

ĐÁNH GIÁ PHÂN BỐ TỔN THẤT QUA CÁC KHỐI VÙNG CỦA TỔ MÁY THUẬN NGHỊCH BƠM -TUABIN BẰNG MÔ PHỎNG SỐ 3D

Nguyễn Thị Nhớ

Trường Đại học Thủy lợi

Tóm tắt: Nghiên cứu sử dụng phần mềm mô phỏng số ANSYS-Fluent để phân tích và đánh giá phân bố tổn thất trong các khối vùng của một tổ máy thuận nghịch bơm –tuabin trong hai chế độ bơm và tuabin. Bài toán ổn định 3 chiều (3D) trên mô hình rối k- ϵ được sử dụng. Tổ máy mô hình mô phỏng bao gồm các khối như buồng xoắn, lưới cánh hướng, bánh công tác, ống hút ra và khoảng trống giữa các khối. Kết quả mô phỏng cho thấy trong vận hành bơm, vùng bánh công tác chiếm 56,2%, tiếp sau là cánh hướng và ống hút với 18,56% và 12,87%, tổn thất rò rỉ lưu lượng chiếm tỷ lệ thấp nhất với 2,63%; trong vận hành tuabin, tỷ lệ tổn thất thủy lực của bánh công tác vẫn chiếm tỷ lệ nhiều nhất là 59,13%, sau đó là vùng buồng xoắn với 11,69%. Những kết quả này có ý nghĩa trong việc dự báo các đặc tính thủy lực của dòng chảy và hiệu chỉnh thiết kế máy.

Từ khóa: bơm - tuabin, bơm, tuabin, CFD, thủy điện tích năng.

Summary: This paper uses numerical simulation with ANSYS-Fluent software to analyze and estimate the loss distributions in the cell-zones of a reversible hydraulic machine that is called Pump as Turbine (PaT) in 2 modes: pump and turbine. The steady three-dimensional problem (3D) is considered on k- ϵ turbulence model. The cell-zones consists of spiral casing (h_{cas}), guide vanes (h_{van}), impeller (h_{im}), a draft tube (h_{dr}) and a space between zones (h_{spa}). Numerical results show that in the pump mode, the impeller zone accounts for 56.2%, followed by the vanes and draft tube with 18.56% and 12.87%. Leakage losses accounts for the lowest rate with 2.63%. In the turbine mode, the ratio of hydraulic losses of the impeller still accounts for the largest proportion of 59.13%, followed by the spiral casing zone with 11.69%. This is also the initial results and has significant in predicting the hydraulic characteristic curves and designing of this kind of machine in Vietnam.

Keywords: Pump, Turbine, Pump as Turbine, CFD, Pumped-storage hydropower

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Bơm-Tuabin (Pump as Turbine, được viết tắt là PaT) là thiết bị thủy lực có khả năng làm việc ở hai chế độ bơm và tuabin, được ứng dụng rộng rãi trong các nhà máy thủy điện tích năng từ những năm 1950. Công trình thủy điện tích năng tích năng lượng nước khi nhu cầu điện thấp vào ban đêm (chế độ bơm) và sử dụng nguồn năng lượng tích được này để phát điện, đáp ứng nhu cầu phụ đỉnh (chế độ tuabin). Do đó, nó có thể điều chỉnh cân bằng giữa cung cấp - nhu cầu và giảm đi

khoảng cách giữa nhu cầu đỉnh và nhu cầu thấp điểm của biểu đồ phụ tải.

Loại máy PaT được định nghĩa lần đầu tiên vào năm 1931 khi Thoma và Kittredge [1] đã kết nối những đặc tính của máy bơm, họ đã nhận ra rằng máy bơm hoàn toàn có thể vận hành một cách hiệu quả trong chế độ của tuabin. Sau đó, một số nghiên cứu thực nghiệm cũng đã được tiến hành để khảo sát đặc tính của bơm trong chế độ tuabin có số vòng quay đặc trưng n_s thấp [2, 3], kết quả đã chỉ ra rằng một máy bơm có

Ngày nhận bài: 29/4/2020

Ngày thông qua phản biện: 20/5/2020

Ngày duyệt đăng: 02/6/2020

thể vận hành tốt như một tuabin mà không có bất cứ một vấn đề cơ khí nào xảy ra. Tuy nhiên, khi bơm vận hành trong chế độ tuabin, chiều dòng chảy bị đảo ngược nên phân bố tổn thất của PaT sẽ rất khác so với các bơm thông thường.

Tổn thất thủy lực nói chung có quan hệ trực tiếp với hình học, cấu trúc, kích thước và phân bố dòng chảy trong máng cánh. Nhìn chung, để tính toán tổn thất profile cánh (gồm tổn thất chảy bao lưới cánh bởi dòng chất lỏng thực và tổn thất do lực cản áp suất sinh ra từ sự chèn dòng ngoài của lớp biên) cần phải giải bài toán lớp biên. Có nhiều phương pháp tính toán như giải tích, tích phân, phương pháp số và phương pháp mô hình rối. Mỗi phương pháp có cách đặt vấn đề và giải quyết riêng, nhưng mục đích cuối cùng là đánh giá được tổn thất thủy lực chính xác nhất. Trong các trường hợp không có sẵn các kết quả thực nghiệm, các đường cong đặc tính của tuabin thường được xác định từ các tương quan thống kê từ mô hình bơm [4, 5]. Các năm sau đó, các nghiên cứu trong các tài liệu [6-9] đã cố gắng dự báo các đường cong năng lượng đó từ việc tính toán chính xác nhất các thành phần cột nước lý thuyết, các thành phần tổn thất và các vấn đề thủy lực theo đúng các đặc tính hình học của máy. Các kết quả cho thấy, so sánh với chế độ tuabin thì chế độ bơm xuất hiện nhiều vấn đề thủy lực hơn như vấn đề dòng xoắn và dòng xoáy ở máng cánh khi làm việc xa điểm thiết kế hay vấn đề trượt do chiều dày và số cánh hữu hạn. Thêm vào đó, do sự xuất hiện của bộ phận cột trụ và cánh hướng nên dòng chảy đi ra của bơm cũng bị xáo động đáng kể so với bơm thông thường. Với một tốc độ quay cố định, bơm chỉ có thể làm việc hiệu quả tại một vị trí của cột nước (H) và lưu lượng (Q) nhất định. Khi làm việc ngoài điểm thiết kế, một loạt các hiện tượng dòng chảy và các vấn đề thủy lực sẽ xảy ra làm giảm mạnh hiệu suất trung bình của máy.

Các nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm trong các tài liệu [10, 11] cũng đã được thực hiện để

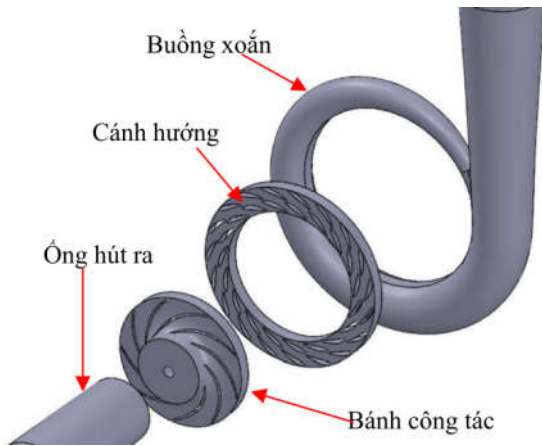
đánh giá phân bố tổn thất trong các vùng khác nhau. Kết quả cho thấy tổn thất trong vùng bánh công tác và vùng buồng xoắn chiếm tỉ trọng lớn, trong khi tổn thất trong phần ống hút phụ thuộc vào điều kiện dòng chảy, giá trị của nó nhỏ và có thể bỏ qua. Trong một nghiên cứu khác của Jasmina và các đồng nghiệp (Jasmina, Dragica, & Dragan, 2014), mô phỏng số 3D đã được thực hiện để nghiên cứu hiện tượng tổn thất trong vùng cánh hướng của một bơm-tuabin mô hình hoạt ở chế độ bơm. Kết quả tập trung vào cơ chế hình thành và phát triển của sự không ổn định dòng chảy. Qua đó nghiên cứu cũng đã đánh giá được ảnh hưởng của tổn thất đến hiệu suất máy PaT.

Nhìn chung, vấn đề tính toán và đánh giá phân bố tổn thất trong từng khu vực của tổ máy PaT khi vận hành thuận nghịch vẫn là một thách thức lớn với các nhà nghiên cứu. Các nghiên cứu lý thuyết về dạng máy này chưa được công bố đầy đủ, rõ ràng, và khó có thể áp dụng với đặc thù của từng máy. Đa số các kết quả trên thế giới về loại máy này đều được thực hiện bằng mô phỏng số và thực nghiệm. Tuy nhiên, việc nghiên cứu thử nghiệm ở Việt Nam có nhiều khó khăn.

Trong nghiên cứu này, tác giả sẽ sử dụng phương pháp mô phỏng số 3D bằng phần mềm ANSYS-Fluent để tính toán và đánh giá tổn thất các khối vùng của một máy PaT có tỷ tốc n_s thấp (hình 1) trong cả hai chế độ bơm và tuabin.

Các khối vùng bao gồm: (1) Vùng buồng xoắn – h_{cas} ; (2) Vùng cột trụ và cánh hướng nước- h_{van} : Đây là vùng mà năng lượng chuyển đổi rất phức tạp dưới những ảnh hưởng của dòng rối gây ra. Về kết cấu, vùng không gian này là nơi bố trí các cánh hướng nước và cánh hướng dòng. Các giá trị tổn thất cục bộ và tổn thất kỳ dị lớn; (3) Vùng bánh xe công tác- h_{im} : Vùng này liên quan đến tổn thất dọc đường qua cánh. Việc tối ưu vùng này có thể đạt được thông qua khảo sát hình dáng cánh, chiều cao, chiều dày của cánh; (4) Vùng ống hút - h_{dr} : Vùng cửa ra (trong chế độ tuabin) và là vùng cửa vào (trong chế độ bơm); (5) Khoảng trống

giữa các khối h_{spa} .



Hình 1: Các khối vùng tính toán tổn thất trong PaT

2. THÔNG SỐ MÁY VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1 Thông số hình học của máy thuận nghịch PaT

Trong nghiên cứu này, các thông số ban đầu được lấy theo các thông số của mô hình thực nghiệm tương tự cho Trạm thủy điện tích năng Phù Yên Đông gồm với số vòng quay đồng bộ $n=600$ vòng/phút, lưu lượng thiết kế bơm $0,067\text{m}^3/\text{s}$ và cột nước bơm là 9m . Khi đó số vòng quay đặc trưng bơm là 104 . Sau đó, các thông số hình học máy được thiết kế chi tiết trong tài liệu [13], kết quả được thể hiện trên hình 2 và bảng 1. Trong đó Z là số cánh, D là đường kính, b là bề rộng máng cánh, β_B góc đặt cánh, e là chiều dày cánh, chỉ số 1 là vị trí mép vào bơm, chỉ số 2 là mép ra bơm.

Bảng 1: Các thông số hình học của PaT

Z	$D_1(\text{m})$	$D_2(\text{m})$	$b_1(\text{m})$	$b_2(\text{m})$	$\beta_{1B}(o)$	$\beta_{2B}(o)$	$e_1=e_2(\text{mm})$
9	0,23	0,42	0,054	0,04	25	30	3

2.2. Phương pháp nghiên cứu

Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng phần mềm CFD (Computational Fluid Dynamics) – tính toán động lực học chất lưu có sự trợ giúp của máy tính để giải quyết bài toán. CFD là một công cụ hiệu quả để dự đoán hiệu suất, đánh giá phân bố vận tốc, áp suất và dễ dàng xác định được tổn thất thủy lực qua các bộ phận dẫn dòng. Miao [14], Olimstad [15] và Xuhe [16] đã kết hợp công cụ CFD với các lý thuyết tối ưu để thiết kế biên dạng cánh cho máy PaT có n_s thấp. Kết quả cho thấy hiệu suất đã được tăng cường gần 3% trong cả hai mô hình. Các nghiên cứu của Yang [17], các kết quả trong tài liệu [18] đã mô phỏng 3D để phân tích và đánh giá các vấn đề thủy lực xảy ra khi PaT vận hành trong cả hai mô hình, đồng thời cũng dự báo được tỷ lệ và giá trị các thành phần tổn thất của các khối

vùng trong tổng thể hệ thống PaT.

2.3 Thiết lập bài toán mô phỏng 3D

2.3.1 Mô hình rối

Trong nghiên cứu này, mô hình rối $k-\varepsilon$ được lựa chọn để tính toán vì đây là mô hình đầy đủ và tương đối đơn giản với độ chính xác khá tốt. Đây là mô hình bán thực nghiệm dựa trên các phương trình chuyển động rối với năng lượng động học rối k và tỷ lệ khuếch tán của nó ε . Mô hình $k-\varepsilon$ sử dụng hai giả thiết quan trọng là dòng chảy rối hoàn toàn và bỏ qua ảnh hưởng của độ nhớt phân tử. Với dòng rối hai phương trình, phương trình liên tục và phương trình động lượng được viết lại như sau [19]:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (2)$$

Với u'_i và u'_j là các mạch động (chênh lệch giữa vận tốc tức thời và vận tốc trung bình). Hai phương trình này không đủ để giải tất cả các ẩn do vậy ta phải tìm thêm các phương trình liên

quan để khép kín thành một hệ phương trình có thể giải được. Trong mô hình $k-\varepsilon$, các phương trình thêm vào theo giả thiết về độ nhớt rối của Boussinesq ta được như sau:

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4)$$

Trong đó:

G_k là hằng số thể hiện sự phụ thuộc của sự hình thành năng lượng rối động học (k) vào sự biến thiên của vận tốc trung bình như sau:

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5)$$

G_b xác định như sau:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (6)$$

Trong đó:

Pr_t - hằng số Prantl; G_i - thành phần gia tốc trọng trường theo phương i ; β - hệ số giãn nở nhiệt của môi trường; Y_M - hệ số thể hiện sự biến thiên của quá trình giãn nở so với giá trị trung bình.

$$Y_M = 2 \rho \varepsilon M_t^2 \quad (7)$$

M_t -số Mach của rối:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (8)$$

a - vận tốc âm thanh; μ - hệ số nhớt rối

$$\mu_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

Các hằng số của quá trình giãn nở so với g

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad (10)$$

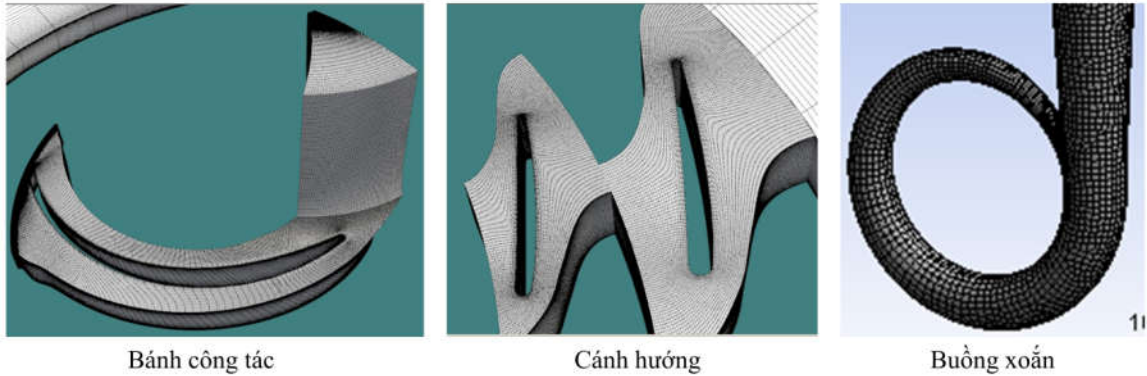
Kết hợp các phương trình (11) và (2) ta sẽ được một hệ phương trình khép kín đủ để giải ra trường phân bố vận tốc.

2.3.2 Chia lưới và các điều kiện biên

Lưới có cấu trúc được sử dụng cho toàn miền

tính toán bao gồm vỏ (buồng xoắn), cánh hướng và cánh tĩnh, bánh công tác và ống hút ra (Hình 2). Tất cả các phần được nối với nhau thông qua các mặt phân cách chất lỏng (interface). Để thông tin tính toán giữa các phần được truyền tải chính xác, lưới tại các mặt phân cách được

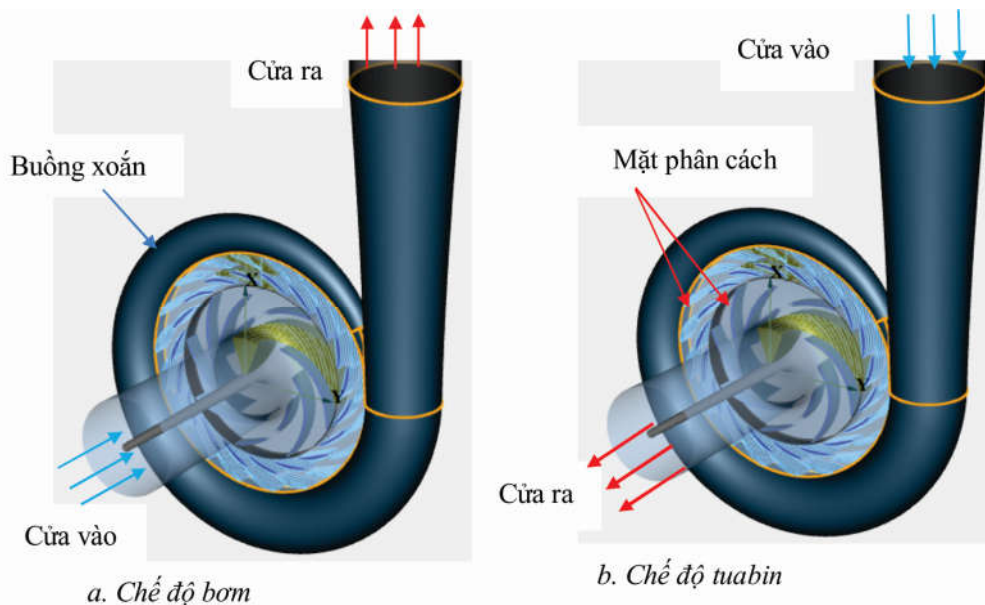
làm mịn. Toàn bộ quá trình xây dựng lưới được thực hiện bởi phần mềm TurboGrid. Bảng 2 cho thấy các thông số về lưới tại các vùng tương ứng. Lưới được chọn thông qua kiểm tra độ hội tụ của lưới.



Hình 2: Lưới hình học ARABIC của vùng tiêu bin

Bảng 2. Thông số hình học của lưới chia

Vùng	Bánh công tác	Cánh hướng và cánh cố định	Buồng xoắn	Ống cánh c	Tua
Suadiua	179732	865648	57565	43567	1 146 512
Ph146 5	164754	814535	297722	174201	1 451 212



Hình 3: Điều kiện biên cho mô phỏng PaT

Hình 3 mô tả điều kiện biên được áp đặt cho bài toán mô phỏng hoạt động ở chế độ bơm và

tuabin. Điều kiện biên “velocity inlet” được sử dụng tại cửa vào của ống hút (chế độ bơm) và

cửa vào của buồng xoắn (chế độ tuabin). Điều kiện biên “pressure outlet” được sử dụng tại cửa vào của buồng xoắn (chế độ bơm) và cửa vào của ống hút (chế độ tuabin) với áp suất tĩnh được áp đặt bằng không ($P = 0\text{Pa}$). Điều kiện biên lẩn không trượt được áp đặt tại các tường rắn và hàm biên rắn tiêu chuẩn (standard wall function) được sử dụng để tính toán năng lượng động năng dòng rối và tần số tiêu tán dòng rối tại biên tường rắn. Liên kết vận tốc – áp suất được giải thông qua thuật

toán SIMPLE. Hạng tử đối lưu được xấp xỉ bởi sai phân tiến (upwind), và hạng tử khuếch tán được xấp xỉ bởi sai phân trung tâm bậc 2.

2.3.3 Tính toán cột nước tổn thất qua các khối vùng từ kết quả mô phỏng

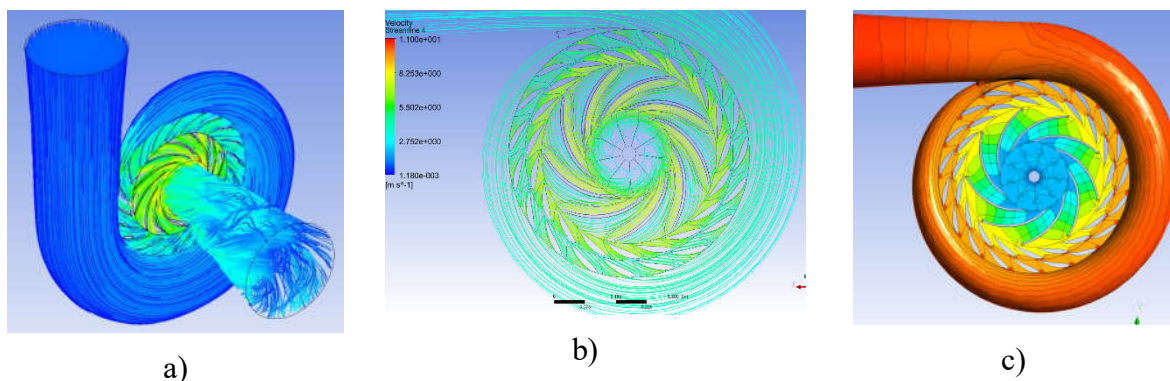
Cột nước của bánh công tác trong hai mô hình được xác định từ sự chênh lệch giữa áp suất tổng của mặt cắt cửa vào và cửa ra của bánh công tác như phương trình (11).

$$H = \left[\sum_{i=1}^{n_o} \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} \right)_i c_i A_i / \sum_{i=1}^{n_o} c_i A_i \right]_{out} - \left[\sum_{i=1}^{n_i} \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} \right)_i c_i A_i / \sum_{i=1}^{n_i} c_i A_i \right]_{in} \quad (11)$$

Trong đó, n_i và n_o là các số nút của vùng tính toán tại mặt cắt cửa vào và ra, A_i (m^2) là diện tích của nút thứ i , p (Pa) là tổng áp suất, c (m/s) là vận tốc tuyệt đối, g (m/s^2) là gia tốc trọng trường, ρ (kg/m^3) là khối lượng riêng của nước.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1 Kết quả phân bố dòng chảy trong chế độ tuabin



Hình 4: Phân bố đường dòng và áp suất trong tổ máy PaT

Hình 4a và hình 4b thể hiện phân bố vận tốc và trường dòng trong cả hệ thống PaT tại lưu lượng thiết kế. Kết quả cho thấy dòng chảy thuận, không có đột biến, không tạo xoáy, dòng chảy đi vào và đi ra thuận, vận tốc tăng dần theo chiều dòng chảy cho thấy sự biến đổi dần năng lượng từ thế năng sang động năng trên bề mặt lá cánh.

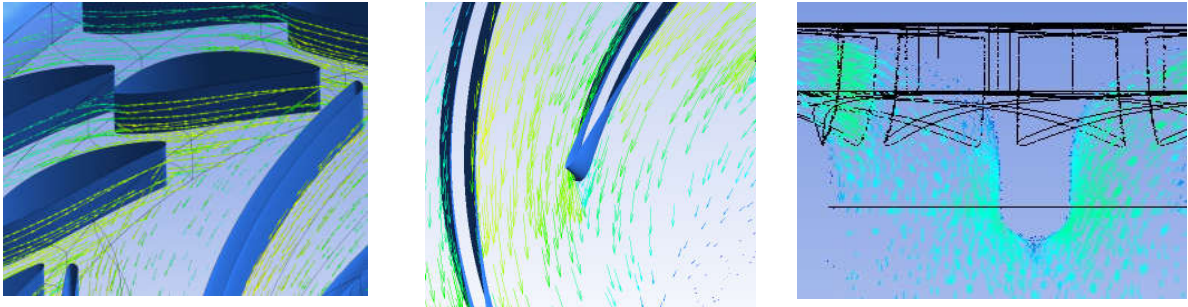
Hình 4c thể hiện phân bố áp suất tĩnh dọc theo

các bộ phận qua nước của tuabin và trong máng cánh. Nhìn chung, phân bố áp suất trong vùng BCT là tương đối đều, chỉ có vùng mép vào cột trụ với buồng xoắn có sự va đập của dòng chảy dẫn đến hình thành một vùng áp suất tăng cục bộ. Khi vận hành ở vùng thiết kế, phân bố áp suất trong BCT khá đều và đối xứng với sự giảm dần từ các áp suất cao (màu đỏ cam) tại đầu vào trong bánh công tác đến áp suất thấp

(màu xanh) tại đầu ra (miệng hút) của bánh công tác. Tại đầu vào của bánh công tác, giá trị áp suất trung bình $P_2 = 100\ 690\text{Pa}$ và áp suất trung bình tại mặt cắt cửa ra $P_1 = 7\ 417\text{Pa}$.

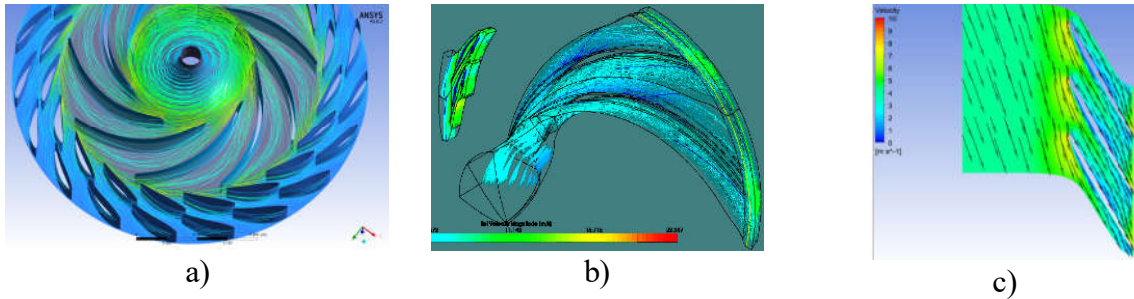
Hình 5 trình bày chi tiết véc tơ vận tốc trong máng cánh BCT, cánh van và cửa ra tuabin. Kết quả cho thấy vận tốc trong khu buồng xoắn khá lớn, đạt xấp xỉ 8m/s . Trong vùng bánh công tác,

độ lớn vận tốc tuyệt đối cao nhất tại đầu vào là $9,5\text{m/s}$ và tại đầu ra là $3,4\text{m/s}$. So sánh phân bố vận tốc trong các chế độ vận hành với lưu lượng thấp và cao. Kết quả cho thấy trong vùng lưu lượng thấp xuất hiện xoáy qua các vùng cánh hướng và cột trụ trong khi tại vùng lưu lượng cao, dòng bị tách thành. Chính điều này làm tăng tổn thất và dẫn đến hiệu suất bị suy giảm.

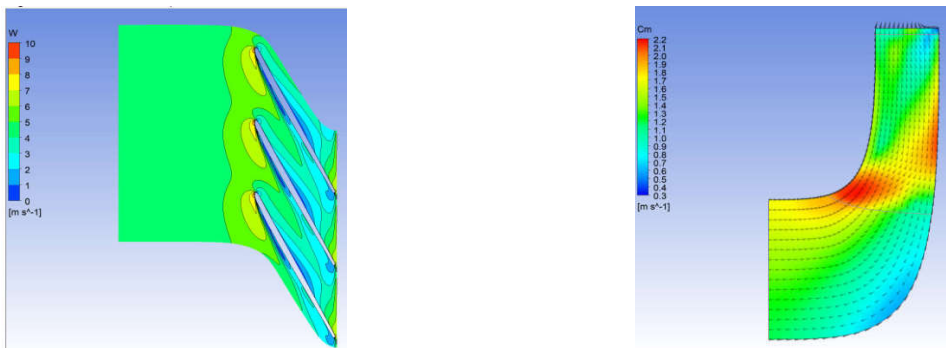


Hình 5: Phân bố chi tiết véc tơ vận tốc trong máng cánh BCT, cánh van và cửa ra tuabin

3.2 Ktuabin phân bố rachi tivB trong chrachi ti



Hình 6: Phân bố đường dòng và vận tốc trong chế độ bơm



Hình 7: Phân bố các thành vận tốc tương đối W và vận tốc kinh tuyến C_m dọc theo máng cánh tại vị trí lát cắt trung bình 50% tại điểm thiết kế

Hình 6a và hình 6b thể hiện sự phân bố ba chiều của các đường dòng chất lỏng chảy từ phần lưới cánh của bánh công tác sang vùng cánh hướng.

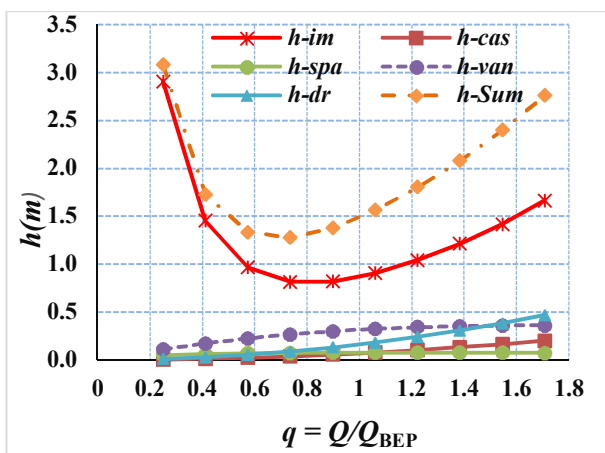
Nhìn tổng thể, sự phân bố cho thấy các đường dòng bám tốt theo biên dạng cánh và không xuất hiện dòng quẩn hay tách thành. Điều này

chứng tỏ, tại điểm lưu lượng thiết kế Q_{tk} , PaT khi hoạt động ở chế độ bơm cho chế độ dòng chảy rất tốt. Hình 6c cho thấy tại mặt cắt trung bình (50% bề rộng cánh) các véc tơ vận tốc trong vùng lưới cánh đều có hướng về phía vùng cánh hướng (nằm phía bên phải lưới cánh) và không xuất hiện bất cứ véc tơ vận tốc nào chuyển động ngược lại. Điều đó chứng tỏ dòng chảy trong vùng bánh công tác là rất tốt tại vùng trung gian này.

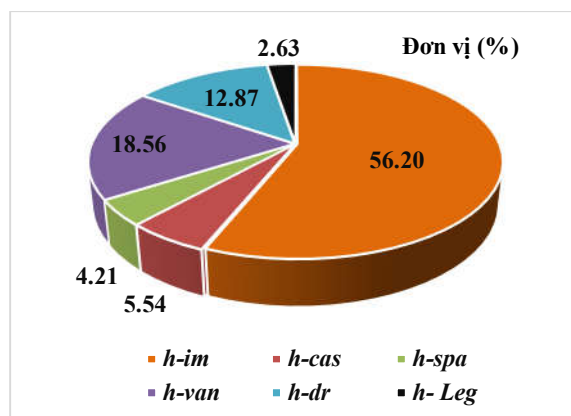
Hình 7 cho thấy phân bố và giá trị vận tốc của các thành phần vận tốc W và C_m . Kết quả cho thấy vận tốc tương đối lớn nhất đạt 6,8m/s và vận tốc kinh tuyến đạt 2,2m/s trong vùng cánh

bánh công tác. So sánh với các nghiên cứu gần đây (Jasmina, Dragica, & Dragan, 2014; Xiao, Zhu, Wang, & Zhang, 2016) cho thấy phân bố vận tốc trong máng cánh của nghiên cứu là hợp lý. Không giống như hoạt động tuabin, bơm không được thiết kế với các cánh hướng để điều chỉnh chế độ dòng chảy vào bánh công tác. Trong các điều kiện lồng tốc hoặc hoạt động ngoài điểm thiết kế, thành phần vận tốc tương đối (c_m) trở nên mạnh hơn tại vùng mép vào cánh, tạo nên “vòng nước” và ngăn cản dòng chảy giữa bánh công tác và cánh hướng.

3.3 Đánh giá phân bố tổn thất phân bố vận tốc

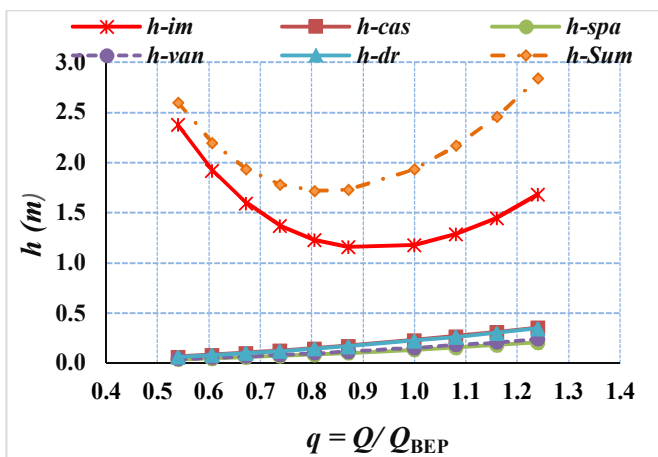


a) Đánh giá tổn thất phân bố vận tốc trong chế độ bơm

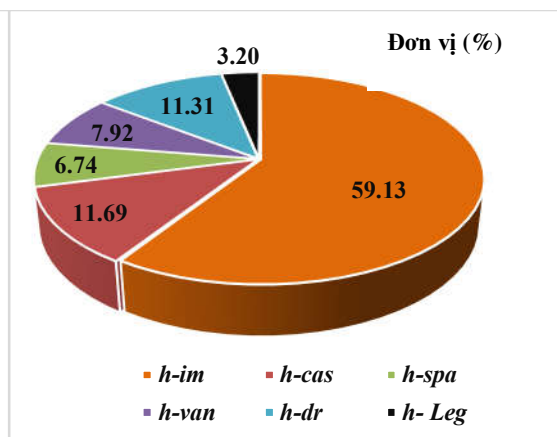


b) Tỷ lệ phân bố tổn thất trong tại điểm thiết kế (Q_{BEP})

Hình 8: Đánh giá tổn thất trong chế độ bơm



a) Đánh giá tổn thất phân bố vận tốc trong chế độ tuabin



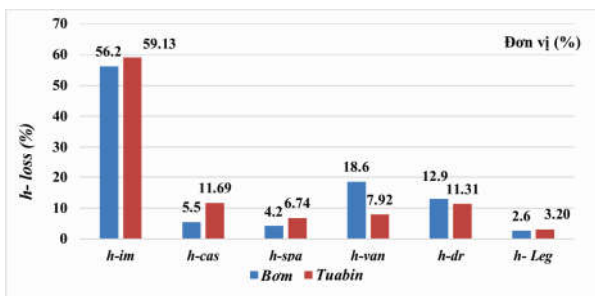
b) Tỷ lệ phân bố tổn thất trong tại điểm thiết kế (Q_{BEP})

Hình 9: Đánh giá tổn thất trong chế độ tuabin

Hình 8 và Hình 9 so sánh phân bố tổn thất trong các khối vùng khác nhau trong vận hành bơm và tuabin tại các điểm Q khác nhau ngoài điểm thiết kế Q_{BEP} . Năm thành phần tổn thất bao gồm tổn thất thủy lực trong buồng xoắn (h_{cas}), khối van (h_{van}), khoảng trống (h_{spa}) (khoảng trống giữa các khối), bánh công tác (h_{im}), và ống hút (h_{dr}) được thể hiện. Kết quả cho thấy:

Trong vận hành bơm (Hình 8): Tổn thất trong vùng bánh công tác là lớn nhất, chiếm gần 56,2%, tiếp sau là cánh hướng và ống hút với 18,56% và 12,87%. Tổn thất rò rỉ chiếm tỷ lệ thấp nhất với 2,63%. Những kết quả này là tương đối phù hợp với các kết quả đã công bố của Rawal và Kshirsagar [9], Li [11] và Yang [21].

Trong vận hành tuabin (Hình 9) đưa ra các kết quả so sánh tổn thất trong các khối vùng theo sự thay đổi của lưu lượng và tại điểm thiết kế. Tỷ lệ tổn thất thủy lực của bánh công tác vẫn chiếm tỷ lệ nhiều nhất là 59,13%, sau đó là vùng buồng xoắn với 11,69%.



Hình 10: So sánh tỷ lệ phân bố tổn thất trong vận hành bơm và tuabin tại điểm thiết kế

Hình 10 so sánh tỷ lệ phân bố tổn thất qua các khối vùng trong vận hành bơm và tuabin. Nhìn chung cho thấy tổn thất thủy lực trong vùng bánh công tác là lớn nhất, chiếm hơn 50% trong cả vận hành bơm và tuabin. Trong chế độ bơm, tổn thất bánh công tác là lớn nhất với 56,2%, sau đó là tổn thất trong vùng van (18,6%), vùng ống hút là 12,9%. Trong chế độ tuabin, sau tổn thất vùng

BCT là lớn nhất với 59,13% lại là vùng buồng xoắn với 11,69%. Vùng van chỉ chiếm 7,92% thấp hơn nhiều so với vận hành bơm (18,6%). Tổn thất rò rỉ trong hai mô hình là xấp xỉ nhau và cùng chiếm tỷ lệ nhỏ nhất.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã sử dụng mô phỏng số 3D để tính toán và đánh giá về phân bố tổn thất qua các khối vùng cho một tổ máy PaT có $n_s=104$ tại điểm thiết kế trong cả hai chế độ bơm và tuabin, kết quả cho thấy:

Phân bố tổn thất: Nhìn chung, tổn thất thủy lực trong vùng bánh công tác là lớn nhất, chiếm hơn 50% trong cả hai chế độ bơm và tuabin. Trong chế độ bơm, tổn thất bánh công tác là lớn nhất với 56,2%, sau đó là tổn thất trong vùng van (18,6%), vùng ống hút là 12,9%. Trong chế độ tuabin, sau tổn thất vùng BCT là lớn nhất với 59,13% lại là vùng buồng xoắn với 11,69%. Vùng van chỉ chiếm 7,92% thấp hơn nhiều so với vận hành bơm (18,6%). Tổn thất rò rỉ trong hai mô hình là xấp xỉ nhau và cùng chiếm tỷ lệ nhỏ nhất.

Ý nghĩa và đề xuất cho các nghiên cứu tiếp theo: Sử dụng mô phỏng số 3D cho phép đánh giá nhanh và trực quan các vấn đề thủy lực xảy ra khi vận hành máy PaT, điều mà các nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm khó làm được. Các kết quả trong nghiên cứu này có thể được sử dụng để dự báo khả năng làm việc về công suất, cột nước và hiệu suất của máy, điều này sẽ tạo điều kiện thuận lợi trong việc lựa chọn máy PaT cho một công trình cụ thể. Ngoài ra, các kết quả phân bố tổn thất đã gợi ý cho ta thấy rằng việc cải thiện thiết kế biên dạng cánh để giảm tổn thất là quan trọng nhất để nâng cao hiệu suất của máy, nhưng việc thiết kế biên dạng cánh hướng và buồng xoắn cũng có ý nghĩa quan trọng không kém.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] D. Thoma and C. Kitteredge , "Centrifugal pupms operated under abnomal condition," *power* , 1931.
- [2] H. Nautiyal , V. Kumar and S. Yadav , "Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems," *Energy Science and Technology*, 2011.
- [3] N. Raman, . 1. Hussein and K. Palanisamy, Artists, *An experimental investigation of pump as turbine for micro hydro application*. [Art]. Foo Department of Mechanical Engineering, Universiti Tenaga Nasional (UNITEN).
- [4] F. J. Gülich, "Turbine operation, general characteristics," in *Centrifugal Pumps, Second edition*, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, ISBN 978-3-642-12823-3, 2010, pp. 717-734.
- [5] R. S. Stelzer and R. N. Walters, Estimating reversible pump-turbine characteristic, United States: Engineering and reseach center Bureau of reclamtion Denver , 1977.
- [6] H. Bing, L. Tan and L. Lu, "Prediction method of impeller performance and analysis of loss mechanism for mixed-flow pump," *Science China Technological Sciences*, vol. 55, no. 7, pp. 1989-1994, 2012.
- [7] F. J. Gülich, *Centrifugal Pumps, Second edition*, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, ISBN 978-3-642-12823-3, 2010.
- [8] F. Buse, "Using centrifugal pumps as hydraulic turbines," *Chem eng 1981:113-7*, pp. 8-18, 2005.
- [9] S. Rawal and J. T. Kshirsagar, "Numerical simulation on a pump operaing in a turbine mode," in *Proceeding of the twenty-third international pump users symposium*, India, 2007.
- [10] Y. SunSheng, C. Wang, K. Chen and X. Yu, "Research on blade thickness influencing Pump as Turbine," *Advances in Mechanical Engineering*, pp. 1-8, 2014.
- [11] W.-G. Li, "Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 1, no. 23, pp. 5-20, 2015.
- [12] B. B. Jasmina, M. R. Dragica and S. M. Dragan, "Pumps used as turrbines power recovery, energy efficiency, CFD analysis," *Thermal science*, vol. 18, no. 3, pp. 1030-1038, 2014.
- [13] N. T. Nguyễn, "Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số hình học của bánh công tác đến đặc tính làm việc của máy thuận nghịch bơm – tuabin ns thấp," Luận án tiến sĩ, Hà Nội, 2019.
- [14] L. D. Lê, "Tính toán thiết kế bánh công tác của bơm ly tâm," *Bơm, quạt cánh dẫn*, Hà Nội, Nhà xuất bản Bách Khoa, Hà Nội, 2011, pp. 120-130.
- [15] G. Olimstad, T. Nielsen and B. Børresen, "Dependency on Runner Geometry for Reversible-Pump Turbine Characteristics in Turbine Mode of Operation," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 134, no. 12, pp. 1-7, 2007.

- [16] D. Massinissa, N. D. Guyh and G. Walid, "Numerical identification of key design parameters enhancing the centrifugal pump performance: impeller, impeller-volute, and impeller-diffuser," *ISRN Mechanical Engineering*, pp. 1-16, 2011.
- [17] Sun-Sheng Yang, Chao Wang, Kai Chen and Xin Yu, "Research on Blade Thickness Influencing Pump as Turbine," *Advances in Mechanical Engineering*, pp. 1-8, 2014.
- [18] S. Derakhshan, B. Mohammadi and A. Nourbakhsh, "Incomplete sensitivities for 3D radial turbomachinery blade optimization.," *Comput Fluids 37: 1354–1363*, pp. 1354-1362, 2008.
- [19] "<http://www.ansys.com>," 2015. [Online].
- [20] Y. Xiao, W. Zhu, Z. Wang and J. Zhang, "Analysis of the internal flow behavior on S-shaped region of a Francis pump turbine on turbine mode," *International Journal for Computer - Aided Engineering and Software*, vol. 33, no. N0, pp. 543-561, 2016.
- [21] S. S. Yang, Y. Y. KongFY, H. ChenH and X. Su, "Effects of blade wrap angle influencing a pump as turbine," *ASMEJ Fluids Eng*, vol. 134, no. 6, pp. 1-8, 2012.