

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ KẾT CẤU CÁNH QUẠT TỐI VẬN TỐC VÀ ÁP LỰC DÒNG KHÍ MÁY CHỮA CHÁY RỪNG BẰNG SỨC GIÓ

Giang Quốc Nam¹, Phạm Văn Tĩnh², Trần Văn Tường², Hoàng Hà²

¹Trường Cao đẳng Kinh tế kỹ thuật Hòa Bình

²Trường Đại học Lâm nghiệp

<https://doi.org/10.55250/jo.vnuf.2022.7.091-100>

TÓM TẮT

Kết cấu và nguyên lý hoạt động của máy chữa cháy rừng bằng sức gió dựa trên kết cấu và nguyên lý hoạt động của quạt gió li tâm cao áp. Bộ phận quan trọng nhất của quạt gió li tâm là kết cấu cánh quạt, có các kiểu như cánh cong trước, cánh thẳng, cánh cong sau với các thông số ảnh hưởng khác nhau đến hiệu suất máy. Bài báo này nghiên cứu thiết lập phương trình năng lượng liên quan đến một số đặc tính cơ bản của máy như vận tốc và áp lực dòng khí của máy chữa cháy rừng bằng sức gió với cánh quạt dạng cong trước. Các thông số cánh quạt được mô phỏng bằng mô hình MATLAB SIMULINK để xác định ảnh hưởng của chúng tới vận tốc và áp lực dòng khí khi máy hoạt động. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm đã xác định được giá trị của một số thông số hợp lý của máy chữa cháy rừng bằng sức gió gồm góc lắp ráp đầu vào trong khoảng $\beta_1 = 60^\circ - 80^\circ$; góc lắp ráp đầu ra $\beta_2 = 105^\circ - 125^\circ$; bán kính cong cách quạt gió $r_c = 2,4 - 2,6$ cm. Kết quả này là cơ sở khoa học cho tính toán tối ưu và hoàn thiện máy chữa cháy rừng bằng sức gió.

Từ khóa: Áp lực, hiệu suất, máy chữa cháy rừng, quạt li tâm, vận tốc.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Kết cấu và nguyên lý hoạt động của máy chữa cháy rừng bằng sức gió dựa trên kết cấu và nguyên lý hoạt động của quạt gió li tâm cao áp. Các tham số kết cấu quyết định tính năng, hiệu suất của quạt gió li tâm gồm: đường kính trong trong bánh công tác D_1 , đường kính ngoài bánh công tác D_2 , góc lắp ráp đầu vào cánh quạt β_1 , góc lắp ráp đầu ra cánh quạt β_2 , biên dạng cánh, số cánh quạt Z , chiều cao cánh quạt b ; bán kính cong của cánh quạt r_c , hình dạng vỏ quạt...

Với sự phổ biến của quạt gió li tâm hiện nay ngày càng có nhiều nghiên cứu tìm phương pháp thiết kế mới nhằm rút ngắn thời gian thiết kế và cải thiện hiệu suất của quạt. Đồng thời cùng với sự phát triển nhanh chóng của các phương pháp tính toán, phương pháp mô phỏng dòng khí bên trong của quạt li tâm đã được thực hiện để mô phỏng dòng chảy ba chiều phức tạp.

Chen-Kang Huang và Mu-En Hsieh (2009) đã tiến hành nghiên cứu mô phỏng số quạt li tâm có cánh gió cong ngược và so sánh với dữ liệu đo được bằng thực nghiệm. So sánh kết quả cho thấy sai số giữa mô phỏng và thực nghiệm trong phạm vi chấp nhận được. Trong nghiên cứu này, các tác động của góc cánh quạt, số lượng, chiều dài cánh đã được xét đến, từ đó một số thông số

tối ưu được lựa chọn có thể cải thiện về áp suất và hiệu suất. Kết quả nghiên cứu cũng cho thấy ứng dụng mô phỏng trong quạt li tâm cánh gió cong ngược là phương pháp thiết kế hiệu quả để cải tiến quạt li tâm.

Singh O.P và cộng sự (2011) đã nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số hình học đối với quạt ly tâm có cánh quạt cong về phía trước và phía sau. Với sự gia tăng số lượng cánh quạt cong về phía trước, các tác giả cho thấy hệ số dòng chảy, áp suất và hiệu suất tăng lên so với cánh cong về phía sau. Đồng thời, đối với cánh quạt cong về phía trước, khi góc đầu ra tăng, lưu lượng gió sẽ lớn hơn nếu tốc độ bánh công tác giữ không đổi so với cánh cong về sau. Kết quả nghiên cứu cũng cho thấy công suất tiêu thụ cao hơn nhưng hiệu suất tốt hơn so với cánh cong ngược.

Santosh Ranabhat (2015) lập trình tạo biên dạng lưỡi cong của quạt ly tâm sử dụng MATLAB. Quy trình này đáp ứng khá nhanh để có thể tạo ra số lượng lớn thiết kế với độ chính xác cao. Nghiên cứu được tiến hành với nhiều loại bánh công tác có đường kính trong và đường kính ngoài đã biết với góc biên dạng tương ứng. Kết quả nghiên cứu mô phỏng hỗ trợ nhà sản xuất đưa ra quyết định sản xuất

nhanh hơn.

Gjeta A (2019) đã tích hợp đầy đủ mô phỏng từ phần mềm CFD mã nguồn mở với chương trình Matlab App Designer tạo ra giao diện OpenFOAM-Matlab mô phỏng vỏ quạt li tâm. Chức năng này cho phép người dùng nhanh chóng thiết kế các dạng hình học của vỏ quạt với các thông số bất kỳ. Kết quả nghiên cứu chỉ ra việc giảm thiểu tổn thất năng lượng phụ thuộc vào các đặc tính của vỏ máy.

Theo Selvaraj T và cộng sự (2020), áp suất và vận tốc của luồng khí tại đầu ra của quạt ly tâm kiểu hướng tâm chủ yếu bị ảnh hưởng bởi góc cánh đầu vào (β_1), đường kính cánh quạt (D_2) và chiều rộng cánh quạt (b). Quy trình thiết kế các thông số trên được tối ưu hóa thông qua quy trình lập với phần mềm MATLAB. Nghiên cứu thực nghiệm quạt với các thông số tối ưu đã tính toán theo quy trình trên cho các kết quả thực nghiệm phù hợp với kết quả lý thuyết.

Ngoài ra còn nhiều tác giả cũng đã sử dụng phần mềm CFD trong tính toán thiết kế, phân tích, mô phỏng dòng khí trong quạt li tâm như G. V. R. Seshagiri Rao và V. V. Subba Rao (2011), Atre Pranav và cộng sự (2012), Girish A. R và cộng sự (2016), ...

Ở Việt Nam, tác giả Dương Văn Tài (2010) đã công bố kết quả nghiên cứu đề tài cấp nhà nước mã số KC07.13/06-10: “Nghiên cứu công nghệ và thiết kế chế tạo các thiết bị chuyên dụng chữa cháy rừng” trong đó có máy chữa cháy rừng bằng sức gió. Đề tài chủ yếu tập trung vào khâu thiết kế chế tạo, chưa nghiên cứu về động lực học của hệ thống thổi gió, chưa nghiên cứu tính toán tối ưu hệ thống cánh quạt.

Từ các nghiên cứu trên cho thấy một số vấn đề trong tính toán thiết kế quạt li tâm như:

- Vận tốc, áp lực dòng khí, hiệu suất của quạt li tâm ảnh hưởng bởi các thông số hình học của quạt. Với các biên dạng cánh quạt, số lượng, góc vào, góc ra cánh quạt, đường kính trong, đường kính ngoài bánh công tác khác nhau sẽ ảnh hưởng khác nhau đến sự hoạt động của máy.

- Việc sử dụng các phần mềm trong phân tích, tính toán các thông số quạt phổ biến khẳng định độ tin cậy của các phần mềm này.

Việc thực nghiệm với các thông số cánh quạt khác nhau là rất tốn kém và mất nhiều thời gian, do đó bài báo này sử dụng phần mềm mô phỏng MATLAB SIMULINK để nghiên cứu sự ảnh hưởng của một số thông số chính như độ cong cánh quạt, góc lắp ráp đầu vào, góc lắp ráp đầu ra đến vận tốc và áp lực dòng khí của máy chữa cháy rừng bằng sức gió. Sau đó nghiên cứu thực nghiệm được tiến hành nhằm kiểm chứng lại kết quả nhận được từ quá trình mô phỏng.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết

Dựa trên các quy luật của thủy khí như phương trình Navier-Stoke, phương trình liên tục, phương trình năng lượng... nghiên cứu thiết lập phương trình thể hiện các quy luật dòng khí cho máy chữa cháy rừng bằng sức gió.

2.2. Phương pháp nghiên cứu mô phỏng

Nghiên cứu sử dụng phần mềm Matlab/Simulink để khảo sát ảnh hưởng của thông số kết cấu cánh quạt gió đến các đặc tính động lực học của cánh quạt. Việc giải phương trình dòng khí được thực hiện trên Matlab. Mô phỏng Matlab/Simulink đưa ra kết quả tính toán các thông số vận tốc, áp lực của quạt dựa trên kết quả giải bài toán thiết kế ban đầu. Thông qua mô phỏng Matlab/Simulink số lượng nguyên mẫu cần thử nghiệm sẽ được giảm tối thiểu, do đó hiệu suất thiết kế được cải thiện đáng kể.

2.3. Phương pháp thực nghiệm

Nghiên cứu thực nghiệm dùng để kiểm chứng, xác nhận độ tin cậy các kết quả đạt được bằng mô phỏng, từ đó sẽ giảm đáng kể số lượng các thực nghiệm cần phải thực hiện.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thiết lập phương trình tính toán quạt gió cao áp

Để xác định năng lượng do lực li tâm truyền cho chất khí khi bánh guồng chuyển động quay tròn, giả thiết rằng bánh guồng có số cánh nhiều vô kể và chất khí được phân đều theo các rãnh cực bé kề nhau nên dòng chất khí chuyển động trong mỗi rãnh riêng biệt đó có thể xem như tia dòng nguyên tố. Do đó chuyển động của chất khí qua bánh guồng sẽ có ba thành phần vận tốc sau:

- Vận tốc tiếp tuyến U : là vận tốc chuyển động của chất khí cùng với bánh guồng; vận tốc U phụ thuộc vào bán kính của bánh guồng.

- Vận tốc tương đối W : là vận tốc của chất khí đối với bản lá theo hướng từ tâm ra.

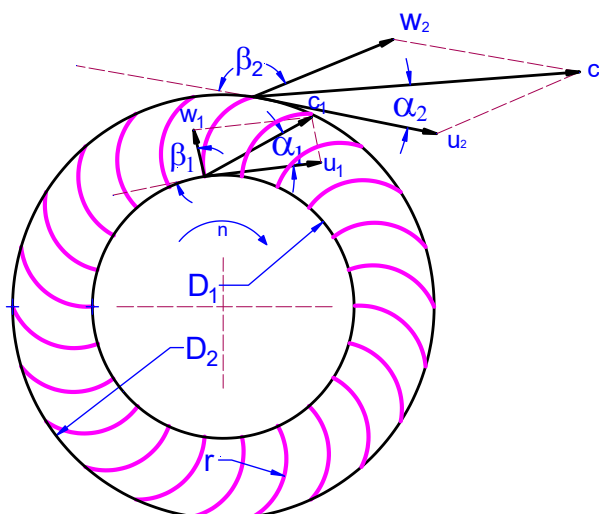
- Vận tốc tuyệt đối C : là tổng hợp của hai thành phần vận tốc tương đối và vận tốc tiếp tuyến.

Khảo sát chuyển động của chất khí theo một trong những tia nguyên tố giữa hai bản lá kề

nhau của bánh guồng (hình 1).

Ký hiệu U_1, W_1 và C_1 lần lượt là các vận tốc: tiếp tuyến, tương đối và tuyệt đối của chất khí ở lối vào của bánh guồng, còn U_2, W_2, C_2 là các vận tốc tương ứng khi ra khỏi bản lá, ta có:

$$\begin{aligned} W_1^2 &= C_1^2 + U_1^2 - 2C_1U_1 \cos \alpha_1 \\ W_2^2 &= C_2^2 + U_2^2 - 2C_2U_2 \cos \alpha_2 \end{aligned} \quad (1)$$



Hình 1. Sơ đồ tính toán dòng khí của bánh guồng quạt gió cao áp

Trong đó:

α_1, α_2 là các góc tạo bởi các véc tơ vận tốc tuyệt đối và tiếp tuyến ở lối vào và lối ra của bánh guồng;

β_1, β_2 là góc tạo bởi véc tơ vận tốc tiếp tuyến và véc tơ vận tốc tương đối tại lối vào, lối ra của bánh guồng.

Giả thuyết chuyển động của tia dòng khí qua bánh guồng của quạt là liên tục, như vậy vận tốc chuyển động của chất khí trong ống hút trước chỗ vào bánh guồng bằng vận tốc tuyệt đối C_1 và trực tiếp sau khi qua nó, còn vận tốc tuyệt đối C_2 tại chỗ ra khỏi bánh guồng bằng vận tốc của dòng chảy sau khi ra khỏi nó để vào ống phun. Phương trình Becnuli (bỏ qua sức cản) cho hai tiết diện tại điểm vào và điểm ra bánh guồng với áp suất tại các điểm tương ứng đó là p_1 và p_2 :

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + H_{T\infty} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} \quad (2)$$

Trong đó:

$H_{T\infty}$: tỷ năng mà dòng khí thu được trong chuyển động qua bánh guồng do tác dụng của

lực li tâm.

Từ (2) có:

$$H_{T\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (3)$$

Phương trình Becnuli cho tiết diện sau chỗ vào của bánh guồng và tiết diện trực tiếp trước chỗ ra với các áp suất tương ứng là p_1 và p_2 (bỏ qua sức cản) thì năng lượng phụ A mà chất khí đã nhận được trong chuyển động quay của bánh guồng bằng công của các lực li tâm, ta được:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} + A = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} \quad (4)$$

Trong đó :

A: Phần năng lượng thu được của 1 kg chất khí trong bánh guồng do tác dụng của lực li tâm. Trong sự xáo trộn 1 kg chất khí trên khoảng dr , công nguyên tố của lực li tâm là:

$$dA = \frac{1}{g} \omega^2 . r . dr \quad (5)$$

Với: ω là vận tốc bánh guồng ;
r: bán kính quay.

Công của lực li tâm trong chuyển động của bánh guồng sẽ là:
 1 kg chất khí từ bán kính r_1 đến kính r_2 của

$$A = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\omega^2}{g} \cdot r \cdot dr = \frac{\omega^2}{g} \int_{r_1}^{r_2} r \cdot dr = \frac{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2g} \quad (6)$$

Thay $\omega \cdot r_1 = U_1$ và $\omega \cdot r_2 = U_2$:

$$A = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (7)$$

Từ (4) có:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + A = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (8)$$

Thay kết quả (8) vào phương trình (3):

$$H_{T\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (9)$$

$$\Rightarrow H_{T\infty} = \frac{U_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 - U_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (10)$$

Theo định lý hàm số sin ta có:

$$C_2 = \frac{U_2 \cdot \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}$$

$$C_1 = \frac{U_1 \cdot \sin \beta_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)}$$

Thay vào công thức (10) được:

$$H = \frac{1}{g} \left(\frac{U_2^2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} - \frac{U_1^2 \cdot \sin \beta_1 \cdot \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} \right) \quad (11)$$

Trên thực tế do có sức kháng của chất khí chuyển động và do số cánh trong bánh guồng có hạn, nên các phần tử chất khí không chuyển

động theo đúng những quỹ đạo tính toán. Vì vậy năng lượng thực do máy tạo nên được tính theo công thức:

$$H = \frac{1}{g} \left(\frac{U_2^2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} - \frac{U_1^2 \cdot \sin \beta_1 \cdot \cos \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} \right) \cdot \eta_{tl} \cdot K \quad (12)$$

Trong đó:

η_{tl} là hiệu suất máy;

K là hệ số tổn thất cột áp do các phần tử chất khí chuyển động không theo đúng những quỹ đạo tính toán: $K = \frac{1}{1 + \frac{2\varepsilon}{Z} \cdot \frac{r_1^2}{(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2})}}$

Trong đó:

Z - Số cánh quạt;

ε - Hệ số ($\varepsilon = 0,8 - 1$).

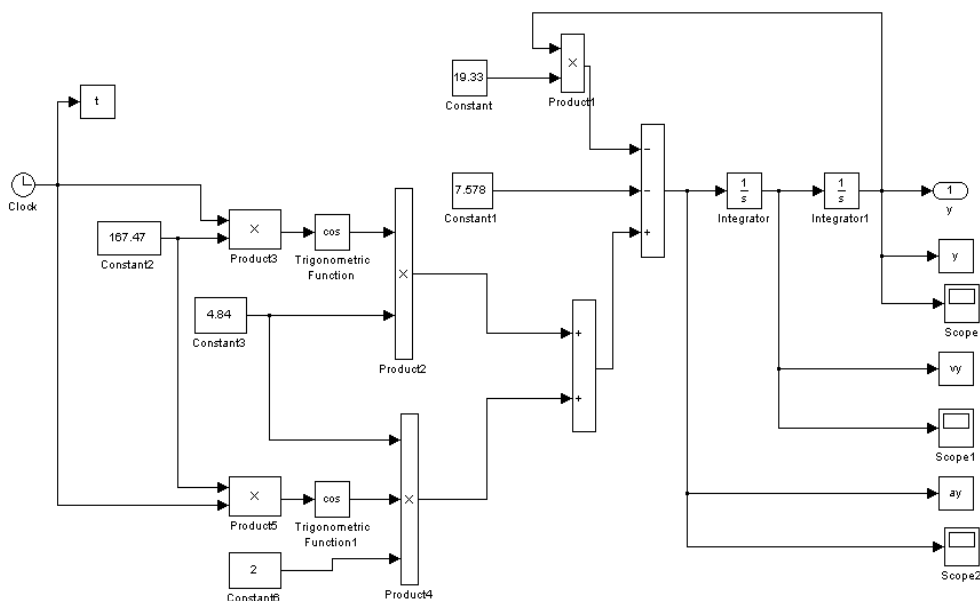
Nhận xét: Các thành phần vận tốc và áp lực của dòng không khí đầu ra miệng ống thổi của quạt gió được tính theo công thức 11. Từ công thức trên cho thấy nhiều yếu tố ảnh hưởng đến áp lực của quạt gió, trong đó tham số góc lắp ráp

đầu vào β_1 , góc lắp ráp đầu ra β_2 (2 góc này đồng thời cũng quyết định giá trị của α_1, α_2), bán kính cong cánh quạt r_c (liên quan đến vận tốc tiếp tuyến), số lượng cánh quạt là những tham số ảnh hưởng lớn đến vận tốc và áp lực của dòng khí tại lối ra của máy chữa cháy rừng bằng sức gió.

3.2. Kết quả khảo sát ảnh hưởng của thông số kết cấu cánh quạt đến áp lực và vận tốc dòng khí

3.2.1. Phần mềm khảo sát

Nghiên cứu sử dụng phần mềm Matlab để khảo sát ảnh hưởng của thông số kết cấu cánh quạt gió đến các đặc tính động lực học của cánh quạt. Việc giải phương trình (12) được thực hiện trên Matlab.

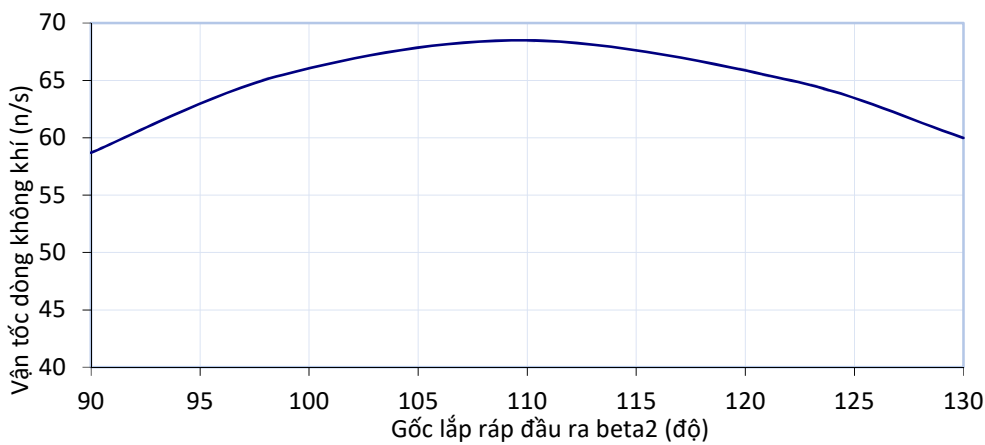


Hình 2. Sơ đồ khối khảo sát ảnh hưởng của tham số kết cấu cánh quạt đến hiệu suất quạt li tâm

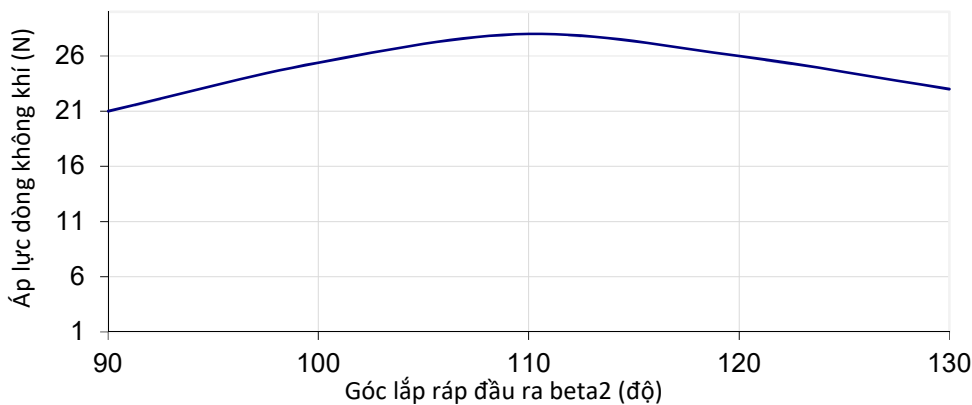
3.2.2. Khảo sát ảnh hưởng của góc lắp ráp đầu ra đến vận tốc dòng khí

Bài toán khảo sát với các thông số như sau: Góc lắp ráp đầu ra thay đổi từ 90⁰ đến 130⁰, đường kính ngoài bánh guồng 19,2 mm, đường

kính trong bánh guồng 14,9 mm, số lượng cánh 22, bán kính cong của cánh quạt 25 mm, số vòng quay cánh quạt 7.000 vòng/phút, kết quả khảo sát được thể hiện trên hình 3 và hình 4.



Hình 3. Ảnh hưởng của góc lắp ráp đầu ra đến vận tốc dòng khí



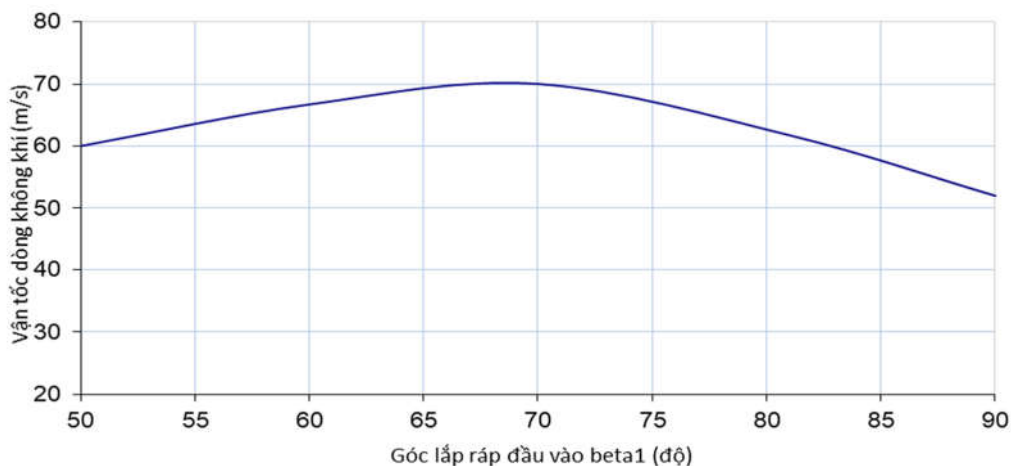
Hình 4. Ảnh hưởng của góc lắp ráp đầu ra đến áp lực dòng khí

Từ kết quả nhận được có nhận xét sau: Quan hệ giữa vận tốc và áp lực dòng khí đầu ra của cánh quạt gió với góc lắp ráp đầu ra là quan hệ phi tuyến, trong trường các tham số khác cố định, khi góc lắp ráp tăng từ 90^0 lên 110^0 thì vận tốc và áp lực dòng không khí tăng lên, khi góc lắp ráp đầu ra tăng từ 110^0 lên 130^0 thì vận tốc và áp lực dòng khí giảm đi, từ kết quả khảo sát cho thấy, góc lắp ráp đầu ra

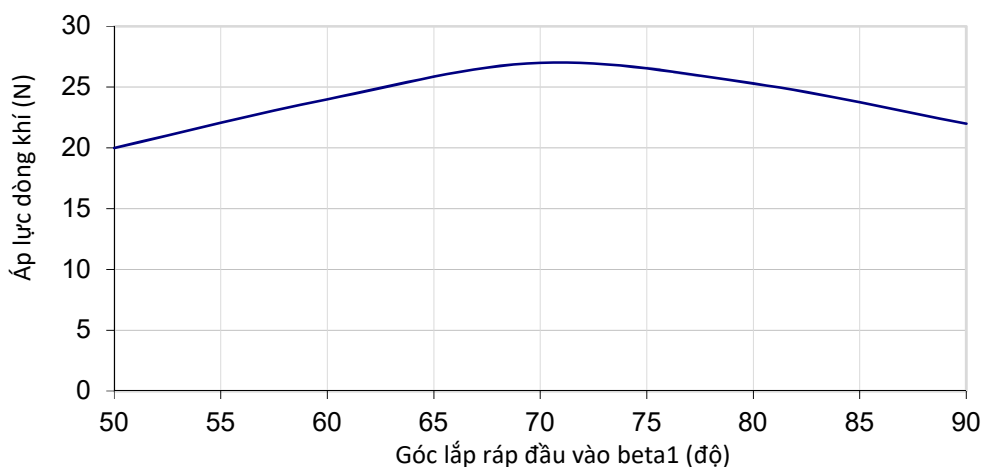
hợp lý nhất từ $100^0 - 120^0$.

3.2.3. Khảo sát ảnh hưởng của góc lắp ráp đầu vào đến vận tốc và áp lực của dòng không khí đầu ra quạt gió

Bài toán khảo sát như sau: thay đổi góc lắp ráp đầu ra β_1 từ 50^0 đến 90^0 , với các thông số của bánh guồng như trên, kết quả khảo sát được thể hiện trên hình 5 và hình 6.



Hình 5. Ảnh hưởng của góc lắp ráp đầu vào đến vận tốc dòng không khí đầu ra quạt gió

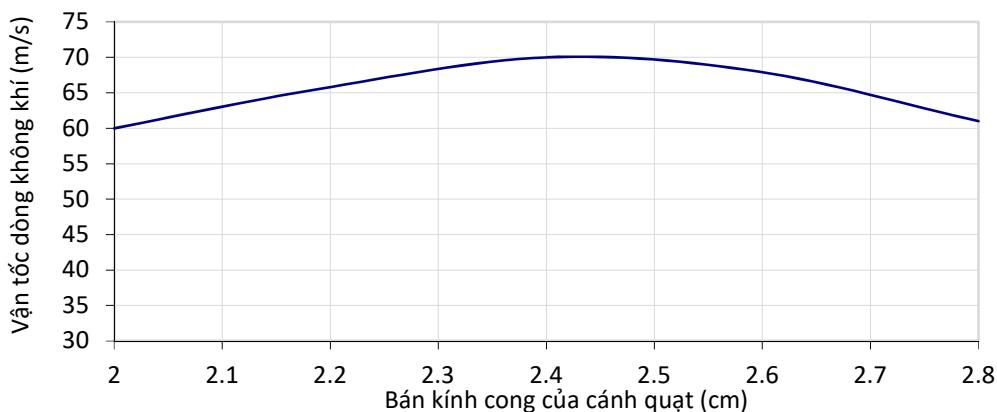


Hình 6. Ảnh hưởng của góc lắp ráp đầu vào đến áp lực dòng không khí đầu ra quạt gió

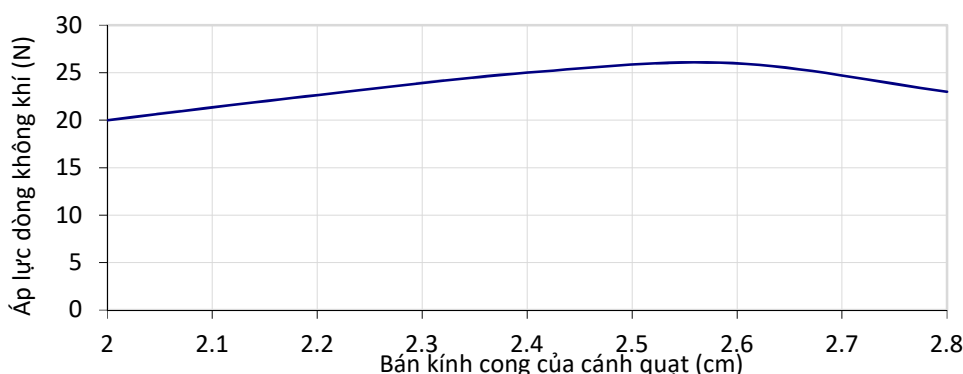
Từ kết quả nhận được có nhận xét sau: Quan hệ giữa vận tốc và áp lực dòng không khí đầu ra của cánh quạt gió với góc lắp ráp đầu vào là quan hệ phi tuyến, trong trường các tham số khác cố định, khi góc lắp ráp tăng từ 50^0 lên 70^0 thì vận tốc và áp lực dòng không khí tăng lên, khi góc lắp ráp đầu vào tăng từ 70^0 lên 90^0 thì vận tốc và áp lực dòng không khí giảm đi, từ kết quả khảo sát cho thấy, góc lắp ráp đầu vào hợp lý nhất từ $60^0 - 80^0$.

3.2.4. Khảo sát ảnh hưởng của bán kính cong cánh quạt đến vận tốc và áp lực đầu ra của quạt gió

Khảo sát bài toán trong trường hợp bán kính cong cánh quạt r_c thay đổi từ 2 cm đến 2,8 cm, các tham số khác của cánh quạt lấy ở một giá trị cố định như trên. Sự ảnh hưởng của bán kính cong cánh quạt đến vận tốc và áp lực của quạt gió được thể hiện trên hình 7 và hình 8.



Hình 7. Ảnh hưởng của bán kính cong cánh quạt đến vận tốc dòng không khí



Hình 8. Ảnh hưởng của bán kính cong cánh quạt đến áp lực dòng không khí

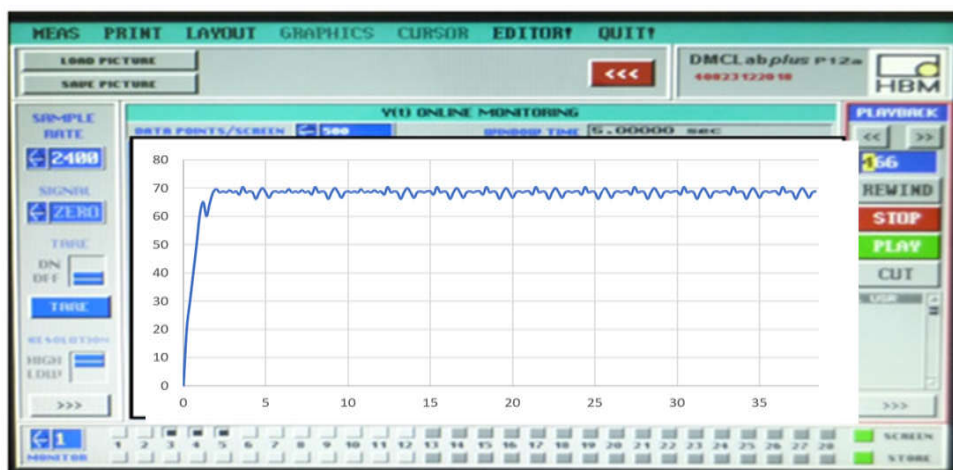
Nhận xét: Từ kết quả khảo sát trên cho thấy quan hệ giữa bán kính cong cánh quạt với vận tốc và áp lực của quạt gió là hàm phi tuyến, khi bán kính cong cánh quạt tăng từ 2 cm lên 2,4 cm thì vận tốc và áp lực tăng lên, khi bán kính cong cánh quạt tiếp tục tăng từ 2,4 cm lên 2,8 cm thì vận tốc và áp lực dòng không khí giảm đi. Từ kết quả khảo sát cho thấy bán kính cong cánh quạt hợp lý nhất trong khoảng từ 2,3 ÷ 2,6 cm, khi đó vận tốc và áp lực không khí ở

đầu ra quạt gió là lớn nhất.

3.3. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm

3.3.1. Kết quả thực nghiệm vận tốc

Để bảo đảm độ tin cậy của các số liệu thí nghiệm đạt được 95%, nghiên cứu đã xác định số lần lặp lại của mỗi thí nghiệm là 3. Vận tốc theo thời gian của dòng khí tại cửa ra của máy chữa cháy thu được từ thiết bị đo sau khi được xử lý được thể hiện trên hình 9.

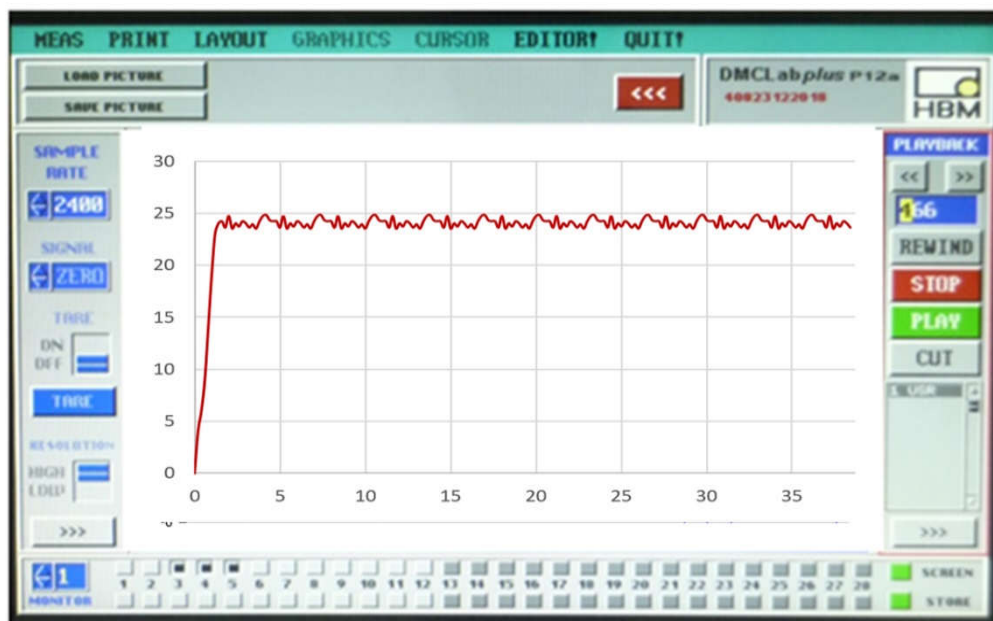


Hình 9. Biểu đồ đo vận tốc quạt gió theo thời gian

3.3.2. Áp lực của dòng khí phun ra khỏi miệng ống thổi

Đồng thời với đo vận tốc, nghiên cứu tiến hành đo áp lực của dòng không khí phun ra từ miệng ống thổi khí. Để đảm bảo tin cậy của các

số liệu thí nghiệm là 95%, theo các số liệu của thí nghiệm thăm dò ban đầu, xác định được số lần lặp lại cho mỗi thí nghiệm là 3. Hình 10 là biểu đồ áp lực của máy chữa cháy rừng bằng sức gió.



Hình 10. Biểu đồ đo áp lực của dòng khí phun ra tại miệng ống thổi

3.4. Kiểm chứng kết quả mô phỏng

3.4.1. Kiểm chứng kết quả xác định vận tốc dòng khí

Để so sánh giữa kết quả mô phỏng với thực nghiệm, trong bảng 1 trình bày kết quả tính vận tốc dòng không khí của máy chữa cháy rừng theo mô phỏng và theo thực nghiệm.

Bảng 1. So sánh vận tốc gió tính toán theo mô phỏng với kết quả thực nghiệm

Góc lắp ráp đầu ra (độ)	Vận tốc của dòng khí (m/s)		
	Mô phỏng	Thực nghiệm	Sai số (%)
90	69,6	74,0	6,0
100	75,7	78,1	3,1
110	76,8	80,3	4,4
120	77,2	79,4	2,8
130	71,9	74,2	3,1

Nhận xét: Sai lệch giữa kết quả xác định vận tốc dòng khí của máy chữa cháy bằng thực nghiệm so với tính theo mô phỏng nằm trong phạm vi cho phép và chấp nhận được, như vậy mô hình tính toán vận tốc dòng khí theo mô phỏng là có thể tin cậy được. Có sự sai lệch giữa kết quả thực nghiệm và lý thuyết là do trong quá trình thực nghiệm giữa các yếu tố ảnh hưởng tác

động lẫn nhau mà trong nghiên cứu lý thuyết chưa kể đến tác động này.

3.4.2. Kiểm chứng kết quả xác định áp lực dòng khí

Nghiên cứu đã tiến hành so sánh kết quả tính toán mô phỏng với kết quả thực nghiệm về áp lực dòng khí và được thể hiện trong bảng 2.

Bảng 2. So sánh áp lực dòng khí tính toán theo mô phỏng với kết quả thực nghiệm

Góc lắp ráp đầu ra (độ)	Áp lực tính theo mô phỏng (N)	Áp lực đo được bằng thực nghiệm (N)	Sai số (%)
90	21,7	20,1	7,4
100	25,4	23,9	5,9
110	28,6	27,2	4,9
120	26,7	25,8	3,4
130	23,5	22,3	5,1

Nhận xét: Sai lệch giữa kết quả xác định áp lực dòng khí của quạt gió bằng thực nghiệm so với tính toán theo mô phỏng nằm trong phạm vi cho phép và chấp nhận được, như vậy mô hình tính toán áp suất của dòng khí theo lý thuyết đảm bảo độ tin cậy.

4. KẾT LUẬN

- Nghiên cứu đã tiến hành xây dựng mô hình lý thuyết thể hiện các quy luật dòng khí cho máy chữa cháy rừng bằng sức gió, cho thấy nhiều yếu tố ảnh hưởng đến áp lực của quạt gió, trong đó tham số góc lắp ráp đầu vào β_1 , góc lắp ráp đầu ra β_2 (2 góc này đồng thời cũng quyết định giá trị của α_1, α_2), bán kính cong cánh quạt r (liên quan đến vận tốc tiếp tuyến), số lượng cánh quạt là những tham số ảnh hưởng lớn đến vận tốc và áp lực của dòng khí tại lối ra của máy chữa cháy rừng bằng sức gió.

- Nghiên cứu đã sử dụng phần mềm mô phỏng MATLAB SIMULNK để giải phương trình lý thuyết dòng khí và phân tích ảnh hưởng của các thông số kết cấu cánh quạt tới vận tốc, áp lực dòng khí trong máy chữa cháy rừng. Kết quả mô phỏng là cơ sở để lựa chọn các giá trị tối ưu của các thông số bao gồm góc lắp ráp đầu vào, góc lắp ráp đầu ra, bán kính cong của cánh quạt.

- Nghiên cứu thực nghiệm được tiến hành với bộ thông số tối ưu của máy. Sai số giữa kết quả thực nghiệm và kết quả mô phỏng nằm trong giới hạn cho phép đảm bảo độ tin cậy của kết quả mô phỏng, do đó sẽ làm giảm đáng kể số lượng nghiên cứu thực nghiệm. Từ đó nghiên cứu đã xác định được một số thông số hợp lý của máy chữa cháy rừng bằng sức gió đó là: góc lắp ráp đầu vào hợp lý trong khoảng $\beta_1 = 60^\circ \div 80^\circ$; góc lắp ráp đầu ra $\beta_2 = 105^\circ \div$

125° ; bán kính cong cách quạt gió $r_c = 2,4 \div 2,6$ cm. Kết quả này là cơ sở khoa học cho tính toán tối ưu và hoàn thiện máy chữa cháy rừng bằng sức gió.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Dương Văn Tài (2010). *Nghiên cứu công nghệ và thiết kế chế tạo các thiết bị chuyên dụng chữa cháy rừng*. Đề tài trọng điểm cấp nhà nước mã số KC07.13/06-10.
- Phạm Văn Lang, Bạch Quốc Khang (1998). *Cơ sở lý thuyết quy hoạch thực nghiệm và ứng dụng trong kỹ thuật nông nghiệp*. NXB Nông nghiệp, Hà Nội.
- Chen-Kang Huang and Mu-En Hsieh (2009). Performance Analysis and Optimized Design of Backward-Curved Airfoil Centrifugal Blowers. *Published in HVAC&R Research*, Vol 15, No. 3. 461-488.
- Singh O.P., Khilwani R., Sreenivasulu T., Kannan M., (2011). Parametric study of centrifugal fan performance: experiments & numerical simulation. *International Journal of Advances in Engineering and Technology IJAET*, Vol.1, issue2, 33-50.
- Atre Pranav C., Thundil K.R.R., (2012). Numerical design and parametric optimization of centrifugal fans with airfoil blade impellers. *Research Journal of Recent Sciences (RJRS)*, ISSN: 2277-2502, Vol.1(10), 7-10.
- Santosh Ranabhat (2015). Generation of Curved Blade Profile of Centrifugal Fan Using MATLAB. *Proceedings of IOE Graduate Conference*, 318-321.
- Gjeta A (2019). Design centrifugal fan volute with cfd numerical simulation using OPENFOAM-MATLAB coupling. *International Scientific Journal "INDUSTRY 4.0"*, WEB ISSN 2534-997X; ISSN 2534-85828.
- G. V. R. Seshagiri rao, Dr. V. V. Subba rao (2011). Design of cooling fan for noise reduction using CFD. *International Journal of Scientific & Engineering Research (IJSER)* Volume 2, Issue 9; ISSN 2229-5518; 1-5.
- Girish A. R., Prajwal Sandyal, Lokesh. K. S. Varun N. (2016). CFD simulation of centrifugal blower using ANSYS CFX. *National Conference on Advances in Mechanical Engineering Science*, ISSN: 2231-5381, 34-38.
- Selvaraj T, et al. (2020). Optimizing the Design Parameters of Radial Tip Centrifugal Blower for Dust Test Chamber Application Through Numerical and Statistical Analysis. *FME Transactions* 48, 236-245

A STUDY ON THE EFFECTS OF PROPELLER STRUCTURAL PARAMETERS ON FLOW VELOCITY AND PRESSURE OF WIND-POWERED FOREST FIREFIGHTING MACHINE

Giang Quoc Nam¹, Pham Van Tinh², Tran Van Tuong², Hoang Ha²

¹Hoabinh Technical and Economic College

²Vietnam National University of Forestry

SUMMARY

The structure and operating principle of the wind-powered forest firefighting machine are based on the structure and operating principle of the high-pressure centrifugal blower. The most important part of a centrifugal blower is the impeller profile, including 3 blade-forms: forward curved blades, straight blades, and backward curved blades with different parameters affecting the machine's performance. This paper studies the establishment of energy equations related to several basic characteristics of the machine such as the velocity and the air flow pressure of wind-powered forest fire extinguishers with forward-curved blades. Propeller parameters are simulated by MATLAB model to determine their influence on machine characteristics. The simulation and experimental results have found the suitable values of the input angle $\beta_1 = 60^\circ \div 80^\circ$; the output angle $\beta_2 = 105^\circ \div 125^\circ$; the curvature radius $r_c = 2,4 \div 2,6$ cm of the propellers for the forest fire fighting machine to operate with the greatest efficiency.

Keywords: Airflow velocity, centrifugal fan, efficiency, forest firefighting machine, pressure.

Ngày nhận bài : 05/9/2022

Ngày phản biện : 08/10/2022

Ngày quyết định đăng : 20/10/2022