

ỨNG DỤNG PHẦN MỀM ANSYS FLUENT ĐỂ MÔ PHỎNG DÒNG CHẢY ĐẰNG SAU MỘT TURBINE PHÁT ĐIỆN

NGUYỄN VĂN THỊNH, NGUYỄN VĂN GIÁP, TRIỆU HÙNG TRƯỜNG

Trường Đại học Mỏ - Địa chất

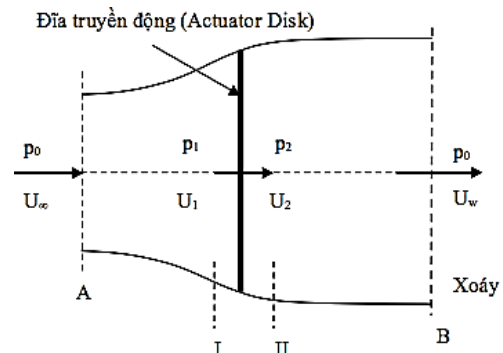
Tóm tắt: Trong giai đoạn hiện nay, nhằm giải quyết vấn đề ngày càng cạn kiệt của các nguồn năng lượng hoá thạch như than đá, dầu mỏ, đồng thời nhằm hạn chế sự ô nhiễm môi trường, cho nên việc sử dụng các nguồn năng lượng thay thế đã được các quốc gia trên thế giới rất quan tâm, đặc biệt là các nguồn năng lượng sạch, năng lượng tái tạo. Trong số đó, việc khai thác các nguồn năng lượng từ gió và dòng chảy ven biển nhằm tạo ra điện năng được quan tâm đặc biệt. Điều này dẫn đến việc cần thiết phải nghiên cứu và phát triển các thiết bị để chuyển hoá các nguồn năng lượng này thành năng lượng hữu ích phục vụ cho sinh hoạt của con người. Để hỗ trợ cho quá trình nghiên cứu, đồng thời nhằm tiết kiệm về thời gian và chi phí kinh tế, mô phỏng số là một giải pháp hữu ích được áp dụng. Trong bài viết này, tác giả trình bày phương pháp số để nghiên cứu dòng chảy đằng sau một Turbine phát điện, thông qua việc sử dụng mô hình k- ϵ Standard trong chương trình ANSYS FLUENT. Kết quả nghiên cứu đã đưa ra mô hình có độ tin cậy cao, phù hợp để mô phỏng dòng chảy đằng sau Turbine, đặc biệt khi mô phỏng nhiều Turbine trong cùng một khu vực.

1. Mở đầu

Hiện nay, mô phỏng số đang ngày càng được áp dụng rộng rãi trong các lĩnh vực khoa học kỹ thuật. Phương pháp mô phỏng số đóng một vai trò quan trọng trong việc kiểm chứng lý thuyết để trên cơ sở đó người ta có thể đưa ra các tiên đoán thực nghiệm. Đây là phương pháp được thực hiện nhanh, tiết kiệm về chi phí so với làm các thí nghiệm. Trong ngành cơ học chất lỏng nói chung và trong lĩnh vực năng lượng tái tạo nói riêng, việc ứng dụng mô phỏng số vào trong các nghiên cứu khoa học đang ngày càng được áp dụng rộng rãi. Trong số rất nhiều các phần mềm được áp dụng, chúng tôi nhận thấy rằng ANSYS FLUENT là phần mềm với khả năng mô hình hóa rộng rãi các đặc tính vật lý của dòng chảy chất lưu được áp dụng trong công nghiệp. Trong bài báo này, tác giả xin giới thiệu việc ứng dụng phần mềm ANSYS FLUENT để mô phỏng dòng chảy đằng sau một Turbine phát điện. Trong số rất nhiều các mô hình rối (Turbulence models) có trong ANSYS FLUENT chúng tôi chỉ xin giới thiệu mô hình k- ϵ Standard vì đây là một mô hình đơn giản, dễ thực hiện, cho kết quả chính xác. Để thực hiện được các mô phỏng cho một Turbine phát điện, tác giả đã sử dụng lý thuyết Actuator Disk (đĩa truyền động) để biểu thị Turbine.

2. Lý thuyết Actuator Disk (Đĩa truyền động)

Theo lý thuyết Actuator Disk (đĩa truyền động), người ta coi chuyển động quay của các cánh Turbine tạo ra một đĩa đồng nhất và trên đó ta đặt một lực. Lực này được phân đều trên toàn bộ bề mặt đĩa, tạo ra sự chênh áp ở mặt trước và sau, đồng thời làm thay đổi vận tốc của dòng chảy đằng sau đĩa. Nó có khả năng chiết xuất năng lượng động học của dòng chảy [5] và tạo ra một sự giảm vận tốc ở khu vực đằng sau của thiết bị. Chính vì vậy, nó được coi như một Turbine đang hoạt động để chiết suất năng lượng động học của dòng chảy. Sự cân bằng giữa các lực tác dụng lên đĩa và trường dòng chảy biến đổi, được chi phối bởi định luật bảo toàn khối lượng và sự cân bằng momen lực.



Hình 1. Dòng chảy của chất lưu khi đi qua Actuator Disk (đĩa truyền động)

Hình 1 biểu diễn dòng chảy của chất lưu khi đi qua một Actuator Disk (đĩa truyền động). Vận tốc của dòng chảy và áp suất ở mặt trước của đĩa (mặt cắt A) được ký hiệu là U_∞ và p_0 . Dòng chảy ở phần hạ lưu của đĩa (tại mặt cắt B) được ký hiệu là U_w , tại mặt cắt I, II vận tốc và áp suất lần lượt được ký hiệu là U_1, p_1 và U_2, p_2 . Theo lý thuyết của “đĩa truyền động”, người ta coi dòng chảy của chất lưu khi qua đĩa với diện tích bề mặt là S có dạng hình ống như hình 1. Do bề dày của đĩa rất nhỏ, người ta có thể coi vận tốc của dòng chảy tại vị trí mặt cắt I, II là bằng nhau và bằng với vận tốc của dòng chảy đi qua đĩa (hình 1), do vậy ta có:

$$U_1 = U_2 = U_d \quad (1)$$

Áp dụng định luật bảo toàn khối lượng cho toàn bộ chiều dài đoạn ống từ mặt cắt A đến B, dòng chảy được cho là tĩnh và chất lỏng không có tính nhớt, F_t là lực của đĩa tác dụng lên dòng chảy, ta nhận được biểu thức sau:

$$Q(U_\infty - U_w) = -F_t \quad (2)$$

Ở đây Q là lưu lượng khối của chất lỏng qua đĩa, đại lượng này phụ thuộc vào khối lượng riêng của chất lỏng (ρ), diện tích bề mặt đĩa (S) và vận tốc dòng chảy qua đĩa (U_d):

$$Q = \rho S U_d \quad (3)$$

Áp lực của chất lỏng tác dụng lên bề mặt đĩa được xác định như sau:

$$F_t = S \Delta P = S(p_1 - p_2) \quad (4)$$

Áp suất p_1 và p_2 được tính toán dựa trên định luật Bernoulli cho đoạn từ mặt cắt A đến mặt cắt I và tương tự là đoạn từ mặt cắt II đến mặt cắt B (hình 1), ta có:

$$p_1 = p_0 + \frac{1}{2} \rho (U_\infty^2 - U_d^2) \quad (5)$$

$$p_2 = p_0 + \frac{1}{2} \rho (U_w^2 - U_d^2) \quad (6)$$

Từ biểu thức (5), (6) kết hợp với (4) ta nhận được biểu thức tính cho áp lực của chất lỏng tác dụng lên bề mặt của đĩa như sau:

$$F_t = \frac{1}{2} \rho S (U_\infty^2 - U_w^2) \quad (7)$$

Từ biểu thức (2), (3) và (7) ta có vận tốc của chất lỏng qua đĩa được xác định như sau:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(p)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + R_{ij} \right] + \rho g_i + S_i \quad (20)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 ; R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \mu_t = C_\mu \frac{k}{\varepsilon} \quad (21)$$

$$U_d = \frac{U_\infty + U_w}{2} \quad (8)$$

Công suất thủy lực (P) nhận được tại vị trí của đĩa được xác định như sau:

$$P = F_t U_d \quad (9)$$

Từ biểu thức (7) kết hợp với (9) ta có:

$$P = \frac{1}{2} \rho S U_d (U_\infty^2 - U_w^2) \quad (10)$$

Hệ số công suất (C_p) và hệ số của áp lực đẩy (C_T) được xác định từ biểu thức sau:

$$C_p = \frac{P}{0.5 \rho U_\infty^3 S} \quad (11)$$

$$C_T = \frac{F_t}{0.5 \rho U_\infty^2 S} \quad (12)$$

Nếu coi a là hệ số vận tốc của chất lỏng khi đi qua đĩa (Turbine), đại lượng này được xác định như sau:

$$a = \frac{(U_\infty - U_d)}{U_\infty} \quad (13)$$

Từ biểu thức (8) và (13) ta có:

$$U_d = U_\infty (1 - a) \quad (14)$$

$$U_w = U_\infty (1 - 2a) \quad (15)$$

Thay các giá trị U_d và U_w từ biểu thức (14) và (15) vào biểu thức (7) và (10) ta nhận được giá trị của áp lực đẩy của chất lỏng tác dụng lên Turbine và công suất thủy lực của Turbine phụ thuộc vào hệ số a như sau:

$$F_t = 2 \rho S a (1 - a) U_\infty^2 \quad (16)$$

$$P = 2 \rho S a (1 - a)^2 U_\infty^3 \quad (17)$$

Tương tự như vậy ta có thể xác định được hệ số công suất của Turbine và hệ số của áp lực đẩy tác dụng lên Turbine như sau:

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \quad (18)$$

$$C_T = 4a(1 - a) \quad (19)$$

Theo các công trình công bố trong lĩnh vực năng lượng tái tạo [2,6,7] và theo giới hạn của lý thuyết Betz [1], tại giá trị $a=1/3$ ta nhận được hệ số công suất lớn nhất và tương ứng với đó là hệ số của áp lực đẩy lớn nhất $(C_p)_{max} = 16/27$; $C_T=8/9$

3. Áp dụng lý thuyết Actuator Disk và phương trình Navier-Stokes để mô phỏng dòng chảy đằng sau Turbine

Phương trình Navier-Stokes được viết như sau:

trong đó: U_i, U_j là thành phần vận tốc theo các phương trong không gian; x_i, x_j là các điểm trong không gian; μ là độ nhớt phân tử của nước; R_{ij} là các thành phần của tenseur Reynolds; μ_t là độ nhớt động lực học được xác định từ năng lượng động học của môi trường rối (k) và độ phân tán môi trường rối (ε); g là gia tốc trọng trường; C_μ là hệ số ($C_\mu=0,09$); S_i là đại lượng chưa biết trong phương trình Navier-Stokes.

Theo lý thuyết Actuator Disk, người ta đặt một lực lên Turbine, đó chính là áp lực của chất lỏng tác dụng lên toàn bộ thể tích của Turbine. Do vậy ta có F_t/Se là áp lực thể tích của chất lỏng tác dụng lên Turbine (trong đó: e là chiều dày của đĩa được tạo bởi Turbine). Trong phương trình (20), đại lượng S_i được thay thế bởi giá trị áp lực thể tích của chất lỏng tác dụng lên Turbine. Áp lực này có chiều ngược với chiều của dòng chảy, do vậy ta có:

$$S_i = -\frac{F_t}{Se} \quad (22)$$

Từ biểu thức (12) ta nhận được giá trị của F_t phụ thuộc vào hệ số C_T như sau:

$$F_t = 0.5C_T\rho U_\infty^2 S \quad (23)$$

Để đảm bảo độ chính xác khi mô phỏng dòng chảy của chất lỏng qua Turbine, cần phải xác định được mối liên hệ giữa vận tốc của dòng chảy tại vị trí đĩa hay Turbine (U_d) và vận tốc dòng chảy ở thượng nguồn (U_∞), như vậy mới xác định chính xác áp lực của chất lỏng tác dụng lên bề mặt của đĩa (Turbine). Ngoài ra, trong các nghiên cứu của Taylor [8] đã đưa ra mối quan hệ này khi nghiên cứu dòng chảy của không khí đi một đĩa đục lỗ làm từ bạch kim có bề dày rất nhỏ. Trên cơ sở các nghiên cứu của

Taylor, ta có mối quan hệ giữa U_∞ , áp suất p_1 và p_2 với U_d như sau:

$$U_\infty = U_d(1 + 0.25K) \quad (24)$$

$$p_1 - p_2 = 0,5\rho K U_d^2 \quad (25)$$

trong đó: K là hệ số sức cản của môi trường.

Kết hợp biểu thức (4), (22) và (25) ta tìm được giá trị lực thể tích phụ thuộc vào hệ số K , chiều dày của đĩa và vận tốc cục bộ của dòng chảy tại vị trí Turbine theo công thức sau:

$$S_i = -\frac{F_t}{Se} = -\frac{1}{2}\rho\frac{K}{e}U_d^2 \quad (26)$$

Hệ số của áp lực đẩy C_T được tìm ra trong công trình nghiên cứu của Taylor [8]

$$C_T = \frac{K}{(1+0.25K)^2} \quad (27)$$

Từ các biểu thức (14), (18), (19) kết hợp với biểu thức (24) và (27) hệ số công suất thủy lực C_p được xác định như sau:

$$C_p = \frac{K}{(1+0.25K)^3} \quad (28)$$

Theo giới hạn của lý thuyết Betz [1], giá trị lớn nhất của C_T là 0,89 sẽ tương ứng với hệ số $K=2$. Giá trị này sẽ được sử dụng trong các tính toán để mô phỏng trường vận tốc của dòng chảy đằng sau Turbine. Như vậy, giá trị áp lực thể tích trong biểu thức (26) là giá trị đặc trưng biểu diễn sự có mặt của Turbine.

4. Mô hình hoá và kiểm chứng mô hình

Để mô hình hoá trường vận tốc của dòng chảy đằng sau Turbine, tác giả áp dụng mô hình $k-\varepsilon$ Standard trong chương trình ANSYS FLUENT. Đây là mô hình đơn giản, dễ thực hiện và cho độ chính xác cao. Trong mô hình này, sự chuyển đổi năng lượng và sự phân tán rối của môi trường được thể hiện trong các biểu thức sau:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho \wp - \rho \varepsilon + S_k \quad (29)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon U_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \rho \wp - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (30)$$

trong đó: $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ là các hệ số của phương trình, \wp biểu diễn sự tạo năng lượng rối (production of turbulent kinetic energy), đại lượng này được xác định như sau:

$$\wp = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = \frac{1}{2} \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (31)$$

Độ nhớt động lực học được xác định theo biểu thức:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (32)$$

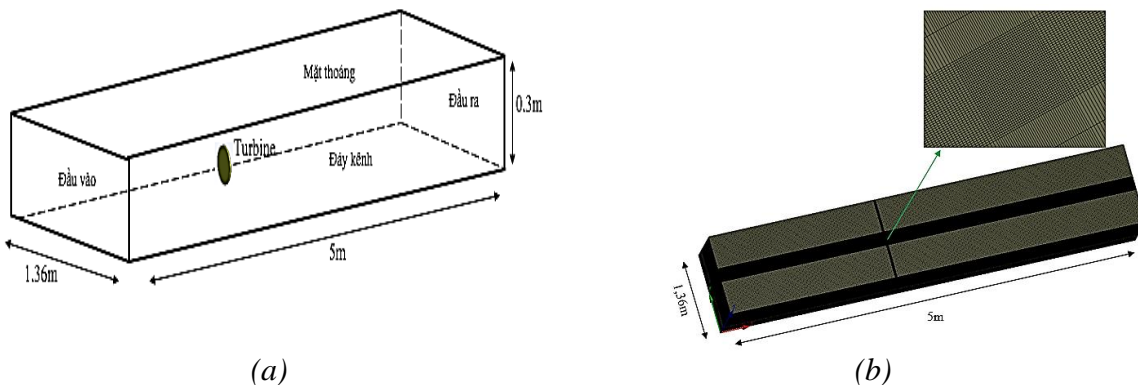
trong biểu thức (29) và (30), đại lượng S_k, S_ε là các tham số biến đổi phụ thuộc từng mô hình. Đối với mô hình $k-\varepsilon$ Standard, các hệ số của mô hình được biểu diễn trong bảng 1 [4].

Bảng 1. Hệ số của mô hình $k-\varepsilon$ Standard

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1,44	1,92	0,09	1,00	1,30

Để kiểm chứng độ tin cậy của mô hình và các kết quả tính toán, tác giả đã sử dụng các số liệu đo thực nghiệm về sự biến đổi vận tốc (velocity) của dòng chảy và cường độ rối (turbulent intensity) đằng sau một Turbine trong các công trình khoa học của tác giả Harrison *et al.* (2010) [3] và Myers and Bahaj, (2010) [6]. Thí nghiệm này được mô tả như sau: Trong một kênh dẫn đầy nước, có kích thước $21 \times 1,36 \times 0,3$ m, người ta tiến hành đặt một đĩa kim loại đục lỗ (tạo môi trường xốp) đường kính $D=0,1$ m, chiều dày 1mm. Vị trí đặt đĩa cách đầu vào của kênh dẫn 20 lần đường kính đĩa (20D), vận tốc dòng chảy tại đầu vào của

kênh là 0,3m/s, cường độ rối $I=5\%$. Dòng chảy sau khi qua đĩa xốp sẽ bị biến đổi vận tốc, người ta tiến hành đo sự biến đổi này bằng phương pháp ADV (Acoustic Doppler Velocimetry), độ sai số của phép đo là 1%. Trên cơ sở các thông số của mô hình thí nghiệm, tác giả xây dựng mô hình số hoá để tiến hành mô phỏng. Do sự giới hạn về tốc độ xử lý của máy tính, đồng thời trong các phép đo thực nghiệm, kết quả đo chỉ dừng lại ở vị trí 20D đằng sau Turbine, nên trong mô hình số, chúng tôi chỉ sử dụng kênh dẫn có kích thước $5 \times 1,36 \times 0,3$ m (hình 2a), còn lại các thông số khác đều giống với thí nghiệm của nhóm tác giả kể trên.



Hình 2. Miền tính toán (a) và lưới cấu trúc (b) trong mô phỏng số.

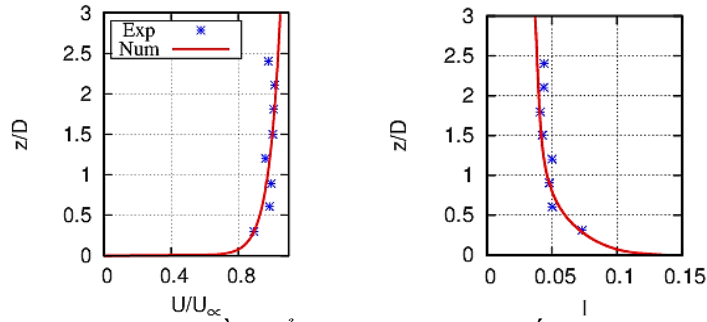
Trong mô hình số, miền tính toán được bao phủ bởi một lưới cấu trúc “hexahedral” với 16867840 phần tử, trong đó vùng biểu thị Turbine được làm mịn với mật độ cao, kích thước các phần tử lưới trong vùng này tương ứng với chiều dày của đĩa, tức là 1mm (hình 2b). Các điều kiện ban đầu của mô hình số như sau: Điều kiện đối xứng được áp dụng cho mặt trên

$$U_l = 2.5U^* \ln\left(\frac{zU^*}{\nu}\right) + A ; k = \frac{3}{2} I^2 U^2 ; \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (33)$$

trong đó: U^* là sức cản vận tốc trong kênh $U^*=0,00787$ m/s, A là hằng số $A=0,197$, z là chiều cao kênh dẫn, ν là độ nhớt động học, U là vận tốc trung bình của dòng chảy, $C_\mu=0,09$ và l là chiều dài đặc trưng của xoáy. Sau khi nhập các thông số đầu vào và các điều kiện biên cho mô hình, tác giả sử dụng mô hình $k-\varepsilon$ Standard

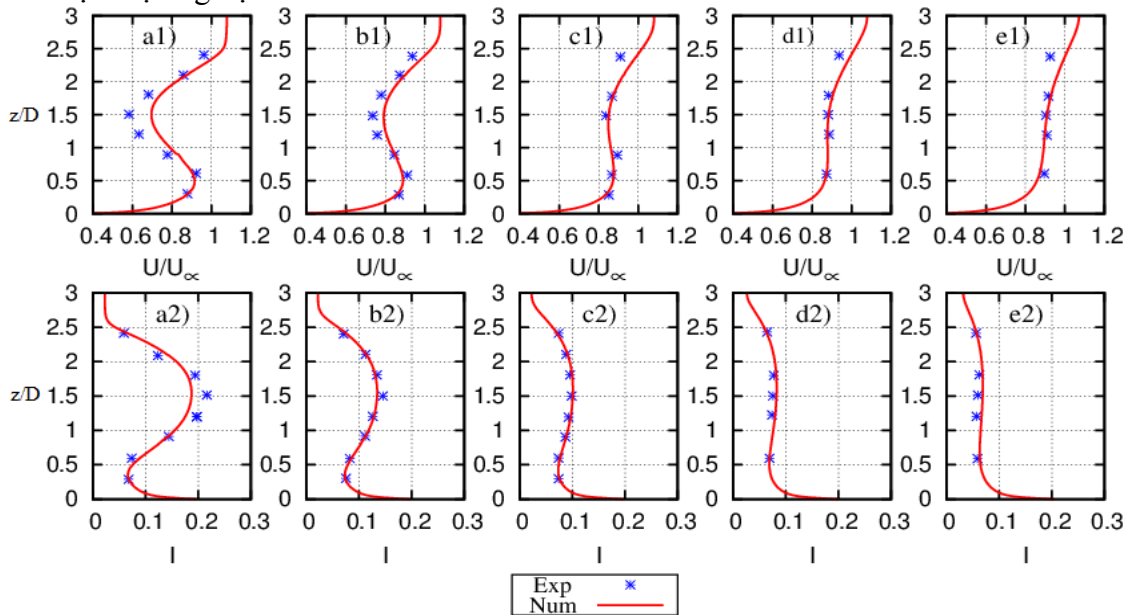
và hai mặt bên của kênh dẫn, riêng bề mặt đáy của kênh được áp dụng điều kiện có độ nhám trong mô hình mô phỏng. Tại đầu vào của kênh dẫn, vận tốc của dòng chảy và cường độ rối được sử dụng dưới dạng profil dựa trên mối quan hệ thực nghiệm được rút ra trong nghiên cứu của Harrison *et al.* (2010) [3]:

trong chương trình ANSYS FLUENT để tiến hành các tính toán mô phỏng, đồng thời tiến hành đối chiếu với các số liệu thực nghiệm để kiểm chứng mô hình. Kết quả mô phỏng cho thấy, profil đầu vào của vận tốc và cường độ rối trong mô phỏng số (Num) trùng khớp với các số liệu đo thực nghiệm (Exp) (hình 3).



Hình 3. Profile theo chiều thẳng đứng của vận tốc (trái) và cường độ rối (phải) tại đầu vào của kênh dẫn.

Các kết quả về sự biến đổi vận tốc của dòng chảy và cường độ rối của môi trường khi có sự hiện diện của Turbine trong mô phỏng được thể hiện trên các hình số 4. Để tiện cho việc kiểm chứng độ tin cậy của mô hình, các kết quả này được so sánh trực tiếp trên cùng một biểu đồ với các số liệu thực nghiệm.



Hình 4. Profil theo trục đứng của vận tốc (hình trên) và cường độ rối (hình dưới) đằng sau, dọc theo trục trung tâm của Turbine tại các khoảng cách:

a) $x=4D$, b) $x=7D$, c) $x=11D$, d) $x=15D$, e) $x=20D$.

Trên hình 4 biểu diễn profil theo trục đứng (trục z) của vận tốc và cường độ rối đằng sau, dọc theo trục trung tâm của Turbine (vị trí của Turbine được biểu thị tại $x/D=0$). Từ hình vẽ cho ta thấy, kết quả mô phỏng số (Num) gần trùng khớp với kết quả thực nghiệm (Exp) tại 5 vị trí nghiên cứu (hình 4), nhất là từ khoảng cách $x=7D$ tính từ vị trí của Turbine. Tại khoảng cách $x<4D$, có sự sai lệch tương đối giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm. Nguyên nhân của sự sai lệch này một phần là do trong quá trình tính toán và sử dụng mô hình, tác giả dùng mô hình mặc định của chương trình ANSYS FLUENT. Hơn nữa,

trong các nghiên cứu của tác giả Harrison *et al.* (2010) [3] chỉ ra rằng, trong phương pháp “đĩa truyền động” luôn tồn tại một sai số nhất định khi mô phỏng trường vận tốc tại khu vực ngay sát phía sau Turbine. Dọc theo trục trung tâm của Turbine ($z/D=1.5$), sai số tương đối lớn nhất giữa kết quả mô phỏng số và thực nghiệm đối với vận tốc và cường độ rối tương ứng là 19% và 14% tại $x=4D$ (hình 4a1 và 4a2).

5. Kết luận

Dựa trên các kết quả nghiên cứu thu được, ta nhận thấy rằng việc sử dụng mô hình $k-\epsilon$ Standard cho kết quả rất tốt và đáng tin cậy khi mô phỏng trường vận tốc và cường độ rối đằng

sau Turbine. Đặc biệt, mô hình này cho kết quả chính xác trường vận tốc và cường độ rối tính từ vị trí $x=7D$ đằng sau của Turbine. Điều này có ý nghĩa đặc biệt quan trọng khi chúng ta cần mô phỏng nhiều Turbine đặt liên tiếp theo hướng của dòng chảy. Đối với khu vực tính từ khoảng cách $x \leq 4D$ đằng sau Turbine, ta thấy có sự hạn chế tương đối trong kết quả, thể hiện qua các giá trị sai số tương đối giữa mô phỏng và thực nghiệm. Mặc dù vậy, như đã phân tích ở trên về sự hạn chế của phương pháp “đĩa truyền động”, sự sai lệch này là không thể tránh khỏi. Tuy nhiên, ở một khía cạnh khác, sai số tương đối trong khu vực này có thể điều chỉnh theo hướng giảm xuống nhiều hơn nữa thông qua việc sử dụng các thuật toán khác nhau trong các mô hình mô phỏng, vấn đề này sẽ được thực hiện trong một nghiên cứu khác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Betz A, 1926. Windenergie und ihre Ausnutzung urch Windmühlen, Vandenhoeck und Rupprecht.
 [2]. Castellani F and Vignaroli F. An application of the actuator disc model for wind turbine wakes calculations, Applied Energy, Vol 101, 2013, pp 432–440.

[3]. Harrison M.E., Batten W.M.J., Myers L.E., Bahaj A.S. Comparison between CFD simulation and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines, IET Renew, Power Gener, Vol 4, ISS 6, 2010, pp 613-627.
 [4]. Launder B.E and Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow, Comput Methods Appl Mech Eng, Vol 3, 1974, pp 269-289.
 [5]. Mulugeta Biadgo A., Simonovic A., Komarov D., Stupar S. Numerical and Analytical Investigation of Vertical Axis Wind Turbine, FME Transactions, 2013, pp 49-58.
 [6]. Myers L.E and Bahaj A.S. Experiment analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators, Ocean Engineering, Vol 37, 2010, pp 218-227.
 [7]. Myers L.E and Bahaj A.S. Near wake properties of horizontal axis marine current turbines. Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden, 2009.
 [8]. Taylor GI, 1963. The scientific papers of Sir Geoffrey Ingram Taylor, ed. G.K. Batchelor, Cambridge University Press.

ABSTRACT

Modelling the flow behind a turbine generator using ANSYS FLUENT

Nguyen Van Thinh, Nguyen Van Giap, Trieu Hung Truong,

Hanoi University of Mining and Geology

Recent years, in order to solve serious problems of intemperately dwindling well known fossil energy resources as coal, petroleum etc,.. and to reduce environmental impacts, the pursuit of alternative sources of energy are highly concerned all over the world, especially clean and renewable energy. Among these, the exploitation of wind and coastal currents energy to generate electricity is of particular concern. This can be attributed by the needs for the creation of technology and construction of equipment to transform those sources of energy into fresh and useful power for daily life activities of mankind. As an effective and reliable medium to support experimental researches for scientists and researchers, numerical simulation has never lost its attraction. In this paper, we introduce a methodology to investigate the flow behind a turbine generator by using the Standard $k-\varepsilon$ model in ANSYS FLUENT. Results extracted from the research have shown a tremendously accurate model which adapts itself greatly in simulating the flow at the downstream of the turbine, particularly in the case of multiple turbines allocated in the region of interest.