là vector đơn vị tiếp tuyến và pháp tuyến của mặt phẳng quay;  $V_{local-n}$  - vận tốc hướng tâm;  $V_{local-t}$  - vận tốc tiếp tuyến. Độ lớn của  $W$  được xác định như công thức (3).

$$W = \sqrt{V_{local-n}^2 + (V_{local-t} - \omega R)^2} \quad (3)$$

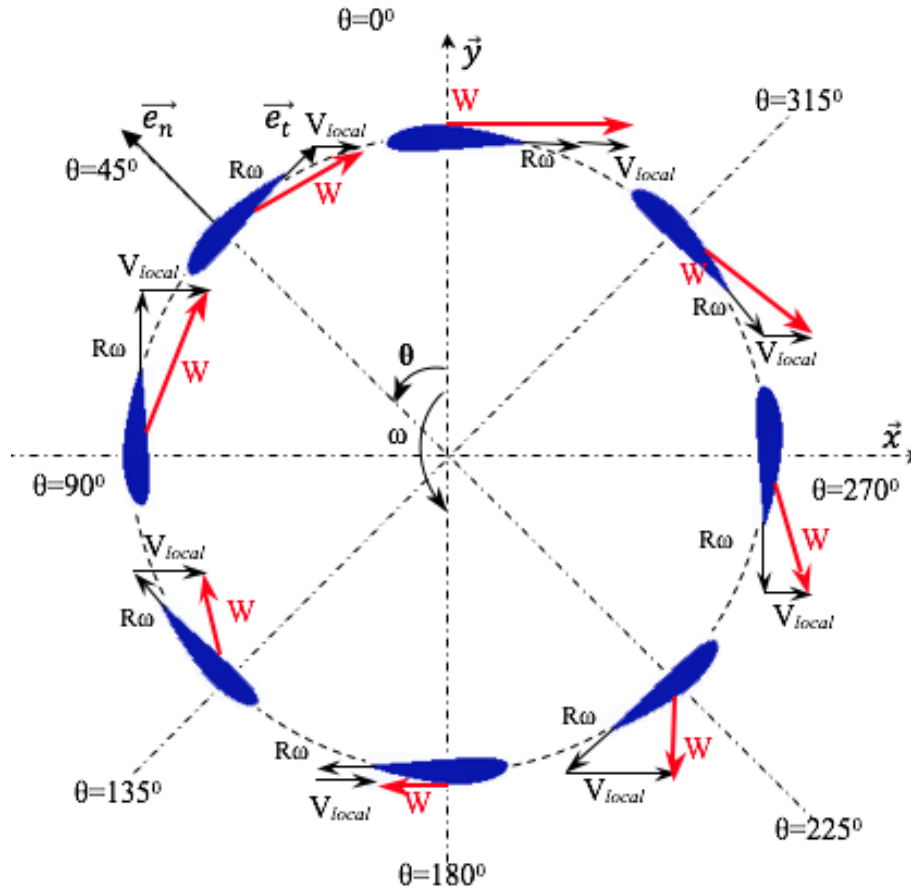
Góc tới  $\alpha$  được xác định theo công thức (4).

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{V_{local-n}}{V_{local-t} - \omega R} \right) \quad (4)$$

Lực tác dụng lên cánh của turbine bao gồm lực nâng ( $F_L$ ) và lực kéo ( $F_D$ ). Lực tổng hợp được xác định theo công thức (5). Độ lớn của lực  $F_L$  và lực  $F_D$  được tính theo công thức (6) và (7).



Hình 1. Kiểu tương tác giữa 2 turbine bố trí thẳng hàng (Palm và nnk, 2011).



Hình 2. Tương tác giữa chất lỏng-cánh turbine trong 1 vòng quay.

$$\vec{F} = F_L \vec{e}_L + F_D \vec{e}_D \quad (5)$$

$$F_L = \rho \frac{W^2}{2} C \Delta l C_L \quad (6)$$

$$F_D = \rho \frac{W^2}{2} C \Delta l C_D \quad (7)$$

Trong đó:  $\vec{e}_L$  và  $\vec{e}_D$  - vector đơn vị của lực  $F_L$  và  $F_D$  tương ứng;  $\Delta l$  - độ dài đơn vị của phần tử cánh turbine;  $C_L$  và  $C_D$  - hệ số của lực nâng và lực kéo tương ứng;  $C$  - độ rộng của cánh turbine. Lực tổng hợp tác dụng lên mặt phẳng quét của turbine được xác định theo công thức (8).

$$\vec{F} = N_b \frac{\rho W^2}{2} C \Delta l \left\{ \begin{aligned} &[-C_L \sin(\theta - \alpha) - C_D \cos(\theta - \alpha)] \vec{e}_x \\ &+[C_L \cos(\theta - \alpha) - C_D \sin(\theta - \alpha)] \vec{e}_y \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Trong đó:  $\theta$  - góc phương vị;  $N_b$  là số cánh của turbine. Độ lớn của lực pháp tuyến và lực tiếp tuyến được xác định theo công thức (9) và (10):

$$F_N = N_b \frac{\rho W^2}{2} C \Delta l [-C_L \cos(\alpha) - C_D \sin(\alpha)] \quad (9)$$

$$F_T = N_b \frac{\rho W^2}{2} C \Delta l [C_L \sin(\alpha) - C_D \cos(\alpha)] \quad (10)$$

Khi biểu diễn hai thành phần của lực này ở dạng không thứ nguyên với  $U_\infty$  là vận tốc dòng chảy tới, ta có:

$$F_N^* = \frac{F_N}{N_b \frac{\rho U_\infty^2}{2} C \Delta l} \quad (11)$$

$$F_T^* = \frac{F_T}{N_b \frac{\rho U_\infty^2}{2} C \Delta l} \quad (12)$$

### 3. Mô hình hóa turbine và kiểm chứng mô hình

#### 3.1. Xây dựng mô hình VAT

Turbine được biểu diễn dưới dạng một lực khối tác dụng lên chất lỏng trong quá trình hoạt động và được biểu thị bằng đại lượng Si trong công thức 13.

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} =$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + R_{ij} \right] + \rho g_i + S_i \quad (13)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0; R_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right); \mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (14)$$

Trong đó:  $U_i, U_j$  - các vận tốc theo phương  $i, j$ ;  $x_i, x_j$  - tọa độ điểm  $i, j$ ;  $\mu$  - độ nhớt của môi trường;  $R_{ij}$  - tenseur Reynolds;  $\mu_t$  - độ nhớt động lực học;  $k$  - năng lượng động học;  $\varepsilon$  - độ phân tán rối;  $g$  - gia tốc trọng trường;  $C_\mu$  - hệ số ( $C_\mu=0,09$ ).

Đại lượng  $S_i$  trong phương trình (13) được xác định theo công thức (15).

$$S_i = \frac{F_i}{e_c 2\pi R \Delta l} \quad (15)$$

Trong đó:  $e_c$  - độ rộng của cánh turbine;  $F_i$  - lực được xác định từ công thức (8). Hệ số  $C_L$  và  $C_D$  được xác định từ phép đo thực nghiệm trong nghiên cứu của Sheldahl và Klimas (1981) kết hợp với kết quả nghiên cứu trong công trình của Nguyễn Văn Thịnh (Nguyễn, 2024). Theo đó hệ số  $C_L$  và  $C_D$  được xác định theo công thức (16) và (17) như sau:

$$C_L = 0,1\alpha \quad (16)$$

$$C_D = \text{Max} (0,02|\alpha| - 0,8; 0,02) \quad (17)$$

Mô hình rối  $k$ - $\varepsilon$  Standard trong Ansys Fluent (Ansys Fluent Theory Guide, 2010) cùng với thuật toán SIMPLEC được sử dụng để mô hình hóa turbine. Đây là mô hình đã được kiểm chứng độ tin cậy khi dùng để mô hình hóa turbine trong nghiên cứu của Nguyễn Văn Thịnh (Nguyen và nnk, 2016).

Phương trình tổng quát của mô hình được biểu diễn trong công thức (18) và (19) như sau:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho \wp - \rho \varepsilon + S_k \quad (18)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \rho \wp - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (19)$$

Trong đó:  $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$  - các hệ số của phương trình,  $S_k, S_\varepsilon$  - các tham số của phương trình,  $\wp$  biểu thị sự tạo năng lượng rối (production of turbulent kinetic energy), được xác định như công thức (20).

$$\wp = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \frac{1}{2} \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (20)$$

Độ nhớt động lực học được xác định theo biểu thức (21).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (21)$$

Độ phân tán rối  $\varepsilon$  được xác định theo công thức (22).

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (22)$$

Trong đó:  $l$  - chiều dài đặc trưng của xoáy. Các hệ số của mô hình được cho trong Bảng 1 (Launder và Spalding, 1974).

### 3.2. Kiểm chứng độ tin cậy của mô hình

Để kiểm chứng độ tin cậy của mô hình mô phỏng số trong nghiên cứu này, kết quả mô phỏng các giá trị lực pháp tuyến ( $F_N^*$ ) và lực tiếp tuyến ( $F_T^*$ ) sẽ được so sánh với các giá trị đo thực tế trong công trình nghiên cứu của Strickland và nnk. (1979) với các thông số chính được mô tả trong Bảng 2. Kết quả tính toán lực pháp tuyến ( $F_N^*$ ), lực tiếp tuyến ( $F_T^*$ ) và kiểm chứng độ chính xác mô hình được thể hiện trong các Hình 3, 4 và 5.

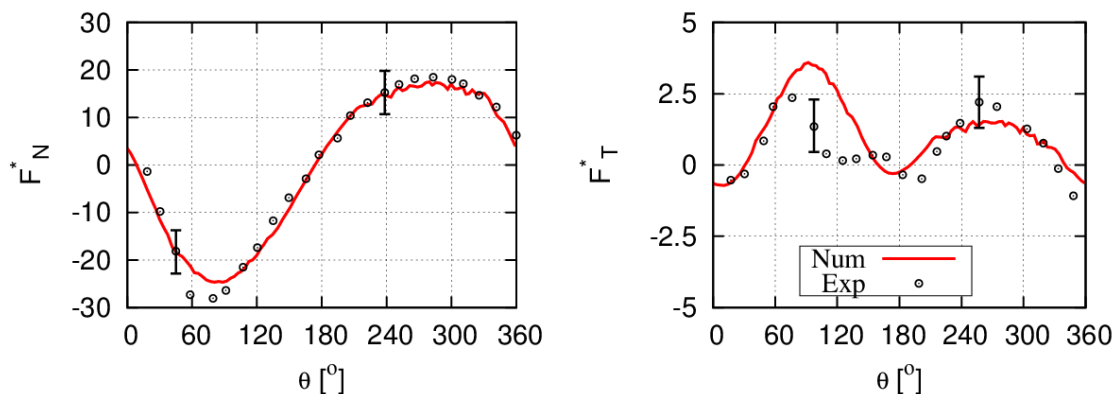
\* Trường hợp turbine 1 cánh: Hình 3 cho thấy, kết quả tính toán về giá trị lực pháp tuyến và tiếp tuyến của mô hình mô phỏng gần như trùng khớp với giá trị đo thực nghiệm. Đáng chú ý, giá trị lực pháp tuyến khớp với thực nghiệm hơn so với lực tiếp tuyến.

Bảng 1. Các hệ số mô hình "k- $\varepsilon$  Standard".

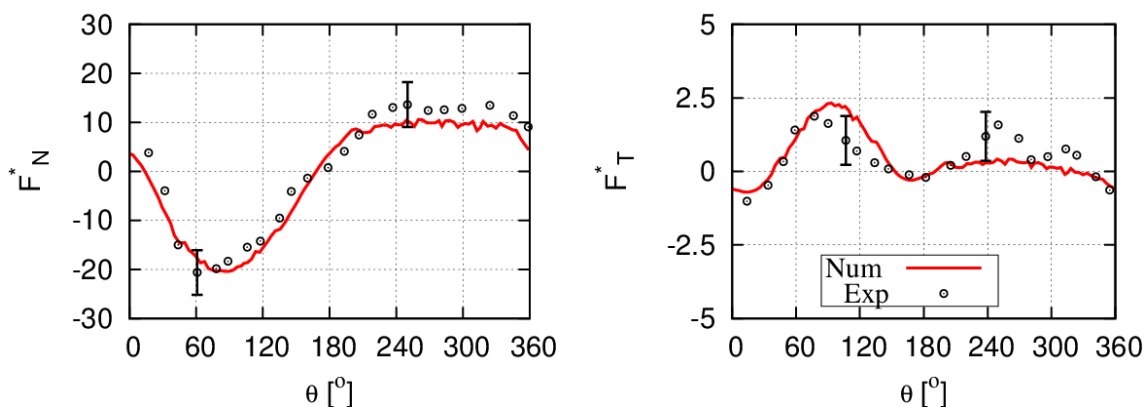
| $C_{\varepsilon 1}$ | $C_{\varepsilon 2}$ | $C_\mu$ | $\sigma_k$ | $\sigma_\varepsilon$ |
|---------------------|---------------------|---------|------------|----------------------|
| 1,44                | 1,92                | 0,09    | 1,00       | 1,30                 |

Bảng 2. Các thông số chính và điều kiện thí nghiệm trong nghiên cứu của Strickland và nnk. (1979).

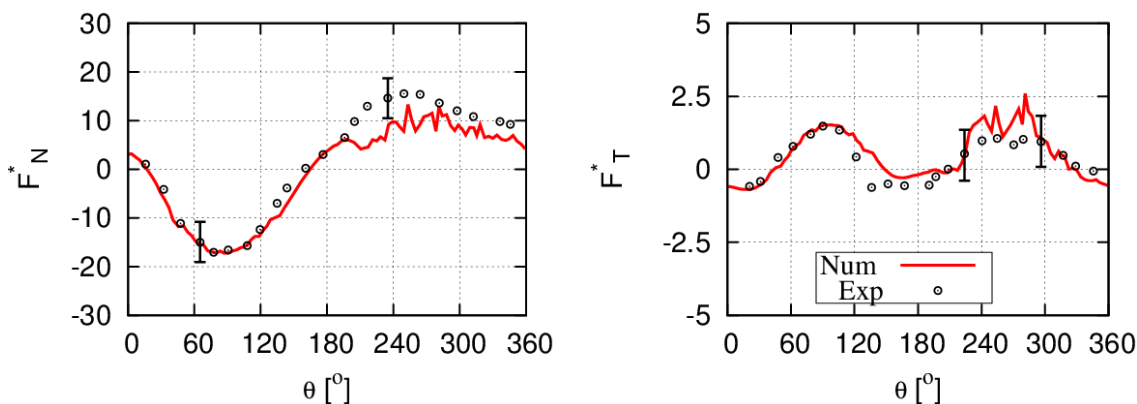
| Loại thông số                                   | Giá trị          |
|-------------------------------------------------|------------------|
| Biên dạng cánh                                  | NACA 0012        |
| Độ rộng của cánh (C)                            | 0,0914 m         |
| Bán kính turbine (R)                            | 0,61 m           |
| Số Reynolds                                     | $40 \times 10^3$ |
| Thông số $\lambda$                              | 5                |
| Số cánh của turbine                             | 1; 2; 3          |
| Độ cứng của cánh ( $\sigma = N_b C/R$ ) turbine | 0,15; 0,3; 0,45  |
| Vận tốc của dòng chảy tới                       | 0,091 m/s        |



Hình 3. Biến thiên lực pháp tuyến (a) và tiếp tuyến (b) không thứ nguyên phụ thuộc vào góc phương vị  $\theta$ . So sánh mô phỏng số (Num) với thực nghiệm (Exp) trong công trình của Strickland và nnk. (1979).



Hình 4. Biến thiên lực pháp tuyến (a) và tiếp tuyến (b) đối với trường hợp turbine 2 cánh. So sánh giữa mô phỏng số (Num) với thực nghiệm (Exp).



Hình 5. Biến thiên lực pháp tuyến (a) và tiếp tuyến (b) đối với trường hợp turbine 3 cánh. So sánh giữa mô phỏng số (Num) với thực nghiệm (Exp).

\* Trường hợp turbine 2 cánh: Trong trường hợp này, các kết quả từ mô hình số khớp rất tốt với dữ liệu thực nghiệm (Hình 4). Tuy nhiên, tại khu vực hạ lưu của turbine, vẫn tồn tại sự khác biệt so với dữ liệu thực nghiệm. Sự sai lệch này chủ

yếu do mô hình turbine trong nghiên cứu này dựa trên lý thuyết Actuator Cylinder, mô phỏng turbine như một môi trường xốp. Do đó, hiện tượng “dynamic stall” không được tính đến và không có sự xuất hiện của các xoáy phá sinh khi

dòng chảy qua bề mặt cánh turbine. Trong khi đó, các phép đo thực tế trong công trình của Strickland và nnk. (1979) đã xem xét ảnh hưởng của hiện tượng “dynamic stall” và các xoáy phải sinh trong môi trường rối khi turbine hoạt động.

\* Trường hợp turbine 3 cánh: Kết quả tính toán cho thấy, ở vùng phía trước turbine, cả lực pháp tuyến và lực tiếp tuyến trong mô hình nghiên cứu phù hợp với thực nghiệm về (Hình 5). Tuy nhiên, ở vùng phía hạ lưu turbine, lực pháp tuyến có sự sai lệch so với kết quả thực nghiệm. Nguyên nhân chính có thể do hiện tượng “dynamic stall” chưa được xét đến trong mô hình. Trong trường hợp turbine ba cánh, cường độ xoáy sinh ra cao hơn so với các turbine có 1 hoặc 2 cánh, điều này đã ảnh hưởng đến kết quả mô phỏng và dẫn đến sai lệch giữa mô hình số và dữ liệu thực nghiệm.

#### 4. Mô hình hóa tương tác turbine

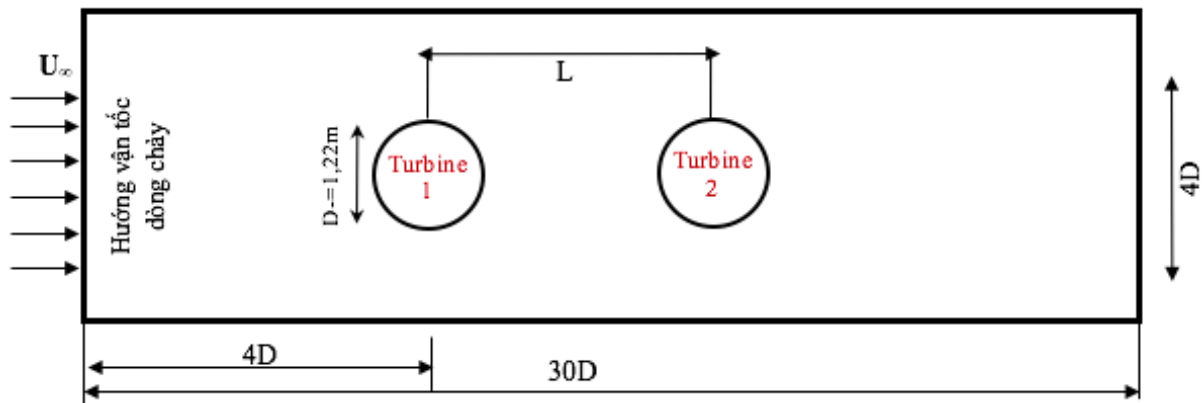
##### 4.1. Miền tính toán và các điều kiện biên

Các thông số cơ bản của turbine được lấy theo các số liệu thực nghiệm trong công trình nghiên cứu của Strickland và nnk. (1979) với các dữ kiện đầu vào được trình bày trong Bảng 2, turbine được lựa chọn là loại 3 cánh. Miền tính toán có kích thước  $36,6 \times 4,88 \times 1,25$  m. Vị trí của turbine trong mặt phẳng xy được mô tả như trong Hình 6. Điều kiện đối xứng (Symmetry) được lựa chọn cho biên tường và mặt thoát, điều kiện “wall” được áp dụng cho mặt đáy của miền tính toán. Áp suất đầu ra được lựa chọn theo điều kiện “pressure-outlet”. Cường độ rối của môi trường là 5%. Miền tính toán được bao phủ bởi một lưới cấu trúc “Hexahedral” với 5.713.896 phần tử. Kích

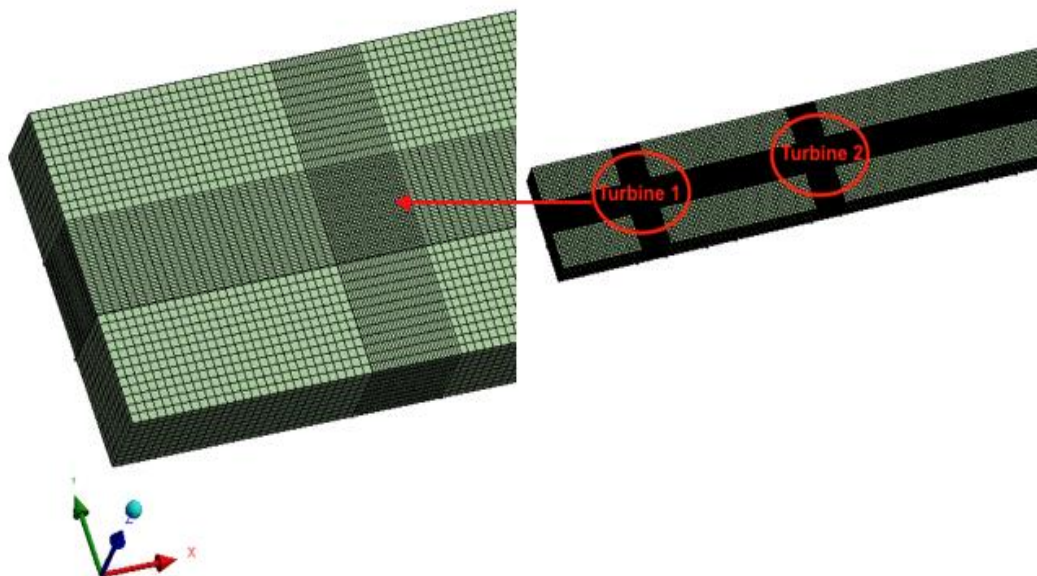
thước lưới bao phủ toàn miền tính toán là  $4 \times 10^{-2} D$ , vùng biểu thị turbine kích thước lưới mịn hơn, với mật độ lưới được lựa chọn là  $8 \times 10^{-3} D$  (Hình 7). Theo Roc và nnk. (2013), sự hội tụ của lưới sẽ đạt được khi kích thước theo phương y và z trong giới hạn lần lượt là  $\Delta y \leq D/9$  và  $\Delta z \leq D/6$ . Trong nghiên cứu này, kích thước lưới có giá trị nhỏ hơn rất nhiều, cụ thể  $\Delta x = \Delta y = \Delta z = D/24$ . Khu vực biểu thị turbine, kích thước lưới tương ứng là:  $\Delta x = \Delta y = \Delta z = D/122$ . Để xem xét sự phục hồi vận tốc của dòng chảy đối với turbine thứ 2, khoảng cách giữa các turbine (L) được lựa chọn dựa trên cơ sở các kết quả nghiên cứu của một số tác giả như Nguyen và nnk. (2016), Lin và nnk. (2024) và Myers và Bahaj (2005). Theo đó các khoảng cách được lựa chọn lần lượt là 3D; 7,5D; 15D và 20D.

##### 4.2. Kết quả và thảo luận

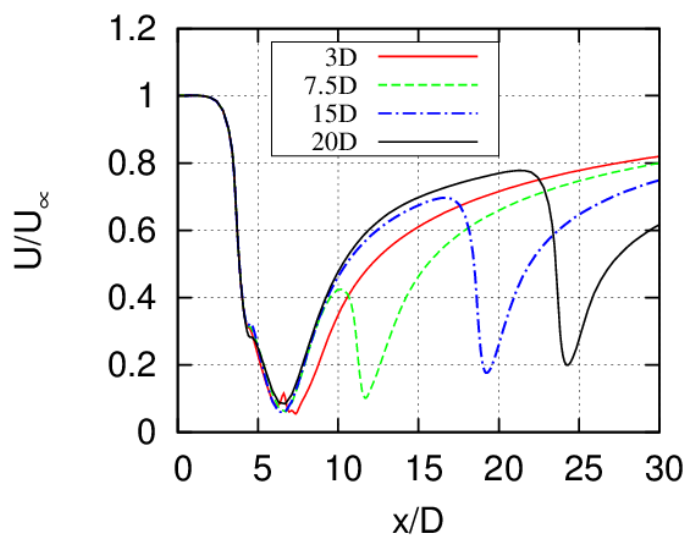
Trên Hình 8 biểu diễn profil vận tốc của dòng chảy đằng sau turbine ở các khoảng cách khác nhau. Ở đây,  $U_\infty$  là vận tốc dòng chảy đầu nguồn, U là vận tốc dòng chảy tại vị trí xem xét. Kết quả tính toán cho thấy, với khoảng cách 3D giữa hai turbine, sự phục hồi vận tốc dòng chảy ở turbine thứ hai rất hạn chế, tức là turbine này chỉ nhận được một phần nhỏ năng lượng từ dòng chảy. Với khoảng cách này, gần như turbine thứ 2 nằm trọn trong miền rối của turbine thứ nhất. Khoảng cách giữa 2 turbine càng gần nhau thì sự ảnh hưởng của turbine thứ nhất lên turbine thứ 2 càng lớn. Điều này thể hiện khá rõ ràng khi quan sát sự biến thiên về trường vận tốc dòng chảy trong Hình 9. Khoảng cách 3D giữa hai turbine là khoảng cách quá gần, dẫn tới sự phục hồi năng lượng của dòng chảy cho turbine thứ 2 rất thấp (khoảng 10%). Do vậy,



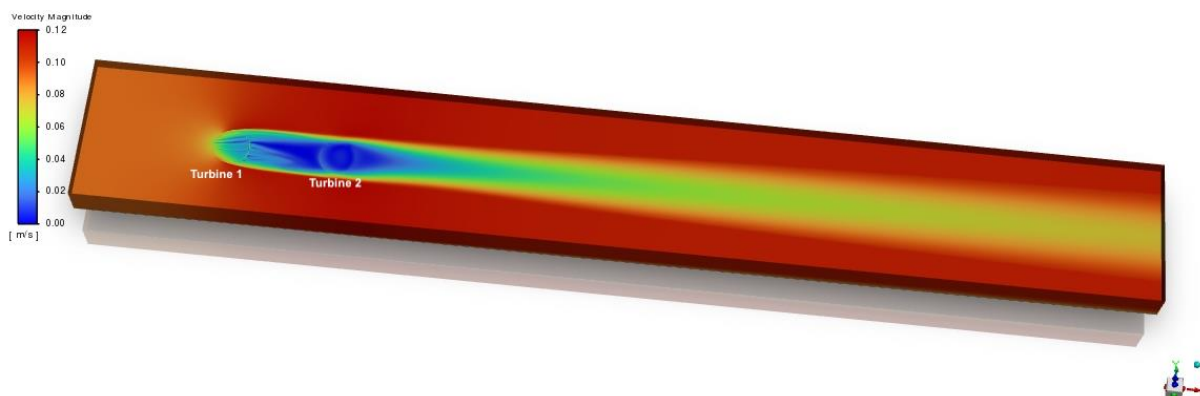
Hình 6. Vị trí của các turbine trong miền tính toán.



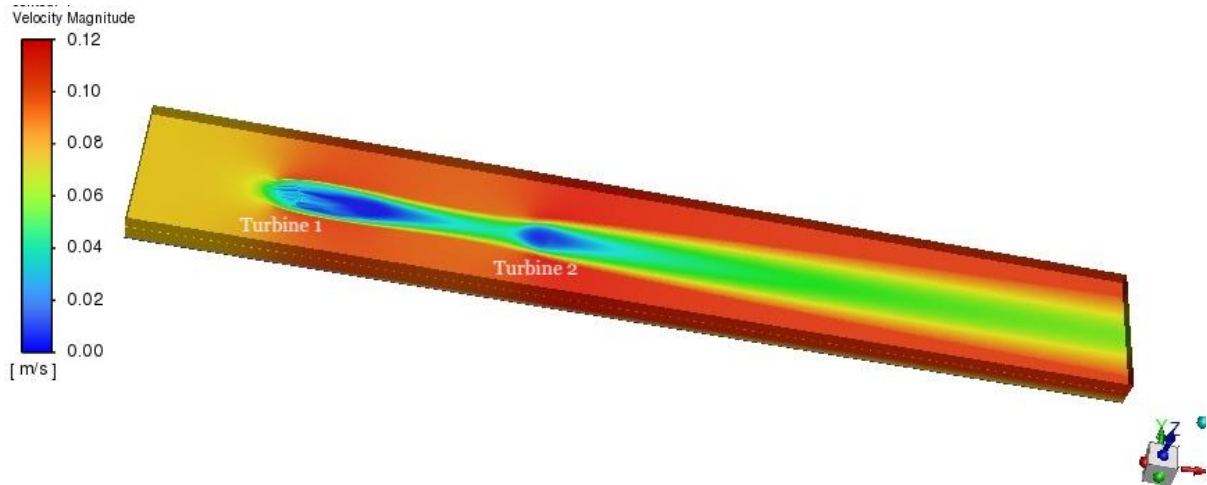
Hình 7. Lưới cấu trúc và vùng biểu thị turbine trong mô hình mô phỏng.



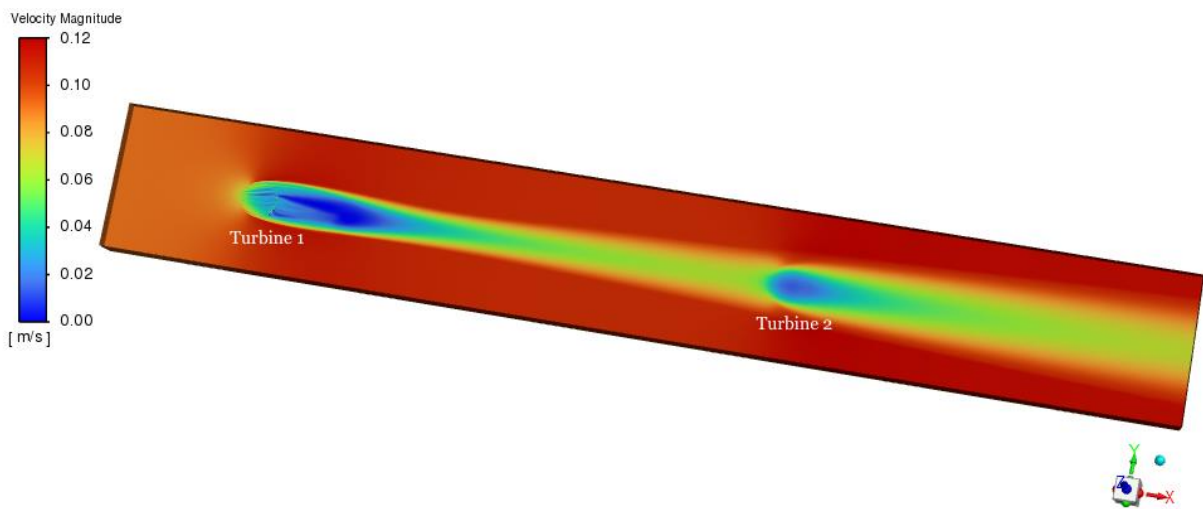
Hình 8. Ảnh hưởng của sự thay đổi khoảng cách đến khả năng phục hồi vận tốc đẳng sau turbine.



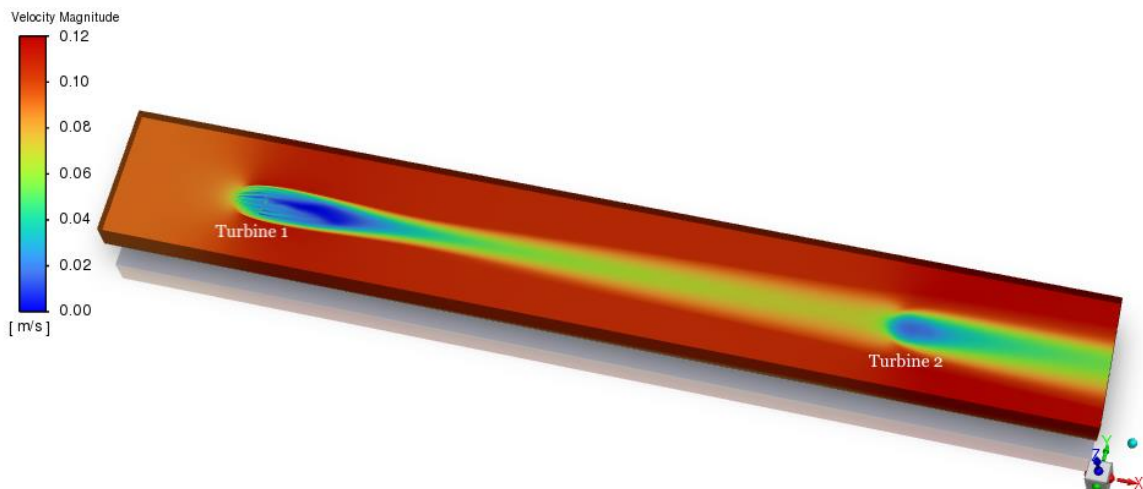
Hình 9. Trường vận tốc của dòng chảy giữa hai turbine ở khoảng cách 3D.



Hình 10. Trường vận tốc của dòng chảy giữa hai turbine ở khoảng cách 7.5D.



Hình 11. Sự phục hồi năng lượng của dòng chảy đằng sau turbine ở khoảng cách 15D.



Hình 12. Sự phục hồi năng lượng của dòng chảy đằng sau turbine ở khoảng cách 20D.

khoảng cách này không phải là lựa chọn phù hợp. Kể từ khoảng cách 7,5D trở đi, turbine thứ 2 sẽ nhận được nhiều năng lượng của dòng chảy hơn. Quan sát trường vận tốc dòng chảy phía sau turbine thứ nhất ta thấy rất rõ điều này (Hình 10). Ở khoảng cách này, khả năng phục hồi năng lượng của dòng chảy phía sau turbine thứ nhất để cung cấp cho turbine thứ hai, đã tăng từ 10% lên 42%. Khả năng phục hồi này sẽ tỷ lệ với sự gia tăng khoảng cách của turbine thứ 2 so với turbine thứ nhất. Với khoảng cách 15D, ta thấy sự phục hồi vận tốc của dòng chảy đạt khoảng 70%. Quan sát về sự biến đổi trường vận tốc dòng chảy đằng sau turbine trên Hình 11 ta nhận thấy rất rõ điều này. Từ khoảng cách này, có thể thấy turbine thứ 2 sẽ hoạt động hiệu quả. Giá trị tham chiếu về khoảng cách giữa các turbine thủy triều có thể tham khảo từ nghiên cứu của Myers và Bahaj (2005) khi nghiên cứu về trường hợp cụ thể, đó là 1 trang trại turbine lắp đặt tại Vịnh Alderney (nơi tiếp giáp giữa Anh và Pháp). Với khoảng cách 20D, khả năng phục hồi năng lượng của dòng chảy đạt khoảng 78% (Hình 8, 12). Tuy nhiên, nếu lựa chọn khoảng cách này để lắp đặt các turbine trong trang trại, sẽ dẫn đến trong cùng một diện tích, số lượng turbine sẽ bị hạn chế, điều này có thể ảnh hưởng đến công suất tổng thể của 1 trang trại.

Chúng ta nhận thấy ở khoảng cách 7,5D turbine thứ 2 nhận được 42% so với vận tốc ban đầu của dòng chảy. Khi khoảng cách được tăng lên 15D, turbine thứ hai nhận được 70% năng lượng từ dòng chảy, chứng tỏ sự phục hồi vận tốc ở khoảng cách này là rất đáng kể. Tuy nhiên, khi khoảng cách tiếp tục tăng từ 15D lên 20D, mức độ phục hồi vận tốc lại có xu hướng chậm lại. Cụ thể, ở khoảng cách 15D và 20D, turbine thứ hai nhận được năng lượng từ dòng chảy thay đổi từ 70% lên 78% (Hình 8). Điều này cho thấy sự phục hồi vận tốc khi gia tăng khoảng cách sẽ đạt đến một giới hạn nhất định. Từ những nhận định trên, có thể thấy rằng khoảng cách 15D được xem là giá trị hợp lý để đảm bảo turbine thứ hai hoạt động hiệu quả.

## 5. Kết luận

Khi các turbine lắp đặt trong cùng một trang trại sẽ dẫn tới có sự tác động lẫn nhau gây ra sự biến đổi về môi trường rối, cũng như năng lượng của dòng chảy tác động lên mỗi turbine. Sự tác động và ảnh hưởng lẫn nhau này thể hiện rõ nhất

khi các turbine bố trí thẳng hàng theo kiểu trước-sau. Turbine phía sau sẽ bị ảnh hưởng trực tiếp bởi turbine phía trước, dẫn đến việc nó nhận được ít năng lượng hơn. Bài báo đã phân tích sự ảnh hưởng của các turbine lắp đặt thẳng hàng ở các khoảng cách khác nhau (3D; 7,5D; 15D và 20D). Kết quả tính toán cho thấy, khi các turbine được đặt quá gần nhau, turbine thứ 2 sẽ nằm hoàn toàn trong vùng nhiễu loạn của turbine phía trước, làm giảm đáng kể hiệu suất hoạt động của nó. Khoảng cách giữa 2 turbine càng gần, mức độ ảnh hưởng của turbine thứ nhất đối với turbine thứ 2 càng lớn. Khi khoảng cách giữa các turbine tăng lên, dòng chảy phục hồi năng lượng cho turbine thứ hai nhanh hơn, tuy nhiên quá trình này sẽ đạt đến một giới hạn nhất định. Ở khoảng cách 15D, dòng chảy phục hồi được 70% vận tốc ban đầu. Từ khoảng cách này trở đi, tốc độ phục hồi của dòng chảy có xu hướng chậm lại, và đây được coi là khoảng cách hợp lý để bố trí các turbine thẳng hàng trong trang trại. Việc lắp đặt các turbine với khoảng cách hợp lý sẽ giúp giảm thiểu tác động tiêu cực giữa các turbine, từ đó tối ưu hóa hiệu suất của từng turbine, góp phần nâng cao hiệu suất tổng thể của toàn bộ trang trại. Kết quả nghiên cứu đã cung cấp thông tin quan trọng cho việc thiết kế và tối ưu hóa các trang trại turbine, hỗ trợ các quyết định quản lý dự án.

## Lời cảm ơn

Nhóm tác giả gửi lời cảm ơn đến Phòng Thí nghiệm các Khoa học Ứng dụng (LUSAC), Đại học Caen-Normandy (UNICAEN), Cộng hòa Pháp đã hỗ trợ và cung cấp công cụ để thực hiện các tính toán liên quan đến kết quả nghiên cứu.

## Đóng góp của tác giả

Nguyễn Văn Thịnh - xây dựng ý tưởng khoa học, mô phỏng, xử lý số liệu, viết bản thảo bài báo, rà soát và hiệu đính nội dung bài báo; Sylvain S. Guillou - phương pháp nghiên cứu, phân tích số liệu.

## Tài liệu tham khảo

Nguyễn Văn Thịnh. (2024). Nghiên cứu phương pháp mô phỏng turbine trục đứng trong không gian 2 chiều dựa trên lý thuyết của mô hình Actuator Cylinder. *Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Mỏ-Địa chất*, 65, 5, 1-9.

- Abdolrahim, R., Ivo, K., Bert, B. (2017). CFD simulation of a vertical axis wind turbine operating at a moderate tip speed ratio: Guidelines for minimum domain size and azimuthal increment. *Renewable Energy*, 107, 373-385.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.02.006>.
- Ansys Fluent Theory Guide, ANSYS Inc, 2010.
- Bachant, P., Goude, A., Wosnik, M. (2016). Actuator line modeling of vertical-axis turbines. *Wind Energy*, 1-23.
- Bahaj, A.S., Myers L.E., Thomson, M.D and Jorge, N. (2007a). Characterising the wake of horizontal axis marine current turbines. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*, Porto, Portugal.
- Bahaj, A.S., Batten, W.M.J., McCann, G. (2007b). Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines. *Renewable Energy*, 32, 2479-2490.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.10.001>.
- Bai, G., Li, J., Fan, P., Li, G. (2013). Numerical investigations of the effects of different arrays on power extractions of horizontal axis tidal current turbines. *Renewable Energy*, 53, 180-186.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.10.048>.
- Launder, B.E & Spalding, D.B. (1974). The numerical computation of turbulent flow, *Comput Methods Appl Mech Eng*, 3, 269-289.
- Lin, X., Zhang, J., Zheng, J., Liu, S. (2024). Performance and wake interaction between two aligned vertical axis turbines. *Ocean Engineering*, 292, 1-13.  
<https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2023.116478>.
- Madsen, H.A. (1982). The Actuator Cylinder, A Flow Model for Vertical Axis Wind Turbines. PhD thesis, Aalborg University.
- Michelet, N., Guillou, N., Chapalain, G., Thiébot, J., Guillou, S., Goward Brown, A.J., Neill, S.P. (2020). Three-dimensional modelling of turbine wake interactions at a tidal stream energy site, *Applied Ocean Research*, 95, 1-11.  
<https://doi.org/10.1016/j.apor.2019.102009>.
- Myers, L.E & Bahaj, A.S. (2005). Simulated electrical power potential harnessed by marine current turbine arrays in the Alderney Race. *Renew Energy*, 30, 1713-1731.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.02.008>.
- Nguyen, V.T., Guillou, S., Thiébot, J., Santa Cruz, A. (2014). *Numerical simulation of a pilot tidal farm using actuator disks, influence of a time-varying current direction*. Grand Renewable Energy 2014 Proceeding, O-Oc-6-1, Tokyo Japan, 8p.
- Nguyen, V.T., Guillou, S.S., Thiébot, J., Santa Cruz, A. (2016). Modelling turbulence with an Actuator Disk representing a tidal turbine. *Renewable Energy*, 97, 625-635.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2016.06.014>.
- Nguyen, V.T., Santa Cruz, A., Guillou, S.S., Elsouk, M.N.S., Thiébot, J. (2019). Effects of the Current Direction on the Energy Production of a Tidal Farm: The Case of Raz Blanchard (France). *Energies*, 12, 2478, 1-20.  
<https://doi.org/10.3390/en12132478>.
- Palm, M., Huijsmans, R., Pourquie, M. (2011). The Applicability of Semi-Empirical Wake Models for Tidal Farms. *Proceedings of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference*, Southampton, UK.
- Pucci, M., Spina, R., Zanforlin, S. (2024). Vertical-Axis Tidal Turbines: Model Development and Farm Layout Design. *Energies*, 17, 2366, 1-21.  
<https://doi.org/10.3390/en17102366>.
- Rajagopalan, R.G., Fanucci, J.B. (1985). Finite difference model for vertical-axis wind turbines. *AIAA Journal of Propulsion and Power*, 1, 432-436. <https://doi.org/10.2514/3.22824>.
- Roc, T., Conley, D.C., Greaves, D. (2013). Methodology for tidal turbine representation in ocean circulation model. *Renewable Energy*, 51, 448-464.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.09.039>.
- Roc, T., Greaves, D., Thyng, K.M., Conley, D.C. (2014). Tidal turbine representation: towards realistic applications. *Ocean Engineering*, 78, 95-111.  
<https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2013.11.010>.

- Shamsoddin S and Porté-Agel F. (2014). Large Eddy Simulation of Vertical Axis Wind Turbine Wakes. *Energies*, 7, 890-912. <https://doi.org/10.3390/en7020890>.
- Sheldahl, R.E., Klimas, P.C. (1981). Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines. Report SAND80-2114, Sandia National Laboratories.
- Shen, W.Z., Zhang, J.H., Sørensen J.N. (2009). The actuator surface model: A new Navier-Stokes based model for rotor computations. *Journal of Solar Energy Engineering*, 131, 011002-1-011002-9. <https://doi.org/10.1115/1.3027502>.
- Shives, M & Crawford C. (2016). Adapted two-equation turbulence closures for actuator disk RANS simulations of wind & tidal turbine wakes. *Renewable Energy*, 92, 273-292. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.02.026>.
- Strickland, J.H., Webster, B.T., Nguyen, T.A. (1979). Vortex model of the Darrieus turbine: an analytical and experimental study. *Trans ASME Journal of Fluids Engineering*, 101, 500-505.
- Sudhamshu, A.R., Pandey, M.C., Sunil, N., Satish, N.S., Mugundhan, V., Velamati, R.K. (2016). Numerical study of effect of pitch angle on performance characteristics of a HAWT. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 19, 632-641. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2015.09.010>
- Suhri, G. E., Rahman, A., Dass, L., Rajendran, K. (2021). The influence of tidal turbine arrangement on the wake interaction in shallow water. *Journal of Physics: Conference Series*, 2051, 1-7.
- Sun, K., Ji, R., Zhang, J., Li, Y., Wang, B. (2021). Investigations on the hydrodynamic interference of the multi-rotor vertical axis tidal current turbine. *Renewable Energy*, 169, 752-764. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.01.055>.
- Ye, L. (2008). Development of a procedure for predicting power generated from a tidal current turbine farm. PhD thesis, British Columbia University.