

Ảnh hưởng của tham số thiết kế đến hiện tượng trượt biên dạng và lưu lượng của quạt Roots

Nguyễn Hồng Thái, Trần Ngọc Tiến

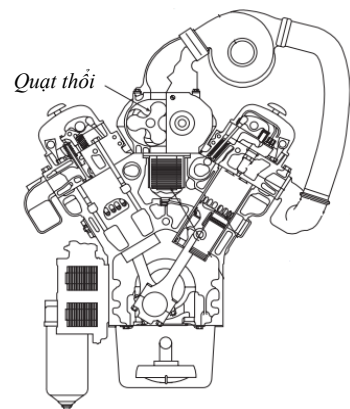
Tóm tắt — Ngày nay với sự phát triển của khoa học và công nghệ cũng như kỹ thuật gia công có độ chính xác cao cho phép gia công chính xác các chi tiết có hình dạng phức tạp. Chính vì lẽ đó mà quạt thổi cao áp kiểu Roots ngày càng được cải tiến biên dạng phức tạp hơn. Trong bài báo này các tác giả trình bày về ảnh hưởng của tham số thiết kế đến hiện tượng trượt biên dạng và lưu lượng của một loại quạt thổi cao áp dạng Roots có biên dạng được hình thành bởi một điểm cố định trên một đường elip lăn trên đường tròn tâm tích bánh răng. Nghiên cứu này cũng chỉ ra cho người thiết kế cần chọn tỷ lệ hai bán trục của elip một cách hợp lý để hai cánh quạt mòn đều và lưu lượng tốt nhất trong khi kích thước hướng kính nhỏ nhất.

Từ khóa — Máy thủy lực thể tích, bơm bánh răng, quạt Roots, bánh răng xyclôit.

1 ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy thủy lực thể tích bánh răng ăn khớp ngoài kiểu roto có biên dạng là họ đường cong xyclôit (hiện được gọi là quạt thổi Roots khi roto có số răng là 2 hoặc quạt thổi Lobe khi roto có số răng lớn hơn 2) đã được phát minh bởi anh em nhà Roots từ những năm 1860, người sáng lập công ty Roots Blower. Thông thường loại quạt này được ứng dụng làm quạt thổi cao áp trong các nhà máy nhiệt điện. Ngày nay, loại quạt này còn được ứng dụng trong các động cơ tăng áp để nạp khí bổ sung trên áp suất khí quyển cho các động cơ ô tô hiện đại công suất lớn (xem hình 1) [1]. Ngoài ra, loại quạt này còn được ứng dụng làm máy hút chân không trong ngành công nghiệp hóa chất [2]. Từ khi được phát minh đến nay loại quạt này đã được các nhà khoa học trên thế giới không ngừng nghiên cứu tìm cách cải thiện chất lượng làm việc để nâng cao hiệu suất của quạt. Trong đó, vấn đề lưu lượng

được đặt lên hàng đầu, mà lưu lượng của quạt lại phụ thuộc vào thể tích các khoang quạt, dẫn đến bài toán đặt ra là cải tiến biên dạng roto để thể tích khoang quạt được tối ưu nhất. Dưới đây là một số công trình nghiên cứu tiêu biểu về vấn đề này trong những năm gần đây như Kang, Vu (2014) [3] đã đưa ra giải pháp cải tiến biên dạng mà Litvin đã đưa ra [4] thành biên dạng mới, với biên dạng mới này đã làm tăng 55% hiệu suất so với quạt có biên dạng đỉnh răng là các cung tròn, hay Tong [5] đã sử dụng hai phương pháp DPD (*Direct-Profile-Design*) và DF (*Deviation-Function*) kết hợp với phương pháp thiết kế đường lăn trong bánh răng không tròn [4] để thay đổi các tham số thiết kế tạo ra biên dạng mới, cũng về hướng nghiên cứu này còn có Hsieh [6] đã thay đổi tỷ lệ hệ số hình thành đường epicyclôit mở rộng để lựa chọn thông số thiết kế tối ưu cho loại quạt thổi Lobe. Đến năm 2015 thì Hsieh [7-9] lại đưa ra đề xuất biên dạng mới bằng cách thay thế đường tròn sinh bằng elip sinh theo nguyên lý hình thành đường epicyclôit và hypocyclôit.



Hình 1. Động cơ V6 của hãng GM [1]

Ngoài ra, còn có Yao và cộng sự [10, 11] đã thiết kế đường dụng cụ gia công loại quạt Lobe kiểu roto có ba răng xoắn, với biên dạng chân roto là cung tròn, còn biên dạng đỉnh roto được hình thành từ một cung tròn và một cung epicyclôit. Từ

Ngày nhận bản thảo: 07-11-2017; Ngày chấp nhận đăng: 20-3-2018; Ngày đăng: 30-4-2018

Nguyễn Hồng Thái, Trần Ngọc Tiến - Viện Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

Email:thai.nguyenhong@hust.edu.vn.

mô hình toán thiết lập theo ý tưởng của Hsieh [9] mà chúng tôi đã trình bày trong [14], trong bài báo này tiến hành xác định lưu lượng trung bình lý thuyết Q dưới dạng giải tích, đồng thời tiến hành khảo sát lưu lượng và độ mòn biên dạng roto trong quá trình ăn khớp. Trên cơ sở đó đưa ra ảnh hưởng của tham số thiết kế đặc trưng đến lưu lượng và độ mòn đều biên dạng roto.

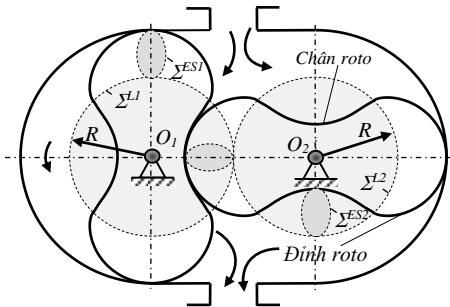
2 MÔ HÌNH TOÁN HỌC BIÊN DẠNG ROTO

2.1 Nguyên lý hình thành biên dạng

Biên dạng roto $\{\Sigma^{roto}\}$ (mô tả trên hình 2) được hình thành theo nguyên lý:

i) **Phần biên dạng đỉnh roto** là quỹ tích của một điểm K cố định trên đường elip sinh $\{\Sigma^{ES}\}$, khi $\{\Sigma^{ES}\}$ lăn không trượt phía ngoài đường tròn lăn $\{\Sigma^L\}$ (xem hình 3a);

ii) **Phần biên dạng chân roto** là quỹ tích của một điểm K cố định trên đường elip sinh $\{\Sigma^{ES}\}$, khi $\{\Sigma^{ES}\}$ lăn không trượt phía trong đường tròn lăn $\{\Sigma^L\}$ (xem hình 3b).



Hình 2. Quạt Roots với biên dạng cải tiến của Hsieh

2.2 Mô hình toán học của biên dạng roto

Nếu gọi:

- $\mathcal{G}_i\{O_i|y_i x_i\}$ với $(i=0 \div 2)$ lần lượt là hệ quy chiếu cố định gắn tại tâm của đường tròn lăn $\{\Sigma^L\}$, hệ quy chiếu động có gốc là điểm tiếp xúc $A_j \equiv O_{1j}$ sao cho trục $A_j x_{1j}$ luôn có phương trùng với $O_0 A_j$, và hệ quy chiếu động được gắn cố định trên $\{\Sigma^{ES}\}$ (xem hình 3).
- A là điểm tiếp xúc giữa $\{\Sigma^{ES}\}$ và $\{\Sigma^L\}$, khi $\{\Sigma^{ES}\}$ lăn không trượt phía ngoài $\{\Sigma^L\}$.

Từ công thức (2) tài liệu [14] ta có phương trình biên dạng roto:

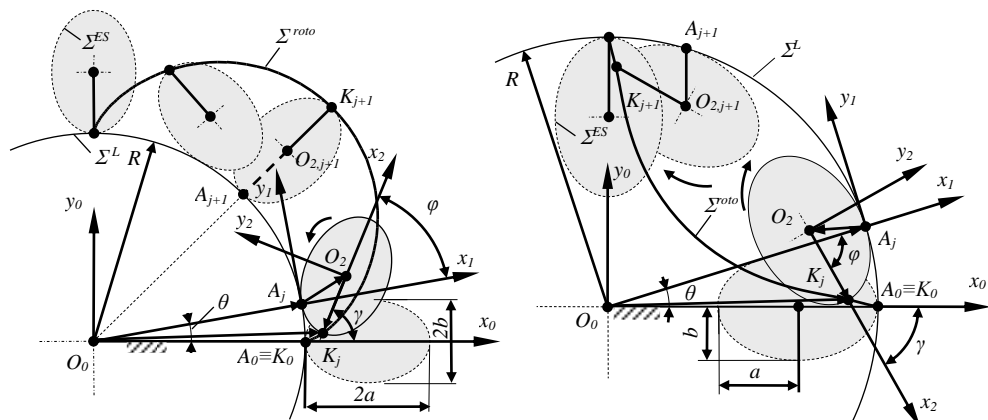
$$\mathbf{r}_K(\varphi, \theta, \psi) = \begin{bmatrix} \mp a(1 - \cos \psi) \cos(\varphi \pm \theta) \pm \\ -a(1 - \cos \psi) \sin(\varphi \pm \theta) - \\ \pm b \sin(\varphi \pm \theta) \sin \psi + R \cos \theta \\ -b \sin(\varphi \pm \theta) \sin \psi + R \sin \theta \end{bmatrix} \quad (1)$$

Trong đó: R là bán kính của $\{\Sigma^L\}$; a là bán trục lớn của $\{\Sigma^{ES}\}$; b là bán trục nhỏ của $\{\Sigma^{ES}\}$; ψ là tham số của $\{\Sigma^{ES}\}$. Trong phương trình (1) dấu “ \pm ” và “ \mp ” được quy ước như sau:

- i) Đối với biên dạng đỉnh roto lấy dấu phía trên.
- ii) Đối với biên dạng chân roto lấy dấu phía dưới.

Xác định mối quan hệ giữa các góc: φ, θ, ψ trong phương trình (1):

Góc φ là góc quay tương đối giữa hệ \mathcal{G}_2 so với hệ \mathcal{G}_1 đồng thời là pháp tuyến chung của $\{\Sigma^{ES}\}$



a) Nguyên lý hình thành biên dạng đỉnh roto

b) Nguyên lý hình thành biên dạng chân roto

Hình 3. Nguyên lý hình thành biên dạng roto [14]

và $\{\Sigma^L\}$ trong quá trình $\{\Sigma^{ES}\}$ lăn trên $\{\Sigma^L\}$ do đó:

$$\varphi(\psi) = \tan^{-1} \left(\frac{\partial x^E(\psi) / \partial \psi}{\partial y^E(\psi) / \partial \psi} \right) \quad (2)$$

với ψ là tham số của $\{\Sigma^{ES}\}$ còn $x^E(\psi)$, $y^E(\psi)$ là tọa độ theo ψ của $\{\Sigma^{ES}\}$ trong \mathcal{G}_2 :

$$\begin{cases} x^E(\psi) = -a \cos \psi \\ y^E(\psi) = b \sin \psi \end{cases} \quad (3)$$

θ là góc quay tương đối giữa hệ \mathcal{G}_1 so với hệ \mathcal{G}_0 , từ điều kiện lăn không trượt của $\{\Sigma^{ES}\}$ trên $\{\Sigma^L\}$ ta có:

$$\theta = \frac{1}{R} \int_0^\psi \left[\left[\partial x^E(\psi) / \partial \psi \right]^2 + \left[\partial y^E(\psi) / \partial \psi \right]^2 \right]^{0,5} d\psi \quad (4)$$

Ngoài ra, theo nguyên lý hình thành biên dạng đã được trình bày ở mục 2.1: nếu gọi C^{ES} là chu vi của $\{\Sigma^{ES}\}$ còn C^L là chu vi của $\{\Sigma^L\}$ để hình thành biên dạng răng thì:

$$C^L = 2ZC^{ES} \quad (5)$$

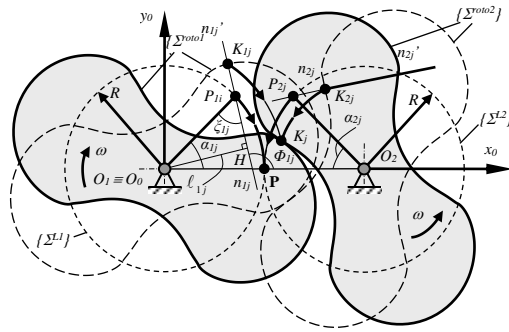
Với Z là số răng của roto (thông thường $Z = 2 \div 5$).

3 HỆ SỐ TRƯỢT BIÊN DẠNG RĂNG

Để xác định được hiện tượng trượt biên dạng răng, giữa hai biên dạng trong quá trình ăn khớp của cặp roto. Trước hết ta cần xác định được quỹ tích các điểm ăn khớp, vấn đề này được trình bày ở mục 3.1 dưới đây.

3.1 Mô hình toán học đường ăn khớp

Theo lý thuyết ăn khớp phẳng [12] nếu gọi $\{\Sigma^{roto1}\}$, $\{\Sigma^{roto2}\}$ lần lượt là biên dạng của roto 1 và roto 2, còn K_j là điểm tiếp xúc giữa cặp biên dạng đối tiếp $\{\Sigma^{roto1}\}$, $\{\Sigma^{roto2}\}$ trong quá trình ăn khớp của cặp roto thì quỹ tích của các điểm K_j được gọi là **đường ăn khớp**, còn điểm K_j được gọi là **điểm ăn khớp**, P là điểm tiếp xúc giữa hai đường tròn lăn $\{\Sigma^{L1}\}$ và $\{\Sigma^{L2}\}$ được gọi là **tâm ăn khớp**. Do đó, tại thời điểm ăn khớp bất kỳ K_j của cặp biên dạng đối tiếp ta có K_{1j} còn $\}^{roto1} \Sigma \in K_{2j} \in \{\Sigma^{roto2}\}$. Để thiết lập phương trình đường ăn khớp, từ một điểm K_{1j} bất kỳ trên $\{\Sigma^{roto1}\}$, xác định pháp tuyến n_{1j} , pháp tuyến này cắt $\{\Sigma^{L1}\}$ tại điểm P_{1j} . Nếu gọi $\alpha_{1j} = \angle P_{1j}O_0P$ (xem hình 4) thì $\alpha_{2j} = \angle P_{2j}O_0P = i_{12}\alpha_{1j} = \alpha_{1j}$ (bộ truyền bánh răng này có tỉ số truyền $i_{12} = 1$).



Hình 4. Thiết lập phương trình đường ăn khớp

Vì vậy, P_{2j} hoàn toàn xác định trên $\{\Sigma^{roto2}\}$, qua P_{2j} trên $\{\Sigma^{roto2}\}$ xác định pháp tuyến n_{2j} của $\{\Sigma^{roto2}\}$ tại K_{2j} . Như vậy, khi roto 1 quay với chiều quay cho trên hình 4 một góc α_{1j} để đưa điểm P_{1j} trên $\{\Sigma^{L1}\}$ về trùng với P (tâm ăn khớp) thì roto 2 cũng quay tương ứng một góc α_{2j} để đưa P_{2j} trên $\{\Sigma^{L2}\}$ về trùng với P dẫn đến điểm K_{1j} trên $\{\Sigma^{roto1}\}$ và K_{2j} trên $\{\Sigma^{roto2}\}$ trùng nhau và trùng với điểm K_j (trên hình 4 nét đứt mô tả các điểm K_{1j} và K_{2j} trước ăn khớp, còn nét liền tại thời điểm hai bánh răng ăn khớp tại K_j khi roto 1 quay một góc α_{1j}). Với lập luận như trên phương trình đường ăn khớp được cho bởi:

$$\mathbf{r}_{K_j}(\alpha_{1j}) = \mathbf{R}(z, \alpha_{1j}) \mathbf{r}_{K_j} \quad (6)$$

Trong đó:

$$\mathbf{R}(z, \alpha_{1j}) = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{1j} & -\sin \alpha_{1j} \\ \sin \alpha_{1j} & \cos \alpha_{1j} \end{bmatrix}; \mathbf{r}_{K_j} \text{ là tọa độ}$$

điểm K_{1j} được cho bởi phương trình (1), còn α_{1j} được cho bởi:

$$\alpha_{1j} = \Phi_{1j} - \xi_{1j} \quad (7)$$

Trong đó:

$\Phi_{1j} = \angle(n_{1j}n_1', O_0x_0)$ (xem hình 4) và được cho bởi:

$$\Phi_{1j} = \tan^{-1} \left(\frac{\partial x_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi}{\partial y_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi} \right) \quad (8)$$

$\xi_{1j} = \angle(n_{1j}n_1', O_1P_{1j})$ trong $\triangle O_1P_{1j}H$, do đó:

$$\xi_{1j} = \sin^{-1} \left(\frac{\ell_{1j}}{R} \right) \quad (9)$$

Trong công thức (9) ℓ_{1j} chưa được xác định, để xác định thông số này phương trình pháp tuyến $n_{1j}n_1'$ tại điểm K_{1j} của $\{\Sigma^{roto1}\}$ được cho bởi:

$$\partial x_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi (x - x(\psi_j)) + \partial y_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi (y - y(\psi_j)) = 0 \quad (10)$$

Từ đó:

$$\ell_{1j} = \frac{x_{K_j}(\psi_j) \partial x_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi + y_{K_j}(\psi_j) \partial y_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi}{\sqrt{[\partial x_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi]^2 + [\partial y_{K_j}(\psi_j) / \partial \psi]^2}} \quad (11)$$

3.2 Hệ số trượt biên dạng

Khi hai roto ăn khớp với nhau, tại điểm ăn khớp K hai biên dạng vừa lăn vừa trượt trên nhau. Do đó, vận tốc theo phương tiếp tuyến (vận tốc trượt) tại điểm ăn khớp sẽ khác nhau rất nhiều và được cho bởi:

$$v_{K_j}^r = |v_{K1j}^t - v_{K2j}^t| \quad (12)$$

Vận tốc trượt càng lớn sẽ làm hai biên dạng mòn không đều, để đánh giá ảnh hưởng của vận tốc trượt đến độ mòn của từng điểm trên biên dạng khi cặp roto ăn khớp ta dùng hệ số trượt. Như vậy, nếu gọi μ_1, μ_2 lần lượt là hệ số trượt của roto 1 so với roto 2 và roto 2 so với roto 1 khi đó theo [14] ta có:

$$\begin{cases} \mu_{1j} = \frac{v_{K12}^t(\alpha_j)}{v_{K1}^t(\alpha_j)} = 1 + \frac{\rho_{K_2}(\alpha_j) \cos[\beta_2(\alpha_j)]}{\rho_{K_1}(\alpha_j) \cos[\beta_1(\alpha_j)]} \\ \mu_{2i} = \frac{v_{K21}^t(\alpha_j)}{v_{K_2}^t(\alpha_j)} = 1 + \frac{\rho_{K_1}(\alpha_j) \cos[\beta_1(\alpha_j)]}{\rho_{K_2}(\alpha_j) \cos[\beta_2(\alpha_j)]} \end{cases} \quad (13)$$

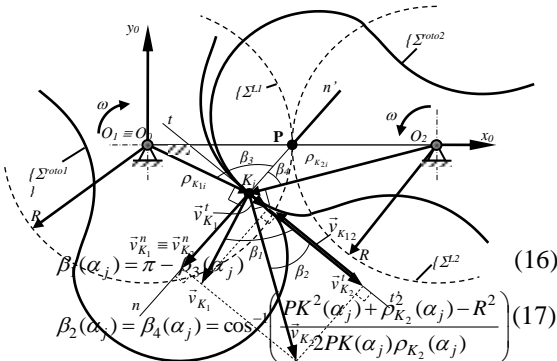
Trong đó:

$\rho_{K_2}(\alpha_j) = O_1K_1, \rho_{K_1}(\alpha_j) = O_2K_2$ và được xác định từ phương trình đường ăn khớp (6) do đó:

$$\begin{cases} \rho_{K_1}(\alpha_j) = \sqrt{[\mathbf{r}_{K_1}(\alpha_j)]^T [\mathbf{r}_{K_1}(\alpha_j)]} \\ \rho_{K_2}(\alpha_j) = \sqrt{[\mathbf{r}_{K_2}(\alpha_j) - \mathbf{r}_{O_2}]^T [\mathbf{r}_{K_2}(\alpha_j) - \mathbf{r}_{O_2}]} \end{cases} \quad (14)$$

còn $\mathbf{r}_{O_2} = [2R \ 0]^T$. Mặt khác, từ hình 5 xét ΔO_1PK và ΔO_2PK ta có:

$$\beta_3(\alpha_j) = \cos^{-1} \left(\frac{PK^2(\alpha_j) + \rho_{K_1}^2(\alpha_j) - R^2}{2PK(\alpha_j)\rho_{K_1}(\alpha_j)} \right) \quad (15)$$



Hình 5. Vận tốc trượt tại điểm ăn khớp K_j

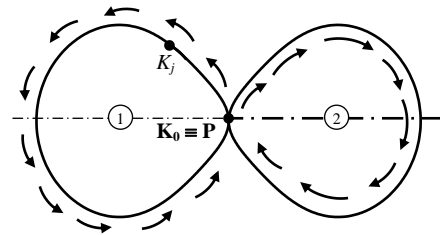
Với: $PK(\alpha_j) = \sqrt{[\mathbf{r}_P(\alpha_j) - \mathbf{r}_{K_1}(\alpha_j)]^T [\mathbf{r}_P(\alpha_j) - \mathbf{r}_{K_1}(\alpha_j)]}$;

$$\mathbf{r}_P = [R \ 0]^T$$

Ví dụ 1: xét một cặp roto cải tiến của quạt Roots có bộ thông số thiết kế: bán kính của $\{\Sigma^L\}$ $R = 49$ mm; còn elip sinh $\{\Sigma^{ES}\}$ có: bán trục lớn $a = 14,5$ mm, bán trục nhỏ $b = 9,7688$ mm, bánh răng chủ động được dẫn động với vận tốc góc $\omega = 100$ (rad/s) theo chiều ngược chiều kim đồng hồ. Khi đó, hình 6 là quỹ đạo điểm K_j khi cặp roto ăn khớp với nhau. Tại thời điểm ban đầu điểm K_j bắt đầu xuất phát từ P và đi theo chiều mũi tên, còn hình 7 là đường cong trượt μ_1 (của biên dạng roto 1 so với roto 2) và đường cong trượt μ_2 (của biên dạng roto 2 so với roto 1) theo quỹ đạo tương ứng của điểm K_j, khi K_j chạy theo chiều mũi tên mô tả trên hình 6.

Từ hình 6 và hình 7 ta có một số nhận xét sau:

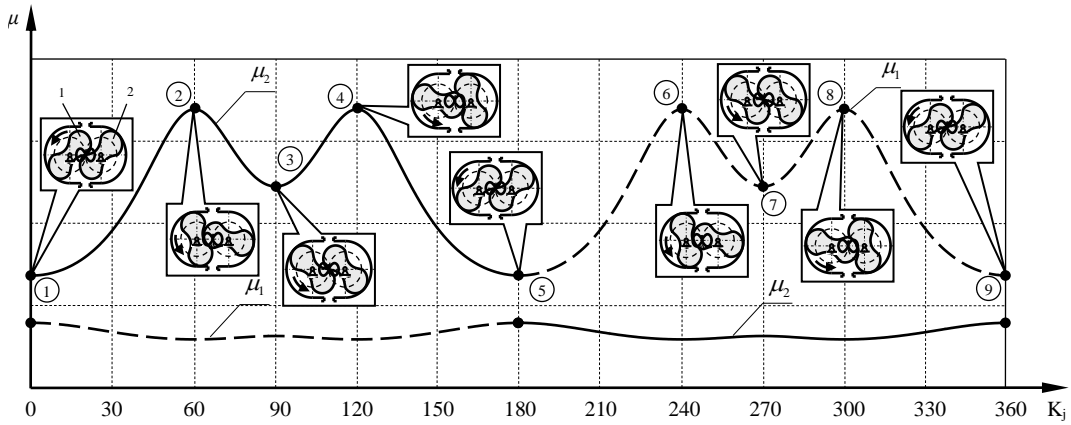
1. Đối với roto cải tiến này, hệ số trượt biến đổi theo quá trình ăn khớp, điều đó có nghĩa hệ số



Hình 6. Quỹ đạo điểm ăn khớp

trượt thay đổi khi điểm K_j di chuyển trên đường ăn khớp, còn trong trường hợp khi $\{\Sigma^{ES}\}$ là đường tròn (là thiết kế truyền thống của loại quạt Roots [13]) thì hệ số trượt luôn bằng hằng số.

2. Khi điểm K_j chạy từ P theo chiều mũi tên hết quỹ đạo phần ① (xem hình 6), thì quá trình ăn khớp diễn ra ở phần đỉnh của roto 2 và phần chân của roto 1 (xem hình 7 từ vị trí ① đến vị trí ⑤), qua đó cho thấy ở roto 2 hệ số trượt ở phần cạnh roto lớn hơn ở phần đỉnh roto, còn phần chân roto hệ số trượt thay đổi không đáng kể. Qua đó cho thấy phần cạnh roto sẽ mòn nhanh nhất, sau đó đến phần đỉnh roto và cuối cùng là phần chân roto.



Hình 7. Hệ số trượt biên dạng răng giữa roto 1 và roto 2 trong quá trình ăn khớp

4 LƯU LƯỢNG RIÊNG

Xét trên một mặt cắt vuông góc với trục quay của quạt, nếu gọi S là diện tích phần khoang quạt được giới hạn bởi vỏ quạt và phần phía ngoài biên dạng quạt (xem hình 8). Do khi roto chủ động được dẫn động với vận tốc góc ω làm roto 2 quay với vận tốc $-\omega$. Như vậy, sau mỗi vòng quay của trục dẫn động (một chu kỳ làm việc của quạt) lượng chất lỏng hoặc khí được đẩy khỏi quạt được cho bởi:

$$q = 2ZSd \quad (18)$$

Trong đó: d là kích thước hướng trục của quạt; Z là số răng của roto. Mặt khác, nếu gọi n là số vòng quay của trục dẫn động ta có lưu lượng trung bình lý thuyết của quạt:

$$Q = nq = 2nZSd \quad (19)$$

Từ công thức (19) cho thấy muốn xác định được lưu lượng riêng của quạt ta cần xác định được diện tích tiết diện S . Từ hình 8 ta có diện tích khoang quạt S được cho bởi:

$$S = S_{B'mB} - S_1 - S_2 \quad (20)$$

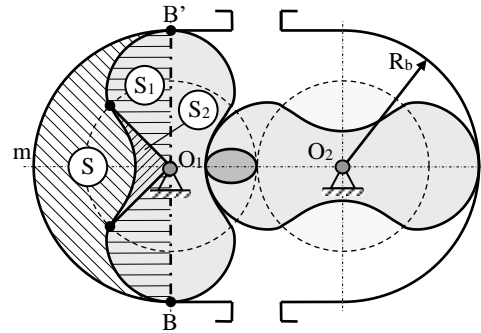
Trong đó: diện tích hình quạt $S_{B'mB}$ được cho bởi:

$$S_{B'mB} = \frac{1}{2} \pi (R + 2a)^2 \quad (21)$$

Còn S_1, S_2 lần lượt là diện tích tạo bởi phần đỉnh và chân của roto với tâm O_1 :

$$\begin{cases} S_1 = \int_0^{2\pi} y_{Kd}(\psi) (\partial x_{Kd}(\psi) / \partial \psi) d\psi \\ S_2 = \int_0^{2\pi} y_{Kc}(\psi) (\partial x_{Kc}(\psi) / \partial \psi) d\psi \end{cases} \quad (22)$$

Trong công thức (22) $(x_{Kd}(\psi), y_{Kd}(\psi)); (x_{Kc}(\psi), y_{Kc}(\psi))$ là tọa độ các điểm K trên phần biên dạng đỉnh roto và biên dạng chân roto cho bởi phương trình (1).



Hình 8. Tính diện tích tiết diện khoang quạt

5 ĐÁNH GIÁ VÀ THẢO LUẬN

5.1 Khảo sát thiết kế

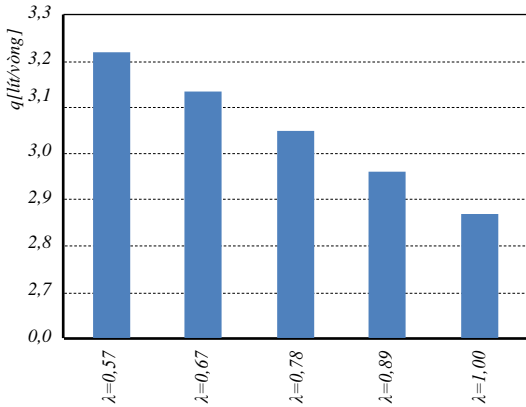
Xét với thiết kế của quạt có: kích thước hướng kính $R_b = R + 2a$ (xem hình 8), kích thước hướng trục $d = 150$ mm, và đặt $\lambda = a/b$. Bây giờ tiến hành thay đổi λ, R (theo bảng 1) sao cho R_b luôn không đổi và $R_b = 78$ mm.

Bảng 1. Các phương án thiết kế của quạt

STT	R [mm]	a [mm]	b [mm]	λ
1	48	15,0	8,5574	0,57
2	49	14,5	9,7688	0,67
3	50	14,0	10,9038	0,78
4	51	13,5	11,9773	0,89
5	52	13,0	13,0000	1,00

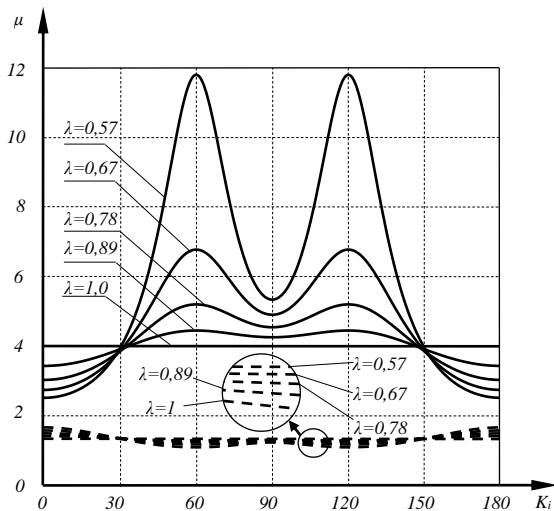
Theo [14] cho thấy khi $\lambda < 0,5$ thì có hiện tượng giao thoa cạnh răng và cắt chân răng (xem hình 13 a,b,c của [14]). Ngoài ra theo [9] thì $\lambda = 0,6$ là tối nhất về lưu lượng đối với bộ dữ liệu thiết kế trong [9]. Vì vậy, trong trường hợp này chúng tôi chọn $\lambda \in [0,57 \div 1]$

Với các phương án thiết kế cho trong bảng 1, lưu lượng riêng của quạt được cho trong hình 9, dưới đây.



Hình 9. Lưu lượng trong một chu kỳ làm việc của quạt

Còn hệ số trượt tương ứng với từng phương án thiết kế trong bảng 1 được cho trong hình 10.



Hình 10. Đồ thị khảo sát hệ số trượt

5.2 Đánh giá và thảo luận

Từ hình 9 cho thấy khi λ tăng dần từ 0,57 đến 1 thì lưu lượng giảm dần đến giá trị nhỏ nhất trong khi kích thước hướng kính không đổi, R_b luôn bằng 78 mm (xem bảng 1). Tuy nhiên, khi $\lambda = 1$ thì đường $\{\Sigma^{ES}\}$ suy biến thành đường tròn và đây chính là trường hợp thiết kế truyền thống [13] đã được định nghĩa ở trên. Mặt khác, khi đối chiếu sang đồ thị hình 10 ta nhận thấy khi lưu lượng lớn thì đồng nghĩa với hiện tượng trượt biên dạng phần đỉnh roto cũng lớn dẫn đến hai biên dạng bên cạnh roto mòn rất nhanh. Tuy nhiên, khi lưu lượng giảm

xuống thì hiện tượng trượt giảm đi đáng kể (xem hình 10) đây là nhược điểm của biên dạng thiết kế mới này, còn khi $\lambda = 1$ hiện tượng trượt là hằng số và biên dạng mòn đều trên phần đỉnh roto nhưng lưu lượng lại nhỏ nhất.

6 KẾT LUẬN

Từ nhận xét ở mục 3 và mục 5 ta có một số kết luận sau:

+ Phương pháp thiết kế mới này có lưu lượng lớn hơn đối với quạt thổi thiết kế theo phương pháp truyền thống [13] và cho phép khảo sát hệ số λ (tham số thiết kế đặc trưng) để tối ưu về kích thước và lưu lượng, trong khi quạt Roots thiết kế theo truyền thống [13] thì tương ứng với mỗi bộ kích thước hướng kính chỉ có một bộ thông số thiết kế duy nhất. Do đó, đây là ưu điểm của phương án thiết kế này.

+ Thảo luận ở mục 3 và mục 5 cho thấy khi chọn biên dạng mới này để thiết kế roto của quạt thổi Roots, người thiết kế cần chọn hệ số λ để dung hòa được lưu lượng và độ mòn đều biên dạng, nhằm tăng thời gian sử dụng của roto trong khi kích thước hướng kính của quạt không thay đổi.

+ Với công thức (19) Q được viết dưới dạng giải tích ở mục 4 của bài báo này cho phép người thiết kế xác định được các kích thước thiết kế đặc trưng của biên dạng roto, khi tối ưu kích thước theo lưu lượng cho trước, vấn đề này sẽ được nhóm tác giả trình bày trong một dịp tới đây.

REFERENCES

- [1] T. K. Garret, K. Newton, W. Steeds, *The Motor Vehicle*; Butterworth-Heinemann 2001.
- [2] Y. Kanke, T. Tanaka, J. Aikawa, J. Yuyama; "The performance of the dry roots pump "DRYMAC" in LP-CVD silicon nitride process", *Applied Surface Science*, vol. 169-170, pp. 777-780, 2001, DOI: 10.1016/S0169-4332(00)00790-X.
- [3] Y.-H. Kang, H.-H. Vu; "A newly developed rotor profile for lobe pumps: Generation and numerical performance assessment", *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 3, pp. 915-926, 2014, DOI: 10.1007/s12206-013-1159-7.
- [4] F. L. Litvin, A. Fuentes; *Gear geometry and applied theory*; Cambridge, 2001.
- [5] S.-H. Tong, Daniel C.H. Yang; "On the generation of new lobe pumps for higher pumping flowrate", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 35, no. 7, pp. 997-1012, 2000, DOI:10.1016/S0094-114X(99)00048-8.
- [6] C.-F. Hsieh, Y.-W. Hwang; "Tooth profile of a Roots rotor with a variable trochoid ratio", *Mathematical and Computer Modelling*, vol. 48, pp. 19-33, 2008, DOI: 10.1016/j.mcm.2007.08.008.

- [7] C.-F. Hsieh, Q.-J. Zhou, "Fluid analysis of cylindrical and screw type Roots vacuum pumps", *Vacuum*, vol. 121, pp. 274-282, 2015, DOI: 10.1016/j.vacuum.2015.04.037.
- [8] C.-F. Hsieh, Y.-C. Deng; "A design method for improving the flow characteristics of a multistage Roots pumps"; *Vacuum*, vol. 121, pp. 217-222, 2015, DOI: 10.1016/j.vacuum.2015.09.001.
- [9] C.-F. Hsieh, "A new curve for application to the rotor profile of rotary lobe pumps", *Mechanism and Machine Theory*, vol. 87, pp. 70-81, 2015, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.12.018.
- [10] L. Yao, Z. Ye, H. Cai, J. S. Dai, "Design of amilling cutter for a novel three-lobe arc-cycloidal helical rotor. Proc.IMEchE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, vol. 218, no. C10, 1233-1241, 2004, DOI: 10.1243/0954406042369071.
- [11] L. Yao, Z. Ye, J. S. Dai, H. Cai, "Geometric analysis and tooth profiling of a three-lobe helical rotor of the Roots blower", *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 170, no. 1-2, pp. 259-267, 2005, DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2005.05.020
- [12] Nguyễn Xuân Lạc, "*Nguyên lý máy chuyên nghiệp*", Nhà xuất bản Đại học Bách Khoa Hà Nội, 1969.
- [13] N. H. Thai, N. T. Trung, "Establishing formulas for design of Roots pump geometrical parameters with given specific flow rate", *Journal of Science and Technology*, vol. 53, no. 4, 2015, pp. 533-542, DOI: 10.15625/0866-708X/53/4/3908.
- [14] Nguyễn Hồng Thái, Trần Ngọc Tiến, Phạm Thiên Toàn; "Về một loại bơm thủy lực thể tích bánh răng ăn khớp ngoài có biên dạng là họ đường cong xyclôit cải tiến", Hội nghị khoa học cơ học Thủy khí toàn quốc lần thứ 20, 2017, tr 681 - 691.



Nguyễn Hồng Thái - kỹ sư chuyên ngành Cơ tin kỹ thuật năm 1999 tại ĐHBKHN, nhận bằng Thạc sỹ chuyên ngành Cơ học máy năm 2002, nhận bằng Tiến sĩ chuyên ngành máy và thiết bị tự động năm 2010 tại trường ĐHBKHN. Hướng nghiên cứu chính robot công nghiệp, lý thuyết bánh răng, bơm bánh răng.



Trần Ngọc Tiến – Nhận bằng kỹ sư Cơ Điện Tử tại ĐHBKHN (2015), nhận bằng Thạc sỹ Cơ Điện Tử tại ĐHBKHN (2017), hiện đang là Nghiên cứu sinh tại trường ĐHBKHN.

Influence of the designing parameters on the profile slippage and flow of the Roots blower

Nguyen Hong Thai*, Tran Ngoc Tien

School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology

*Corresponding email: thai.nguyenhong@hust.edu.vn

Received: 07-11-2017; Accepted: 20-3-2018; Published: 30-4-2018

Abstract—Nowadays, revolutionary development of industry in general and of manufacturing technology in particular allows to fabricate product with more complex shapes and structures. This is a reason why high-pressure Roots blowers have been designed with improved and more complicated profile. In this paper, the authors report the influence of the designing parameters on the profile slippage as well as on the flow of the type of Roots blowers, of which

the profile has been generated by a fixed point of an ellipse rolling on the circle of the instantaneous centers. This work also helps to point out that the designer should select appropriate ratio between semi major axis and semi minor axis in order to reach equivalent wears of the two pump rotors, to obtain the optimal flow and to maintain minimum radial dimension.

Index Terms—Hydraulic pump, gear pump, Roots blower, cycloid gear.