

Thiết lập phương trình giải tích mô tả sự biến đổi thể tích trong khoang hút và khoang đẩy của một loại quạt Roots cải tiến

Building a Mathematical Equation for Describing Volume Changes in Suction and Pumping Chambers of an Improved Type of the Roots Blower

Trịnh Đồng Tính, Trần Ngọc Tiến, Nguyễn Hồng Thái*

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội - Số 1, Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam

Tóm tắt

Sự biến đổi thể tích trong khoang hút và khoang đẩy của máy thủy lực thể tích dạng Roots là yếu tố quan trọng quyết định đến khả năng làm việc của máy. Chính sự biến đổi thể tích này đã tạo ra áp suất hút và áp suất đẩy khi máy làm việc. Vì vậy, mà việc thiết lập mô hình toán học để mô tả sự biến đổi thể tích của khoang hút/ đẩy theo góc quay trục dẫn động là rất cần thiết đối với bài toán thiết kế và tối ưu máy. Đây chính là nội dung nghiên cứu của bài báo này, để giải quyết vấn đề này chúng tôi đã tiến hành đưa bài toán mô hình hóa thể tích về việc thiết lập mô hình toán mô tả sự biến đổi diện tích tiết diện khoang hút/ đẩy theo góc quay của trục dẫn động đối với một loại quạt thổi Roots mới được đề xuất bởi chính nhóm tác giả bài viết này. Ngoài ra, nghiên cứu này cũng đã chỉ ra rằng khi tham số thiết kế như tỉ lệ giữa bán trục nhỏ và bán trục lớn của đường ellipse biến đổi từ 1 về 0.5 thì sự biến đổi thể tích tăng dần và lên tới 26.77% khi tham số thiết kế bằng 0.5.

Từ khóa: Quạt thổi Roots, máy thủy lực thể tích, bánh răng ellipse.

Abstract

The volume change in suction and pumping chambers of the roots type of hydraulic devices is an important factor deciding machine performance. This volume change creates suction and pumping pressures when the machine is working. Therefore, when designing and optimizing design of the machine, it is necessary to build a mathematical model for describing those changes in relation with rotation angle of the driving shaft. To reach this goal, the authors carry out volume modelling process by building mathematical model for calculating the volume changes of the area of the suction/pumping chambers in relation with rotation angle of the driving shaft of the specific type of Roots pump, which has been proposed by the authors. In addition, this study also points out that when the designing parameter such as the ratio parameter between ellipse's shorter axis and its larger axis changes from 1 to 0.5, the volume change gradually increases and reaches 26.77% when the design parameter equals to 0.5.

Keywords: Roots Blower, Hydraulic machinery, Elliptical gears.

1. Đặt vấn đề

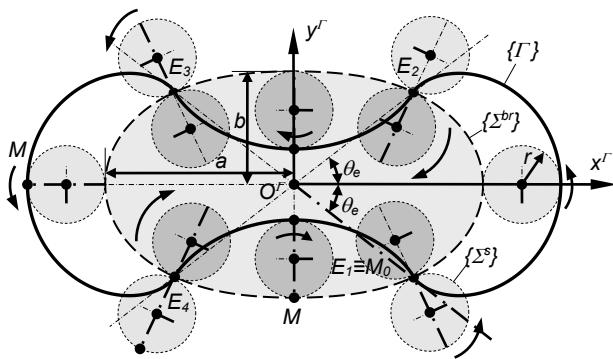
Quạt thổi Roots là một loại máy thủy lực thể tích làm việc dựa trên sự biến đổi thể tích của khoang hút và khoang đẩy để tạo ra áp lực hút ở cửa vào và áp lực đẩy ở cửa ra. Loại quạt này được phát minh lần đầu tiên vào năm 1860 [1]. Trên nguyên lý đó các nhà kỹ thuật, khoa học trên thế giới đã không ngừng nghiên cứu, phát triển để ngày càng hoàn thiện, nâng cao chất lượng cũng như hiệu suất. Theo thời gian của sự phát triển, đã có thêm những phát minh sáng chế hay những biến thể khác nhau của loại quạt này với tên gọi khác là Lobe, nhằm đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật xuất phát từ thực tiễn sản xuất. Như đã trình bày ở trên sự biến đổi thể tích của khoang hút và khoang đẩy trong quá trình làm việc sẽ quyết định

đến khả năng làm việc của quạt. Vì vậy, đây là vấn đề cần được quan tâm đầu tiên khi thiết kế các loại quạt theo nguyên lý của Roots. Để giải quyết vấn đề này, cho đến hiện tại đã có nhiều giải pháp khác nhau: như tính toán thủ công bằng cách sử dụng các phần mềm CAD để xác định, tính toán mô phỏng số bằng các phần mềm phân tích phần tử hữu hạn hay giải tích hóa đối với từng thiết kế cụ thể, trong đó phải kể đến Wang (2002) [2] đã đưa ra phương án thiết kế tối ưu nhất về hiệu suất thể tích cho loại quạt thổi Lobe có rotor 3 răng, bằng phương pháp đo thủ công các miền diện tích tiết diện của khoang hút và đẩy trên bản thiết kế CAD 2D. Cùng phương pháp này còn có Kang, Vu (2014) [3] nhưng áp dụng cho một loại quạt thổi Roots rotor có 2 răng, với biên dạng rotor được hình thành từ nhiều cung tròn. Điểm khác của Kang và Vu so với Wang là dùng các bản thiết kế 3D nhưng trong phần mềm mô phỏng số để xác định hiệu suất thể tích. Ngoài phương pháp trên Ucer và cộng

* Địa chỉ liên hệ: Tel.: (+84) 913.530.121
Email: thai.nguyenhong@hust.edu.vn

sự [4] đã thiết lập phương trình giải tích mô tả sự biến đổi thể tích khoang hút và khoang đẩy cho loại quạt thổi Roots được đề xuất bởi Litvin (1960) [5], từ đó đánh giá sự biến đổi áp suất và lưu lượng ở cửa ra của quạt. Để xác định hiệu suất thể tích, khả năng hút và đẩy cho loại quạt thổi Roots mới mà Yang, Tong [6, 7] đề xuất, các tác giả này cũng đã áp dụng phương pháp của Ucer. Từ những phân tích trên đây cho thấy có hai xu hướng nghiên cứu về sự biến đổi thể tích trong khoang quạt kiểu Roots đó là: (i) Sử dụng phương pháp thủ công [2, 3] để xác định được bộ thông số thiết kế, ở phương pháp này người thiết kế mất rất nhiều thời gian và phải dùng đến các phần mềm mô phỏng số để tối ưu cục bộ, dẫn đến kém hiệu quả và chỉ phù hợp với các công ty; (ii) Phương pháp giải tích [4, 6, 7] tốc độ tính toán nhanh hơn, cho phép khảo sát và tối ưu các thông số thiết kế theo các hàm mục tiêu khác nhau.

Mặt khác, theo tìm hiểu của nhóm tác giả bài viết này thì hầu hết các nghiên cứu đã công bố cho đến thời điểm hiện tại về máy thủy lực thể tích dạng Roots và biến thể của loại máy này đều theo nguyên lý dẫn động bằng cặp bánh răng trụ tròn truyền thống có tỷ số truyền 1:1, còn loại quạt thổi Roots được hình thành theo nguyên lý ăn khớp của cặp bánh răng không tròn chưa thấy được xuất hiện. Vì vậy, trong nghiên cứu này các tác giả tiến hành thiết lập phương trình giải tích mô tả sự biến đổi thể tích của khoang hút và khoang đẩy cho một loại quạt thổi Roots mới có rotor được hình thành theo nguyên lý ăn khớp của bánh răng không tròn được Nguyễn Hồng Thái và cộng sự đề xuất gần đây (2018) [8, 9] để nhằm mục khảo sát, đánh giá khả năng hút và đẩy của loại quạt Roots theo nguyên lý mới này.



Hình 1. Nguyên lý hình thành biên dạng rotor [8]

2. Mô hình toán học biên dạng rotor

Theo [8] biên dạng rotor $\{\Gamma\}$ có phần **đỉnh rotor** là quỹ tích của một điểm M cố định trên đường tròn sinh $\{\Sigma^s\}$, khi $\{\Sigma^s\}$ lăn không trượt phía ngoài tâm tích bánh răng $\{\Sigma^{br}\}$, còn phần biên dạng **chân rotor** là đường cong được hình thành khi $\{\Sigma^s\}$ lăn không

trượt phía trong tâm tích bánh răng $\{\Sigma^{br}\}$ (xem Hình 1) và hai tâm tích $\{\Sigma^{br}\}$ lăn không trượt trên nhau theo nguyên lý của bánh răng Elipse (xem Hình 2).

Với nguyên lý hình thành biên dạng như trên phương trình biên dạng rotor được cho bởi:

$$\{\Gamma\}: \mathbf{r}^r(\theta, \xi, \gamma) = \begin{bmatrix} (-1)^n r \cos \gamma(\theta) + (-1)^n r \cos \xi(\theta) + x_{br}(\theta) \\ r \cos \gamma(\theta) + (-1)^n r \cos \xi(\theta) + y_{br}(\theta) \end{bmatrix} \quad (1)$$

Trong đó:

$x_{br}(\theta) = r_{br}(\theta) \cos \theta$, $y_{br}(\theta) = r_{br}(\theta) \sin \theta$ là tọa độ của $\{\Sigma^{br}\}$; r là bán kính của $\{\Sigma^s\}$; Còn

$$\gamma(\theta) = (-1)^n \xi(\theta) + \psi(\theta); \xi(\theta) = \tan^{-1} \left(-\frac{\partial x_{br}(\theta) / \partial \theta}{\partial y_{br}(\theta) / \partial \theta} \right)$$

$$\psi(\theta) = \frac{1}{r} \int_0^\theta \left[\left(\frac{\partial x_{br}}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{br}}{\partial \theta} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} d\theta$$

$r_{br}(\theta)$ được xác định từ phương trình (14) [10] và được cho bởi:

$$r_{br}(\theta) = \frac{2ab}{a + b - (a - b) \cos 2\theta} \quad (2)$$

với: a là bán trục lớn; b là bán trục nhỏ của Elipse $\{\Sigma^{br}\}$; θ là tham số của $\{\Sigma^{br}\}$.

$$n = \begin{cases} 0 & \text{khi: } \theta \in [0 \div \theta_e] \cup [(\pi - \theta_e) \div (\pi + \theta_e)] \cup [(2\pi - \theta_e) \div 2\pi] \\ 1 & \text{khi: } \theta \in [\theta_e \div (\pi - \theta_e)] \cup [(\pi + \theta_e) \div (2\pi - \theta_e)] \end{cases}$$

với: θ_e (góc xác định giới hạn phần đỉnh rotor và phần chân rotor trên $\{\Sigma^{br}\}$) (xem Hình 1), khi đó θ_e được cho bởi:

$$\theta_e = \frac{1}{2} \cos^{-1} \left(\frac{a - b}{a + b} \right) \quad (3)$$

Mặt khác, theo [8] để phương trình (1) hình thành biên dạng rotor theo nguyên lý Roots, thì các thông số của $\{\Sigma^s\}$ và $\{\Sigma^{br}\}$ là r, a, b phải thỏa mãn:

$$\int_0^{2\pi} \left[(\partial(x_{br}(\theta)) / \partial \theta)^2 + (\partial(y_{br}(\theta)) / \partial \theta)^2 \right]^{\frac{1}{2}} d\theta = 8\pi r \quad (4)$$

Ngoài ra, để $\{\Gamma\}$ không có hiện tượng giao thoa biên dạng thì:

$$b > 2r \quad (5)$$

Nếu đặt $\lambda = b/a$ (tham số thiết kế đặc trưng) thay vào (4, 5) sau khi giải ta có:

$$0.5 \leq \lambda \leq 1 \quad (6)$$

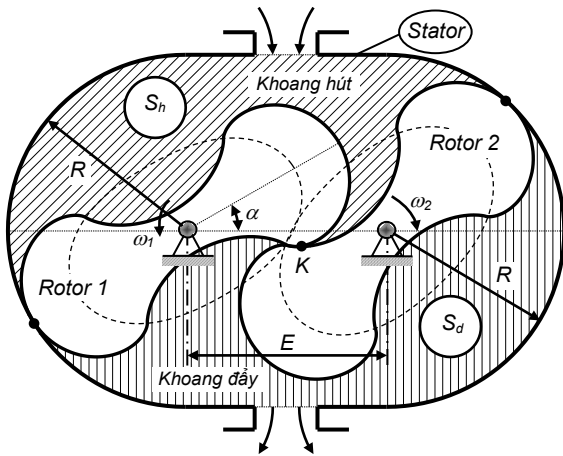
Như vậy, kích thước thiết kế lòng trong của stator (khoảng cách trục E , kích thước hướng kính R) được cho bởi:

$$\begin{cases} E = a + b \\ R = a + 2r \end{cases} \quad (7)$$

Từ bất phương trình (6) và phương trình (7) có thể khảo sát lựa chọn bộ thông số thiết kế (r, a, b) tối ưu mà không làm thay đổi kích thước hướng kính R của Stator theo các yêu cầu kỹ thuật mà quạt phải đáp ứng.

3. Sự biến đổi thể tích khoang hút và khoang đẩy theo góc quay trục dẫn động

3.1. Thiết lập mô hình toán xác định thể tích khoang hút và khoang đẩy theo góc quay của trục dẫn động



Hình 2. Diện tích khoang hút, khoang đẩy

Nếu gọi $V_h(\alpha)$ và $V_d(\alpha)$ lần lượt là thể tích của khoang hút và khoang đẩy theo góc quay α của trục dẫn động. Khi đó, ta có sự biến đổi thể tích của khoang hút và khoang đẩy được cho bởi:

$$\begin{cases} V_d(\alpha) = BS_d(\alpha) \\ V_h(\alpha) = BS_h(\alpha) \end{cases} \quad (8)$$

trong đó: B là chiều dày rotor; $S_h(\alpha)$, $S_d(\alpha)$ lần lượt là diện tích tiết diện khoang hút và khoang đẩy trên mặt cắt ngang vuông góc với trục quay (xem Hình 2). Như vậy, bài toán thể tích được quy về xác định diện tích tiết diện khoang hút và khoang đẩy trên mặt cắt vuông góc với trục quay.

Từ Hình 2 diện tích tiết diện khoang đẩy $S_d(\alpha)$ trên mặt cắt ngang vuông góc với trục quạt được cho bởi:

$$S_d(\alpha) = S_{stator} - S_h(\alpha) - 2S_{rotor} \quad (9)$$

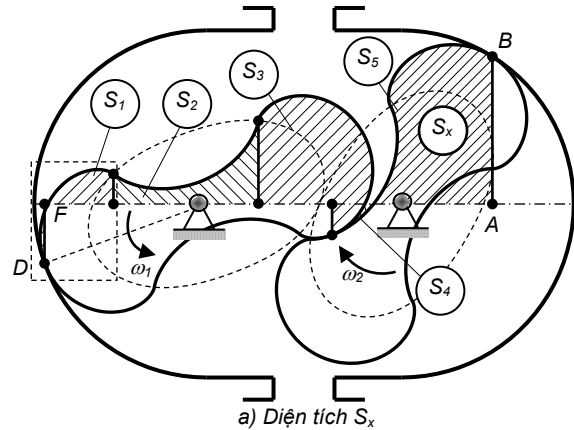
trong đó: S_{stator} là diện tích tiết diện lòng trong của Stator trên mặt cắt ngang vuông góc với trục quay và được cho bởi:

$$S_{stator} = (a + 2r)[2(a + b) + 0.5\pi(a + 2r)] \quad (10)$$

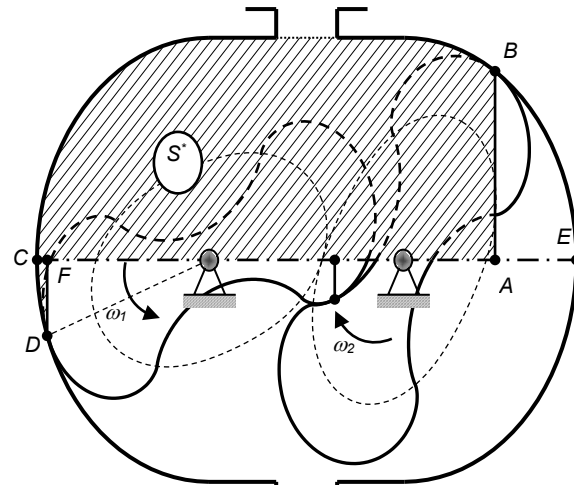
còn S_{rotor} là diện tích tiết diện mặt cắt ngang của rotor được cho bởi:

$$S_{rotor} = \int_0^{\theta_d} y_d^{\Gamma}(\theta) \left(\frac{\partial x_d^{\Gamma}(\theta)}{\partial \theta} \right) d\theta + 4 \int_{\theta_e}^{\frac{\pi}{2}} y_c^{\Gamma}(\theta) \left(\frac{\partial x_c^{\Gamma}(\theta)}{\partial \theta} \right) d\theta \quad (11)$$

Trong phương trình (11) $x_d^{\Gamma}(\theta)$, $y_d^{\Gamma}(\theta)$, $x_c^{\Gamma}(\theta)$, $y_c^{\Gamma}(\theta)$ lần lượt là tọa độ các điểm trên phần biên dạng đỉnh và chân rotor $\{\Gamma\}$, khi xét trong hệ quy chiếu $\mathcal{G}_{\Gamma}\{O^{\Gamma}x^{\Gamma}y^{\Gamma}\}$ gắn trên rotor (xem Hình 1).



a) Diện tích S_x



b) Diện tích S^*

Hình 3. Diện tích tiết diện mặt cắt ngang khoang hút
Còn $S_h(\alpha)$ được xác định:

$$S_h(\alpha) = S^*(\alpha) - S_x(\alpha) \quad (12)$$

trong đó S_x (Hình 3a) được cho bởi:

$$S_x(\alpha) = S_1(\alpha) + S_2(\alpha) + S_3(\alpha) + S_4(\alpha) + S_5(\alpha) \quad (13)$$

Còn $S^*(\alpha)$ (Hình 3b) được cho bởi:

$$S^*(\alpha) = \frac{1}{2} S_{stator} - S_{ABE}(\alpha) + S_{DCF}(\alpha) \quad (14)$$

Các thành phần diện tích trong phương trình (13) được cho bởi:

$$S_1(\alpha) = \int_{\pi-\theta_e}^{\pi} (x_d^\Gamma(\theta) \sin \beta(\alpha) + y_d^\Gamma(\theta) \cos \beta(\alpha)) \times \left(\frac{\partial x_d^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \cos \beta(\alpha) - \frac{\partial y_d^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \sin \beta(\alpha) \right) d\theta \quad (15a)$$

$$S_2(\alpha) = \int_{\theta_e}^{\pi-\theta_e} (x_c^\Gamma(\theta) \sin \beta(\alpha) + y_c^\Gamma(\theta) \cos \beta(\alpha)) \times \left(\frac{\partial x_c^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \cos \beta(\alpha) - \frac{\partial y_c^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \sin \beta(\alpha) \right) d\theta \quad (15b)$$

$$S_3(\alpha) = \int_{\pi-\beta(\alpha)}^{\pi+\theta_e} (x_d^\Gamma(\theta) \sin \beta(\alpha) + y_d^\Gamma(\theta) \cos \beta(\alpha)) \times \left(\frac{\partial x_d^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \cos \beta(\alpha) - \frac{\partial y_d^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \sin \beta(\alpha) \right) d\theta \quad (15c)$$

$$S_4(\alpha) = \int_{\theta_e}^{\pi/2+\beta(\alpha)} \left[x_c^\Gamma(\theta) \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) + y_c^\Gamma(\theta) \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) \right] \left[\frac{\partial x_c^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) - \frac{\partial y_c^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) \right] d\theta \quad (15d)$$

$$S_5(\alpha) = \int_0^{\theta_e} \left[x_d^\Gamma(\theta) \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) + y_d^\Gamma(\theta) \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) \right] \left[\frac{\partial x_d^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) - \frac{\partial y_d^\Gamma(\theta)}{\partial \theta} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2(\alpha) \right) \right] d\theta \quad (15e)$$

trong đó:

$$\beta(\alpha) = \begin{cases} \alpha & \text{khi } 0 \leq \alpha < \theta_e \\ \frac{\pi}{2} - \int_0^\alpha \frac{r_{br}(\alpha)}{E - r_{br}(\alpha)} & \text{khi } \theta_e < \alpha \leq \frac{\pi}{2} \\ \int_0^\alpha \frac{r_{br}(\alpha)}{E - r_{br}(\alpha)} - \frac{\pi}{2} & \text{khi } \frac{\pi}{2} < \alpha \leq \pi - \theta_e \\ \pi - \alpha & \text{khi } \pi - \theta_e < \alpha \leq \pi \end{cases} \quad (16)$$

$$\text{Còn: } \beta_2(\alpha) = \int_0^{\beta(\alpha)} \frac{r_{br}(\beta(\alpha))}{E - r_{br}(\beta(\alpha))} d\alpha \quad (17)$$

Các thành phần diện tích S_{ABE} và S_{DCF} trong phương trình (14) được cho bởi:

$$S_{ABE} = 0.5(a + 2r)^2 \zeta(\alpha) - 0.25(a + 2r)^2 \sin(2\zeta(\alpha)) \quad (18a)$$

$$S_{DCF} = 0.5(a + 2r)^2 \beta(\alpha) - 0.25(a + 2r)^2 \sin(2\beta(\alpha)) \quad (18b)$$

Trong phương trình (18a) $\zeta(\alpha)$ được cho bởi:

$$\zeta(\alpha) = \begin{cases} \frac{\pi}{2} - \int_0^\alpha \frac{r_{br}(\alpha)}{E - r_{br}(\alpha)} & \text{khi } \theta_e \leq \alpha < \theta_e \\ \alpha & \text{khi } \theta_e < \alpha \leq \frac{\pi}{2} \\ \pi - \int_0^\alpha \frac{r_{br}(\alpha)}{E - r_{br}(\alpha)} & \text{khi } \frac{\pi}{2} < \alpha \leq \pi - \theta_e \\ \int_0^\alpha \frac{r_{br}(\alpha)}{E - r_{br}(\alpha)} - \frac{\pi}{2} & \text{khi } \pi - \theta_e < \alpha \leq \pi \end{cases} \quad (19)$$

Ví dụ: Từ mô hình toán học đã được thiết lập ở trên áp dụng với bộ thông số thiết kế quạt thổi Roots với đường tròn sinh $\{\Sigma^s\}$ có bán kính $r = 7.2940mm$; Tâm tích bánh răng $\{\Sigma^{br}\}$: có bán trục lớn $a = 35.4120mm$, bán trục nhỏ $b = 21.2472mm$; Kích thước hướng trục của quạt $B = 50mm$.

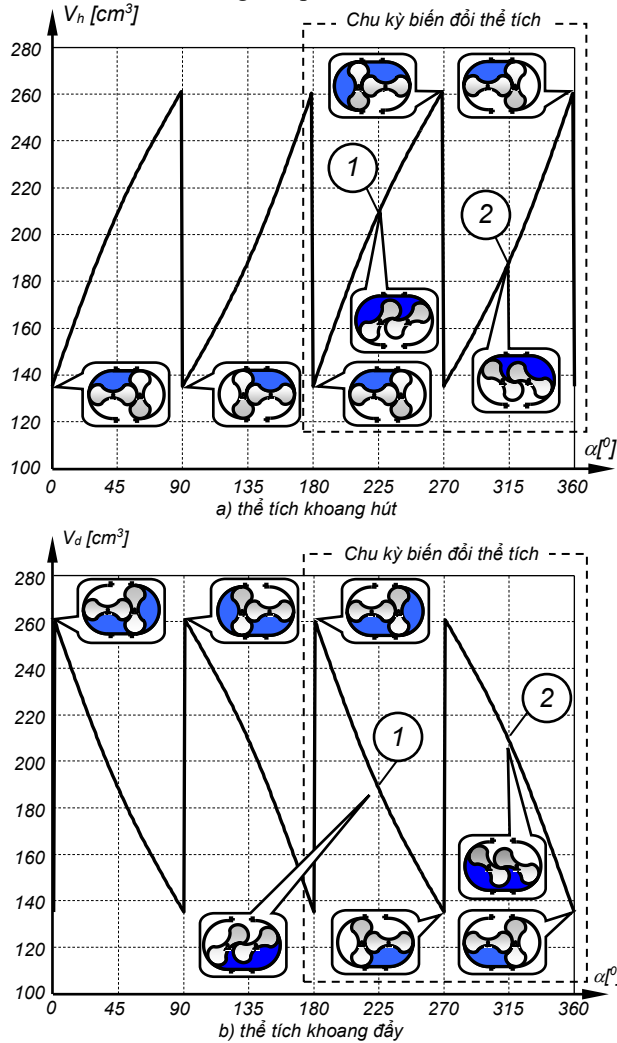
Hình 4 trên đây mô tả sự biến đổi thể tích trong khoang hút và khoang đẩy theo góc quay của trục dẫn động.

Từ đồ thị Hình 4 ta thấy rằng $V_h \rightarrow V_{hmax}$ (giá trị lớn nhất) khi $\alpha \rightarrow k\pi/2$ (k là số tự nhiên), khi $\alpha = k\pi/2$ thì $V_h \rightarrow V_{hmin}$ (giá trị nhỏ nhất). Đây chính là nguyên nhân gây ra rung động do có sự biến đổi thể tích đột ngột. Tuy nhiên, trong một chu kỳ π lại có hai lần biến đổi thể tích: lần ① (đường cong lõm) lần ② (đường cong lồi) xem Hình 4. Qua đó cho thấy lần ② biến đổi thể tích nhanh hơn. Nguyên nhân là do cặp rotor (1 và 2) của quạt được hình thành theo nguyên lý ăn khớp của cặp bánh răng Elipse, dẫn đến góc quay $\alpha_2(\alpha)$ của rotor 2 biến đổi theo góc quay α của rotor 1:

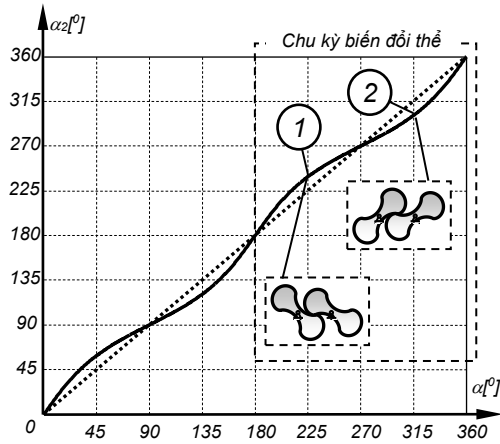
$$\alpha_2(\alpha) = \int_0^\alpha \frac{r_{br}(\alpha)}{E - r_{br}(\alpha)} d\alpha \quad (20)$$

Khi góc quay α của rotor 1 biến thiên trong khoảng $\left[\frac{k\pi}{2} \div \frac{(k+1)\pi}{2} \right]$, nếu k lẻ thì rotor 2 quay chậm hơn rotor 1, còn khi k chẵn thì rotor 2 quay nhanh hơn rotor 1, Để rõ hơn xem Hình 5 dưới đây mô tả sự biến đổi của α_2 theo α . Cũng từ Hình 5 cho thấy cung ① trên Hình 5 tương ứng với ① trên

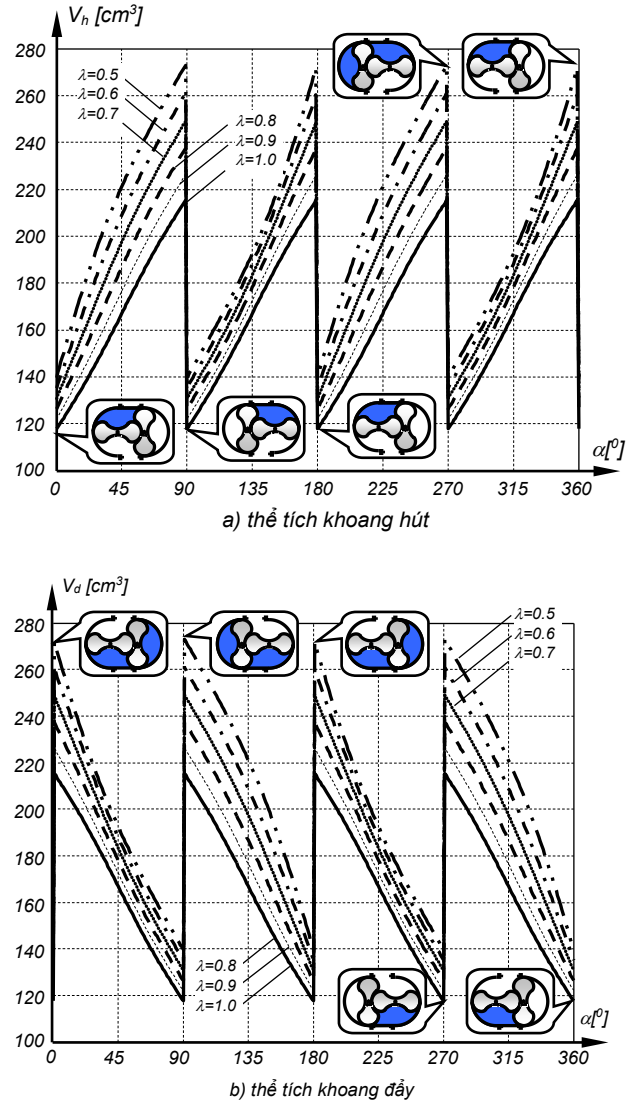
Hình 4 và ② trên Hình 5 tương ứng cùng ② trên Hình 4. Đây chính là nhược điểm của loại quạt này khi ứng dụng trong một số trường hợp đòi hỏi về ổn định cao về lưu lượng và áp suất.



Hình 4. Thể tích khoang hút và khoang đẩy theo góc quay trục dẫn động



Hình 5. Góc quay trục rotor $\alpha_2(\alpha)$



Hình 6. Thể tích khoang hút và khoang đẩy theo góc quay trục dẫn động

3.2 Ảnh hưởng của tham số thiết kế đến sự biến đổi thể tích khoang hút và khoang đẩy

Để đánh giá ảnh hưởng của thông số thiết kế đặc trưng λ đến sự biến đổi V_h, V_d trong phần này lấy kích thước hướng kính của stator $R = 50mm$ (cố định R) còn $B = 50mm$; Khảo sát λ theo bất phương trình (6) với gia số $\Delta\lambda = 0.1$. Trên cơ sở đó tính các thông số a, b, r được tính theo phương trình (7), sau khi giải dữ liệu khảo sát được tổng hợp trong Bảng 1. Còn đồ thị Hình 6 là sự biến đổi V_h, V_d theo các giá trị λ trong Bảng 1.

Từ Hình 6 và Bảng 1, dễ dàng nhận thấy thấy:

Khi λ biến đổi từ 1 về 0.5 giá trị trung bình của V_h, V_d tăng dần điều đó có nghĩa khi λ càng nhỏ thì

sự biến đổi V_h, V_d càng lớn, quạt có khả năng hút/đẩy lớn hơn trong khi kích thước hướng kính của stator không đổi. Tuy nhiên, khi $\lambda=1$ thì biên dạng rotor của quạt suy biến về trường hợp đề xuất của Palmer [11] (*loại quạt vẫn được dùng phổ biến hiện nay trong các nhà máy nhiệt điện*). Ngoài ra, ta nhận thấy giá trị V_h/V_d lớn nhất $V_h/V_d = 272.96(\text{cm}^3)$ tại $\lambda = 0.5$, còn V_h/V_d có giá trị nhỏ nhất $V_h/V_{d_{\min}} = 215.31(\text{cm}^3)$ tại $\lambda = 1$. Như vậy, với cùng kích thước hướng kính R quạt được thiết kế theo đề xuất mới có sự biến đổi V_h/V_d lớn hơn 26.77% so với loại quạt được đề xuất bởi Palmer [11].

Bảng 1. Bộ thông số thiết kế theo λ

$\lambda=b/a$	a [mm]	b [mm]	r [mm]	R [mm]	$V_h[\text{cm}^3]$
0.5	35.8606	17.9303	7.0697	50	206.3008
0.6	35.4120	21.2472	7.2940	50	198.0553
0.7	34.9292	24.4504	7.5354	50	189.9271
0.8	34.4174	27.5339	7.7913	50	181.9397
0.9	33.8832	30.4949	8.0584	50	174.1317
1.0	33.3333	33.3333	8.3334	50	166.5441

Khi sự biến đổi V_h/V_d tăng lên thì độ dốc của đường ② trong một chu kỳ cũng sẽ tăng lên, dẫn đến sự biến đổi thể tích đột ngột tăng lên đáng kể làm tăng rung động và tiếng ồn. Vì vậy, khi ứng dụng thực tế phải có giải pháp giảm rung và giảm tiếng ồn.

4. Kết luận

Nghiên cứu này đã thiết lập được mô hình toán học mô tả sự biến đổi thể tích trong khoang hút và khoang đẩy của một loại quạt thổi Roots mới. Đây là kết quả chính của nghiên cứu này vì theo như nhóm nghiên cứu tìm hiểu thì các nghiên cứu đã công bố về loại bơm này đều chỉ giải quyết với loại quạt Roots được dẫn động bằng cặp bánh răng trụ tròn truyền thống. Với kết quả của nghiên cứu này cho phép khảo sát các tham số để lựa chọn được thiết kế tối ưu cũng như viết phần mềm tự động hóa thiết kế loại quạt thổi này. Ngoài ra, từ các nhận xét và thảo luận ở mục 3 cho thấy:

Khi λ biến đổi từ $1 \rightarrow 0.5$ thì sự biến đổi thể tích V_h/V_d tăng dần từ giá trị nhỏ nhất đến giá trị lớn nhất. Điều đó có nghĩa loại quạt thổi mới có hiệu suất lớn hơn 26.77% so với loại quạt đề xuất bởi Palmer trong khi kích thước hướng kính không đổi. Tuy nhiên, lại có nhược điểm là tiếng ồn và rung động lớn hơn, do đó chỉ phù hợp với các ứng dụng không đòi hỏi về chất lượng làm việc (*độ ồn và rung động*) như nhà máy nhiệt điện, bơm khí ôxi tươi trong các hầm lò.

Kết quả nghiên cứu này cho phép tiếp tục các nghiên cứu sâu hơn về loại quạt này như động lực học chất khí chảy qua quạt cũng như hiện tượng tụt áp và tổn thất lưu lượng v.v..đây là những vấn đề mà chúng tôi tiếp tục nghiên cứu để đánh giá và tối ưu thiết kế này.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi trường Đại học Bách khoa Hà Nội (HUST) trong đề tài mã số: T2018 - PC - 020.

Tài liệu tham khảo

- [1] Philander Higley Roots, Francis Marion Roots Patent. Rotary blower, US2369 Patent (1860).
- [2] Wang, P. Y., Fong, Z. H., and Fang, H. S., Design constraints of five-arc Roots vacuum pumps, Proc. Instn Mech. Engrs, Part C: J. Mechanical Engineering Science, 216(C2) (2002) 225–234.
- [3] Yaw-Hong Kang, Ha-Hai Vu, A newly developed rotor profile for lobe pumps: Generation and numerical performance assessment, Journal of Mechanical Science and Technology 28 (3) (2014) 915-926.
- [4] Ucer, S. and Celik, I., Analysis of Flow Trough Roots Blower Systems, International Compressor Engineering Conference, (1980) 126-132.
- [5] Faydor. L. Litvin, Pin Hao Feng, Computerized design and generation of cycloidal gearings, Mech. Mach. Theory Vol. 31, No. 7 (1996) 891-911.
- [6] Daniel C.H. Yang, Shih-Hsi Tong, the specific flowrate of deviation function based lobe pumps—derivation and analysis, Mechanism and Machine Theory 37 (2002) 1025-1042.
- [7] Shih-Hsi Tong, Daniel C. H. Yang, Rotor Profiles Synthesis for Lobe Pumps with Given Flow Rate Functions, J. Mech. Des 127 (2) (2005) 287-294.
- [8] Nguyễn Hồng Thái, Trần Ngọc Tiến, Đề xuất một biên dạng mới trong thiết kế quạt thổi cao áp dạng Roots, Hội nghị khoa học cơ học Thủy khí toàn quốc lần thứ 20, (2017) 692-698.
- [9] Tran Ngoc Tien, Nguyen Hong Thai, A novel design of the Roots blower, Journal of Science and Technology 57 (2) (2019) 249-260.
- [10] Libardo V. Vanegas-Useche, Magd M. Abdel-Wahab, Graham A. Parker, A New Noncircular Gear Pair to Reduce Shaft Accelerations: A Comparison with Sinusoidal and Elliptical Gears, Dyna 83 (198) (2016) 220-228.
- [11] Wales L. Palmer and Israel W. Knox, Improvement in rotary pressure-blowers, US166295A Patent (1875).