

NGHIÊN CỨU HIỆN TƯỢNG NHIỀU LOẠN DÒNG CHẢY
CỦA QUẠT HƯỚNG TRỰC TRÊN TÀU BIỂN:
CƠ CHẾ, NGUYÊN NHÂN VÀ GIẢI PHÁP KHẮC PHỤC
STUDY ON FLOW INSTABILITY IN MARINE AXIAL FANS: MECHANISMS,
CAUSES, AND MITIGATION MEASURES
NGÔ NGỌC LÂN*, PHẠM VĂN DŨNG, TRƯƠNG HẢI NAM

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

*Email liên hệ: lanmn.mtb@vimaru.edu.vn

DOI: <https://doi.org/10.65154/jmst.1062>

Tóm tắt

Nghiên cứu này mô phỏng hiện tượng mất ổn định dòng chảy trong quạt hướng trục của hệ thống thông gió buồng máy trên tàu biển, xuất phát từ thực tế khai thác khi thuyền viên thường đóng một phần van bướm gió (damper) nhằm giảm lưu lượng gió hoặc đóng hẳn tại các khu vực không có nhu cầu. Việc điều chỉnh này tuy thuận tiện trong vận hành nhưng có thể làm suy giảm hiệu suất quạt, gia tăng rung động và dao động áp suất, từ đó ảnh hưởng đến độ tin cậy khai thác của hệ thống. Qua mô phỏng tính toán động lực học thủy khí (CFD), kết quả chỉ ra rằng khi độ mở của van bướm gió giảm, trở lực hệ thống tăng cao khiến điểm làm việc của quạt dịch chuyển về vùng lưu lượng thấp và áp suất cao. Điều này dẫn đến sự hình thành các vùng xoáy lốc và gia tăng nguy cơ thất tốc khí động (stall). Đặc biệt, khi van bướm gió đóng từ 70-75%, lưu lượng gió suy giảm mạnh khiến khả năng làm mát động cơ bị hạn chế, làm tăng nguy cơ quá nhiệt và có thể dẫn tới cháy động cơ dù không có hiện tượng quá tải điện. Nghiên cứu cũng chứng minh rằng việc giảm tốc độ quay của quạt giúp cải thiện đáng kể độ ổn định của dòng chảy. Từ đó, nhóm tác giả đề xuất các giải pháp như sử dụng biến tần để điều chỉnh lưu lượng và trang bị cảm biến áp suất để giám sát, nhằm nâng cao độ tin cậy và tuổi thọ cho hệ thống.

Từ khóa: Quạt hướng trục tàu biển, mất ổn định dòng chảy, thất tốc khí động (stall), tính toán động lực học thủy khí (CFD), van bướm gió (damper).

Abstract

This study simulates flow instability in marine axial fans within HVAC systems, arising from operational practice where crew members partially close dampers to reduce airflow or fully closing dampers in areas without cooling demand.

While this adjustment is operationally convenient, it can degrade fan performance and increase vibration and pressure fluctuations, thereby affecting the system's operational reliability. Through Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations, the results indicate that as the damper opening decreases, system resistance rises, shifting the fan's operating point toward a low-flow and high-pressure region. This leads to the formation of vortices and an increased risk of aerodynamic stall. Notably, when the damper is 70-75% closed, the significant reduction in airflow limits motor cooling capacity, leading to an increased risk of motor overheating and potential burnout despite the absence of electrical overload. The research also demonstrates that reducing the fan's rotational speed significantly improves flow stability. Consequently, the authors propose solutions such as utilizing variable frequency drives (VFD) for flow regulation and installing pressure sensors for monitoring to enhance system reliability and longevity.

Keywords: Marine axial fan; Flow instability, stall, CFD, damper.

1. Mở đầu

Trong các hệ thống sưởi ấm, thông gió và điều hòa không khí (HVAC) trên tàu biển, quạt hướng trục truyền động trực tiếp được sử dụng rộng rãi nhờ kết cấu đơn giản, độ tin cậy cao và chi phí đầu tư thấp, đồng thời vẫn đáp ứng hiệu quả yêu cầu vận hành của hệ thống với lưu lượng lớn và áp suất trung bình [1, 2].

Quạt hướng trục thường được thiết kế làm việc ở tốc độ quay không đổi trong một dải lưu lượng và áp suất nhất định, tại đó hiệu suất khí động đạt giá trị cao nhất [2]. Tuy nhiên, trong thực tế, lưu lượng hệ thống thường được điều chỉnh bằng cách thay đổi độ mở van bướm gió hoặc do các biến động ngoài ý muốn như

tắc nghẽn, thay đổi cấu hình mạng ống hoặc sai lệch vận hành. Những thay đổi này có thể dẫn đến các hiện tượng khí động không mong muốn như mất ổn định dòng chảy [3].

Nghiêm trọng hơn, nếu một hoặc nhiều hiện tượng nêu trên xảy ra trong thời gian dài mà không được kiểm soát, chúng có thể dẫn đến những hư hỏng nghiêm trọng như kẹt quạt hoặc cháy động cơ điện. Trong thực tế, nhóm tác giả đã tham gia xử lý nhiều trường hợp liên quan đến các hiện tượng này, trong đó có thể kể đến hai trường hợp điển hình sau:

- Quạt hướng trục tạo áp dương trong hệ thống phòng sạch của một nhà máy sản xuất nội thất.

- Quạt hướng trục thông gió buồng máy của tàu dầu có trọng tải 1 triệu thùng.

Biểu hiện chung của hai trường hợp hư hỏng này là các động cơ điện dẫn động quạt thường xuyên bị quá nhiệt, mặc dù không ghi nhận hiện tượng quá tải và rơ le bảo vệ quá tải (OLR) không tác động. Trong quá trình khắc phục, nhiều biện pháp kỹ thuật đã được áp dụng như quán lại động cơ, thay vòng bi, thậm chí thay mới động cơ và các thiết bị bảo vệ như OLR và khởi động từ (MCB), nhưng không mang lại hiệu quả lâu dài và tình trạng hư hỏng vẫn tái diễn. Khảo sát tổng thể hệ thống cho thấy nguyên nhân chủ yếu xuất phát từ các hiện tượng khí động không mong muốn như đã đề cập.

Do đó, việc nghiên cứu cơ chế hình thành và các giải pháp khắc phục hiện tượng mất ổn định dòng chảy trong quạt hướng trục là cần thiết nhằm nâng cao độ tin cậy và tuổi thọ của hệ thống HVAC trên tàu biển.

2. Cơ sở lý thuyết

Theo Dixon và Hall, hiện tượng tách dòng (flow separation) trong các máy cánh dẫn (turbomachinery) là một nguyên nhân quan trọng gây mất ổn định dòng chảy và làm suy giảm hiệu suất của thiết bị [1]. Khi dòng khí tách khỏi bề mặt cánh quạt, phân bố áp suất trên cánh trở nên không đồng đều, dẫn đến giảm khả năng tạo áp của quạt và có thể gây dao động áp suất trong hệ thống.

Greitzer cho rằng sự tương tác giữa đường đặc tính quạt và đường đặc tính hệ thống có thể gây ra các hiện tượng mất ổn định như thất tốc khí động (stall) hoặc dao động khí động (surge) [2]. Điểm làm việc của quạt được xác định bởi giao điểm của hai đường đặc tính này. Khi van bướm gió đóng một phần, trở lực hệ thống tăng lên, làm dịch chuyển điểm làm việc của quạt về vùng lưu lượng thấp, nơi dễ xuất hiện thất tốc.

Tổn thất áp suất trong hệ thống ống gió thay đổi

theo bình phương của lưu lượng và có thể được biểu diễn bởi công thức (1):

$$\Delta P = K Q^2 \quad (1)$$

Trong đó ΔP (Pa): Tổn thất áp suất, Q (m^3/s): Lưu lượng dòng khí và K là hệ số tổn thất của hệ thống.

2.1. Mô hình hóa chảy rối

Trong các hệ thống HVAC trên tàu biển, số Reynolds của dòng chảy thường rất lớn (khoảng 10^5 đến 10^7), do đó dòng chảy chủ yếu tồn tại ở trạng thái chảy rối.

Trong nghiên cứu này, mô hình SST $k - \omega$ được lựa chọn do kết hợp ưu điểm của $k - \epsilon$ (ổn định ở vùng xa tường) và $k - \omega$ (chính xác vùng gần tường), nhờ đó cải thiện khả năng dự đoán hiện tượng tách dòng và các cấu trúc xoáy trong quạt hướng trục [6, 7].

Chú thích: Chuyển đổi ứng suất cắt (Shear Stress Transport-SST)

Hệ phương trình chi phối gồm 3 phương trình (2), (3) và (4) có dạng sau:

- Phương trình động năng rối (k):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u)}{\partial z} = \left(\frac{\partial}{\partial z}\right) \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right) \left(\frac{\partial k}{\partial z}\right) \right] + G_k - Y_k \quad (2)$$

- Phương trình tốc độ tiêu tán riêng (ω):

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u)}{\partial z} = \left(\frac{\partial}{\partial z}\right) \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right) \left(\frac{\partial \omega}{\partial z}\right) \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (3)$$

- Công thức tính độ nhớt rối:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (4)$$

Trong đó: k (m^2/s^2): Động năng rối, đại diện cho năng lượng dao động của dòng khí; ω ($1/s$): Tốc độ tiêu tán năng lượng rối riêng; μ ($kg/m/s$): Độ nhớt động lực học; μ_t ($kg/m/s$): Độ nhớt rối (eddy viscosity), đại diện cho khả năng khuếch tán động lượng do các xoáy rối gây ra; G_k, G_ω ($kg/m^3.s^2$): Các thành phần sản sinh động năng rối và tốc độ tiêu tán do gradient vận tốc trung bình; Y_k, Y_ω ($kg/m^3.s^2$): Các thành phần tiêu tán của k và ω do dòng rối; D_ω ($kg/m^3.s^2$): Thành phần khuếch tán chéo (cross-diffusion), giúp mô hình ổn định và chính xác hơn khi tính toán các vùng dòng chảy có sự tách lớp biên đột ngột do trở lực của van bướm gió; a_1 : Hằng số thực nghiệm (thường lấy giá trị 0,31); S ($1/s$): Giá trị tuyệt đối của biến dạng dòng chảy (strain rate magnitude), đặc trưng cho sự thay đổi vận tốc trong không gian; F_2 : Hàm truyền (blending function) thứ

hai, có giá trị bằng 1 trong vùng lớp biên và bằng 0 trong dòng tự do.

Ý nghĩa vật lý: Việc bổ sung thành phần SF_2 trong mẫu số của công thức (4) là đặc điểm ưu việt của mô hình SST. Khi bướm gió đóng tới 75%, giá trị biến dạng dòng chảy S tăng đột biến tại các cạnh của van bướm gió và bề mặt cánh quạt. Công thức này giúp giới hạn giá trị của độ nhớt rối, từ đó cho phép mô phỏng chính xác sự sụt giảm áp suất và hiện tượng tách lớp biên dẫn đến thất tốc mà các mô hình truyền thống thường dự báo sai lệch.

Các mô hình chảy rối này thường được sử dụng trong mô phỏng CFD nhằm mô tả các hiện tượng phi ổn định như thất tốc và sự hình thành xoáy lốc (vortex) trong dòng chảy qua quạt [6, 7].

2.2. Các phương trình bảo toàn

Một đặc điểm khác trong các hệ thống HVAC là vận tốc dòng khí nhỏ hơn nhiều so với vận tốc âm thanh nên số Mach của dòng chảy nhỏ hơn 0,3. Theo lý thuyết khí động học, trong điều kiện này ảnh hưởng của tính nén được của không khí là không đáng kể và có thể bỏ qua. Do đó trong nghiên cứu này, không khí được giả thiết là chất lưu Niu-ớt (Newtonian fluid), đẳng nhiệt và không nén được.

Dưới các giả thiết trên và với mục đích làm rõ cơ chế vật lý của hiện tượng, các phương trình bảo toàn được trình bày dưới dạng rút gọn theo phương dọc trục (z). Cách biểu diễn này giúp phân tích trực quan sự biến thiên của vận tốc và áp suất trong hệ thống, trong khi mô phỏng CFD vẫn được thực hiện với mô hình ba chiều đầy đủ [6, 7].

- Phương trình liên tục (Bảo toàn khối lượng):

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

- Phương trình bảo toàn động lượng (Navier-Stokes) dọc trục z :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + S_{fan} \quad (6)$$

Trong đó: u (m/s): Vận tốc dòng khí theo phương dọc trục; (kg/m^3) Khối lượng riêng của không khí; p (Pa): Áp suất tĩnh trong ống dẫn; S_{fan} (N/m^3): Thành phần nguồn biểu diễn lực đẩy của cánh quạt; $-\partial p/\partial z$: (Pa/m hoặc N/m^3): Gradient áp suất dọc trục. Đại diện cho sự biến thiên của áp suất trên 1 đơn vị chiều dài ống.

Sự phát triển của phương pháp động lực học chất lỏng tính toán (CFD) cho phép phân tích chi tiết trường vận tốc và phân bố áp suất trong các hệ máy cánh dẫn. Các phần mềm như ANSYS Fluent có thể

mô phỏng tương tác rotor-stator bằng các phương pháp như hệ quy chiếu quay nhiều miền (Multiple Reference Frame-MRF) hoặc lưới chuyển động (Sliding Mesh), từ đó giúp đánh giá sự ổn định của dòng chảy trong các chế độ vận hành khác nhau [4, 5].

Các biểu thức và phương trình này được sử dụng để diễn giải định tính và định lượng các kết quả CFD trong mục 4.

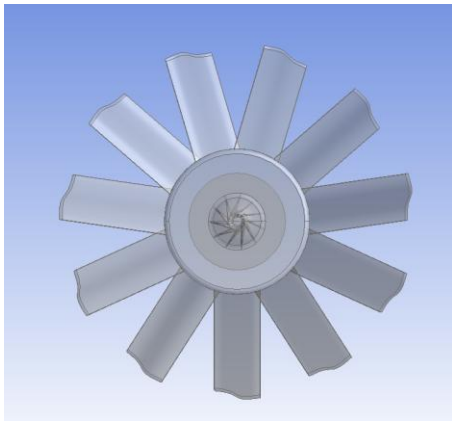
3. Thiết lập mô phỏng

3.1. Xây dựng mô hình toán

Mô hình tính toán được xây dựng dựa trên cấu hình thực tế của hệ thống thông gió buồng máy tàu dầu trọng tải 1 triệu thùng. Hệ thống gồm ba quạt hướng trục có đường kính cánh 1000mm, với các thông số và biên dạng cánh được trình bày trong Bảng 1 và Hình 1. Miền tính toán được lựa chọn theo đúng hình học làm việc thực tế của cụm quạt, ống hút, ống đẩy, van bướm gió trong hệ thống thông gió buồng máy. Cụ thể, miền hút dài 0,5m được giữ lại để mô tả điều kiện dòng vào quạt; vùng quay chứa cánh công tác có đường kính 1000mm; miền đẩy dài 11,5m, cao 0,65m được xây dựng đầy đủ để phản ánh sự phát triển của dòng chảy sau quạt và ảnh hưởng của van bướm gió đến tổn thất hệ thống. Việc sử dụng toàn bộ chiều dài ống thực tế nhằm hạn chế sai lệch do cắt ngắn miền tính toán, đồng thời cho phép đánh giá đúng sự dịch chuyển điểm làm việc của quạt khi trở lực hệ thống thay đổi.

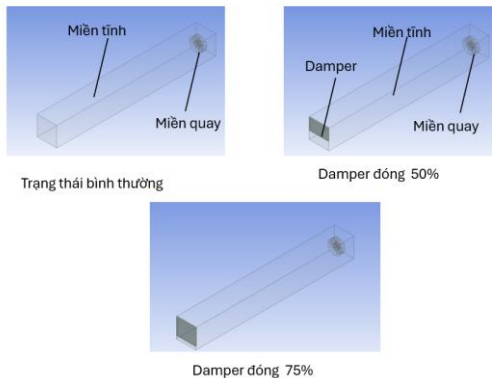
Bảng 1. Thông số quạt thông gió buồng máy

TT	Thông số	Giá trị
1	Mã thiết bị	CZ-100B (JCZ-100B)
2	Số lượng	3 bộ/ tàu
3	Lưu lượng	48.000-54.000 m ³ /h
4	Áp suất	0.76-0.71 kPa
5	Kiểu quay	CW - Không đảo chiều
6	Cấp bảo vệ động cơ	IP44
7	Cấp cách điện	Class B
8	Công suất động cơ	18.0 kW
9	Điện áp	440V
10	Tần số	60 Hz
11	Số pha	3
12	Dòng điện định mức	31.0 A
13	Tốc độ quay	1750 vòng/phút
14	Đường kính cánh quạt	1000 mm
15	Số lượng cánh	11

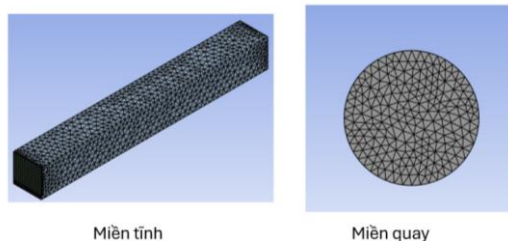


Hình 1. Biện dạng cánh quạt hệ thống điều hòa HVAC

Để mô phỏng chuyển động của cánh quạt, miền tính toán được chia thành hai vùng: Miền quay chứa quạt và miền tĩnh bao gồm hệ thống ống dẫn và van bướm gió. Hai miền được liên kết thông qua interface quay để mô tả sự trao đổi động lượng giữa vùng quay và vùng tĩnh. Cấu hình mô phỏng được minh họa trong Hình 2.



Hình 2. Thiết lập mô phỏng



Hình 3. Thiết lập lưới cho mô hình

Mô hình được chia lưới bằng ANSYS Meshing. Lưới được tinh chỉnh tại các vùng có gradient vận tốc lớn như bề mặt cánh quạt, vùng giao diện giữa quay và tĩnh cũng như khu vực có van bướm gió. Tổng số phần tử lưới của mô hình là 3944596, trong đó số nút

(node) là 20159204. Cấu trúc lưới của hai miền được trình bày trong Hình 3. Việc tinh chỉnh lưới tại các vùng quan trọng giúp mô phỏng chính xác hiện tượng dòng chảy rối và tách dòng.

3.2. Xây dựng điều kiện biên

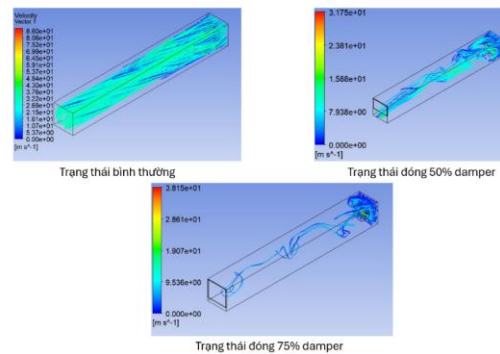
Các điều kiện biên của mô hình được thiết lập như sau:

- Áp suất tại cửa vào (pressure inlet) bằng với suất bằng áp suất môi trường.
- Áp suất cửa ra (pressure outlet) bằng với áp suất đường ống đẩy.
- Tất cả các bề mặt rắn được thiết lập điều kiện không trượt (no-slip wall) để mô phỏng tương tác giữa dòng khí và bề mặt cánh quạt.
- Khảo sát ba chế độ mở van bướm gió tại tốc độ quạt định mức 1750 vòng/phút: (1) van bướm gió mở hoàn toàn; (2) van bướm gió đóng 50%; (3) van bướm gió đóng 75%.
- Khảo sát khi van bướm gió đóng 50% và giảm tốc độ quạt xuống 1300 vòng/phút.

4. Kết quả và thảo luận

4.1. Ảnh hưởng độ mở van bướm gió tới trường vận tốc và lưu lượng quạt

Hình 4 cho thấy khi van bướm gió mở hoàn toàn, dòng chảy trong ống khá ổn định, vận tốc chủ yếu khoảng 15-25 m/s, các đường dòng gần như song song và hầu như không xuất hiện vortex lớn. Điều này cho thấy quạt làm việc trong vùng lưu lượng lớn - áp suất thấp.



Hình 4. Ảnh hưởng của độ mở van bướm gió tới trường vận tốc

Khi van bướm gió đóng 50%, tổn thất cục bộ tăng lên làm vận tốc cực đại gần van bướm gió đạt khoảng 31m/s, trong khi vận tốc trung bình trong ống giảm còn 10-18 m/s. Đồng thời bắt đầu xuất hiện các vùng xoáy phía sau van bướm gió, cho thấy dòng chảy bắt đầu mất ổn định.

Ở trường hợp van bướm gió đóng 75%, cấu trúc dòng chảy biến dạng rõ rệt với nhiều xoáy lốc (vortex) lớn. Vận tốc trung bình giảm xuống 5-12 m/s, trong khi vận tốc cục bộ gần quạt đạt 30-38 m/s, cho thấy quạt làm việc có xu hướng tiến gần trạng thái thất tốc.

Xét về mặt định lượng, khi van bướm gió từ trạng thái mở hoàn toàn đến đóng 75%, vận tốc trung bình trong ống giảm từ khoảng 15-25 m/s xuống còn 5-12 m/s, tương ứng suy giảm khoảng 60-70% lưu lượng dòng khí. Ngược lại, vận tốc cục bộ tại các vùng hẹp gần van bướm gió và gần quạt lại tăng lên tới 30-38 m/s, cho thấy sự phân bố vận tốc trở nên rất không đồng đều.

Giải thích sự suy giảm lưu lượng (liên hệ với phương trình (1) và (6):

Sự suy giảm vận tốc trung bình (từ 15-25 m/s xuống còn 5-12 m/s) khi đóng van bướm gió 75% tỷ lệ thuận với sự gia tăng đột biến của gradient áp suất ngược $-\partial p/\partial z$ trong phương trình (6). Khi van bướm gió đóng trở lại hệ thống tăng cao, theo phương trình (1), khiến gradient áp suất bất lợi $-\partial p/\partial z$ gradient áp suất bất lợi làm gia tăng đáng kể lực cản áp suất dọc theo ống (Pa/m). Do thành phần nguồn S_{fan} của quạt không đổi, dòng khí phải tiêu hao phần lớn động năng để thắng lực cản áp suất này, dẫn đến lưu lượng gió sụt giảm định lượng từ 60-70% như kết quả CFD đã chỉ ra. Điều này làm dịch chuyển điểm làm việc của quạt về vùng lưu lượng thấp và áp suất cao trên đường đặc tính, tiến sát vào vùng thất tốc.

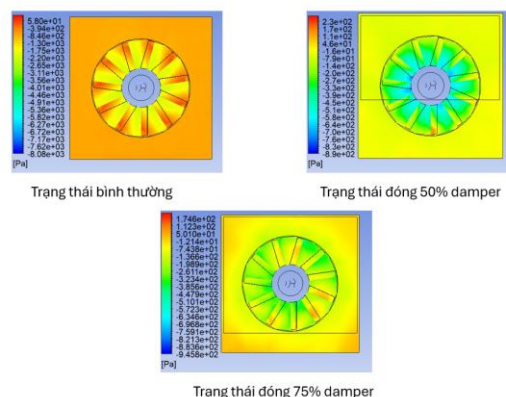
4.2. Ảnh hưởng độ mở van bướm gió tới trường áp suất

Hình 5 và Hình 6 trình bày phân bố áp suất trong hệ thống ở ba mức độ mở van bướm gió khác nhau. Khi van bướm gió mở hoàn toàn, trường áp suất trên mặt cắt ngang của quạt tương đối đồng đều, với giá trị áp suất trong ống dao động chủ yếu trong khoảng -100 đến 50 Pa. Trên mặt cắt dọc của đường ống, áp suất giảm dần theo chiều dòng chảy do tổn thất ma sát, cho thấy hệ thống làm việc trong trạng thái ổn định.

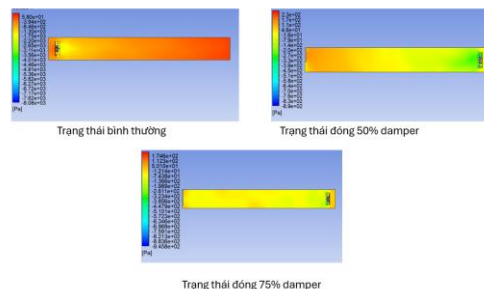
Khi van bướm gió đóng 50%, chênh lệch áp suất qua cánh quạt tăng lên rõ rệt. Áp suất phía trước quạt đạt khoảng 200-230 Pa, trong khi phía sau van bướm gió giảm xuống khoảng -400 đến -500Pa, cho thấy tồn thất cục bộ tại van bướm gió tăng mạnh. Trên mặt cắt dọc, gradient áp suất lớn hơn so với trường hợp van bướm gió mở hoàn toàn.

Ở trường hợp van bướm gió đóng 75%, sự biến dạng của trường áp suất trở nên rõ rệt hơn. Áp suất phía trước quạt tăng lên khoảng 150-170 Pa, trong khi phía sau van bướm gió giảm xuống gần -900 Pa. Điều

này cho thấy phần lớn năng lượng của quạt được sử dụng để thắng trở lực của hệ thống thay vì duy trì lưu lượng dòng khí.



Hình 5. Ảnh hưởng của độ mở van bướm gió tới trường áp suất tại mặt cắt ngang



Hình 6. Ảnh hưởng của độ mở van bướm gió tới trường áp suất tại mặt cắt dọc

Nhìn chung, khi độ đóng van bướm gió tăng, chênh lệch áp suất trong hệ thống tăng lên đáng kể, đồng thời gradient áp suất trong ống dẫn trở nên lớn hơn. Kết quả này phù hợp với phân bố vận tốc đã trình bày trước đó, cho thấy khi van bướm gió đóng lớn, quạt làm việc trong vùng lưu lượng thấp - áp suất cao và nguy cơ thất tốc tăng lên.

Về mặt định lượng, chênh lệch áp suất trong hệ thống tăng từ khoảng 150-200 Pa ở chế độ mở hoàn toàn lên đến gần 900-1000 Pa khi van bướm gió đóng 75%, tức tăng khoảng 5-6 lần. Tuy nhiên, sự gia tăng áp suất này không đi kèm với sự gia tăng lưu lượng mà ngược lại, lưu lượng giảm mạnh.

Điều này cho thấy phần lớn năng lượng của quạt được tiêu hao để thắng trở lực cục bộ tại van bướm gió thay vì duy trì dòng chảy hữu ích. Gradient áp suất bất lợi (áp suất tăng theo hướng ngược chiều dòng chảy) được xem là nguyên nhân chính dẫn đến tách dòng và hình thành xoáy, phù hợp với kết quả phân bố vận tốc đã quan sát.

Cơ chế hình thành hiện tượng thất tốc và xoáy lốc (liên hệ với phương trình (2)-(4))

Các hình ảnh mô phỏng trường vận tốc (Hình 4) và áp suất (Hình 5, 6) cho thấy sự xuất hiện của các cấu trúc xoáy lốc (vortex) phức tạp khi damper đóng 75%. Tại các khe hẹp quanh van bướm gió, vận tốc cục bộ bị gia tốc lên tới 30-38 m/s, tạo ra gradient vận tốc cực lớn.

Cơ chế vật lý này được làm rõ qua phương trình tính toán độ nhớt rối (4). Khi biến dạng dòng chảy S tăng đột biến tại khu vực van bướm gió và bề mặt cánh quạt, mẫu số của phương trình (4) tăng lên, làm giới hạn giá trị độ nhớt rối μ_t . Sự kết hợp giữa độ nhớt rối bị giới hạn và gradient áp suất bất lợi khiến lớp biên không còn đủ động năng để bám dính vào bề mặt cánh, dẫn đến hiện tượng tách dòng (flow separation). Sự tách dòng này hình thành nên các vùng xoáy ngược và dao động áp suất mạnh, chính là bản chất của hiện tượng thất tốc khí động được dự báo qua các phương trình vận chuyển động năng rối (2) và tốc độ tiêu tán riêng (3).

4.3. Ảnh hưởng của độ mở của van bướm gió tới điểm làm việc của hệ thống

Biểu đồ Hình 7 cho thấy khi độ mở van bướm gió giảm, đường trở kháng của hệ thống dịch lên trên, làm cho điểm làm việc của quạt chuyển dần về phía lưu lượng nhỏ hơn và áp suất tĩnh cao hơn. Ở trường hợp van bướm gió mở hoàn toàn, quạt làm việc ở vùng lưu lượng lớn với áp suất thấp hơn, cho thấy tổn thất cản của hệ thống còn nhỏ. Khi van bướm gió đóng 50%, điểm làm việc dịch sang trái và đi lên, phản ánh sự suy giảm lưu lượng đồng thời áp suất yêu cầu của hệ thống tăng rõ rệt. Đến trường hợp van bướm gió đóng 75%, điểm làm việc dịch chuyển về vùng lưu lượng thấp và áp suất cao, cho thấy quạt làm việc gần vùng thất tốc.

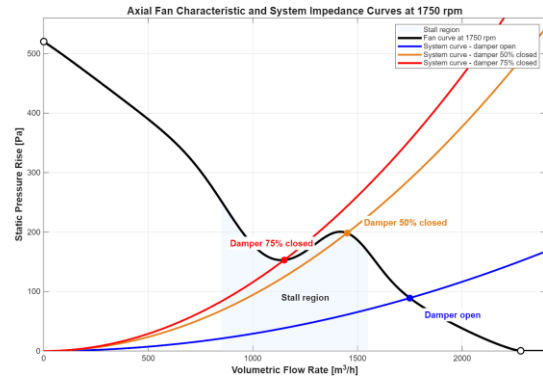
Như vậy, kết quả trên khẳng định rằng việc đóng van bướm gió không chỉ làm giảm lưu lượng cấp gió mà còn đẩy hệ thống đến gần vùng vận hành bất lợi của quạt.

4.4. Lập luận về cơ chế gây cháy hỏng động cơ điện

Hiện tượng cháy động cơ điện trong thực tế khai thác, dù không xảy ra quá tải điện, được giải thích qua cơ chế bảo toàn khối lượng $m = \rho \cdot Q$. Khi lưu lượng thể tích Q giảm 70% do hiện tượng thất tốc, lưu lượng khối lượng m mang nhiệt đi qua động cơ cũng sụt giảm một lượng tương đương.

Vì động cơ quạt hướng trục thường được làm mát trực tiếp bởi dòng khí đi qua, sự sụt giảm m khiến khả

năng tản nhiệt bị triệt tiêu, gây ra sự tích tụ nhiệt nhanh chóng trong các cuộn dây. Do quạt đang làm việc ở vùng áp suất tĩnh cao (vùng thất tốc) trên đường đặc tính (Hình 7), cánh quạt vẫn phải duy trì moment cản lớn khiến động cơ tiêu thụ dòng điện gần mức định mức, làm cho rơ le bảo vệ quá tải (OLR) không thể phát hiện và ngắt mạch kịp thời.



Hình 7. Ảnh hưởng của độ mở van bướm gió tới sự dịch chuyển điểm làm việc của hệ thống

Đây chính là cơ chế khiến động cơ thường xuyên bị cháy hỏng do nhiệt mặc dù không có biểu hiện quá tải về điện trong thực tế khai thác.

5. Giải pháp khắc phục

Kết quả mô phỏng Hình 8 cho thấy: Khi van bướm gió đóng 50% và giảm tốc độ quạt xuống khoảng 1300rpm, vận tốc trung bình trong ống giảm từ khoảng 15-20 m/s xuống còn 8-12 m/s (giảm khoảng 40-50%), trong khi các vùng vận tốc cực bộ lớn phía sau van bướm gió (trên 25-30 m/s) được thu hẹp đáng kể. Đồng thời, chênh lệch áp suất dọc ống giảm từ khoảng 300-400 Pa xuống còn 150-250 Pa. Theo các phương trình bảo toàn (2)-(4), việc giảm tốc độ quay làm giảm lưu lượng, kéo theo tổn thất áp suất giảm theo quan hệ $\Delta P \sim Q^2$. Sự suy giảm của thành phần quán tính trong phương trình động lượng làm giảm gradient áp suất bất lợi, nhờ đó hạn chế tách dòng và giảm các cấu trúc xoáy. Điều này phù hợp với kết quả CFD và giải thích vì sao điều chỉnh tốc độ quạt bằng biến tần giúp dòng chảy ổn định hơn.

Giải pháp này không chỉ giúp quạt làm việc êm hơn và hiệu quả hơn mà còn phù hợp với định hướng tối ưu vận hành và tiết kiệm năng lượng đã đề xuất trong bài báo.

Để hạn chế nguy cơ quá nhiệt và cháy động cơ điện, nhóm nghiên cứu đề xuất một số giải pháp sau:

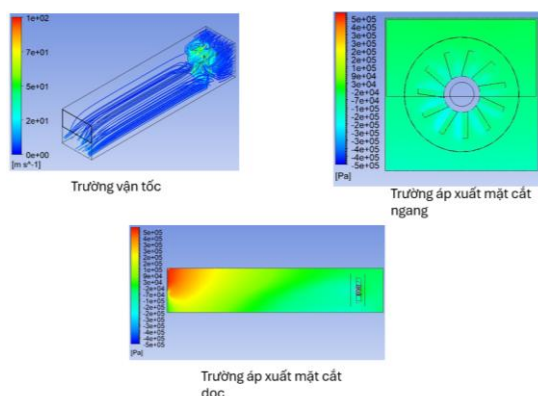
1. Thường xuyên vệ sinh phin lọc và hệ thống ống gió nhằm giảm tổn thất và sức cản.

2. Duy trì quạt làm việc trong vùng ổn định của đường đặc tính, tránh vận hành khi van bướm gió đóng quá lớn.

3. Điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi tốc độ quay của quạt thông qua biến tần, thay vì điều tiết bằng van bướm gió.

4. Trang bị cảm biến áp suất trong hệ thống để giám sát và cảnh báo khi áp suất tiến gần vùng mất ổn định của quạt.

5. Đảm bảo lưu lượng gió làm mát động cơ và tối ưu cấu hình hệ thống ống gió nhằm giảm tổn thất cục bộ và hạn chế sự hình thành các vùng xoáy.



Hình 8. Ảnh hưởng của tốc độ quạt

6. Kết luận

Nghiên cứu đã phân tích hiện tượng rối loạn dòng chảy của quạt hướng trục trong hệ thống thông gió tàu biển bằng mô phỏng CFD. Kết quả cho thấy khi van bướm gió đóng dần, trở lực hệ thống tăng làm điểm làm việc của quạt dịch chuyển về vùng lưu lượng thấp - áp suất cao, dẫn đến hình thành các vùng xoáy và nguy cơ thất tốc. Khi van bướm gió đóng lớn ($\approx 70\text{--}75\%$), lưu lượng gió suy giảm mạnh làm giảm khả năng làm mát, từ đó làm tăng nguy cơ quá nhiệt của động cơ ngay cả khi không xảy ra quá tải. Việc giảm tốc độ quay của quạt cho thấy hiệu quả rõ rệt trong việc cải thiện độ ổn định và đặc tính làm việc của hệ thống. Kết quả nghiên cứu góp phần làm rõ cơ chế mất ổn định dòng chảy và đề xuất các giải pháp vận hành nhằm nâng cao độ tin cậy của hệ thống thông gió trên tàu biển.

Tuy nhiên, nghiên cứu hiện mới tập trung vào trường dòng và phân bố áp suất từ mô phỏng CFD, chưa tích hợp khảo sát thực nghiệm hoặc mô phỏng bổ sung về độ ồn khí động và nhiệt độ làm việc của động cơ. Do đó, các nhận định về ảnh hưởng đến tiếng ồn và nguy cơ quá nhiệt mới dừng ở mức định tính, chưa được lượng hóa bằng số liệu nhiệt và âm học. Đây là hướng cần tiếp tục nghiên cứu nhằm đánh giá toàn diện hơn ảnh hưởng của hiện tượng mất ổn định dòng chảy đến độ bền và điều kiện vận hành của hệ thống quạt.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: **DT25-26.24**.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2014), *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Butterworth-Heinemann.
- [2] Greitzer, E. M. (1976), *Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors*, Journal of Engineering for Power.
- [3] Bleier, F. (2010), *Fan Handbook: Selection, Application and Design*, McGraw-Hill.
- [4] Versteeg, H., & Malalasekera, W. (2007), *Computational Fluid Dynamics*, Pearson.
- [5] ANSYS Inc. (2023), *ANSYS Fluent Theory Guide*, ANSYS Inc.
- [6] White, F. M. (2011), *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill.
- [7] Reynolds, O. (1883), *An Experimental Investigation of the Circumstances which Determine Whether the Motion of Water Shall Be Direct or Sinuous*, Philosophical Transactions of the Royal Society.

Ngày nhận bài:	17/03/2026
Ngày nhận bản sửa:	14/04/2026
Ngày duyệt đăng:	23/04/2026