

ĐỘNG HỌC TẠO HÌNH BIÊN DẠNG CUNG TRÒN CHO BÁNH RĂNG ROTOR ỨNG DỤNG TRONG BƠM CÁNH KHẾ

DYNAMICS OF GENERATION CIRCULAR GEAR ROTOR APPLY FOR LOBE PUMP

Trần Thế Văn¹, Phạm Văn Tự¹, Nguyễn Hồng Phong¹, Nguyễn Thanh Tùng²

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

²Khoa Cơ điện, Trường Đại học Mỏ - Địa chất

TÓM TẮT

Nội dung bài báo tập trung phân tích động học tạo hình biên dạng bánh răng rotor tới khả năng làm việc, dựa trên đặc điểm biên dạng hình học rotor và mô hình toán học của cung tròn, tác giả đã xây dựng được mô hình toán và biên dạng hình học rotor kiểu cung tròn với 6 trường hợp khác nhau, ứng với tỉ lệ khoảng cách (e) khác nhau. Kết quả phân tích cho thấy, tỉ lệ khoảng cách ảnh hưởng đáng kể tới hình dáng rotor và quá trình làm việc của bơm cánh khế. Cột áp và vận tốc dòng chảy đầu ra có xu hướng tăng lên khi tăng tỉ lệ khoảng cách. Tỉ lệ khoảng cách trong khoảng 0,9 tới 0,95 có nhiều ưu điểm hơn so với các trường hợp còn lại về hiệu quả làm việc. Nghiên cứu cũng chỉ ra rotor kiểu 3 cánh không làm tăng hiệu suất bơm nhưng cung cấp dòng chảy ổn định hơn rotor kiểu 2 cánh.

Từ khóa: Bơm cánh khế; Tỉ lệ thể tích; Biên dạng cung tròn.

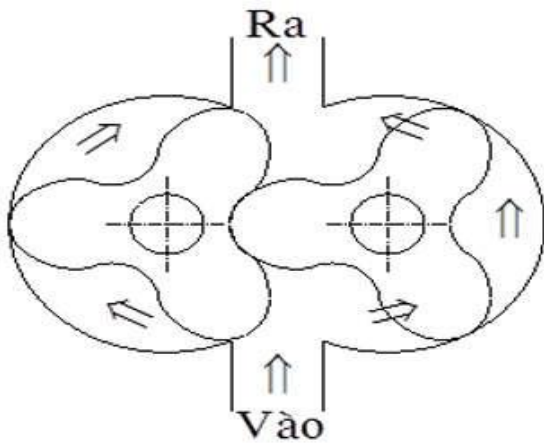
ABSTRACT

The paper is mainly focused on analysis dynamics in characteristics of lobe pump with circular gear rotor profile. Based on the geometric analysis and mathematical circular model, the tooth profile is generated with six different distance ratio (e). The results shows that distance ratio affects significantly to the shape of tooth profile and pump performance. The output pressure and velocity increase when the distance ratio increases. Distance ratio between 0.9 and 0.95 provides a much advantage than each others. The study also illustrates that three lobe rotor does not increase pump performance but it provides a more stable flow than two lobe rotor.

Keywords: Root's lobe pump; Volumetric efficiency; Circular profile.

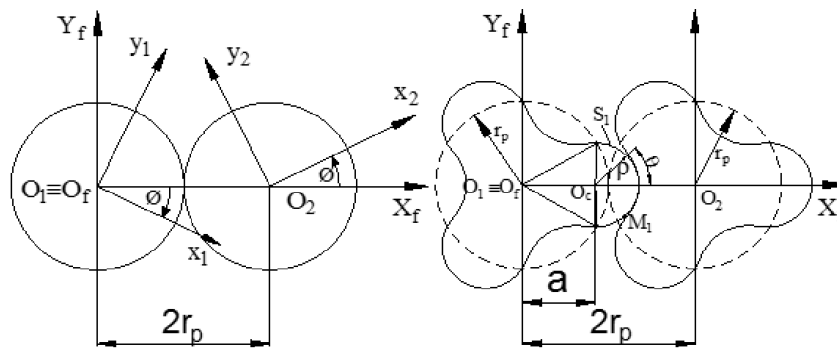
1. MỞ ĐẦU

Bơm cánh khế thuộc dòng bơm thể tích như bơm bánh răng. Cấu tạo cơ bản của cánh khế (hình 1) bao gồm 2 rotor, vỏ bơm, cửa vào và cửa ra. Kết cấu bơm đơn giản, bơm làm việc ổn định, hiệu suất và tuổi thọ cao. Hai rotor nhận truyền động trực tiếp từ cặp bánh ăn khớp ngoài nên chúng quay độc lập, ngược chiều nhau với tỉ số truyền bằng 1. Điểm đặc biệt là hai rotor không tiếp xúc với nhau và luôn đảm bảo khe hở biên dạng nhỏ. Do vậy, nó cho phép làm việc ổn định trong điều kiện bề mặt làm việc không được bôi trơn hoặc bôi trơn khó khăn.



Hình 1. Bơm cánh khế

2. MÔ HÌNH TOÁN CHO BIÊN DẠNG CUNG TRÒN BÁNH RĂNG ROTOR



Hình 2: Hệ tọa độ xây dựng biên dạng rotor

Ưu điểm nổi bật của bơm cánh khế chủ yếu được hình thành từ biên dạng của cặp rotor. Trong các nghiên cứu gần đây, một số nhóm tác giả chủ yếu tập trung vào thiết kế biên dạng rotor và phân tích dòng chảy qua bơm. Tác giả Nguyễn Hồng Thái [1] đã đưa ra biên dạng rotor dựa trên lưu lượng riêng và đã xây dựng được chương trình để thiết kế biên dạng hình học rotor bơm trên cơ sở đường cong epicycloid. Litvin [2,3] đưa biên dạng rotor bơm cánh khế là cung tròn kết hợp với đường cong epicycloid. P-Y Wang, Z-H Fong, H S Fang [4] đưa ra kết cấu rotor được hình thành từ năm đoạn cung cong nhằm tối ưu hóa khe hở biên dạng rotor. Các nghiên cứu trên chủ yếu đề cập tới phương pháp thiết kế tổng thể biên dạng rotor, chưa đề cập rõ tới ảnh hưởng của vị trí cung tròn đỉnh tới sự hình thành biên dạng rotor bơm. Việc phân tích kết quả dòng chảy qua bơm chủ yếu dựa trên phân tích lý thuyết nên quá trình thực hiện phức tạp.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tập trung vào nghiên cứu ảnh hưởng của vị trí tâm cung tròn đỉnh rotor tới sự hình thành biên dạng rotor. Nghiên cứu có sử dụng phương pháp động lực học mô phỏng dòng chảy CFD (Computational Fluid Dynamics) và modul FLUENT trong phần mềm ANSYS để phân tích dòng chảy qua bơm cánh khế, từ đó lựa chọn được biên dạng rotor tối ưu hơn.

Trong quá trình làm việc,, phần đỉnh của rotor 1 sẽ đối tiếp với phần lõm của rotor 2 và ngược lại. Đỉnh rotor 1 là cung tròn có bán kính ρ phần lõm trên biên dạng rotor 2 đối tiếp với phần đỉnh rotor 1 cũng có bán kính ρ . Chọn hệ trục tọa độ $O_1X_1Y_1$ và $O_2X_2Y_2$ (Hình 2) gắn trên rotor 1 và rotor 2; chọn hệ trục tọa độ cố định $O_fX_fY_f$ có tâm O_f trùng O_1 ; gọi r_p là bán kính đường tròn chia; cung tròn đỉnh của rotor 1 có tâm O_c ; gọi $a = O_1O_c$; gọi e là tỉ lệ khoảng

cách $e = \frac{a}{r_p}$, theo [2]: $0,5 < e \leq 1,0$; n là số cánh hay số thùy của rotor. Các thông số ρ, a, r_p thỏa mãn phương trình [2]:

$$\rho^2 = r_p^2 + a^2 - 2a.r_p \cos \frac{\pi}{2n} \quad (1)$$

Điểm $M_1(x_1, y_1)$ trên cung tròn S_1 ở đỉnh rotor 1 có được xác định bởi phương trình:

$$\begin{cases} x_1 = a + \rho \cos \theta \\ y_1 = \rho \sin \theta \end{cases} \text{ hay } \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a + \rho \cos \theta \\ \rho \sin \theta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Trong quá trình làm việc, phần lõm của rotor 2 đối tiếp với phần đỉnh của rotor 1 nên tọa độ điểm $M_2(x_2, y_2)$ trên cung lõm S_2 được xác định thông qua ma trận chuyển đổi M_{21} , ta có:

$$M_2 = M_{21} \cdot M_1 = M_{2f} \cdot M_{f1} \cdot M_1 \quad (3)$$

Trong đó: M_{f1} là ma trận chuyển đổi từ hệ tọa độ $O_1X_1Y_1$ sang hệ tọa độ $O_fX_fY_f$; M_{2f} là ma trận chuyển đổi từ hệ tọa độ $O_fX_fY_f$ sang hệ tọa độ $O_2X_2Y_2$.

Theo [2]:

$$M_{2f} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & -2r_p \cos \phi \\ -\sin \phi & \cos \phi & 2r_p \sin \phi \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

và $M_{f1} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 \\ -\sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

$$\Rightarrow M_{21} = M_{2f} \cdot M_{f1} = \begin{bmatrix} \cos 2\phi & \sin 2\phi & -2r_p \cos \phi \\ -\sin 2\phi & \cos 2\phi & 2r_p \sin \phi \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Tọa độ điểm M_2 trên cung lõm của rotor 2 được xác định theo phương trình:

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} = M_{21} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \rho \cos(\theta - 2\phi) + a \cos 2\phi - 2r_p \cos \phi \\ \rho \sin(\theta - 2\phi) - a \sin 2\phi + 2r_p \sin \phi \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

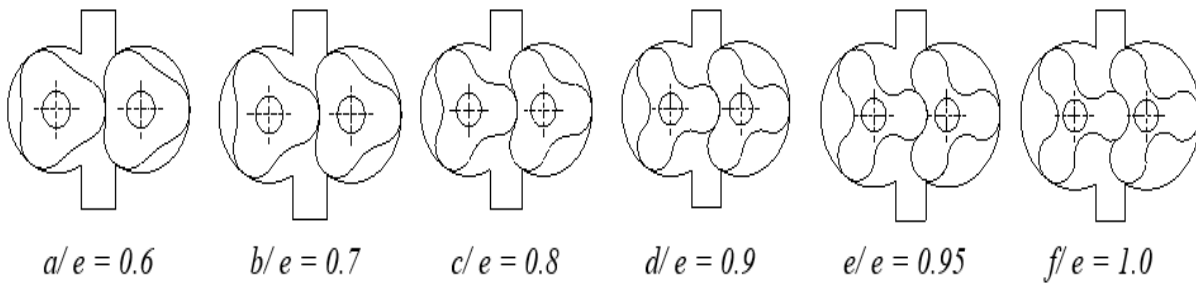
Trong đó: ϕ là tham số chuyển động của hệ tọa độ; θ là tham số hình học của đường cong. Mối quan hệ giữa ϕ và θ thỏa mãn phương trình [3]:

$$f(\theta, \phi) = r_p \sin(\theta - \phi) - a \cdot \sin \theta = 0 \quad (6)$$

Dựa trên phương trình (2), (5) và điều

kiện (1), (6) tác giả viết chương trình xây dựng biên dạng rotor trên phần mềm Matlab. Dữ liệu thu được từ quá trình chạy chương trình được chuyển thành dữ liệu điểm để hình thành biên

dạng rotor trong phần mềm AutoCAD. Kết quả thu được 6 mô hình biên dạng rotor biên dạng bơm kiểu 3 cánh (Hình 3) với 6 trường hợp khác nhau của tỉ lệ khoảng cách.



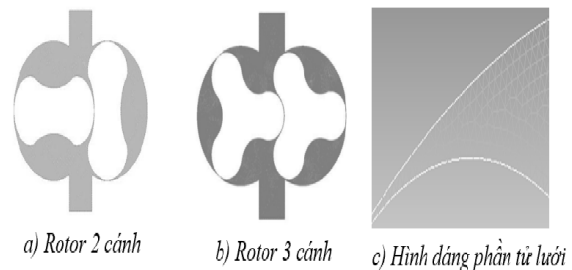
Hình 3. 6. Kiểu biên dạng hình học của bơm cánh khế

3. THIẾT LẬP MÔ PHỎNG CFD, KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH

Dựa trên mô hình biên dạng 2D của bơm cánh khế kết hợp với lý thuyết mô phỏng CFD, tác giả tiến hành thiết lập các điều kiện để mô phỏng dòng chảy qua bơm.

3.1. Điều kiện mô phỏng CFD đánh giá ảnh hưởng của bán răng rotor tới khả năng làm việc của bơm

CFD là phương pháp động lực học dòng chảy dựa trên cơ sở năng lượng là định luật bảo toàn khối lượng, bảo toàn năng lượng và định luật Newton II. Dòng chảy qua bơm được xây dựng từ phương trình liên tục và phương trình động lượng [5]. Rotor bơm cánh khế có đường sinh thẳng nên kết quả trên mô hình 3D và 2D tương tự nhau. Do vậy, tác giả sử dụng mô hình rotor 2D để phân tích dòng chảy qua bơm cánh khế. Chia lưới phần tử 2D là lưới tam giác có kích thước cạnh 0.4 mm (Hình 4).



Hình 4. Mô hình lưới

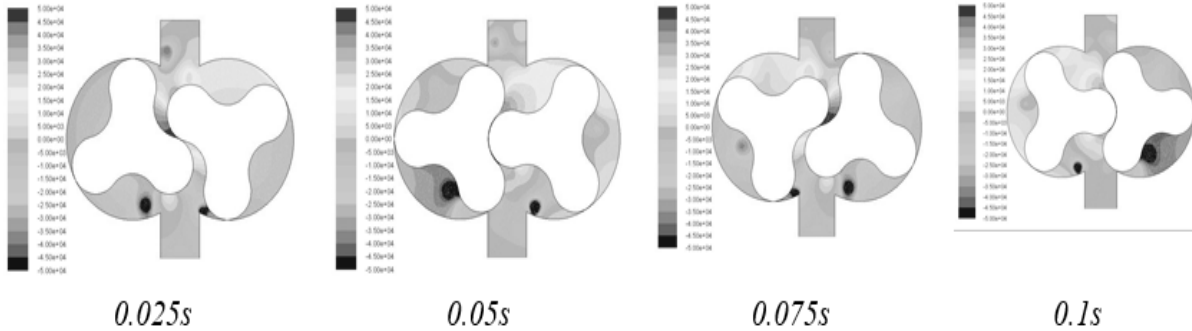
Thông số hình học cơ bản của bơm trong mô phỏng như sau: Kích thước cửa vào $\phi 25\text{ mm}$; kích thước cửa ra $\phi 25\text{ mm}$; bán kính vòng chia rotor $r_p = 30\text{ mm}$; khoảng cách tâm hai rotor 60 mm; khe hở biên dạng hai rotor 0,2 mm; khe hở đỉnh rotor với thành trong của vỏ bơm 0,1 mm; kích thước vỏ bơm trong các trường hợp đều tương tự nhau. Thông số của dòng vận chuyển: chất lỏng Newton không nén được; độ nhớt 0.001003kg/m-s; khối lượng riêng 998.2 kg/m³; tốc độ rotor quay từ 500 ÷ 1500 vòng/phút; bơm chạy ở chế độ không tải.

3.2. Kết quả mô phỏng và phân tích

Sau khi thiết lập điều kiện biên và tiến

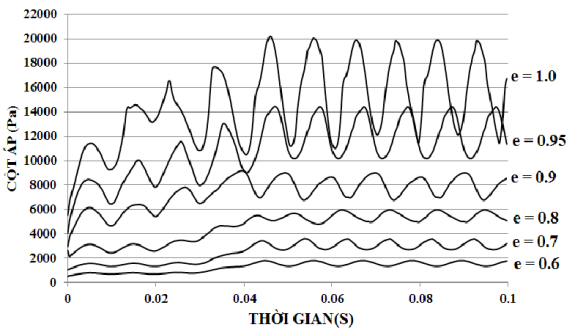
hành mô phỏng theo phương pháp CFD. Kết quả mô phỏng dòng chảy được đánh giá thông qua hai chỉ tiêu chính là áp suất và vận tốc dòng chảy.

3.2.1. Phân tích ảnh hưởng của biên dạng rotor tới áp suất và vận tốc dòng chảy

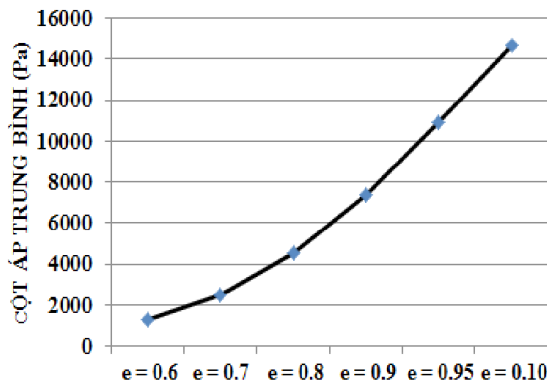


Hình 5. Phân bố áp suất bơm cánh khế với $e = 0.9$ ở tốc độ 1000 vòng/phút

Bơm cánh khế thuộc dòng bơm thể tích nên biên dạng rotor ảnh hưởng nhiều tới khả năng hình thành cột áp bơm, đặc biệt là khe hở giữa hai rotor và khe hở rotor với vỏ bơm. Hình 5 thể hiện ảnh phân bố áp suất trong bơm ở thời điểm 0,025s ÷ 0,1s của biên dạng cùng tròn với hệ số $e = 0,9$. Hình ảnh biểu thị sự biến đổi áp suất thông qua màu sắc. Tại vùng hai rotor bắt đầu vào đối tiếp có màu đỏ đậm chứng tỏ vùng này áp suất lớn, tại cửa ra áp suất khá ổn định và trong vùng diện tích khoang chứa có những vị trí bị tụt áp (những điểm xanh đậm). Điều này phù hợp với lý thuyết tạo áp suất của bơm thể tích. Hình 6 thể hiện sự biến đổi áp suất cửa ra khi tỉ lệ khoảng cách tăng từ 0,6 tới 1,0.



Hình 6. Sự biến đổi áp suất dòng chảy ở cửa ra

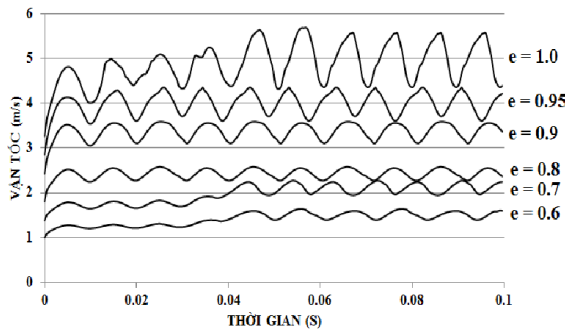


Hình 7. Cột áp trung bình ở cửa ra

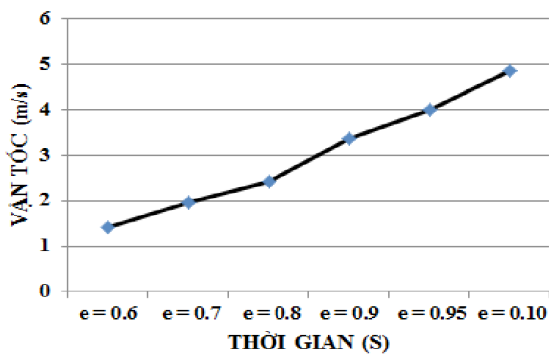
Trong giai đoạn đầu ($0 \div 0,04s$) thì áp suất biến đổi không ổn định ở hầu hết các trường hợp và sau đó nó ổn định dần với tần số tương tự nhau. Cột áp lớn nhất đạt khoảng 20 kPa và nhỏ nhất khoảng 5 kPa với $e = 1,0$. Đối với $e = 0.6$ thì giá trị tương ứng là khoảng 2,0 kPa và 1,4 kPa. Đồ thị cũng cho thấy biên độ dao động tỉ lệ với tỉ lệ khoảng cách, biên độ lớn nhất khi $e = 1,0$ và gấp khoảng 25 lần so với trường hợp $e = 0,6$. Khi tỉ lệ khoảng cách tăng thì cột áp trung bình tăng tuân theo quan hệ gần tuyến tính (Hình 7). Kết quả này có thể suy luận khe hở biên dạng được cải thiện theo

hướng đều hơn.

Hình 8 biểu thị sự biến đổi vận tốc ở đầu ra của bơm ở tốc độ 1000 vòng/phút. Vận tốc dòng chảy biến đổi với tần số tương đương và biên độ tăng khi tỉ lệ khoảng cách tăng. Cũng như áp suất thì vận tốc biến đổi chưa ổn định ở giai đoạn đầu và sau đó nó ổn định hơn ở giai đoạn tiếp theo. Kết quả cũng thể hiện vận tốc biến đổi tương đối ổn định với giá trị lớn khi $e = 0,9$ và $e = 0,95$, kém ổn định trong các trường hợp còn lại. Tuy không tạo được áp suất và vận tốc lớn nhất nhưng với biên độ dao động của vận tốc nhỏ và áp suất ổn định nên dòng chảy qua bơm có nhiều ưu điểm khi $e = 0,9 \div 0,95$ so với các trường hợp còn lại.



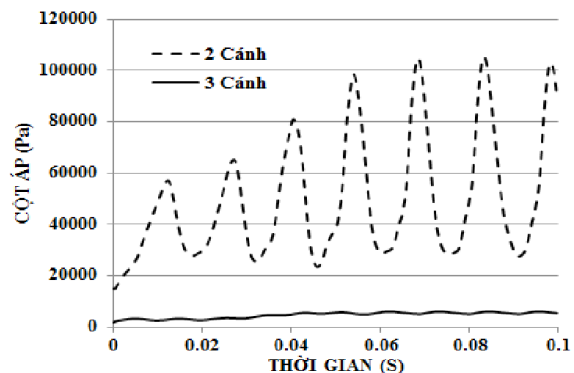
Hình 8. Sự biến đổi vận tốc dòng chảy ở cửa ra



Hình 9. Vận tốc trung bình

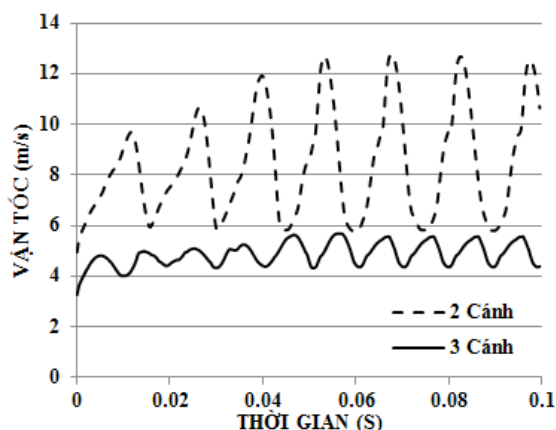
3.2.2. Phân tích ảnh hưởng của số cánh của rotor (số thù) tới vận tốc và áp suất dòng chảy

Như đã phân tích ở trên, khi tỉ lệ khoảng cách $e = 1,0$ thì vận tốc và áp suất lớn nhất. Do vậy, tác giả tập trung phân tích ảnh hưởng của số cánh rotor bơm tới áp suất và vận tốc dòng chảy. Hình 10 thể hiện sự biến đổi tuần hoàn của cột áp bơm ở cửa ra với rotor kiểu 2 cánh và 3 cánh ở tốc độ 1000 vòng/phút. Rotor kiểu 3 cánh có cột áp dao động với tần số gấp khoảng 1,6 lần so với rotor kiểu 2 cánh và áp suất dao động với biên độ nhỏ nên cột áp ở cửa ra biến đổi tương đối ổn định. Tương tự như áp suất, vận tốc dòng chất lỏng ở cửa ra của bơm cánh khế rotor kiểu 3 cánh dao động với tần số lớn hơn và biên độ nhỏ hơn bơm cánh khế rotor kiểu 2 cánh (Hình 11). Điều này được giải thích khi số cánh tăng từ 2 cánh lên 3 cánh thì vùng thể tích bơm được chia thành nhiều khoang hơn (từ 2 khoang lên 3 khoang), chu kỳ dao động của phần tử chất lỏng giảm dần tới tần số tăng. Thời gian và lực tương tác của cánh rotor lên các phần tử chất lỏng giảm dần tới biên độ dao động của phần tử giảm. Qua kết quả biến đổi dòng chảy qua bơm, ta thấy cột áp và vận tốc của bơm cánh khế rotor kiểu 3 cánh nhỏ hơn bơm cánh khế rotor kiểu 2 cánh nhưng tần số dao động lớn hơn, đồng thời biên độ dao động nhỏ hơn nên dòng chảy qua bơm ổn định, quá trình làm việc êm. Đây là ưu điểm nổi bật của bơm cánh khế kiểu 3 cánh.



Hình 10. Sự biến đổi áp suất của bơm cánh khế 2 và 3 cánh





Hình 11. Sự biến đổi vận tốc của bơm cánh khế 2 và 3 cánh

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu sử dụng các công cụ biến đổi toán học kết hợp với phương pháp mô phỏng CFD để thiết lập biên dạng rotor và phân tích ảnh hưởng của biên dạng rotor bơm cánh khế tới áp suất, vận tốc dòng chảy qua bơm. Quá trình mô phỏng và phân tích dựa trên sáu mô hình biên dạng rotor kiểu 3 cánh và một mô hình biên dạng rotor kiểu 2 cánh. Kết quả của nghiên cứu được thể hiện ở các khía cạnh sau:

- Quá trình mô phỏng cung cấp nhiều thông tin về dòng chảy như dải biến đổi áp suất, vận tốc; thông tin về giá trị tức thời của áp suất, vận tốc dòng chảy ở các vị trí khác nhau trong vùng làm việc, nhờ đó việc quan sát dòng chảy qua bơm được thực hiện dễ dàng;

- Ở tốc độ rotor 1000 vòng/phút, đặc tính cột áp và vận tốc dòng chảy qua bơm tỉ lệ với tỉ lệ khoảng cách và đạt giá trị trung bình lớn nhất khi $e = 1,0$; kết quả nghiên cứu cũng

cho thấy cột áp và vận tốc dòng chảy ổn định với độ lớn cao khi $e = 0,9$ và $e = 0,95$;

- Nghiên cứu cũng chỉ ra rotor kiểu 3 cánh cho cột áp và tốc độ dòng chảy thấp hơn rotor kiểu 2 cánh nhưng tần số dao động của cột áp, vận tốc lớn hơn và biên độ nhỏ hơn. ❖

Ngày nhận bài: **02/9/2021**

Ngày phản biện: **13/9/2021**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyen Hong Thai, Nguyen Thanh Trung; Establishing formulas for design of Roots pump geometrical parameters with given specific flow rate, Tạp chí Khoa học Công nghệ, số 53, 2015, Đại học Bách khoa Hà nội, trang 533-542.
- [2]. F. L. Litvin, Theory of gearing, Washington DC: NASA Reference Publication, 1989.
- [3]. F.L. Litvin, A. Fuentes, Gear Geometry and Applied Theory, the second edition, Cambridge University Press (2004).
- [4]. P.Y Wang, Z.H Fong, H. S Fang, Design constraints of five-arc Roots vacuum pumps, International Journal of Rotating Machinery Volume 2006, Part C.
- [5]. John F. Wendt, Computational Fluid Dynamics, the third Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
- [6]. Nguyen Thanh Tung, Bui Ngoc Tuyen, Study on the effect of the lobe pump's rotor profile to the volume ratio, Tạp chí Khoa học Công nghệ, số 39, 2017, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội.