

THÁCH THỨC VÀ GIẢI PHÁP CÔNG NGHỆ NÂNG CAO HIỆU QUẢ VẬN HÀNH TỔ MÁY THUẬN NGHỊCH BƠM – TUABIN VÀ ĐỘNG CƠ – MÁY PHÁT NHÀ MÁY THỦY ĐIỆN TÍCH NẮNG

CHALLENGES AND TECHNOLOGICAL SOLUTIONS FOR IMPROVING THE
OPERATIONAL EFFICIENCY OF REVERSIBLE PUMP-TURBINE UNITS AND
GENERATORS IN HYDROELECTRIC POWER PLANTS

TS. Nguyễn Thị Nhớ
Trường Đại học Thủy lợi, Hà Nội

TÓM TẮT

Việc lựa chọn và áp dụng máy bơm – tuabin thuận nghịch (Pump as Turbine – PAT) trạm thủy điện tích năng có hai vấn đề lớn cần được giải quyết. Vấn đề đầu tiên liên quan đến vận hành mượt và ổn định của hệ thống, đồng thời mở rộng phạm vi làm việc mà vẫn đảm bảo sự thay đổi tải nhanh chóng giữa các chế độ bơm và tuabin. Vấn đề thứ hai liên quan đến hiệu suất, ổn định và độ bền của máy. Điều này liên quan đến các công nghệ thiết kế biên dạng cánh, các vấn đề về xâm thực và đặc biệt là sự kết hợp giữa khối bơm – tuabin thuận nghịch với khối máy phát – động cơ thuận nghịch. Bài báo này tập trung vào việc thống kê và phân tích những thách thức trong thiết kế và vận hành một tổ máy thuận nghịch. Đồng thời, tác giả sẽ tóm gọn các công nghệ tiên tiến nhất trên thế giới được ứng dụng để giải quyết các vấn đề tồn đọng trên. Qua đó, người đọc sẽ được cung cấp cái nhìn tổng quan về thị trường phát triển tổ hợp máy bơm – tuabin và máy phát – động cơ thuận nghịch hiện nay trên thế giới.

Từ khóa: Thủy điện tích năng; Bơm – tuabin thuận nghịch; Máy phát – động cơ thuận nghịch.

ABSTRACT

When selecting and applying Pump as Turbine (PAT) in pumped storage hydropower, there are two major issues that need to be addressed. The first issue relates to the smooth and stable operation of the system, as well as expanding the working range without worrying about quick load changes between pump and turbine modes. The second issue is related to the performance, stability, and durability of the machine, which includes advanced design technologies, issues related to cavitation, and especially the combination of the pump-turbine with the generator-motor. This paper focuses on statistically analyzing the challenges in the design and operation of a reverse unit of PAT. Additionally, the author will summarize the most advanced technologies applied worldwide to solve these persistent issues. As a result, readers will gain an overview of the current development market for PAT and generator-reverse motor combinations around the world.

Keywords: Pumped storage hydropower; Pump as Turbine (PAT) reverse; Generator-motor reverse.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Các nghiên cứu trước đây đã khẳng định rằng, tất cả các loại bơm từ trục đứng hay trục ngang, từ ly tâm hay hướng trục đều có thể vận hành được dưới dạng tuabin [1]. Tuy nhiên, bơm ly tâm cho hiệu suất cao hơn và được ứng dụng nhiều nhất trong thực tế ngày nay. Một câu hỏi được đặt ra là phải chọn vùng làm việc của bơm và tuabin như thế nào để thích ứng tốt nhất cho cả hai quá trình bơm và phát điện? Thay vì kiểm tra tất cả các bơm, các nhà nghiên cứu đã cố gắng dự đoán hiệu suất và vùng vận

hành của bơm khi làm việc ở chế độ của tuabin. Để tiện so sánh giữa các nghiên cứu, ta sử dụng các chỉ số tương đối về cột nước h , lưu lượng q và hiệu suất η như sau:

$$h = \frac{H_T}{H_P}; q = \frac{Q_T}{Q_P}; \eta = \frac{\eta_T}{\eta_P} \quad (1)$$

Nhìn vào bảng 1 ta thấy, có nhiều dự đoán được đưa ra và không thống nhất. Vì vậy, một đề xuất được đưa ra là bơm phải được kiểm tra để chắc chắn đạt được những đặc tính tuabin trước khi lắp đặt.

Bảng 1. Tổng hợp các kết quả nghiên cứu để dự đoán điểm làm việc q , h của PAT [2]

Năm	Tên tác giả	h	q
1957	Stepanoff	$\frac{1}{\eta_P}$	$\frac{1}{\sqrt{\eta_P}}$
1962	Childs	$\frac{1}{\eta_P}$	$\frac{1}{\eta_P}$
1963	Hancock	$\frac{1}{\eta_T}$	$\frac{1}{\eta_T}$
1980	Grover	$2,693 - 0,0229.n_s$	$2,379 - 0,0264.n_s$
1982	Hergt	$1,3 - \frac{6}{n_s - 3}$	$1,3 - \frac{1,6}{n_s - 5}$
1985	Sharma	$\frac{1}{\eta_P^{1,2}}$	$\frac{1}{\eta_P^{0,8}}$
1988	Schmiedl	$-1,4 + \frac{2,5}{\eta_P}$	$-1,5 + \frac{2,4}{\eta_P^2}$
1994	Alatorre-Frenk	$\frac{1}{0,85\eta_P^5 + 0,385}$	$\frac{0,85\eta_P^5 + 0,385}{2\eta_P^{9,5} + 0,205}$
1998	Shrama	$\left[\frac{N_g}{N_m} \right]^2 \frac{1,1}{\eta_P^{1,2}}$	$\frac{N_g}{N_m} \frac{1,1}{\eta_P^{0,8}}$
	Yang	$\frac{1,2}{\eta_P^{1,1}}$	$\frac{1,2}{\eta_P^{0,5}}$
	McClaskey	$\frac{1}{\eta_P}$	$\frac{1}{\eta_P}$
	William	1,65	2



Nhìn vào bảng 1 ta thấy, có nhiều dự đoán được đưa ra và không thống nhất. Vì vậy, một đề xuất được đưa ra là bơm phải được kiểm tra để chắc chắn đạt được những đặc tính tuabin trước khi lắp đặt. Một vài nghiên cứu trong các tài liệu [3, 4, 5] đã được thực hiện để xây dựng các đường cong đặc tính của tuabin dựa trên hiệu suất bơm lớn nhất (Best Efficiency Point – BEP), hoặc dựa trên các thông số hình học có sẵn của bơm [6, 7, 8]. Các nghiên cứu trong các tài liệu [9, 1] đã sử dụng các kết quả thực nghiệm để vẽ các đường cong tương đối $q(h)$, $\eta(q)$ của tuabin từ các dữ liệu của bơm cho các máy có n_s khác nhau. Kết quả đã đưa ra được một bảng về các tỷ lệ h và η ứng với các tỷ lệ q khác nhau theo n_s . Các kết quả trên sau đó có thể được áp dụng rất đơn giản cho các máy có n_s tương tự nhưng độ chính xác không cao do mỗi máy sẽ có những đặc tính riêng của nó. Các năm sau đó, các nghiên cứu trong các tài liệu [5, 7, 10, 11] 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.

Như vậy, rất khó để xác định một quan hệ toàn diện, có thể bao phủ được tất cả các loại bơm khi vận hành trong chế độ nghịch. Gülich [7] và Chapallaz [9] đã kết luận rằng, không có một mối quan hệ nào có thể dự đoán được đặc tính của tất cả các máy PAT, nhưng những quan hệ này phụ thuộc vào mô hình máy được thể hiện qua số vòng quay đặc trưng n_s và các mô hình tổn thất của nó.

Vấn đề thứ hai liên quan đến hiệu suất, ổn định và độ bền của máy. Điều này liên quan đến các công nghệ thiết kế biên dạng cánh, các vấn đề về xâm thực và đặc biệt là sự kết hợp giữa khối bơm – tuabin thuận nghịch với khối máy phát – động cơ thuận nghịch. Những nghiên

cứu của các nhà khoa học và từ những hãng sản xuất máy cánh nổi tiếng trên khắp thế giới [3, 8, 4] cho thấy, các máy thuận nghịch đã có thể làm việc lên đến 700m cột nước, công suất trên 500MW và hiệu suất thủy lực trung bình của bánh công tác (BCT) đạt tới 91%. Derakhshan và Nourbakhsh [4] đã nghiên cứu lý thuyết tối ưu kết hợp với phần mềm FINETURBO V.7 thiết kế lại một biên dạng cánh bơm có số vòng quay đặc trưng là 23,5. Kết quả chỉ ra rằng hiệu suất được tăng cường từ 3÷5% tại xung quanh điểm thiết kế trong chế độ tuabin. Năm 2014, Xuhe và đồng nghiệp [12] cũng đã thiết kế biên dạng cánh tối ưu PAT cho thủy điện tích năng có cột nước bơm lên đến 298m, công suất trên trục lên gần 270MW và số vòng quay 300 vòng/phút. Bằng việc kết hợp lý thuyết thiết kế cánh bơm, lý thuyết tối ưu và các kỹ thuật mô phỏng. Kết quả trên 1000 phương án biên dạng cánh bánh công tác khác nhau đã cho ra được phương án tối ưu nhất. Khi đó, hiệu suất tuabin và bơm lần lượt là 91% và 90,8%. Các nghiên cứu tương tự được trình bày trong các tài liệu [13] trên các máy PAT có n_s thấp cho thấy hiệu suất của cả bơm và tuabin đã được tăng cường đáng kể từ 1÷3%. Các nghiên cứu [14, 15] đã sử dụng lý thuyết tối ưu để điều chỉnh các thông số hình học cánh PAT. Các kết quả cho thấy, biên dạng cánh đã được cải thiện hiệu suất tăng 2,91%, khi đó hiệu suất hệ thống đạt 78,7%.

Có thể thấy, do sự khác nhau về chế độ thủy lực giữa bơm và tuabin, cùng với sự khác biệt đáng kể về hình học BCT và các bộ phận cột trụ và cánh hướng, dòng chảy của bơm thuận nghịch thường bị xáo động nhiều hơn so với bơm thường. Ngoài ra, việc kết hợp động cơ và máy phát với nhau cũng là một thách thức đối với các nhà sản xuất và nghiên cứu. Bài báo này tập trung tổng hợp và phân tích sâu sắc các vấn đề này, đồng thời giới thiệu các giải pháp

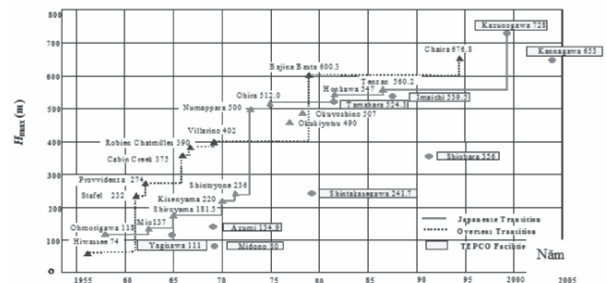
kỹ thuật và công nghệ tiên tiến nhất hiện nay để giải quyết những thách thức trên.

2. QUÁ TRÌNH PHÁT TRIỂN MÁY PAT

Công trình thủy điện tích năng tích lũy lượng nước khi nhu cầu điện thấp và sử dụng nguồn năng lượng tích được này để phát điện vào khung giờ cao điểm. Thiết bị quan trọng nhất cho quá trình vận hành hiệu quả của nhà máy thủy điện tích năng (TĐTN) là hệ thống bơm; tuabin; bơm – tuabin thuận nghịch (PAT) và động cơ – máy phát. Lần đầu tiên vào năm 1931, khi Thoma và Kittredge [16] đã nghiên cứu và hòa nhập máy bơm và tuabin thành một máy làm việc ở cả hai chế độ bơm và tuabin (gọi là Bơm Tuabin thuận nghịch – Pump as Turbine PAT). Các nghiên cứu sau đó [3, 17] cũng đã chỉ ra rằng một máy bơm có thể vận hành tốt như một tuabin mà không có bất cứ một vấn đề cơ khí nào xảy ra.

Hình 1 và bảng 2 cho thấy quá trình phát triển và ứng dụng của máy PAT theo thời gian. Trong thời gian đầu phát triển bơm –

tuabin thuận nghịch dạng ly tâm – francis một cấp, phạm vi làm việc còn hẹp, công suất nhỏ (thường từ 50MW đến 100MW), cột nước lớn nhất cũng chỉ đạt gần 130m. Trong vòng 15 năm sau (những năm 1985), cột nước lớn nhất có thể vận hành lên đến 559,2m, công suất lên tới 412MW. Vượt bậc hơn cả là đến năm 1999, cột nước bơm trong mô hình PAT đã đạt đến 728m do hãng Hitachi công bố và được lắp đặt tại TTĐTN Kazunogawa của Nhật Bản. TTĐTN của Trung Quốc theo thời gian lúc đầu có công suất lắp máy là 300MW, cột nước cao nhất trên 600m, sau đó một số Trạm như Yangjiang, Jixi, Pingjiang, và Wulongshan có cột nước đạt gần 700m.



Hình 1. Sự phát triển của máy PAT [14]

Bảng 2. Thống kê một số trạm thủy điện tích năng lớn trên thế giới sử dụng máy PAT

Tên nhà máy TĐTN	Quốc gia	Vận hành tuabin			Chế độ bơm	
		P (MW)	H (m)	n (v/p)	H (m)	Q (m³/s)
Helms	USA	414	531,6	360	517	73,6
Kazumogawa	Japan	412	728	500	778	50,3
Samrangjin	Korea	370	345	300	355	103,3
Ludington	USA	343	107,7	113	113,6	314
Okawachi	Japan	331	415,6	330÷390	432	81,7
Bear Swamp	USA	320	228,6	225	240,8	125,4
Rocky Mt	USA	320	210,3	225	218,5	146,4
Nabara	Japan	318	317,5	257	340,5	110
Omarugawa	Japan	310	671,8	576÷624	720,4	44,1



3. NHỮNG THÁCH THỨC TRONG VẬN HÀNH VÀ THIẾT KẾ TỔ MÁY

3.1. Khởi động máy PAT

Khởi động PAT có thể gặp nhiều thách thức do một số lý do:

(1) Lưu lượng: Yêu cầu lưu lượng khác nhau cho hai chế độ bơm và tuabin. Trong quá trình khởi động của cả hai chế độ, lưu lượng cần phải đảm bảo đúng thiết kế để tránh hư hại cho hệ thống. Nếu lưu lượng quá cao, nó có thể gây ra hiện tượng khí thực, dẫn đến hư hỏng của cánh BCT và các bộ phận khác. Nếu lưu lượng quá thấp, PAT có thể bị dừng và không hoạt động như một tuabin.

(2) Chiều quay: PAT vận hành thuận nghịch theo hai chiều khác nhau. Trong quá trình khởi động, rất quan trọng để đảm bảo rằng PAT quay theo hướng đúng để ngăn ngừa hư hỏng cho hệ thống.

(3) Lực cơ học: Do sự thay đổi đột ngột của áp suất và lưu lượng. Lực này có thể dẫn đến hư hỏng cho các ổ đỡ và các thành phần khác của hệ thống.

(4) Điều khiển và ổn định: PAT yêu cầu điều khiển và ổn định chính xác trong quá trình khởi động để đảm bảo hệ thống vận hành an toàn và hiệu quả. Điều này có thể rất khó để đạt được, đặc biệt là đối với các hệ thống lớn hơn hoặc có lưu lượng khác nhau.

(5) Hiệu suất thấp: Điều này là do hệ thống PAT đang vận hành ở chế độ chuyển tiếp, nhiều hiện tượng thủy lực xảy ra, tổn thất tăng dẫn đến hiệu suất giảm.

Tóm lại, khởi động PAT có thể là một quá trình phức tạp đòi hỏi quy trình, tuân thủ

đúng các khuyến nghị của nhà sản xuất và tiêu chuẩn ngành để tránh hư hỏng cho hệ thống và đảm bảo độ tin cậy lâu dài của nó.

3.2. Máy điện – động cơ làm việc hai chiều

Trong hệ thống PAT, máy phát điện – động cơ hai chiều (BMG – Bidirectional Motor-Generator) được sử dụng để chuyển đổi từ năng lượng cơ học (quay của PAT) thành năng lượng điện. Tốc độ của BMG là một thông số quan trọng trong hoạt động của hệ thống PAT. Trong chế độ bơm, PAT được sử dụng để bơm nước, và BMG hoạt động như một động cơ. Trong chế độ này, tốc độ của BMG được điều khiển bởi bộ biến tần (VFD – Variable Frequency Drive) để đạt được lưu lượng mong muốn. Tốc độ của BMG cần được giữ trong khoảng an toàn để tránh hư hỏng cho hệ thống. Trong chế độ tuabin, BMG hoạt động như một máy phát điện. Trong chế độ này, tốc độ của BMG cần được giữ ổn định để duy trì một điện áp và tần số đầu ra ổn định. Tốc độ của BMG trong chế độ tuabin thường cao hơn so với chế độ bơm, vì BMG đang tạo ra điện năng chứ không phải là bơm nước.

Để đảm bảo hoạt động tối ưu của tổ máy, việc có một hệ thống điều khiển tốc độ đáng tin cậy và chính xác cho BMG là rất quan trọng. Điều này có thể liên quan đến việc sử dụng các cảm biến để đo tốc độ của BMG và các hệ thống điều khiển phản hồi để điều chỉnh tốc độ khi cần thiết. Ngoài ra, việc lựa chọn một BMG với đủ tốc độ và công suất phù hợp để phù hợp với yêu cầu của hệ thống PAT cũng là rất quan trọng.

3.3. Phạm vi vận hành của chế độ bơm và chế độ phát điện phải phù hợp với nhau

Phạm vi hoạt động trong hai chế độ bơm và tuabin liên quan đến phạm vi lưu lượng

nước và cột nước mà ở đó hệ thống có thể bơm và phát điện năng lượng hiệu quả. Nếu phạm vi hoạt động quá hẹp, hệ thống có thể không đáp ứng đủ nhanh với các thay đổi theo yêu cầu. Ngược lại, nếu phạm vi hoạt động quá rộng, hiệu suất của hệ thống có thể giảm và chi phí hoạt động của hệ thống cũng có thể tăng.

Việc chọn phù hợp vùng hoạt động bơm và phát điện là rất quan trọng để đạt được hiệu quả tối đa của máy. Điều này có thể được đạt được thông qua kế hoạch và thiết kế cẩn thận, cũng như thông qua việc sử dụng các hệ thống điều khiển và giám sát tiên tiến để tối ưu hoá hiệu suất của hệ thống trong thời gian thực.

4. NHỮNG GIẢI PHÁP CÔNG NGHỆ NÂNG CAO HIỆU SUẤT TỔ MÁY

4.1. Công nghệ thiết kế bơm – tuabin thuận nghịch

4.1.1. Thông số cánh

Để tối ưu hóa hình học, các nghiên cứu chủ yếu tập trung vào thiết kế một số thông số quan trọng của cánh như số cánh (Z), góc đặt cánh (β), đường kính (D), chiều rộng máng cánh (b), và góc tới (δ). Bằng cách kết hợp các kết quả này với một số kỹ thuật thiết kế cánh như bo tròn mép cánh, mở rộng vùng mắt thất, hiệu suất của thiết bị được cải thiện từ 1% lên đến 2,5% trong phạm vi hoạt động của thiết kế. Về mặt hình học, điểm khác nhau nhiều nhất giữa bơm và tuabin có thể kể đến là sự chênh lệch về đường kính ngoài D_2 , số cánh Z và biên dạng cánh bánh công tác. Theo Stelzer và Walters [18], với cùng các thông số đầu vào, trong khi đường kính tại mép vào bơm D_1 trong hai mô hình là xấp xỉ nhau thì D_2 trong tuabin lại khá nhỏ hơn so với bơm, $D_2^T \approx 0,83 D_2^P$. Sự khác nhau đáng kể này gây ra sự khó khăn

khi tính toán thiết kế D_2 trong mô hình PAT. Stelzer và cộng sự cũng đã xây dựng đồ thị xác định D_1 , D_2 trên cơ sở 25 kết quả thực nghiệm của các công trình khác. Các nghiên cứu cũng đề xuất rằng để dễ dàng đáp ứng được các yêu cầu thủy lực trong cả hai chế độ, thiết kế PAT sẽ ưu tiên gần đường cong của bơm hơn so với tuabin.

Ảnh hưởng của D_2 đến đặc tính năng lượng trong hai chế độ bơm và tuabin đã được Yang và các cộng sự [19] nghiên cứu thực nghiệm trên 03 bơm ly tâm. Kết quả chỉ ra rằng, hiệu suất của PAT giảm với sự giảm của đường kính. Khi đường kính giảm từ 255mm đến 215mm thì hiệu suất giảm 4,11% tại điểm thiết kế; đường cong $Q(H)$ của PaT càng dốc nhanh còn $Q(P_{sh})$ trở nên tương đối phẳng. Các nghiên cứu năm 2014 của Sanjay [20] cũng cho thấy theo xu hướng tương tự.

Trong nghiên cứu của Olimstad và các đồng nghiệp [21], 05 mẫu cánh khác nhau đã được khảo sát. Các mẫu cánh được điều chỉnh bằng các thay đổi quy luật đặt góc đặt cánh β_B và bán kính cánh trong khi giữ nguyên các thông số khác. Để PAT vận hành ổn định hơn, nghiên cứu đã đề xuất nên tăng góc đặt cánh tại mép vào bơm β_{1B} . Các nghiên cứu tương tự của Li [22] cũng đã được tiến hành trên các máy PAT n_p thấp. Từ các điều kiện ban đầu của tam giác tốc độ tại mép vào bơm, một quy luật góc đặt cánh theo chiều dài cánh cũng được thiết lập để tạo nên các biên dạng cánh khác nhau. Sau đó, kết hợp với lý thuyết tối ưu, mô phỏng số CFD và các nghiên cứu thực nghiệm, các mẫu cánh đã được tối ưu dần dần. Kết quả hiệu suất được tăng cường 5% tại điểm thiết kế và 9% tại các điểm ngoài điểm thiết kế.

Góc tới δ là góc lệch giữa góc đặt cánh ở lối vào β_{1B} với góc của dòng hướng kính tính 

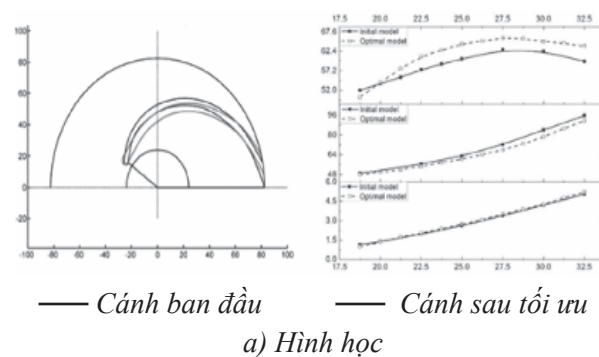
toán β_{10} (khi đó $c_{1u} = 0$), khi đó $\beta_{1B} = \beta_{10} + \delta$. Theo nghiên cứu của tác giả Trần Văn Công [23], góc tới ảnh hưởng nhiều đến biên dạng cánh, cột áp hút, đặc tính $Q(H)$ và $\eta(Q)$. Kết quả chỉ ra rằng, khi δ tăng từ 0° đến 4° thì góc ôm θ và mật độ cánh (l/t) giảm lần lượt là 4% và 5%. Đồng thời, tác giả cũng chỉ ra rằng, góc tới $\delta = 2 \div 3^\circ$ sẽ là tốt nhất cho bơm, khi đó bơm sẽ đạt được khả năng hút cao và hiệu suất tốt nhất.

Số cánh Z , góc đặt cánh β_{1B} , β_{2B} và đường kính ngoài D_2 cánh và chiều rộng máng cánh b_2 không thể lựa chọn một cách độc lập mà chúng phải có quan hệ để đảm bảo đạt được cột nước yêu cầu và đường cong $Q(H)$ làm việc ổn định. Theo Gülich [24], với giá trị Z , D_2 và β_{2B} xác định, H sẽ tăng theo chiều tăng của b_2 và quan hệ $Q(H)$ trở nên phẳng hơn. Đặc biệt với máy PAT có n_s thấp, một giá trị b_2 đủ lớn là cần thiết để đảm bảo các yêu cầu thủy lực cho cả hai mô hình. Việc xác định lý thuyết b_2 là khó nên thông thường xác định qua thực nghiệm, Stelzer và Walters [18] đã tổng hợp và đưa ra các đường cong xác định D_2 và b_2 cho mô hình PAT n_s thấp.

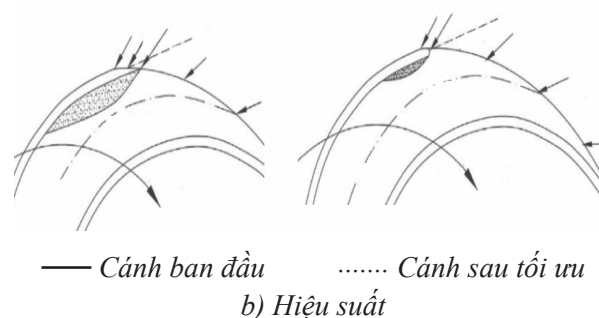
Ngoài ra, một số kết quả nghiên cứu trong thiết kế biên dạng cánh liên quan đến D_2 , Z , β_{1B} , β_{2B} được trình bày trong các tài liệu [25, 26, 27, 28]. Trong nghiên cứu của Yang và các cộng sự [19], 3 mẫu cánh với đường kính D_2 khác nhau đã được thí nghiệm. Kết quả chỉ ra rằng, hiệu suất PAT giảm với sự giảm của đường kính. Khi đường kính giảm từ 255mm đến 215mm thì hiệu suất giảm 4,11%. Trong chế độ bơm, đường cong $Q(H)$ trở nên dốc hơn và $Q(P)$ trở nên gần như là các parabol có xu hướng đi xuống. Trong chế độ tuabin, đường cong $Q(H)$ càng dốc nhanh còn $Q(P)$ trở nên

tương đối phẳng. Một nghiên cứu sau đó [20] cũng đã kiểm chứng với các kết luận của Yang. Một số nghiên cứu liên quan đến hiệu chỉnh hình học và kết cấu bánh công tác như bo tròn mép cánh, mở rộng vùng mắt thất đã được trình bày trong các tài liệu [21], [19], [29], [30]. Kết quả cho thấy hiệu suất được tăng cường từ 1% đến 2,5% trong vùng vận hành thiết kế.

4.1.2. Biên dạng cánh

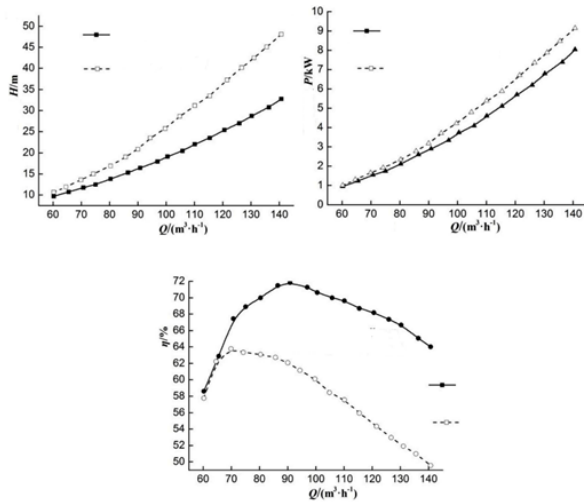


a) Hình học
Hình 2. Hình học và hiệu suất của các mô hình PAT ban đầu và sau tối ưu [13]



b) Hiệu suất
Hình 3. Tác động của việc bo tròn mép cánh [31]

Miao đã tối ưu hóa hình dạng cánh bằng thuật toán di truyền [32]. Hình 2 so sánh giữa hình dạng cánh và đường cong hiệu suất của mô hình PAT ban đầu và tối ưu. Hiệu suất tối đa của PAT được cải thiện thêm 2,91% sau khi tối ưu hóa vì tổn thất thủy lực trong bộ phận cánh bánh đã được giảm.



Hình 4. Đặc tính năng lượng về $H(Q)$, $P(Q)$ và $\eta(Q)$ của các mẫu cánh [33]

Đối với một máy bơm ly tâm cụ thể, kỹ thuật bo tròn cánh bánh để tránh các cạnh sắc của bộ phận cánh đã được giới thiệu để cải thiện hiệu suất PAT. Bán kính bo tròn bằng một nửa độ dày của cánh được sử dụng trong bảy máy bơm dòng ly tâm hoặc dòng hỗn hợp. Kết quả cho thấy hiệu suất máy được tăng cường từ 1-3% trong các điều kiện hoạt động khác nhau [31]. Hình 3 minh họa cơ chế làm tròn cánh bánh tại cửa vào (ra) của PAT. Sau khi bo tròn cánh, khu vực bụng cánh do các cạnh sắc được giảm nên tổn thất thủy lực được giảm, dẫn đến hiệu suất cao hơn.

Wang đã đề xuất một phương pháp thiết kế cho bộ phận cánh đặc biệt cong về phía trước dựa trên định luật bảo toàn mô-men góc và sử dụng điều kiện đầu vào tốc độ không va và điều kiện đầu ra tốc độ bình thường để xác định góc đầu vào và đầu ra của cánh quạt [33]. Hình 4 mô tả đường hiệu suất của PAT với cánh được thiết kế đặc biệt cong về phía trước so với các thiết kế ban đầu. Hiệu suất PAT được cải thiện đáng kể với cánh quạt cong về phía trước và phạm vi hiệu suất cao cũng được mở rộng. So sánh ba máy bơm ly tâm với các tỉ tốc khác

nhau ($n_s = 18,1, 36,4$ và $52,8$) cho thấy sự tăng trung bình là 7,15% về hiệu suất, điều này chứng minh sự ưu việt của phương pháp thiết kế đề xuất. Phân tích thêm về góc đầu vào của cánh cho thấy khoảng từ 70° đến 135° được khuyến nghị cho máy bơm ly tâm tốc n_s thể thấp, và góc đầu vào lớn hơn sẽ phù hợp với lưu lượng cao hơn.

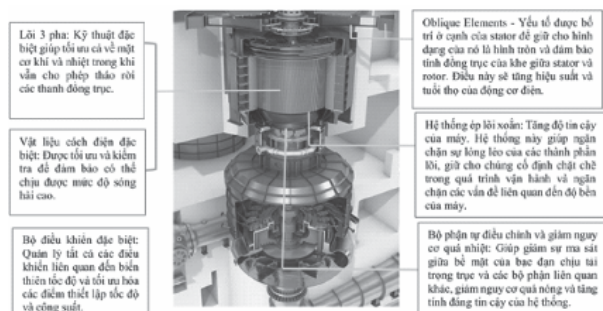
4.1.3. Hệ thống cánh hướng và cột trụ

Bộ phận cột trụ và cánh hướng trong bơm gây ra sự xáo động đáng kể trong dòng chảy so với bơm thông thường. Với một tốc độ quay cố định, bơm chỉ có thể hoạt động hiệu quả ở một vị trí cụ thể của cột nước (H) và lưu lượng (Q). Khi bơm hoạt động ở ngoài điểm thiết kế, nhiều hiện tượng dòng chảy và vấn đề thủy lực xảy ra, gây giảm mạnh hiệu suất trung bình của máy. Việc xác định các thành phần vận tốc tại mép ra bánh công tác [34] có thể giúp xác định giá trị này. Hai nghiên cứu [35, 36] đã thảo luận về ảnh hưởng của độ mở cánh hướng đến các đặc tính của máy PAT trong hai chế độ. Nghiên cứu đó tập trung vào cơ chế hình thành và phát triển không ổn định của dòng chảy, liên quan giữa phân bố vận tốc tại biên ngoài bánh công tác và phân bố cường độ xáo động áp suất theo thời gian và không gian và tác động của tải động lên bánh công tác và cánh hướng trong điều kiện thất tốc. Cuối cùng, các phương án góc mở tối ưu của cánh hướng được đề xuất để đưa ra gợi ý cho quy trình vận hành của máy sau này.

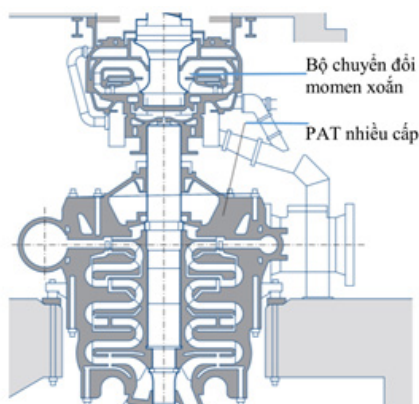
4.2. Công nghệ thiết kế động cơ – máy phát thuận nghịch

Loại máy phát điện phổ biến nhất cho nhà máy thủy điện tích năng là loại có thể đảo chiều, gọi là máy phát điện động cơ. Voith, Andritz, Toshiba, GE Renewable Energy [37, 

38] đã có nhiều thành tựu sản xuất trong hơn 120 năm qua và đã cung cấp các loại máy phát điện – động cơ với công suất từ 10 MW đến 1.200 MW, một số công nghệ vượt trội như hình 5. Một trong những ưu việt chính của việc sử dụng BMG có tốc độ biến thiên của GE là chúng có thể hoạt động trong một phạm vi tốc độ và tải rộng, cho phép tối ưu hiệu suất ở các mức dòng khác nhau. Ngoài ra, các máy BMG này được thiết kế để rất đáng tin cậy và bền, điều này là rất quan trọng đối với các ứng dụng yêu cầu hoạt động liên tục trong thời gian dài.



Hình 5. Những cải tiến vượt trội trong thiết kế BMG

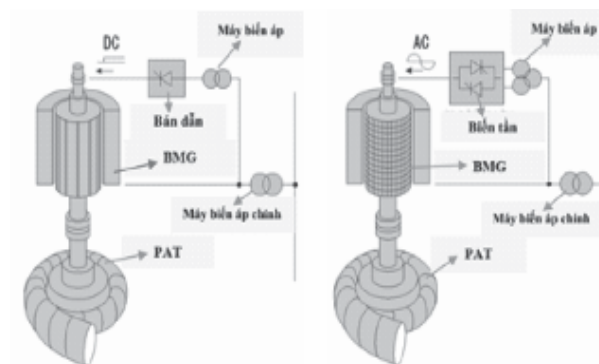


Hình 6. Bộ chuyển đổi mô-men xoắn

Bộ chuyển đổi mô-men xoắn (hình 6 – Torque Converter) hỗ trợ quá trình khởi động và tắt máy một cách hiệu quả nhất. Trong vài giây, tổ máy có thể được kết nối hoặc tách khỏi hệ thống trục. Bộ chuyển đổi này truyền động mô-men xoắn hoặc công suất từ động cơ – máy phát đến trục PAT bằng cách được lắp đầy bằng

nước xử lý. Quá trình khởi động của PAT bắt đầu ngay trong quá trình đổ nước. Khi mức áp suất của nước đổ tăng lên, mô-men xoắn đầu ra của bộ chuyển đổi cũng tăng lên và do đó đẩy nhanh quá trình vận hành máy. Mô-men xoắn tăng đột ngột lúc đầu, nhưng sẽ giảm dần khi tốc độ thứ cấp tăng lên. Khi đạt tốc độ đồng bộ, mô-men xoắn đầu ra của bộ chuyển đổi tương ứng với mô-men xoắn khởi động của máy. Do quá trình tương tác trơn tru của các quá trình này, máy PAT có thể được khởi động nhanh chóng. Không có sự đột ngột tải trên lưới điện xảy ra.

Toshiba [39] giới thiệu những BMG có tốc độ điều chỉnh được. Đặc điểm vượt trội trong việc điều chỉnh cung cầu điện bao gồm: Chức năng tự động điều chỉnh tần số trong quá trình bơm nước; Hiệu suất cao và phạm vi hoạt động mở rộng trong cả quá trình phát điện và bơm nước; Cải thiện sự ổn định của lưới điện; Chức năng để duy trì điện áp của lưới điện.



Hình 7. Những cải tiến trong thiết kế BMG của Toshiba [39]

5. KẾT LUẬN

Các nghiên cứu về ảnh hưởng của các tham số hình học chủ yếu tập trung vào đường kính và hình học biên dạng cánh hiện nay. Việc giảm đường kính cánh sẽ dẫn đến giảm hiệu suất, nhưng lại hữu ích để điều chỉnh điểm hiệu

suất tối đa. Các nghiên cứu cho thấy rằng tồn tại góc bao cánh, số lưỡi cánh, vị trí mép sau của cánh và số cánh có thể nâng cao hiệu suất máy. So với việc cắt giảm đường kính của BTC, việc bo tròn lưỡi cánh đáng tin cậy hơn vì hiệu suất PAT có thể được cải thiện hơn. Ngoài ra, tối ưu hóa hình dạng lưỡi cánh cũng đáng thực hiện.

Không có một mối quan hệ nào có thể dự đoán được đặc tính của tất cả các máy PAT, nhưng những quan hệ này phụ thuộc vào mô hình máy được thể hiện qua số vòng quay đặc trưng n_s và các mô hình tổn thất của nó. Bơm phải được kiểm tra để chắc chắn đạt được những đặc tính tuabin trước khi lắp đặt. ❖

Ngày nhận bài: 26/4/2023

Ngày phản biện: 18/5/2023

Tài liệu tham khảo:

- [1]. 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.
- [2]. Williams, Artist, *The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods [Art]*. Electrical Engineering, Nottingham Trent University, 1994, 1994.
- [3]. H. Nautiyal, V. Kumar and S. Yadav, "Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems". *Energy Science and Technology*, 2011.
- [4]. S. Derakhshan and A. Nourbakhsh, "Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds". *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008.
- [5]. 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.
- [6]. S.-S. Yang, C. Wang and Y. X. Yang, "Research on blade thickness influencing Pump as Turbine". *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 2014, pp. 2-6, 2014.
- [7]. F. J. Gülich, *Centrifugal Pumps*, Second edition, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, ISBN 978-3-642-12823-3, 2010.
- [8]. P. Singh, "Optimization of internal hydraulics and of system design for pump as turbine with field implementation and evaluation". PhD Thesis, Genamny, 2005.
- [9]. J.-M. Chapallaz, *Manual on Pumps Used as Turbines*, Germany: Lengericher Handelsdruckerei, Lengerich, ISBN 3-528-02069-5, 1992.
- [10]. F. Buse, "Using centrifugal pumps as hydraulic turbines". *Chem eng* 1981:113-7, pp. 8-18, 2005.
- [11]. S. Rawal and J. T. Kshirsagar, "Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode". In *Proceeding of the twenty-third international pump users symposium*, India, 2007.
- [12]. X. W and B. Z, "Development of a pump-turbine runner based on multiobjective optimization". *Earth and Environmental Science* 22, pp. 5-7, 2014.
- [13]. Sen-chun Miao, Jun-hu Yang, Guang-tai Shi and T. T. Wang, "Blade profile optimization of pump as turbine". *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 7, no. 9, pp. 2-8, 2015.
- [14]. M. Niroj, C. Sailesh and K. Ravi, "Design of Reversible Pump Turbine for its prospective application in Nepal". *International Journal of Scientific and Research Publications*, ISSN 2250-3153, p. 4, 2014.
- [15]. S. C. W and O. A, "Hydraulic design and optimization of a modular pump-turbine runner". *Energy Conversion and Management*, pp. 391-393, 2015.
- [16]. D. Thoma and C. Kitteredge, "Centrifugal pumps operated under abnormal condition". *Power*, 1931.
- [17]. N. Raman, I. 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).
- [18]. R. S. Stelzer and R. N. Walters, *Estimating reversible pump-turbine characteristic*, United States: Engineering and research center Bureau of reclamation Denver, 1977.
- [19]. S.-S. Yang, F.-Y. Kong, W.-M. Jiang and W.-M. Jiang, "Effects of impeller trimming influencing pump as turbine". *Computers & Fluids*, 2012.
- [20]. V. J. Sanjay and N. P. Rajesh, "Investigations on pump running in turbine mode". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 844-852, 2014.
- [21]. 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.
- [22]. W.-G. Li, "Inverse Design of Impeller Blade of Centrifugal Pump with a Singularity Method." Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, vol. 5, no. 2, pp. 115-118, 2011.
- [23]. C. V. Trần, Artist, *Nghiên cứu ảnh hưởng các thông số dẫn dòng đến khả năng hút của bơm cánh dẫn*, 2001 [Art]. Cơ khí động lực, 2001.
- [24]. F. J. Gülich, "Pump hydraulics and physical concepts". In Centrifugal Pumps, Second edition, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, ISBN 978-3-642-12823-3, 2010, pp. 100-140.
- [25]. T. Lei, Z. Baoshan, C. Shuliang and B. Hao, "Influence of blade wrap angle on centrifugal Pump performance by numerical". Chinese journal of mechanical engineering, vol. 27, no. 1, pp. 171-176, 2014.
- [26]. W. Y. Y. S. T. Liu Houlin, "Effects of blade number on characteristics of centrifugal Pumps". Journal of Environmental Research And Development, vol. 23, pp. 863-867, Jan-March 2012.
- [27]. M.G.Patel and A.V.Doshi, "Effect of impeller blade exit angle on the performance of Centrifugal Pump." International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, vol. 3, no. 1, pp. 702-705, 2013.
- [28]. 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.
- [29]. Sujoy Chakraborty, K.M. Pandey, Bidesh Roy, "Numerical Analysis on Effects of Blade Number Variations on Performance of Centrifugal Pumps with Various Rotational Speeds." International Journal of Current Engineering and Technology, vol. 2, no. 1, pp. 145-150, 2012.
- [30]. P. Singh, "Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for pump as turbine with field implementation and evaluation". PhD Thesis, Genamny, 2005.
- [31]. P. a. N. F. Singh, "Internal Hydraulic Analysis of Impeller Internal Hydraulic Analysis of Impeller." Exp. Therm. Fluid Sci, vol. 35, p. Exp. Therm. Fluid Sci, 2011.
- [32]. S. Y. J. S. G. a. W. Miao, "Blade Profile Optimization of pump as turbine". Adv. Mech. Eng, pp. 1-9, 2015.
- [33]. T. W. C. K. F. G. Q. a. Y. S. Wang, "Theoretical, Experimental, and Numerical Study of Special Impeller Used in Turbine Mode of Centrifugal Pump as Turbine". Energy, vol. 130, pp. 473-485, 2017.
- [34]. N. T. Nguyen and A. V. Truong, "Nghiên cứu thực nghiệm ảnh hưởng của độ mở cánh hướng đến các đặc tính năng lượng của máy thuận nghịch bơm –tuabin". Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường, vol. 10, pp. 248-252, 2019.
- [35]. M. R. D. a. S. M. D. Jasmina.B.B, "Pumps used as turbines power recovery, energy efficiency, CFD analysis". Thermal science, vol. 18, no. 3, pp. 1030-1038, 2015.
- [36]. V. Hasatuchi, Artist, *Hydrodynamics of a Pump-Turbine operating at off-design [Art]*. University of Applied Sciences of Western Switzerland.
- [37]. "https://www.ge.com/renewableenergy/hydro-power/large-hydropower-solutions/generators/variable-speed," [Online].
- [38]. "https://www.andritz.com/products-en/hydro/products/pumped-storage," [Online].
- [39]. "https://www.global.toshiba/ww/products-solutions/renewable-energy/products-technical-services/hydro-power.html," [Online].
- [40]. 1030-1038, "Hydrodynamics of a Pump-Turbine operating at off-design". University of Applied Sciences of Western Switzerland, 2012.