



KIỂM SOÁT TỶ SỐ QUẠT HƯỚNG TRỰC BẰNG PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG SỐ

Đặng Vũ Đình*, Phạm Văn Tiến, Nguyễn Thế Hoàng
Lê Thị Hồng Thắng

Trường Đại học Mở - Địa chất, 18 Phố Viên, Hà Nội, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 02/5/2024

Ngày nhận bài sửa: 20/7/2024

Ngày chấp nhận đăng: 05/8/2024

*Tác giả liên hệ:

Email: dangvudinh@humg.edu.vn

TÓM TẮT

Dòng không khí đi qua quạt có thể được chia thành hai thành phần: dòng chảy chính đi qua các cánh quạt được cung cấp năng lượng và dòng chảy tổn thất tại khe hở giữa quạt và vỏ. Dòng tổn thất này ngược chiều với dòng chảy chính và là nguồn gây tổn thất năng lượng và tiếng ồn. Các mô phỏng số được trình bày trong nghiên cứu này cung cấp một cái nhìn sâu sắc về hiện tượng này. Công cụ tính toán, mô phỏng động lực học chất lỏng CFD cho phép tiếp cận cấu trúc dòng chảy ở khoảng trống giữa cánh quạt và vỏ, điều này là không dễ dàng được thực hiện bằng phương pháp thực nghiệm. Nghiên cứu này trình bày kết quả CFD được thực hiện trên một cánh quạt rỗng được chế tạo bởi công nghệ đúc ly tâm. Nhờ tính chất rỗng này mà dòng khí nén được bơm vào ở giữa quạt và khí nén thoát ra ngoài qua các lỗ được bố trí xung quanh chu vi quạt. Điều này cho phép kiểm soát chủ động dòng tổn thất và cho phép cải thiện đặc tính khí động lực học của quạt.

Từ khóa: CFD, quạt rỗng, tổn thất, khí nén, động lực học, quạt hướng trục

@ Hội Khoa học và Công nghệ Mỏ Việt Nam

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Dòng không khí đi qua quạt có thể được chia thành hai thành phần: dòng chảy chính đi qua các cánh quạt được cung cấp năng lượng và dòng chảy tổn thất tại khe hở giữa quạt và vỏ. Dòng tổn thất này ngược chiều với dòng chảy chính và là nguồn gây tổn thất năng lượng và tiếng ồn. Nghiên cứu quá trình này điều này không dễ dàng được thực hiện bằng phương pháp thực nghiệm. Mô phỏng số chính là hướng pháp tiếp cận khoa học. Công cụ tính toán, mô phỏng động lực học chất lỏng CFD cho phép tiếp cận cấu trúc dòng chảy ở khoảng trống giữa cánh quạt và vỏ.

2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Tổng quan lĩnh vực nghiên cứu

Việc lựa chọn, lắp đặt sử dụng và vận hành thiết bị hợp lý trong một hệ thống ảnh hưởng rất

lớn đến hiệu suất của quạt. Trong quá trình lắp đặt, sử dụng, các quạt cần được vận hành tại điểm hoạt động OP (Operation Point) gần với điểm có hiệu suất cao nhất PEP (Peak Efficiency Point) của quạt. Do vậy, hệ thống hoạt động sẽ hiệu quả hơn, làm giảm chi phí năng lượng tiêu thụ, giảm ồn và tăng hiệu suất và tăng tuổi thọ cho thiết bị. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này chỉ tập trung đề cập đến khía cạnh dòng tổn thất (dòng rò rỉ) tại khe hở giữa cánh và vỏ. Trên cơ sở đó đưa ra các biện pháp để hạn chế yếu tố này.

Phương pháp điều chỉnh khe hở đỉnh cánh và vỏ hộp

Pogorelov và cộng sự [1] đã cố gắng xác định bằng mô phỏng số cấu trúc dòng chảy xoáy ngược của quạt hướng trục. Nghiên cứu cho thấy rằng việc giảm kích thước khe hở đầu cánh với vỏ hộp dẫn đến giảm kích thước xoáy khe hở và biên độ

xoáy. Thông qua mô phỏng số You và cộng sự [2] xác nhận ảnh hưởng của kích thước này đến việc tạo ra tiếng ồn và độ rung. Đối với quạt có đường kính nhỏ và với mục đích cải thiện hiệu suất âm thanh, Fukano và cộng sự [3],[4] đề xuất chiều cao khoảng hở hoạt động khoảng 1% đường kính quạt. Đối với máy nén hướng trục, Inoue và cộng sự [5] cho thấy rằng khe hở này góp phần làm tăng cường độ xoáy gây ra độ lệch hướng tâm của dòng chính. Nghiên cứu của Kameier và cộng sự [6], sử dụng cơ cấu tạo vật cản tại lớp ranh giới giữa đỉnh cánh và vỏ hộp. Kết quả cho thấy sự cải thiện về hiệu suất và âm thanh

Phương pháp cải thiện vỏ hộp

Để xử lý vỏ hộp, các giải pháp hình học cụ thể được sử dụng để tạo thành các lực cản cho dòng hồi lưu, từ đó có thể giảm dòng rò rỉ và sự chuyển động của nó. Các cấu hình đã được đề cập bao gồm:

- Thay đổi biên dạng tại khu vực đỉnh cánh quạt

Để cải thiện hiệu suất của quạt gió, các cấu hình của vỏ hộp phụ thuộc vào vị trí và hình dạng của vỏ hộp được nghiên cứu. Công việc của Buisson và cộng sự [7] đã nhấn mạnh ảnh hưởng của tốc độ dòng rò rỉ và sự chuyển động đến tổn thất áp suất ở đầu vào của quạt hướng trục. Để hạn chế thành phần vận tốc này, hai cấu hình đã được thử nghiệm: hộp tiêu chuẩn và hộp được trang bị các rãnh xung quanh biên dạng trong của vỏ hộp. Kết quả nghiên cứu cho thấy quạt với hộp được trang bị các rãnh xung quanh, giúp giảm 45% lưu lượng rò rỉ, giảm 3% áp suất tĩnh, tăng 0,4% mô men xoắn và giảm hiệu suất 2,3%.

- Vòng mê cung

Những vòng bít này xuất hiện dưới dạng các rào cản thu nhỏ (công việc của Nadeau và cộng sự [8],[9] đối với quạt ống dẫn, sau đó nghiên cứu được Schramm [10] đã đề xuất phương pháp tối ưu hóa chiều cao và vị trí của mê cung đối với các rào cản xuyên tâm.

Phương pháp phun dòng khí

Quạt hướng trục thường có điều kiện dòng chảy không thuận lợi ở trung tâm quạt và xung quanh các cánh, Eberlinc và cộng sự [11],[12] bằng phương pháp đúc ly tâm, quạt thu được có dạng cánh rỗng. Chúng cho phép không khí lưu thông

bên trong cánh quạt qua các đường dẫn và qua các khe hẹp ở mép sau quạt. Ảnh hưởng của luồng không khí bên trong đến luồng không khí của quạt hướng trục bên ngoài và các đặc tính khí động học đã được nghiên cứu. Kết quả cho thấy hiệu quả và áp suất tăng lên (chênh lệch áp suất khoảng 6% trong toàn bộ phạm vi hoạt động).

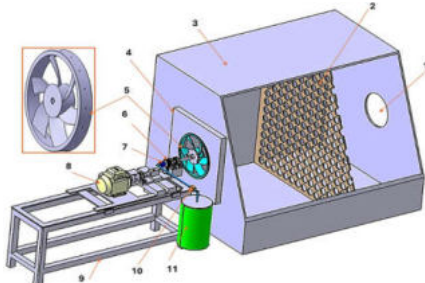
Neuhaus và cộng sự [13] đã sử dụng 24 lỗ phân bố đều xung quanh chu vi của hộp quạt, với ba tốc độ phun 0,6%, 0,8% và 1% (tỷ lệ giữa lưu lượng phun và lưu lượng chính). Sự cải thiện về hiệu suất khí động học và âm thanh đã đạt được với tỷ lệ phun 0,8%. Ngoài ra, những cải tiến này còn được ghi nhận đối với việc phun xung quanh đồng bộ với chuyển động quay của quạt [14]. Chúng có tốc độ phun 1,5% để mở rộng phạm vi hoạt động của quạt thêm 62% bằng cách đẩy điểm ngừng hoạt động về phía tốc độ dòng chảy thấp. Tại điểm dịch chuyển, áp suất được cải thiện khoảng 40%.

Xuất phát từ các quan điểm nghiên cứu này có thể thấy việc quan tâm đến lĩnh vực quạt hướng trục hiện nay rất được chú trọng, đặc biệt là vấn đề tối ưu các tham số hiệu suất, độ ồn, độ ổn định... Tuy nhiên, về cơ bản các phương pháp này đều là phương pháp điều chỉnh mang tính bị động, do đó để kiểm soát chủ động dòng tổn thất này là rất khó khăn hoặc không đánh giá hết được tác động của nó đến hoạt động của quạt. Do vậy, trong nghiên cứu này nhóm nghiên cứu đề xuất giải pháp điều chỉnh chủ động dòng rò rỉ tại khe hở giữa quạt và vỏ. Trên cơ sở đó phương pháp mô phỏng số được sử dụng để đánh giá tác động của việc điều chỉnh này đến trạng thái dòng chảy chính cũng như dòng tổn thất tại khe hở đã được đề cập.

2.2. Đề xuất mô hình bộ thử nghiệm khí động lực học

Bộ thử nghiệm khí động lực học của quạt theo tiêu chuẩn ISO5801, với các bộ phận chính được trình bày trên Hình 1. Trong nghiên cứu này, chúng tôi sử dụng mô hình cánh quạt rỗng được chế tạo bởi phương pháp đúc ly tâm, vật liệu sử dụng là bột polyetylen [15]. Quạt hướng trục này có các thông số hình học chính gồm có sáu cánh, bán kính đầu cánh quạt $R_{max} = 179$ mm, bán kính chân cánh 65,5 mm. Khe hở để quan sát dòng rò rỉ giữa cánh

quạt và vỏ là 4 mm. Các lỗ phun khí được bố trí xung quanh quạt (5), khí nén từ bình chứa (11), được kiểm soát bởi đồng hồ đo áp (10) cung cấp dòng khí vào trung tâm cánh quạt (5). Để thực hiện được điều này một khớp nối thủy khí Deublin 1115-000-200 (7), cho phép dòng khí được cấp vào trực dẫn động rỗng truyền vào tâm cánh quạt. Dòng không khí nén được thổi qua các lỗ bố trí xung quanh ngoại vi quạt thực hiện việc điều khiển.



Hình 1. Kết cấu bộ thử nghiệm khí động lực học theo tiêu chuẩn ISO5801

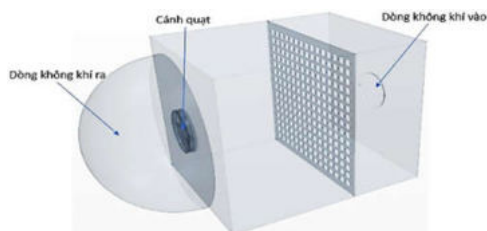
- 1 - Cửa hút, 2 - Bộ phận ổn định dòng chảy,
- 3 - Hộp, 4 - Vỏ quạt, 5 - Cánh quạt, 6 - Bộ truyền bánh răng,
- 7 - Khớp nối, 8 - Động cơ, 9 - Giá đỡ,
- 10 - Đồng hồ đo áp suất, 11 - Bình khí nén.

2.3. Xây dựng mô hình mô phỏng số động lực học cánh quạt

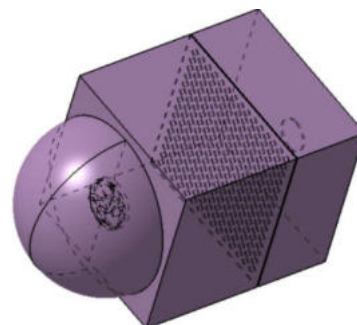
Mô hình kết cấu bộ thử nghiệm điều khiển dòng khí phun xung quanh cánh quạt được giới thiệu trên Hình 2. Trên cơ sở đó, để thực hiện quá trình mô phỏng, một mô hình hóa bộ thử được xây dựng trên phần mềm Star CCM+, Hình 3. Để thay đổi lưu lượng không khí vào trong hộp bằng cách thay đường kính tại cửa hút theo Bảng 1.

Bảng 1 - Đường kính cửa hút

d (mm)				
238	267	300	336	375



Hình 2. Mô hình hóa mô phỏng khí động lực học cánh quạt



Hình 3. Mô hình mô phỏng dòng khí được thiết lập trên phần mềm

Thông thường, quạt gây ra một số hiện tượng liên quan đến sự tương tác của các dòng chảy phức tạp, có tính chất không ổn định và ba chiều. Để giải thích rõ ràng những hiện tượng này, các mô phỏng trên phần mềm Star CCM+ đã được thực hiện trong nghiên cứu này, kết hợp với mô hình nhiễu loạn k- ω SST hiện nay được sử dụng rộng rãi trong máy móc, động cơ turbo. Mô hình tính toán được áp dụng trong quá trình nghiên cứu này bao gồm băng ghế thử nghiệm ISO5801, hình dạng mô hình mô phỏng quạt và cả thể tích dòng không khí đầu vào và đầu ra như trong Hình 2 và Hình 3. Lưới được sử dụng là các lưới đa diện, đặc biệt chú ý đến việc cho phép tinh chỉnh các vùng quan trọng như: cánh quạt, khe hở giữa quạt, vùng tiếp giáp giữa cửa vào và ra khỏi cánh quạt... Trên Hình 4, kích thước lưới có thể được tinh chỉnh để cho phép có thể quan sát được sự thay đổi của dòng không khí sát với kết quả thực tế nhất. Qua đó sẽ cho phép tìm hiểu và đánh giá tốt hơn trong việc kiểm soát dòng tổn thất giữa cánh quạt và vỏ bằng cách phun dòng khí nén ở ngoại vi của quạt.

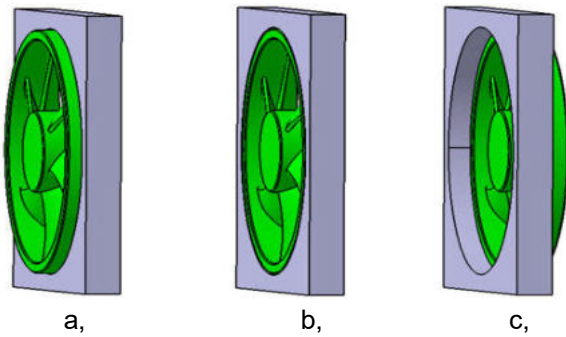


Hình 4. a - Chia lưới cánh quạt không điều chỉnh, b - cánh quạt có điều chỉnh bằng khí nén

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Đánh giá ảnh hưởng vị trí lắp đặt quạt

Từ các nghiên cứu ở trên ta thấy rằng các giải pháp hình học có thể giúp thay đổi cấu trúc của dòng khí chuyển động (thay đổi cấu tạo vỏ đựng quạt, vòng đệm mê cung, cánh quạt rộng, ...) và cung cấp cho nó các mô hình phù hợp. Trong những điều kiện nhất định, các giải pháp kiểm soát dòng chảy thụ động này giúp giảm dòng rò rỉ và cải thiện hiệu suất cơ khí, hiệu suất âm thanh. Hơn nữa, tốc độ rò rỉ không chỉ phụ thuộc vào chuyển động quay của quạt mà còn phụ thuộc vào vị trí trục của nó so với vỏ. Do vậy, thông số hình học này phải được xem xét trong quá trình lắp đặt. Để nghiên cứu ảnh hưởng của nó, trong nghiên cứu đề cập ba vị trí lắp đặt giữa cánh quạt và vỏ, Hình 5, tương ứng vị trí của quạt so với vỏ trên hình H.5a, b, c là 25%, 50% và 75%.



Hình 5. Vị trí lắp đặt giữa quả và vỏ

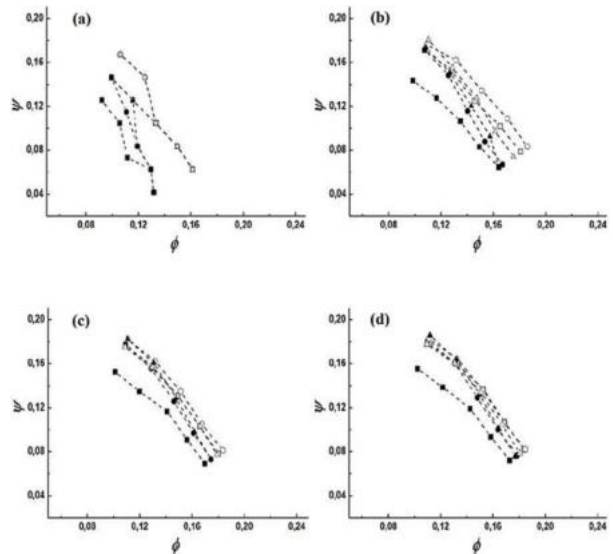
Hình 6 lần lượt thể hiện các đặc tính của quạt đối với các tốc độ quay 500, 1000, 1500 và 2000 vòng/min, cụ thể:

Với tốc độ quay $n = 500$ r/min (Hình 6a), các vị trí $Z_{fan} = 50\%$ và $Z_{fan} = 75\%$ gần tương tự nhau về hiệu suất đối với trường hợp không điều khiển và trường hợp có kiểm soát. Việc kiểm soát góp phần làm tăng hai hệ số: hệ số lưu lượng ϕ và hệ số áp suất Ψ lần lượt khoảng 13% và 29%. Vị trí $Z_{fan} = 25\%$ mm, trong trường hợp này thể hiện đặc tính yếu hơn so với các vị trí khác. Ảnh hưởng của số Reynolds thấp làm giảm đặc tính của quạt, đặc biệt ở vị trí $Z_{fan} = 75\%$;

Với tốc độ quay $n = 1000$ r/min (hình 6b), trong trường hợp không điều khiển tại vị trí $Z_{fan} = 75\%$ khi tăng tần số từ 500 r/min lên 1000 r/min có ảnh hưởng đến hoạt động của quạt. Tuy nhiên, trong

trường hợp có sử dụng dòng khí nén xung quanh ngoại vi quạt thì đặc tính động lực học lại tốt hơn so với các vị trí khác. Tại vị trí $Z_{fan} = 50\%$ thể hiện sự cải thiện tốt hơn về đặc tính của quạt và đặc biệt xu hướng với tốc độ dòng chảy cao;

Đối với tốc độ 1500 r/ 2000 r/min (Hình 6c và Hình 6d). Những cải thiện đặc tính của quạt ở tần số 17 Hz đang giảm dần và đặc biệt là hệ số dòng chảy cao. Hơn nữa, cần lưu ý rằng đối với vị trí $Z_{fan} = 75\%$, việc điều khiển trở nên bất lợi đối với tốc độ dòng chảy thấp (đường kính cửa hút $\Phi = 238, 267$ và 300 mm). Cuối cùng, khi xem xét đánh giá các vị trí lắp đặt quạt, vị trí $Z_{fan} = 0$ là có lợi nhất và sẽ được sử dụng trong quá trình mô phỏng.



Hình 6. Đặc tính của quạt: ảnh hưởng vị trí lắp đặt và tốc độ quay của quạt

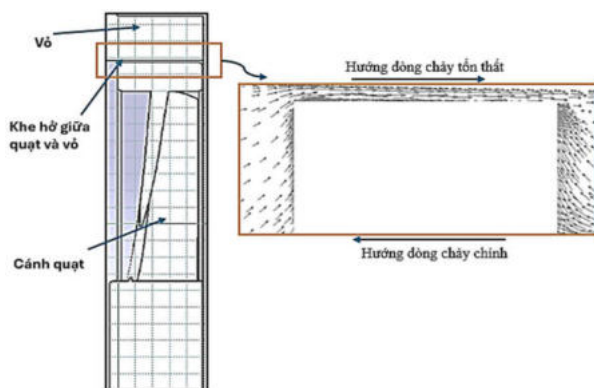
3.2 Giải pháp điều khiển dòng tổn thất không khí giữa cánh quạt và vỏ

Theo kết quả mô phỏng số Hình 7, ta thấy ngoài dòng chảy chính theo hướng chuyển động của quạt còn xuất hiện một dòng chảy ngược hướng với dòng chảy chính tại khe hở giữa quạt và vỏ. Điều này cho thấy đã có một lượng không khí nhất định quay ngược trở lại. Đây cũng là nguyên nhân dẫn đến tổn thất hiệu suất làm việc của quạt. Ngoài ra, đây cũng là nguyên nhân dẫn đến hiện tượng gây ồn và dao động của quạt trong quá trình làm việc. Trên cơ sở đó, trong nghiên cứu này trình bày quá trình điều khiển bao gồm việc

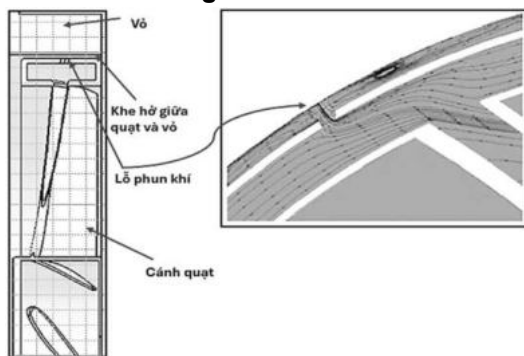
không khí nén được dẫn vào tâm cánh quạt thông qua trục rỗng và nén qua 16 lỗ phun được bố trí xung quanh ngoại vi quạt (Hình 8). Hai tốc độ quay của quạt là 1000 r/min và 2000 r/min đã được xem xét cho cả trường hợp quạt không dùng khí nén và trường hợp được kiểm soát bằng khí nén. Trong trường hợp kiểm soát dòng không khí tổn thất bằng khí nén, tốc độ phun $\tau = 0,8$ được chọn, tương ứng với tỷ lệ giữa tốc độ dòng khí được nén với tốc độ tối đa khoảng $q_{max} = 1000$ l/phút, như được thể hiện trong biểu thức:

$$\tau = \frac{q_{phun}}{q_{max}}$$

Đặc tính làm việc của quạt được quan sát bằng cách thay đổi đường kính cửa hút, cụ thể là đường kính $d = \{238, 267, 300, 336 \text{ và } 375\}$ mm (Bảng 1).



H.7. cấu trúc dòng chảy của quạt không điều chỉnh

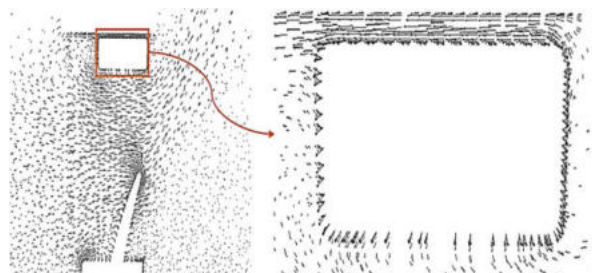


Hình 8. Cấu trúc dòng chảy của quạt có điều khiển dòng khí tại khe hở giữa quạt và vỏ.

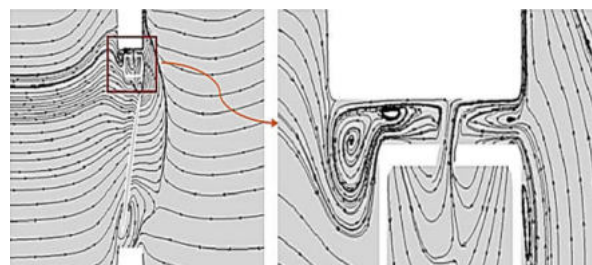
3.3 Phân tích cấu trúc dòng không khí với trường hợp quạt không điều khiển và quạt được điều khiển bằng khí nén

Kết quả mô phỏng số được thực hiện trên việc thay đổi đường kính cửa hút d đối với cả hai trường

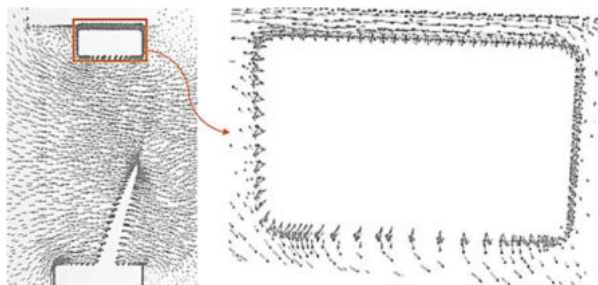
hợp nghiên cứu. Tuy nhiên, với hai trường hợp $\Phi = 238$ mm và $\Phi = 375$ mm cho phép quan sát một cách tương đối rõ nét cấu trúc của dòng không khí cũng như dòng tổn thất tại khe hở giữa quạt và vỏ (Hình 9 ÷ Hình 12). Trong Hình 9, Hình 11 với tốc độ quay của quạt 1000 r/min, chúng ta thấy rằng với cả 5 đường kính cửa hút (Bảng 1) đều quan sát được dòng tổn thất tại khe hở lắp quạt. Dòng tổn thất này xuất hiện là do trong quá trình quạt hoạt động đã tạo ra vùng chênh lệch áp suất lớn phía trước và phía sau quạt (thượng lưu và hạ lưu của quạt). Ngoài ra, dòng tổn thất này còn phụ thuộc vào hướng (độ lệch tâm) của dòng chảy chính. Khi đường kính cửa hút càng lớn thì hướng dòng chảy chính gần như song song với trục dẫn động cánh quạt. Hình 10, Hình 12 với tốc độ quay 1000 r/min ($\Phi = 238$ mm và $\Phi = 375$ mm), bằng việc phun dòng khí nén thông qua lỗ phun (16 lỗ) trên chu vi cánh đã tạo ra vùng ngăn cách giữa khu vực thượng lưu và hạ lưu của quạt. Với áp suất của dòng khí nén đã tạo ra vùng áp suất làm thay đổi cấu trúc dòng chảy tại khu vực này. Tuy nhiên, vùng ngăn cách này còn phụ thuộc vào tốc độ quay và số lượng lỗ phun bố trí trên chu vi của quạt (Hình 15).



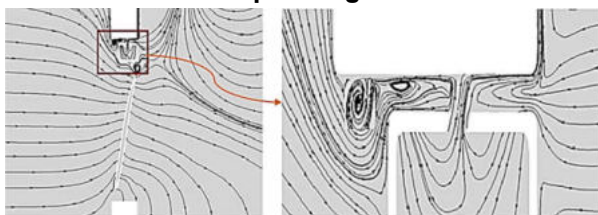
Hình 9. Quạt không điều chỉnh.



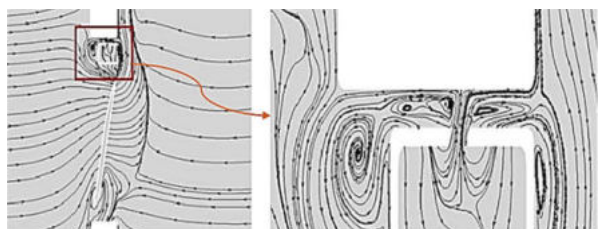
Hình 10. Quạt có điều chỉnh bằng khí nén, tốc độ quay quạt 1000 r/min, đường kính cửa hút $\Phi = 238$ mm.



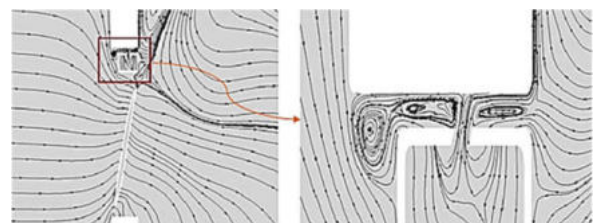
Hình 11. Quạt không điều chỉnh



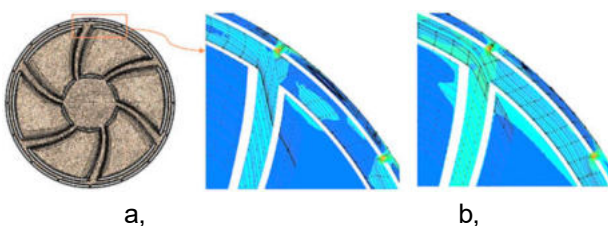
Hình 12. Quạt có điều chỉnh bằng khí nén, tốc độ quay quạt 1000 r/min, đường kính cửa hút $\Phi = 375$ mm



Hình 13. Quạt không điều chỉnh



Hình 14. Quạt có điều chỉnh bằng khí nén, tốc độ 2000 r/min với đường kính cửa hút $\Phi = 238$ mm và $\Phi = 375$ mm



Hình 15. Cấu trúc dòng chảy được điều khiển gần lỗ phun. a) tốc độ 1000 r/min ; b) 2000 r/min

Trên Hình 13, Hình 14, ở tốc độ quay cánh quạt 2000 r/min, dòng rò rỉ bị ngăn cản do tác động của lực ép tạo ra ở phía lỗ phun khí. Điều này dẫn đến việc ngăn cản dòng rò rỉ ở lối ra của khe hở. Mặt khác, ở Hình 15 chúng ta thấy rằng giữa mỗi cặp lỗ liên tiếp, tạo ra một cấu trúc liên kết tương tự nhau gọi là “nguồn điểm” được quan sát thấy. Cụ thể, các “nguồn điểm” này là kết quả của sự tiếp xúc của hai vùng tuần hoàn theo hướng tiếp tuyến. Trong cấu hình này, dòng rò rỉ vẫn được giới hạn trong khe hở. Áp lực do dòng khí nén tạo ra khi ra khỏi khe hở làm kích thước xoáy ngược dòng trở lên lớn hơn ở đường kính cửa hút $\Phi = 238$ mm so với đường kính $\Phi = 375$ mm.

Kết quả phân tích cho thấy tỷ lệ rò rỉ giảm đáng kể ở tất cả các điểm làm việc của quạt. Đối với hai tốc độ phun đã được thử nghiệm, mức giảm lưu lượng rò rỉ theo thứ tự là 80% đối với tốc độ quay 1000 r/min và 60% đối với tốc độ quay 2000 r/min. Điều này có thể được giải thích do khi quạt quay ở tốc độ cao thì sự chênh lệch giữa phía trước và phía sau cánh quạt càng lớn, do vậy áp lực mà dòng khí phun ra cũng là một trở ngại. Mặt khác, khi tốc độ quay lớn cấu trúc dòng chảy, đặc biệt phía đỉnh cánh và khu vực khe hở giữa quạt và vỏ trở lên phức tạp, khó kiểm soát hơn. Điều này cần phải có các nghiên cứu sâu hơn kết hợp với thực nghiệm để đánh giá chính xác nhất về những tác động của nó.

4. KẾT LUẬN

➤ Nghiên cứu đã đề xuất được giải pháp mang tính chủ động trong việc giảm tổn thất tại khe hở giữa quạt và vỏ. Cánh quạt được chế tạo bởi phương pháp đúc ly tâm được sử dụng làm mô hình mô phỏng các điều kiện hoạt động của nó. Trong quá trình hoạt động của quạt đã phát sinh dòng tổn thất giữa khe hở của quạt và vỏ, đây được coi là nguồn phát ra tiếng ồn chính và làm giảm hiệu suất quạt. Mục tiêu của nghiên cứu này là chủ động kiểm soát dòng tổn thất này bằng cách bơm không khí qua 16 lỗ phun được bố trí ở chu vi quạt. Bằng phương pháp mô phỏng số với những điều kiện mô phỏng: tốc độ quay (1000, 2000 r/min), tốc độ phun ($\tau = 0,8$) dòng không khí qua lỗ



phun tạo ra được vùng áp lực làm ngăn cách dòng chảy ngược phía trước và sau khe hở lắp quạt;

➤ Kết quả mô phỏng số cho phép phỏng đoán được cấu trúc dòng không khí và các ảnh hưởng của nó đến đặc tính của quạt. Về cơ bản mô phỏng số chỉ là cơ sở đưa ra các dự đoán về đặc tính cũng như cấu trúc dòng chảy của quạt. Để đảm bảo cần phải tiến hành các nghiên cứu chi tiết hơn bằng thực nghiệm;

➤ Ngoài phương pháp tạo các lỗ phun trên thực tế có thể sử dụng một khả năng khác để truyền động lượng vào khe hở giữa cánh quạt và vỏ hộp bằng cách thay các lỗ bằng một khe hẹp trên toàn bộ chu vi của quạt □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. A. Pogorelov, M. Meinke and W. Schröder (2016). Effects of tip gap width on the flow field in an axial fan. *Int J Heat Fluid FI* 2016. 61: 466-481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow>
- [2]. D. You, M. Wang, P. Moin (2006). Effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in a turbomachinery cascade. *Phys Fluid* 2006; 18(10): 105102. DOI:10.1063/1.2354544
- [3]. T. Fukano, Y. Kodama & Y. Takamatsu (1986). The effect of the tip clearance on the noise of low pressure axial and mixed flow fans. *Journal of Sound and Vibration*, 105, 291-308.
- [4]. Fukano and Kodama Y (1992). Prediction of sound power of the low pressure axial and diagonal flow fans. *Fan noise symposium*, Senlis.
- [5]. M. Inoue, M. Kuroumaru & M. Fukuhara (1986). Behavior of tip leakage flow behind an axial compressor rotor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 108 :7-14. DOI:10.1243/09576509JPE329
- [6]. F. Kameier, W. Neise (1997). Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachinery and their reduction. *ASME Journal of Turbomachinery*. 119, 460 - 471. DOI:10.1115/1.2841145
- [7]. M. Buisson, P. Ferrand, L. Soulat, S. Aubert, S. Moreau, C. Rambeau & M. Henner (2013). Optimal design of an automotive fan using the Turb'Opty meta-model. *Computers & Fluids*, 80. 207-213. DOI:10.1016/j.compfluid.2012.03.015
- [8]. S. Nadeau, W. Holmes (2003). Turbomachine with double-faced rotor-shroud seal structure. Siemens Automotive. *United states Patent number 6508624*.
- [9]. S. Nadeau. Integral tip seal in a fan-shroud structure (2005). Siemens VDO Automotive. *United states Patent number 6874990*.
- [10]. V. Schramm, J. Denecke, S. Kim, et al (2004). Shape optimization of a labyrinth seal applying the simulated annealing method. *Int J Rotat Mach* 2004; 10(5): 365-371.
- [11]. Matjaž Eberlinc, Brane Širok & Marko Hočevar (2009). Experimental investigation of the interaction of two flows on the axial fan hollow blades by flow visualization and hot-wire anemometry. *Experimental thermal and fluid science*, 33(5):929-937.
- [12]. Matjaz Eberlinc, Brane Sirok & Marko Hocevar (2009). Patented hollow blades of the axial fan with trailing edge self-induced blowing. *Recent Patents on Mechanical Engineering*, 2(1):1-7.
- [13]. L. Neuhaus, W. Neise (2009). Active Flow Control to Improve the Aerodynamic and Acoustic Performance of Axial Turbomachines (2009). ASME Turbo Expo 2009. DOI:10.1115/GT2009-60008.
- [14]. L. Neuhaus, W. Neise. Active control to improve the aerodynamic performance and reduce the tip clearance noise of axial turbomachines with steady air injection into the tip clearance gap. In: King R (ed.) Active flow
- [15]. Vu-Dinh DANG. (2021), *Étude de l'influence des paramètres du procédé de rotomoulage sur les caractéristiques aérodynamiques de fonctionnement d'un ventilateur axial*. Thèse Doctorat (PhD).

LỜI CẢM ƠN

Nội dung bài báo được hỗ trợ kinh phí từ đề tài cấp Trường của Trường Đại học Mỏ - Địa chất, mã số T24-09.

CONTROL OF AXIAL FAN LOSS USING NUMERICAL SIMULATION METHOD

Dinh Vu Dang*, Tien Van Pham, Hoang The Nguyen
Thang Hong Thi Le

Hanoi University of Mining and Geology, 18 Pho Vien, Ha Noi, Vietnam

ARTICLE INFOR

TYPE: Research Article

Received: 02/5/2024

Revised: 20/7/2024

Accepted: 05/8/2024

* Corresponding author:

Email: dangvudinh@humg.edu.vn

ABSTRACT

The airflow passing through the fan can be divided into two components: the main flow passing through the blades will be powered and the flow loss at the gap between the fan and the casing. This airflow is in the opposite direction of the main flow and is a source of energy loss and noise. The numerical simulations presented in this study provide an in-depth look at this phenomenon. CFD fluid dynamics simulation and computational tools allow access to the flow structure in the space between the blades and casing, which is not easily done by experimental methods. This study presents CFD results performed on a hollow fan fabricated by centrifugal casting technology. Thanks to this hollow nature, compressed air is pumped into the middle of the fan and the compressed air escapes through holes arranged around the fan circumference. This allows active control of loss flow and allows improved fan aerodynamic characteristics.

Keywords: *CFD, hollow fan, loss, pneumatic, dynamic, axial fan*

@ Vietnam Mining Science and Technology Association