

MỤC LỤC

DANH MỤC HÌNH VẼ.....	4
DANH MỤC BẢNG BIỂU	5
MỞ ĐẦU.....	6
1. TỔNG QUAN VỀ TÌNH HÌNH NGHIÊN CỨU TRONG NƯỚC VÀ NGOÀI NƯỚC	6
1.1 NGOÀI NƯỚC.....	6
1.2 TRONG NƯỚC	6
2. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI.....	7
3. MỤC TIÊU CỦA ĐỀ TÀI	7
4. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU	8
5. PHẠM VI ỨNG DỤNG.....	8
6. CÁCH TIẾP CẬN	8
7. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU	8
8. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU.....	9
CHƯƠNG 1.....	10
TỔNG QUAN VỀ BƠM THỦY	10
1.1 KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM THỦY	10
1.1.1 GIỚI THIỆU VỀ BƠM THỦY, ƯU ĐIỂM, NHƯỢC ĐIỂM	10
1.1.2 CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA BƠM THỦY	11
1.1.3 ỨNG DỤNG CƠ BẢN CỦA BƠM THỦY	13
1.2 TÌNH HÌNH SẢN XUẤT BƠM THỦY TRONG VÀ NGOÀI NƯỚC.....	15
1.3 TỔNG HỢP CÁC NGHIÊN CỨU TRONG NƯỚC VÀ QUỐC TẾ	15
1.3.1 TRÊN THẾ GIỚI	16
1.3.2 CÁC NGHIÊN CỨU TRONG NƯỚC.....	21

1.5 KẾT LUẬN CHƯƠNG 1	22
CHƯƠNG 2.....	23
THIẾT KẾ BIÊN DẠNG HÌNH HỌC ROTOR BƠM THỦY.....	23
2.1 ĐỘNG HỌC TẠO HÌNH BIÊN DẠNG ROTOR	23
2.1.1 BIÊN DẠNG ROTOR KIỂU CUNG TRÒN	23
2.1.2 BIÊN DẠNG CYCLOIDAL	26
2.2 THIẾT KẾ CẢI TIẾN BIÊN DẠNG ROTOR.....	28
2.3 KẾT LUẬN CHƯƠNG 2	30
CHƯƠNG 3.....	31
ÁP DỤNG PHƯƠNG PHÁP CFD ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ TẠO HÌNH ROTOR..	31
3.1 PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG CFD VÀ CƠ SỞ LÝ THUYẾT	31
3.1.1 GIỚI THIỆU VỀ PHƯƠNG PHÁP CFD	31
3.1.2 CƠ SỞ CỦA MÔ PHỎNG CFD	32
3.1.3 GIỚI THIỆU VỀ FLUENT	33
3.2.1 CÁC BƯỚC GIẢI BÀI TOÁN MÔ PHỎNG BẰNG PHƯƠNG PHÁP CFD..	34
3.2.2 TRÌNH TỰ THIẾT LẬP MÔ PHỎNG	35
3.2.2.1. ĐIỀU KIỆN MÔ PHỎNG	35
3.2.2.1. CÁC BƯỚC THỰC HIỆN MÔ PHỎNG THEO PHƯƠNG PHÁP CFD	35
3.3 KẾT QUẢ MÔ PHỎNG	40
3.3.1 VỚI BIÊN DẠNG CUNG TRÒN.....	40
3.3.1.1 CỘT ÁP BƠM.....	40
3.3.1.2. PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA SỐ CÁNH CỦA ROTOR TỚI VẬN TỐC VÀ ÁP SUẤT DÒNG CHẢY.....	42
3.3.1.3 KẾT LUẬN VỚI BIÊN DẠNG CUNG TRÒN	43
3.3.2 BIÊN DẠNG ROTOR HỖN HỢP CIC.....	43

3.3.2.1 VẬN TỐC DÒNG CHẢY	43
3.3.2 CỘT ÁP BƠM.....	45
3.3.3 LƯU LƯỢNG DÒNG CHẢY.....	46
3.4 KẾT LUẬN CHƯƠNG 3	46
CHƯƠNG 4.....	47
CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO ROTOR	47
4.1 ĐẶC ĐIỂM VÀ YÊU CẦU KỸ THUẬT CỦA CHI TIẾT GIA CÔNG	47
4.2 CÁC BƯỚC THỰC HIỆN.....	48
4.3 TẠO CHƯƠNG TRÌNH NC	50
4.4 THỰC NGHIỆM GIA CÔNG.....	52
4.4.1 CHỌN MÁY.....	52
4.4.2 THÔNG SỐ GIA CÔNG	52
4.5. KIỂM TRA VÀ ĐÁNH GIÁ ĐỘ CHÍNH XÁC.	53
4.5.1 CÁC THÔNG SỐ CẦN KIỂM TRA.	53
4.5.2 KIỂM TRA MỘT SỐ THÔNG SỐ CƠ BẢN BẰNG PHƯƠNG PHÁP TRUYỀN THỐNG.	53
4.5.3 KIỂM TRA BÁNH RĂNG CÔN RĂNG THẲNG BẰNG PHƯƠNG PHÁP ĐO TỌA ĐỘ TRÊN MÁY CMM.	55
4.5.4. XỬ LÝ SỐ LIỆU SAU KHI ĐO.....	58
4.6 KẾT LUẬN CHƯƠNG IV.....	62
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	64

DANH MỤC HÌNH VẼ

Hình 1. 1 Một số loại bơm thủy	11
Hình 1. 2 Cấu tạo bơm thủy	12
Hình 1. 3 Nguyên lý làm việc.....	13
Hình 1. 4 Bơm thủy trong dây chuyền sản xuất.....	14
Hình 1. 5 Bơm thủy trong xe phun phân bón hữu cơ di động.....	14
Hình 1. 6 Bơm thủy trong hệ thống làm sạch chất thải trong bể dự trữ.....	14
Hình 1. 7 Biên dạng rotor Cycloid – cung tròn	17
Hình 1. 8 Biên dạng rotor ECE	18
Hình 1. 9 Hệ tọa độ xây dựng biên dạng rotor kiểu elip	19
Hình 1. 10 Biên dạng rotor với 5 cung tròn	20
Hình 1. 11 Biên dạng rotor thân khai - epicloid.....	Error! Bookmark not defined.
Hình 1. 12 Các loại rotor với biên dạng họ cycloid	21
Hình 2. 1 Hệ tọa độ xây dựng biên dạng rotor	23
Hình 2. 2 6 kiểu biên dạng hình học của bơm thủy.....	26
Hình 2. 3 Đường cycloid tổng quát	26
Hình 2. 4 Biên dạng rotor kiểu 3 thùy	27
Hình 2. 5 Hình dáng rotor bơm cánh khế.....	28
Hình 2. 6 Biên dạng rotor hỗn hợp.....	29
Hình 2.7 Biên dạng rotor hỗn hợp.....	30
Hình 3. 3 Mô hình lưới.....	35
Hình 3. 4 Nhập mô hình và thiết lập hàm UDF	36
Hình 3. 5 Thiết lập chung.....	36
Hình 3. 6 Thiết lập mô hình dòng chảy rời	36
Hình 3. 7 Thiết lập vật liệu.....	37
Hình 3. 8 Thiết lập điều kiện lớp biên.....	37
Hình 3. 9 Thiết lập mô hình lưới động.....	38
Hình 3. 10 Theo dõi kết quả	39
Hình 3. 11 Xuất kết quả.....	39

Hình 3. 12 Phân bố áp suất bơm thủy với $e = 0.9$ ở tốc độ 1000 vòng/phút.....	40
Hình 3. 13 Sự biến đổi áp suất dòng chảy ở cửa ra.....	41
Hình 3. 14 Cột áp trung bình ở cửa ra	41
Hình 3. 15 Sự biến đổi tốc độ dòng chảy	42
Hình 3. 16 Sự biến đổi vận tốc của bơm thủy 2 và 3 cánh.....	43
Hình 3. 17 Vận tốc dòng chảy ở tốc độ rotor 600 vòng/phút.....	44
Hình 3. 18 Vận tốc dòng chảy	44
Hình 3. 19 Cột áp bơm ở tốc độ rotor 600 vòng/phút	45
Hình 3. 20 Cột áp bơm	45
Hình 3. 21 Lưu lượng bơm.....	46
Hình 4. 1 Chi tiết gia công	47
Hình 4. 2 Phôi.....	48
Hình 4. 3 Gia công mặt bên thứ nhất	48
Hình 4. 4 Gia công mặt đầu thứ hai	49
Hình 4. 5 Gia công lỗ và rãnh then.....	49
Hình 4. 6 Gia công biên dạng răng.....	49
Hình 4. 7 Thiết lập đường chạy dao	50
Hình 4. 8 Thẻ contour.....	51
Hình 4. 9 Hội thoại máy	51
Hình 4. 10 Sơ đồ đo sai lệch bước vòng	54
Hình 4. 11 Đo sai số profin răng	54
Hình 4. 12 Thuật toán của cách kiểm tra.....	59

DANH MỤC BẢNG BIỂU

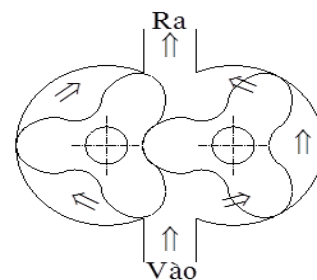
Bảng 4. 1 Số liệu biên dạng bánh răng rotor trái.....	60
Bảng 4. 2 Số liệu biên dạng bánh răng phải	61

MỞ ĐẦU

1. Tổng quan về tình hình nghiên cứu trong nước và ngoài nước

1.1 Ngoài nước

Bơm thủy (hình 1) được phát minh bởi Isaiah Davies [1] và được sử dụng để vận chuyển các chất lỏng có độ nhớt cao, chất lỏng pha rắn, vận chuyển khí (máy thổi khí),... Nó là thiết bị quan trọng được sử dụng nhiều trong các lĩnh vực sản xuất thực phẩm, đồ uống, ngành dược, hóa chất, nhiệt điện, xử lý chất thải, khai thác dầu khí, khai thác khoáng sản vv... Với những điểm nổi bật như: Duy trì tốc độ dòng chảy ổn định, làm việc êm, cho phép hoạt động trong điều kiện không cần bôi trơn, hiệu suất và tuổi thọ cao. Đặc tính nổi bật của bơm thủy chủ yếu do kết cấu hình học của rotor bơm tạo ra.



Hình 1: Bơm thủy

Trên thế giới đã có nhiều công trình nghiên cứu về biên dạng rotor bơm:

- Nhóm tác giả Y.H. Kang, H.H. Vu, C.H. Hsu [2] đã đưa ra rotor dạng cung tròn, đỉnh là cung tròn lõm, đáy là cung tròn lồi có cùng bán kính (Hình 2), nhằm mục đích tăng hiệu suất thể tích.
- Nhóm tác giả C-F Chen, H-Y Chen, Y-H Lin, Z-Y Lin [3] đưa ra đường cong mới trong việc hình biên dạng rotor, đường cong được hình thành trên cơ sở đường chia là đường ellipse thay vì là các đường tròn như các nghiên cứu khác (hình 3). Biên dạng mới đã cải thiện được khả năng tạo cột áp lớn hơn các đường cong thông thường nhưng việc chế tạo gặp nhiều khó khăn.
- P-Y Wang [4] đưa ra biên dạng rotor hình thành từ 5 đoạn cung cong liên tục nhằm tăng thể tích buồng chứa và khả năng duy trì khe hở giữa hai rotor.
- Công ty Donjoy Technology [5] ở Trung quốc sản xuất bơm thủy có biên dạng rotor là đường cung tròn.

1.2 Trong nước

Hiện nay, Các nghiên cứu về bơm thủy vẫn đang được thực hiện và rất ít công bố về nó. Nguồn tài liệu về bơm còn hạn chế rất. Một số nhóm tác giả cũng đã đề cập tới nghiên cứu về bơm thủy như:

- Nhóm tác giả Nguyễn Hồng Thái, Nguyễn Thành Trung [6] đưa ra phương pháp thiết lập biểu thức thiết kế kích thước hình học của bơm thủy theo lưu lượng riêng. Tuy nhiên nghiên cứu mới chỉ đề cập mối quan hệ giữa biên dạng rotor và lưu lượng.

- Trong giáo trình Nguyên Lý Máy của tác giả Đinh Gia Tường, Tạ Khánh Lâm [7], chỉ giới thiệu về nguyên lý hoạt động của bơm thủy. Chưa đề cập tới kết cấu cụ thể và phương pháp thiết kế rotor bơm.

2. Tính cấp thiết của đề tài

Bơm thủy được dùng rộng rãi trong nhiều ngành công nghiệp. Đặc biệt là các ngành sản xuất sản phẩm liên quan tới sức khỏe con người. Nhưng hiện nay chúng ta đều phải nhập khẩu từ nước ngoài.

Các loại bơm thủy phổ biến hiện nay sử dụng biên dạng rotor là các đường cong cơ bản nên thường bị giới hạn về cột áp, tiếng ồn lớn khi làm việc với tốc độ cao, lưu lượng qua bơm còn nhỏ dẫn tới hiệu quả làm việc chưa cao. Do đó cần cải tiến biên dạng hình học của rotor để nâng cao hiệu quả làm việc của bơm.

Trong nước, nguồn tài liệu về bơm thủy rất hạn chế và rất ít các nghiên cứu tổng thể về nó. Vì vậy việc xây dựng cơ sở dữ liệu, tài liệu tính toán thiết kế bơm để phục vụ quá trình nghiên cứu sâu rộng loại bơm này ở điều kiện Việt Nam là cần thiết.

Kết quả của đề tài là cơ sở quan trọng để chế tạo bơm thủy trong nước thay thế việc nhập khẩu loại bơm này. Ngoài ra kết quả và sản phẩm của nghiên cứu còn phục vụ quá trình thí nghiệm tại phòng thí nghiệm Cơ khí Thủy lực ở Bộ môn Kỹ thuật cơ khí, phục vụ quá trình đào tạo Đại học, Sau đại học ngành cơ khí ở trường Đại học Mỏ Địa chất.

Dựa trên tình hình ứng dụng cụ thể trong nước, các nghiên cứu trên thế giới và ở Việt Nam thì việc chọn hướng đề tài “ Nghiên cứu cải tiến biên dạng rotor bơm thủy để nâng cao hiệu suất bơm là hết sức cần thiết”

3. Mục tiêu của đề tài

- Xây dựng cơ sở lý thuyết về tính toán thiết kế rotor bơm thủy;
- Xây dựng rotor bơm với biên dạng được cải tiến;
- Chế tạo 01 rotor bơm thủy kiểu 3 cánh phục vụ phòng thí nghiệm của Bộ môn Kỹ thuật cơ khí và phục vụ sản xuất thử nghiệm;

4. Đối tượng nghiên cứu

- Những vấn đề lý thuyết về bơm thủy;
- Rotor bơm kiểu 3 cánh.

5. Phạm vi ứng dụng

- Nghiên cứu cấu tạo, nguyên lý làm việc của bơm, phương pháp tạo hình biên dạng rotor bơm, những cải tiến biên dạng rotor nhằm nâng cao hiệu quả làm việc của bơm.
- Quy trình công nghệ chế tạo và chế tạo rotor bơm kiểu 3 cánh.

6. Cách tiếp cận

- Tổng hợp và phân tích các kết quả nghiên cứu trên thế giới và trong nước về bơm thủy; Khảo sát thực tế biên dạng rotor của bơm thủy nhập khẩu từ nước ngoài đang sử dụng tại một số cơ sở sản xuất trong nước; Trên nhu cầu thiết bị thí nghiệm phục vụ đào tạo ngành Máy và tự động thủy khí, ngành Công nghệ chế tạo máy;
- Kết hợp sự trợ giúp của ngôn ngữ lập trình Matlab để xây dựng mô hình toán, các phần mềm hiện đại: Ansys, Solidwork, Autocad để hỗ trợ trong việc mô phỏng và tối ưu hóa biên dạng rotor bơm thủy;
- Gia công chế tạo: Kết hợp với cơ sở sản xuất của Công ty TNHH máy và tự động hóa Hiền Long để chế tạo thử nghiệm và kiểm tra biên dạng hình học 01 rotor bơm theo thiết kế.

7. Phương pháp nghiên cứu

- Phương pháp nghiên cứu lý thuyết kết hợp kế thừa các kết quả lý thuyết trước về đối tượng nghiên cứu. Kết hợp mô phỏng, đánh giá kết quả trên mô hình trên máy tính.

- Phương pháp thực nghiệm để đánh giá độ chính xác giữa mô hình thiết kế và sản phẩm thực tế

8. Nội dung nghiên cứu

Nội dung 1: Nghiên cứu lý thuyết tổng quan về bơm thủy, khảo sát biên dạng rotor bơm ở các cơ sở sản xuất trong nước sử dụng loại bơm này.

Nội dung 2: Xây dựng mô hình toán cho biên dạng rotor bơm được cải tiến, xây dựng mô hình 2D, 3D rotor bơm.

Nội dung 3: Xây dựng quy trình thực hiện mô phỏng đánh giá các thông số hình học cơ bản của bơm và lựa chọn thông số tối ưu cho rotor.

Nội dung 4: Quy trình công nghệ, gia công chế tạo rotor bơm thủy; Đánh giá kiểm tra rotor bơm chế tạo ra;

Nội dung 5: Viết báo cáo tổng kết và báo cáo nghiệm thu kết quả nghiên cứu.

CHƯƠNG 1

TỔNG QUAN VỀ BƠM THỦY

1.1 Khái niệm chung về bơm thủy

1.1.1 Giới thiệu về bơm thủy, ưu điểm, nhược điểm

Bơm là một thiết bị dùng để vận chuyển chất lỏng hoặc khí từ vị trí này tới vị trí khác. Bơm đã hiện hữu từ rất lâu trong cuộc sống của loài người chúng ta từ những thiết bị dâng nước thô sơ như gầu múc nước có cần ở giếng, bánh xe nước đã xuất hiện từ những năm trước công nguyên, từ thế kỷ thứ II trước công nguyên, người ta đã sáng chế ra bơm pít-tông thô sơ vv... Nói chung trước thế kỷ XVII, các loại máy bơm rất thô sơ và ít được nghiên cứu. Từ thế kỷ XVIII trở lại đây, lĩnh vực nghiên cứu, thiết kế chế tạo máy bơm được phát triển mạnh mẽ và ngày càng hoàn thiện. Năm 1640 nhà vật lý Otto-Henrich (Đức) đã sáng chế ra bơm pít-tông hoàn thiện đầu tiên. Những năm 1751- 1754 Euler (Thụy Sĩ) đã lập nên lý thuyết cơ bản về bơm. Năm 1838 Xablukov (Nga) đã sáng chế ra bơm ly tâm đầu tiên. Về sau, nhiều nhà bác học như Joukowski, Chaplygin, Parótanua đã lập nên lý thuyết về dòng chảy bao quanh hệ thống cánh dẫn, hoàn chỉnh lý thuyết về bơm cánh dẫn. Ngày nay trên thế giới, ngành chế tạo bơm đã và đang phát triển vô cùng mạnh mẽ. Người ta đã chế tạo được các bơm có công suất tới hàng ngàn kW và tốc độ quay lên đến hàng ngàn vòng/phút.

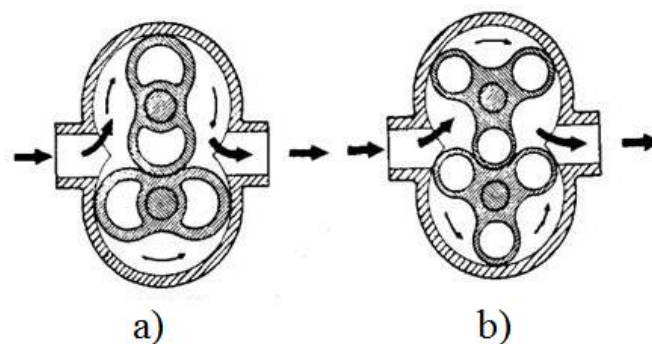
Hiện nay, ở nước ta ngành chế tạo bơm cũng ngày được phát triển. Chúng ta có những cơ sở chuyên nghiên cứu về bơm như Viện thiết kế thủy lợi, thủy điện. Viện thiết kế máy công nghiệp và nhiều cơ sở sản xuất bơm như công ty Bơm Hải Dương, Liên doanh Bơm Ebara giữa Việt Nam và Nhật Bản. Ngành chế tạo bơm là một ngành phức tạp và rất quan trọng trong lĩnh vực chế tạo máy. Nhiệm vụ quan trọng của ngành chế tạo bơm nước ta hiện nay là thống nhất hóa và định hình hóa với mức độ cao nhất các bơm, xây dựng được biểu đồ hệ loại bơm của Việt Nam, mở rộng danh mục các loại bơm ly tâm trục ngang, bơm hướng trục, bơm giếng khoan, và chế tạo được bơm ly tâm trục đứng công suất lớn, bơm nước thải, bơm giếng khoan loại nhúng chìm, bơm dầu bơm bột giấy vv... Người ta chia máy bơm ra làm nhiều loại dựa vào những đặc điểm như: Nguyên lý tác động vào dòng nước, dạng năng lượng làm chạy bơm, kết cấu máy bơm, mục đích

bơm, loại chất lỏng cần bơm vv... Trong đó thường dùng đặc điểm thứ nhất để phân loại bơm. Theo đặc điểm này, máy bơm được chia làm hai nhóm: Bơm động lực và bơm thể tích.

Bơm động lực: Trong buồng công tác của máy bơm, chất lỏng được nhận năng lượng liên tục từ cánh bơm truyền cho nó suốt từ cửa vào đến cửa ra của bơm. Loại máy bơm này gồm có những loại tiêu biểu như sau: bơm ly tâm, bơm hướng trục.

Bơm thể tích: Nguyên lý làm việc của loại bơm này là thay đổi có chu kỳ thể tích của buồng công tác truyền áp lực hút/đẩy chất lỏng. Bơm này có những loại tiêu biểu như sau: Bơm pít-tông (rotor hướng kính, rotor hướng trục), bơm cánh gạt, bơm bánh răng, bơm thủy vv...

Bơm thủy được bắt đầu sử dụng từ những năm 1960 và hiện nay đã được ứng dụng khá rộng rãi trong công nghiệp. Bơm thủy là thuộc dòng bơm thể tích tương tự như bơm bánh răng, bơm cánh gạt, nó được dùng phổ biến trong vận chuyển các chất lỏng có độ nhớt cao, chất lỏng pha rắn, vận chuyển bùn, vận chuyển khí (máy thổi khí). Hiện nay bơm thủy được dùng phổ biến trong các ngành công nghiệp thực phẩm, ngành sản xuất đồ uống, ngành y, ngành sản xuất dược, mỹ phẩm do nó đáp ứng được các yêu cầu về kỹ thuật và yêu cầu cao về an toàn sức khỏe của con người. Ngoài ra nó còn được dùng khá phổ biến trong các ngành công nghiệp hóa chất, công nghiệp sản xuất giấy, ngành khai thác dầu khí, khí đốt, khai thác khoáng sản



Hình 1. 1 Một số loại bơm thủy

Ưu điểm của bơm thủy:

- Phù hợp vận chuyển với các loại chất lỏng và chất khí.
- Duy trì tốc độ dòng chảy tương đối ổn định.

- Làm việc êm.
- Do khe hở nhỏ nên ít tổn thất về lưu lượng.
- Là loại bơm khô, không cần bôi trơn.
- Hoạt động đơn giản, độ tin cậy cao.
- Hiệu suất cao, làm việc ổn định và tuổi thọ cao.

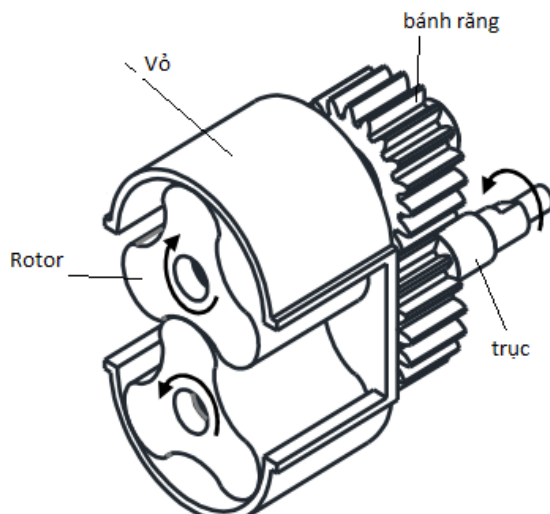
Nhược điểm:

- Áp suất chân không tạo ra bị giới hạn.
- Rung động nhiều khi chạy với tốc độ cao.
- Vật liệu chế tạo có giá thành cao

1.1.2 Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm thủy

1. Cấu tạo

Bơm thủy được cấu tạo từ các bộ phận chính là rotor, trục, bánh răng thân khai, vỏ bơm (hình 1.2)

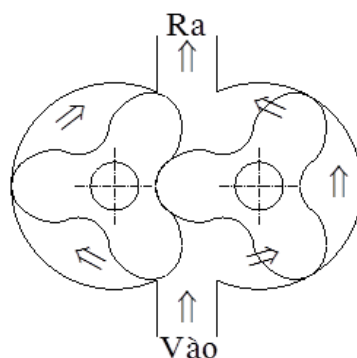


Hình 1. 2 Cấu tạo bơm thủy

Vỏ bơm tạo khoang làm việc chứa hai rotor. Vỏ này phải đảm bảo kín khít với rotor bơm. Rotor là bộ phận quan trọng nhất nó được chế tạo từ nhiều loại vật liệu khác nhau sao cho phù hợp với yêu cầu sử dụng. Thông thường vật liệu làm rotor bơm là thép không gỉ hoặc thép. Hai rotor có biên dạng giống nhau. Cặp bánh răng trụ có cùng thông số kỹ thuật được đặt trong khoang riêng. Chúng truyền động cho hai rotor nhằm đảm bảo khe hở xác định giữa 2 rotor. Cặp bánh răng có tỷ số truyền 1:1. Cặp bánh răng này được

kết nối với hai cánh bơm thông qua trục dẫn động. Trục dẫn động gồm một trục chủ động nối với động cơ thông qua một khớp nối. Trục này được giới hạn dọc trục bằng cặp ổ đỡ côn và truyền mômen cho cặp bánh răng và hai cánh bơm bằng then. Các bộ phận chính nêu trên cũng như các bộ phận khác của bơm thủy được đặt trên giá đỡ và sử dụng tối đa các chi tiết tiêu chuẩn để dễ dàng thay thế và sửa chữa.

2. Nguyên lý làm việc



Hình 1. 3 Nguyên lý làm việc

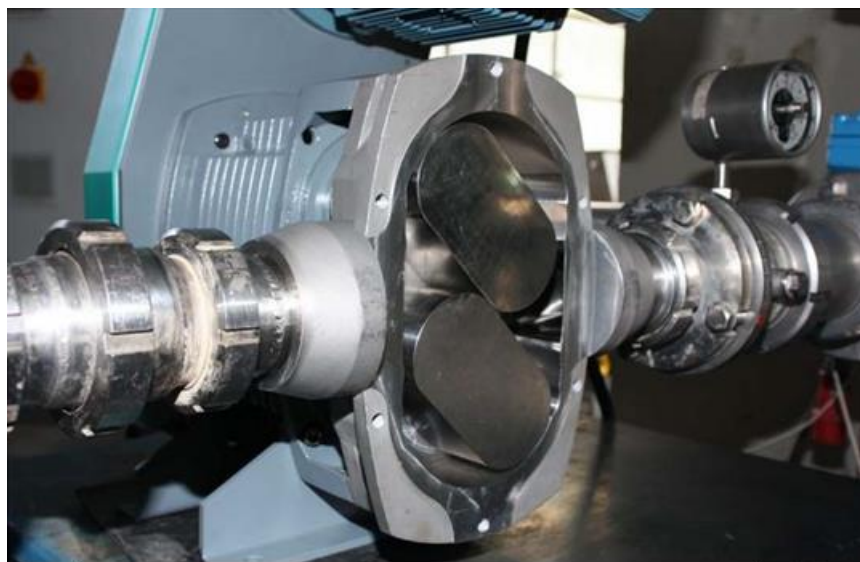
Trong quá trình làm việc, hai rotor nhận truyền động trực tiếp từ cặp bánh răng truyền động có cùng tỉ số truyền. Hai rotor quay ngược chiều nhau và luôn đảm bảo khe hở nhỏ nhất định giữa chúng (Hình 1.3). Với chiều quay như hình 1.3 thì cửa dưới là nơi dòng chất lỏng vào có áp suất thấp. Khi rotor quay, chất lỏng sẽ được đẩy ra cửa ra ở trên và là dòng chất lỏng có áp suất cao. Do hai rotor không tiếp xúc nên trong quá trình làm việc cho phép ngay cả khi chúng không được bôi trơn.

1.1.3 Ứng dụng cơ bản của bơm thủy

Ngày nay bơm thủy được ứng dụng rộng rãi trong sản xuất công nghiệp và trong nhiều lĩnh vực:

Lĩnh vực thực phẩm nó dùng để bơm các loại: mứt, sô cô la, xi rô, nước xốt, cà chua, taluy, món hầm, thịt xúc xích, trứng, chất béo, gelatin, súp, đường lỏng, mật đường, mật ong, dấm, bảo tồn, nước sốt đậu nành, bơ đậu phộng, sữa ong chúa, tương ớt, thái mỏng thịt, dầu ô liu dầu, dầu cọ, bột gà, dầu dừa, dầu cá, nước sốt cà chua, maple syrup, mứt, salad dressing, hương liệu, bột giấy. Bơm thủy phù hợp tuyệt vời cho nhu cầu bơm những lưu chất có độ nhớt cao. Vật liệu làm vỏ và rotor là thép không gỉ nên đáp ứng được các yêu cầu về an toàn thực phẩm

Lĩnh vực sản xuất sữa và đồ uống. Bơm thủy được dùng để vận chuyển dòng sữa, curdled sữa, sữa chua, váng sữa, phô mai, sữa đông, bơ, bơ thực vật, dầu, kem, pho mát whey, mousse, phô mai kem sữa trứng, bánh qui bơ, bia, rượu vang, rượu, xi rô, nấm men, hèm rượu, rượu, nước trái cây, rượu bồ, chất khoáng, trà, nước, rượu cà phê,..



Hình 1. 4 Bơm thủy trong dây chuyền sản xuất

Trong công nghiệp giấy và hóa chất. Bơm thủy dùng để vận chuyển các chất lỏng có tính axit, kiềm, xà phòng, sơn, thuốc nhuộm, sơn, nhựa, dầu nhờn, dung môi, rượu màu đen, keo, cao su, các loại sáp, sơn, bột nhão, sơn móng tay.



Hình 1. 5 Bơm thủy trong xe phun phân bón hữu cơ di động



Hình 1. 6 Bơm thủy trong hệ thống làm sạch chất thải trong bể dự trữ

1.2 Tình hình sản xuất bơm thủy trong và ngoài nước

Tuy ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp, nhưng hiện tại loại bơm này vẫn chưa được sản xuất trong nước. Để đáp ứng được nhu cầu sử dụng, chúng ta vẫn phải nhập khẩu. Trên thế giới một số hãng sản xuất bơm lớn đã tiên phong trong việc chế tạo loại bơm này:

1. *Wright Flow Technologies (Mỹ)*

Năm 1977, hai công ty Johnson Pumps và Evridge Engineering đã hợp tác cho ra đời công ty chuyên về sản xuất bơm thủy là Evro Johnson Pumps Ltd. Năm 1983, Evro Johnson Pumps Ltd chuyển về đến Eastbourne, East Sussex, UK và ở đó đến tận ngày nay. Năm 1989 là một mốc son quan trọng của Evro Johnson Pumps Ltd với những nghiên cứu mang ý nghĩa lớn lao cùng với sự phát triển chóng mặt về công nghệ cũng như nguồn lực sản xuất và đặc biệt Evro Johnson Pumps Ltd đã đổi tên thành Johnson Pump (UK) Ltd. Năm 1992, tập đoàn IDEX Corporation đã mua lại Johnson Pump (UK) Ltd. Sau khi được mua lại và tái cấu trúc, Johnson Pump (UK) Ltd được đổi tên thành Wright Pump, Inc và vào năm 1996 công ty đã chuyển trụ sở chính về Muskego, Wisconsin, USA. Sau đó ngoài sản phẩm chủ lực là bơm Root, công ty mở rộng sản xuất kinh doanh sang các loại bơm pít-tông rồi tiếp tục phát triển thêm các sản phẩm bơm khác phục vụ cho ngành sản xuất thuốc, ngành công nghiệp công nghệ sinh học cũng như vệ sinh môi trường. Từ năm 2008, công ty lại một lần nữa đổi tên thành Wright Flow Technologies và tên này được giữ cho đến tận ngày nay. Hiện nay, mạng lưới phân phối và kinh doanh của Wright Flow Technologies đã được mở rộng sang nhiều nước với sản phẩm chính là bơm pít-tông, bơm Root, bơm ly tâm

2. *Ipp Pump Products GmbH (Đức)*

Công ty Ipp Pump Products GmbH là một trong những công ty công nghệ hàng đầu tại Đức về các sản phẩm bơm đặc biệt là bơm Root. Công ty có trụ sở chính tại Kunz Industriepumpen, Ofenau 63, 25335 Bokholt-Hanredder, Germany. Công ty hoạt động với ba phương châm là hiệu suất cao, linh hoạt, tính năng vượt trội, đây chính là yếu tố cần thiết và quan trọng nhất để giúp công ty vượt qua cũng như khẳng định được thương hiệu của mình trước nhiều giai đoạn dài khó khăn của nền

kinh tế Đức nói riêng cũng như thế giới nói chung. Ipp Pump Products GmbH luôn nỗ lực hết mình để đem đến cho khách hàng những sản phẩm tốt nhất với những tính năng công nghệ vượt trội so với các sản phẩm cùng loại. Với đội ngũ nhân viên được đào tạo bài bản cùng với kinh nghiệm được tích lũy trong thời gian dài đã giúp Ipp Pump Products GmbH không chỉ đưa ra những sản phẩm vượt trội về kỹ thuật mà còn hợp lý về giá cả. Cũng chính vì những điều này mà Ipp Pump Products GmbH đã chiếm được thị phần lớn ở thị trường Châu Âu.

3. Viking Pump (Mỹ)

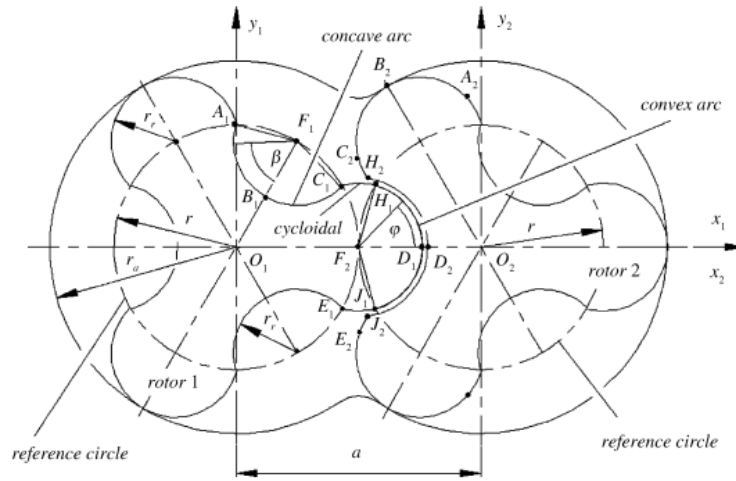
Viking Pump được sản xuất dựa trên một nguyên tắc duy nhất do chính nhà sáng lập của công ty phát minh từ chính những yêu cầu công việc thực tế đặt ra. Nhà sáng lập, nhà phát minh đó chính là Jens Nielsen, một người Đan Mạch di cư đến Cedar Falls, Iowa từ năm 1870. Sau khi đến Mỹ ông đã thành lập một mỏ đá và cũng từ vấn đề rò rỉ nước trong chính mỏ đá của ông mà ông đã phát triển loại bơm bánh răng ăn khớp ngoài đầu tiên. Năm 1904, chiếc bơm đầu tiên của ông được sản xuất và phục vụ công việc trong chính mỏ đá của ông. Năm 1911, Nielsen cùng với những người cộng tác của mình đã thành lập công ty Viking Pump. Cái tên Viking của công ty là vì ba trong số bốn người sáng lập nên công ty là người Đan Mạch. Và cũng chính trong năm đầu thành lập họ đã sản xuất được 50 sản phẩm đầu tiên thu về 2000 USD. Dù chỉ bắt đầu với hai công nhân cùng với nhà xưởng chỉ rộng 2400 feet² ở con phố nhỏ Cedar Falls vào năm 1912 đến năm 1976 họ đã có một khu sản xuất với đầy đủ chức năng rộng 405000 feet². Năm 1968, Viking Pump được mua lại bởi tập đoàn Houdaille Corporation. Sau nhiều thương vụ trao đổi cuối cùng vào năm 1989 Viking Pump được sát nhập vào tập đoàn IDEX Corporation.

1.3 Tổng hợp các nghiên cứu trong nước và quốc tế

1.3.1 Trên thế giới

Trên thế giới có nhiều tác giả đã nghiên cứu về biên dạng rotor của bơm thủy và đã công bố kết quả như

1. Nhóm tác giả Ligang Yao , Zhonghe Ye , Jian S. Dai, Haiyi Cai, [2]



Hình 1. 7 Biên dạng rotor Cycloid – cung tròn

Theo nhóm tác giả biên dạng rotor được hình thành từ các đường cong (hình 1.7). Đường tròn đỉnh và đáy (cung ABC và HDE) và phần chuyển tiếp giữa 2 cung tròn là cung cung Cyloid.

Phương trình các cung cong

$$\text{Cung đỉnh} \quad \begin{cases} x_{lca} = r \sin 30^\circ - r_r \sin(\beta + 30^\circ) \\ y_{lca} = r \cos 30^\circ - r_r \cos(\beta + 30^\circ) \end{cases} \quad (1.1)$$

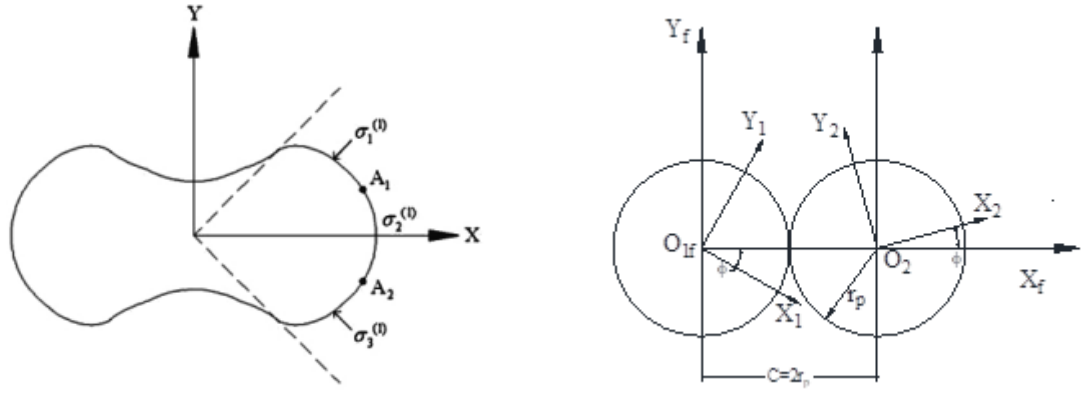
$$\text{Cung lõm} \quad \begin{cases} x_{lce} = r + r_r \cos \varphi \\ y_{lce} = r_r \sin \varphi \end{cases} \quad (1.2)$$

$$\text{Cung Cycloid} \quad \begin{cases} x_{lcy} = 2r \cos \alpha + r \cos(2\alpha + 150^\circ) \\ y_{lcy} = 2r \sin \alpha + r \sin(2\alpha + 150^\circ) \end{cases} \quad (1.3)$$

Nghiên cứu chỉ ra ưu điểm của biên dạng rotor Cung tròn – Cyloid có thể tích buồng chứa lớn biên dạng rotor kiểu cung tròn khoảng 12%.

2. Nhóm tác giả Y.H. Kang, H.H. Vu, C.H. Hsu, [3]

Nhóm tác giả đưa ra biên dạng rotor kết hợp từ đường Epicyloid – Cung tròn – Epicycloid



Hình 1. 8 Biện dạng rotor ECE

Theo nhóm tác giả, biên dạng rotor bơm được hình thành từ 3 cung cong (hình 1.8), cung Epicycloid bên sườn trái, phải σ_1 và σ_3 và Cung tròn đỉnh σ_2 . Với phương trình các cung:

Phương trình đường Epicycloid

$$R_1 = \begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r_p + r) \cos \theta + r \cos \frac{r_p + r}{r} \theta \\ (r_p + r) \sin \theta + r \sin \frac{r_p + r}{r} \theta \end{bmatrix} \quad (1.4)$$

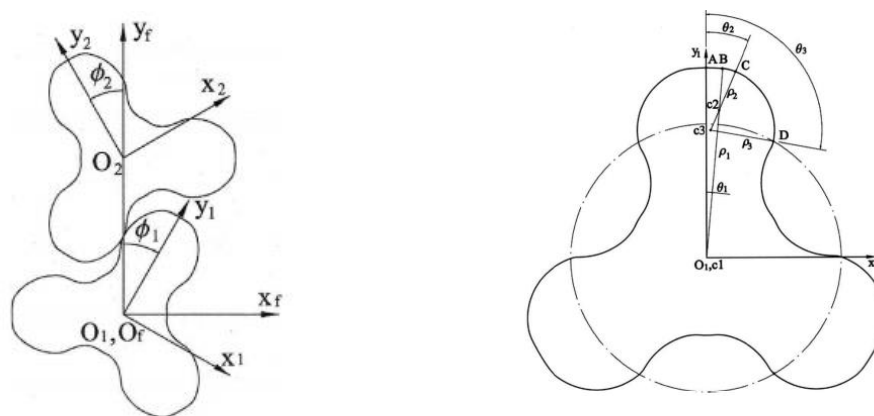
Phương trình Cung tròn

$$R_1 = \begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \rho \cos \theta + a \\ \rho \sin \theta \end{bmatrix} \quad (1.5)$$

Nhóm tác giả sử dụng phương pháp động lực dòng chảy CFD để xác định các thông số dòng chảy qua bơm. Kết quả mô phỏng cho thấy rotor biên dạng hỗn hợp ECE (Epicyloid – Circular – Epicycloid) cho hiệu suất dòng chảy cao hơn so với rotor biên dạng cung tròn, cung Epicyloid, cung hỗn hợp CEC.

3. Nhóm tác giả C-F Chen, H-Y Chen, Y-H Lin, Z-Y Lin, [4]

Theo nhóm tác giả, đường chia là đường Ellipse thay vì là các cung tròn như các nghiên cứu khác. Các thông số của Ellipse là tiêu cự C và tâm sai ϵ . Đường cong đỉnh của cánh bơm chủ động sẽ là cơ sở để sinh ra đường cong lõm của cánh bơm bị động và ngược.

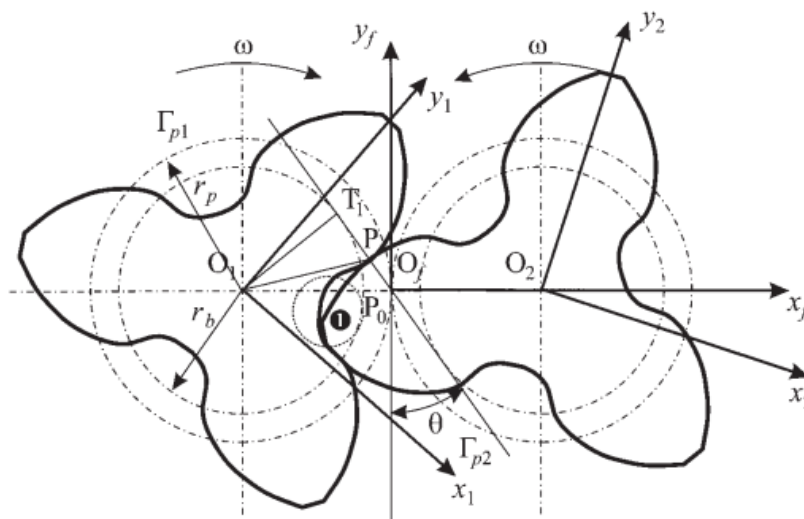


Hình 1. 10 Biên dạng rotor với 5 cung tròn

Nhóm tác giả đưa ra biên dạng rotor kết hợp từ 5 cung tròn (hình 1.10). Các cung tròn có bán kính và có tâm khác nhau. Kết quả tính toán cho thấy, biên dạng rotor hỗn hợp cho thông số dòng chảy qua bơm khá cao. Với cột áp lớn hơn bơm cùng loại có cùng kích thước, cột áp đạt khoảng $2,5 \cdot 10^3$ torr và lưu lượng đạt khoảng 1600 lít/phút.

5. Nhóm tác giả G Mimmi and P Pennacchi, [6]

Theo tác giả thì biên dạng rotor được hình thành từ đường thân khai kết hợp với đường Epitrochoid. Đỉnh rotor là đoạn cung cong có tâm trùng tâm rotor.



Hình 1. 11 Biên dạng rotor thân khai - Epicloid

Phương trình Epitrochoid

$$\Gamma_{\text{epi1,2}}: \begin{cases} x_{\text{epi1,2}}(\vartheta_{\text{epi1,2}}) = 2r_p \cos \vartheta_{\text{epi1,2}} - r_e \cos 2\vartheta_{\text{epi1,2}} \\ y_{\text{epi1,2}}(\vartheta_{\text{epi1,2}}) = -2r_p \sin \vartheta_{\text{epi1,2}} + r_e \sin 2\vartheta_{\text{epi1,2}} \end{cases} \quad (1.10)$$

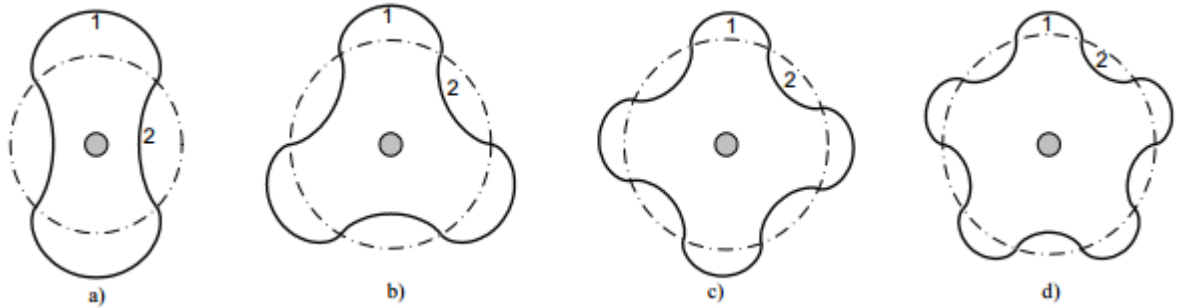
Phương trình thân khai

$$\Gamma_{\text{inv1,2}}: \begin{cases} x_{\text{inv1,2}}(\vartheta_{\text{inv1,2}}) = r_b \cos \vartheta_{\text{inv1,2}} + r_b \vartheta_{\text{inv1,2}} \sin \vartheta_{\text{inv1,2}} \\ y_{\text{inv1,2}}(\vartheta_{\text{inv1,2}}) = r_b \sin \vartheta_{\text{inv1,2}} - r_b \vartheta_{\text{inv1,2}} \cos \vartheta_{\text{inv1,2}} \end{cases} \quad (1.11)$$

Ngoài các nhóm tác giả điển hình trên, còn rất nhiều nhóm tác giả [6-10] đã đưa ra phương pháp xây dựng biên dạng rotor nhưng đều dựa trên các nguyên lý cơ bản như các nhóm tác giả trên.

1.3.2 Các nghiên cứu trong nước

Hiện nay, trong nước rất ít các tài liệu nghiên cứu về bơm thùy nên cũng ít những công bố khoa học về nó. Chủ yếu là các công ty thương mại cung cấp các tài liệu hướng dẫn sử dụng loại bơm này. Gần đây, nhóm nghiên cứu của Phạm Hồng Thái, Nguyễn Thanh Trung [7] đưa ra phương pháp thiết kế biên dạng rotor bơm theo lưu lượng riêng và đưa ra một số loại biên dạng rotor như hình 1.12



Hình 1.12 Các loại rotor với biên dạng họ cycloid

Theo nhóm tác giả, biên dạng rotor được hình thành từ đường cong Epicloit và Hypocycloid với các phương trình:

Đỉnh rotor là đường Epicloit với phương trình

$$\begin{cases} x_e = -r \cos \left(\left(\frac{R+r}{r} \right) \varphi \right) + (R+r) \cos \varphi \\ y_e = -r \sin \left(\left(\frac{R+r}{r} \right) \varphi \right) + (R+r) \sin \varphi \end{cases} \quad (1.12)$$

Chân rotor là đường hypocycloid với phương trình

$$\begin{cases} x_h = r \cos\left(\left(\frac{R-r}{r}\right)\varphi\right) + (R-r)\cos\varphi \\ y_h = -r \sin\left(\left(\frac{R-r}{r}\right)\varphi\right) + (R-r)\sin\varphi \end{cases} \quad (1.13)$$

1.4 Kết luận chương 1

Nội dung chương 1 đã tổng quan về lịch sử phát triển, những đặc điểm cấu tạo, nguyên lý làm việc và ứng dụng của bơm thủy.

Nội dung của chương đề cập tới những nghiên cứu điển hình trong nước và ngoài nước về bơm thủy

CHƯƠNG 2

THIẾT KẾ BIÊN DẠNG HÌNH HỌC ROTOR BƠM THỦY

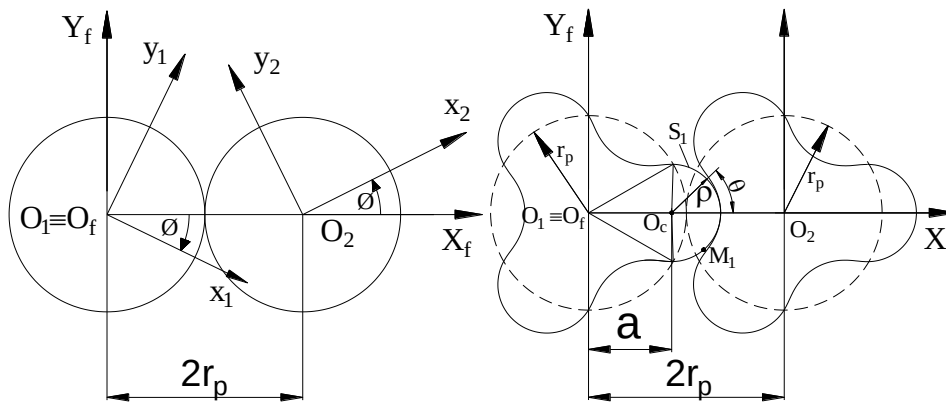
2.1 Động học tạo hình biên dạng rotor

Ưu điểm nổi bật của bơm thủy được hình thành dựa trên đặc điểm biên dạng rotor bơm. Biên dạng rotor cùng với vỏ bơm hình thành buồng chứa, đảm bảo khe hở để duy trì cột áp và thông số bơm. Do vậy biên dạng hình học rotor là yếu tố quan trọng để hình thành đặc tính bơm. Hiện nay, rotor bơm thủy phổ biến được hình thành từ các đường cơ bản như Cung tròn, đường Cycloidal, đường Elip.

2.1.1 Biên dạng rotor kiểu cung tròn

Cung tròn là cung cong phổ biến trong hình thành biên dạng rotor bơm thủy. Biên dạng rotor bơm được hình thành từ các cung tròn lồi ở đỉnh rotor và cung lõm ở chân rotor có cùng bán kính. Để thiết lập phương trình biên dạng rotor bơm, ta thiết lập hệ tọa độ như sau (Hình 2.1):

- Chọn hệ trục tọa độ $O_1X_1Y_1$ và $O_2X_2Y_2$ gắn trên rotor 1 và rotor 2, chuyển động cùng rotor.
- Chọn hệ trục tọa độ cố định $O_fX_fY_f$ có tâm O_f trùng O_1 .



Hình 2.1 Hệ tọa độ xây dựng biên dạng rotor

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 và có tâm O_c , phần lõm trên biên dạng rotor 2 đối tiếp với phần đỉnh rotor 1 cũng có bán kính ρ . Gọi r_p là bán kính đường

tròn chia; gọi e là tỉ số giữa khoảng cách $a = O_1O_c$ và bán kính vòng chia r_p , $e = \frac{a}{r_p}$, theo

[8]: $0,5 < e \leq 1,0$; Các thông số ρ , a , r_p thỏa mãn phương trình:

$$\rho^2 = r_p^2 + a^2 - 2a.r_p \cos \frac{\pi}{2n} \quad (2.1.)$$

Điểm $M_1(x_1, y_1)$ trên cung tròn đỉnh S_1 ở đỉnh rotor 1 (Hình 2.1) có được xác định bởi phương trình:

$$\begin{cases} x_1 = a + \rho \cos \theta \\ y_1 = \rho \sin \theta \end{cases} \text{ hay } \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a + \rho \cos \theta \\ \rho \sin \theta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.2.)$$

$$-\frac{(a + \rho)^2 - r_p^2}{\sqrt{2}ar} \leq \tan \frac{\theta}{2} \leq \frac{(a + \rho)^2 - r_p^2}{\sqrt{2}ar} \quad (2.3.)$$

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:

$$M_2 = M_{21}.M_1 = M_{2f}.M_{f1} M_1 \quad (2.4.)$$

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 [8]:

$$M_{2f} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & -2r_p \cos \phi \\ -\sin \phi & \cos \phi & 2r_p \sin \phi \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.5.)$$

Và

$$M_{f1} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 \\ -\sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.6.)$$

Do đó:

$$M_{21} = M_{2f}.M_{f1} = \begin{bmatrix} \cos 2\phi & \sin 2\phi & -2r_p \cos \phi \\ -\sin 2\phi & \cos 2\phi & 2r_p \sin \phi \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.7.)$$

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

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} = M_{21} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \rho \cos(\theta - 2\phi) + a \cos 2\phi - 2r_p \cos \phi \\ \rho \sin(\theta - 2\phi) - a \sin 2\phi + 2r_p \cos \phi \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.8.)$$

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 [8]:

$$f(\theta, \phi) = r_p \sin(\theta - \phi) - a \sin \theta = 0 \quad (2.9.)$$

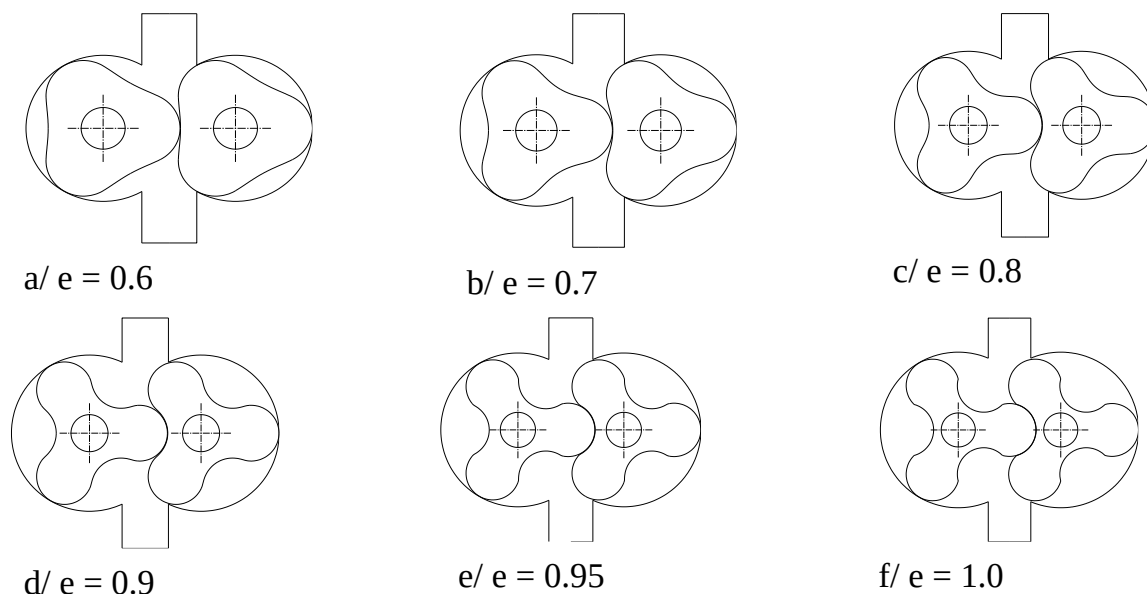
Dựa trên phương trình (2.2), (2.8) và điều kiện (2.3), (2.9) tác giả viết chương trình xây dựng biên dạng rotor trên phần mềm Matlab.

Chương trình matlab xây dựng biên dạng rotor

```
r = input('nhap gia tri vong chia r =');
b = input('nhap gia tri ti so b =');
% b la ti so a/r;
a = b*r;
ro = sqrt(r*r+a*a-2*a*r*cos(pi/6));
limtheta = pi/6+acos((r*r+ro*ro-a*a)/(2*r*ro));
theta = -limtheta:pi/100:limtheta+pi/50;
% ve cung tron dinh 1,2;
x = a+ro*cos(theta);
y = ro*sin(theta);
plot(x,y)
% Assuming that the data is a line or scatterplot
line_obj_handles = findobj(gca,'type','line');
% This will get the first line, modify this if you need a different one
handle = line_obj_handles(1);
% Extract the data
x = get(handle, 'XData'); % In R2014b or newer, x = handle.XData; also works
y = get(handle, 'YData');
csvwrite('lobepumpcircular1.csv', [x(:), y(:)]);
```

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

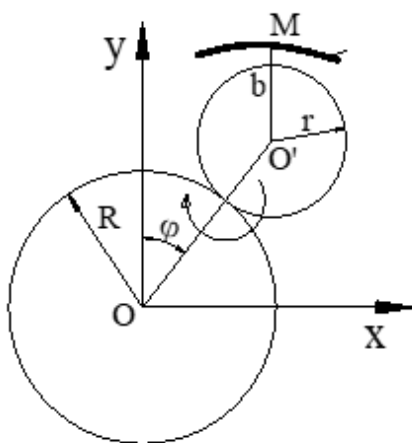
dạng rotor biên dạng bơm kiểu 3 cánh (Hình 2.2) với 6 trường hợp khác nhau của tỉ lệ khoảng cách e .



Hình 2. 2 6 kiểu biên dạng hình học của bơm thủy

2.1.2 Biên dạng Cycloidal

Đường cycloid là đường cong phổ biến trong hình thành nhiều bề mặt chi tiết cơ khí như bánh răng, trục vít, đĩa xích. Cho đường tròn (O', r) lăn không trượt trên đường tròn (O, R), khi ấy một điểm M nằm trên đoạn thẳng $O'M = b$ sẽ hình thành đường cong họ Cycloid (Hình 2.3)



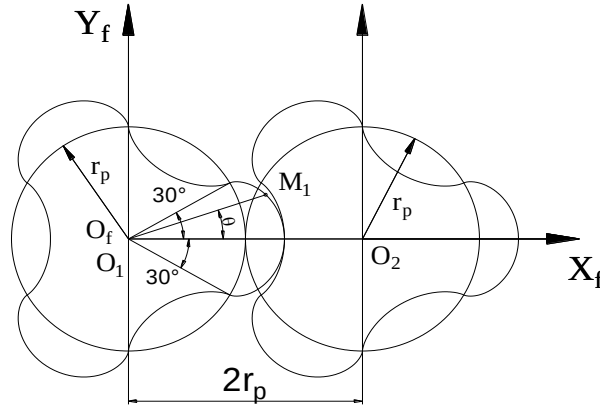
Hình 2. 3 Đường Cycloid tổng quát

Phương trình họ đường cong cycloid tiếp xúc ngoài [8]:

$$\begin{cases} x = (R+r) \cos \varphi - b \cos \frac{R+r}{r} \varphi \\ y = (R+r) \sin \varphi - b \sin \frac{R+r}{r} \varphi \end{cases} \quad (2.10.)$$

Với φ là tham số chuyển động.

Tương tự như biên dạng cung tròn, khi hình thành biên dạng rotor, đỉnh rotor là đường epicycloid ($b = r$, đường cycloid tiếp xúc ngoài), phần lõm rotor của rotor này đối tiếp với phần đỉnh của rotor kia. Chọn hệ trục tọa độ $O_1X_1Y_1$ và $O_2X_2Y_2$ 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 (Hình 2.1)



Hình 2. 4 Biên dạng rotor kiểu 3 thùy

Điểm M_1 nằm trên đỉnh rotor 1 (Hình 2.4) được xác định qua véc tơ $\vec{r}_1 = \overline{O_1M_1}$:

$$\vec{r}_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r_p + r) \cos \theta - r_p \cos \frac{r_p + r}{r} \theta \\ (r_p + r) \sin \theta - r_p \sin \frac{r_p + r}{r} \theta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.11.)$$

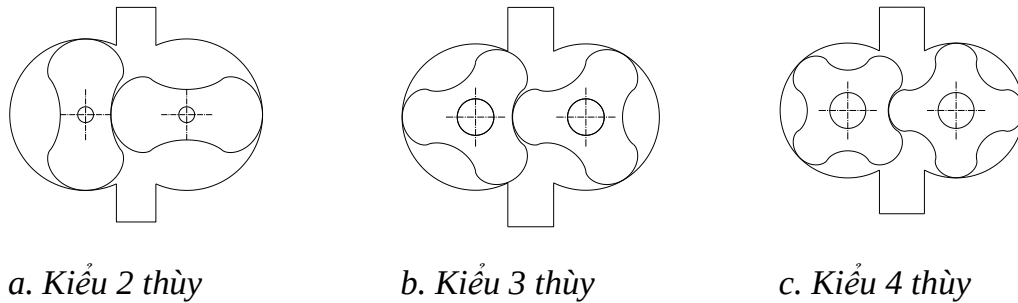
Trong quá trình làm việc phần lõm của rotor 2 đối tiếp với phần đỉnh của rotor 1 nên tọa độ điểm $M_2(x_2, y_2)$ trên cung lõm S_2 được xác định thông qua ma trận chuyển đổi M_{21} , ta có. Tọa độ điểm M_2 trên cung lõm của rotor 2 được xác định theo phương trình:

$$\vec{r}_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ 1 \end{bmatrix} = M_{21} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r_p + r) \cos(\theta - 2\phi) + r \cos(\frac{r_p + r}{r} \theta - 2\phi) - 2r_p \cos \phi \\ (r_p + r) \sin(\theta - 2\phi) + r \sin(\frac{r_p + r}{r} \theta - 2\phi) + 2r_p \sin \phi \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.12.)$$

Trong đó: ϕ là tham số chuyển động của hệ tọa độ; θ là tham số hình học của đường cong. Theo [8] tham số ϕ và θ thỏa mãn phương trình :

$$f(\theta, \phi) = r_p \sin(\theta - \phi) + r_p \sin\left(\frac{r_p + r}{r} \theta - \phi\right) + r \sin \frac{r_p}{r} \theta - (r_p + r) \sin \frac{r_p}{r} \theta = 0 \quad (2.13.)$$

Phương trình (2.11) và điều kiện (2.12) kết hợp sử dụng chương trình Matlab cho ta biên dạng rotor kiểu đường họ Cycloid (Hình 2.5)

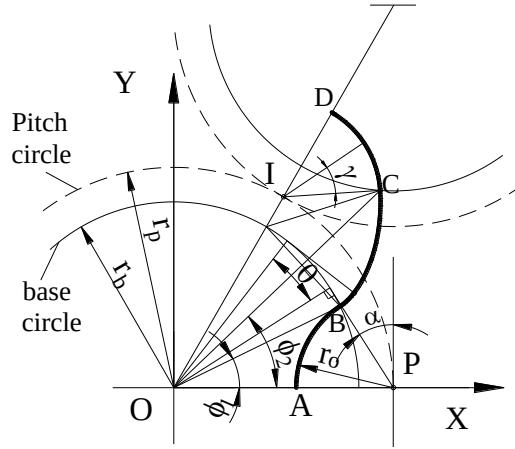


Hình 2. 5 Hình dáng rotor bơm cánh khế

2.2 Thiết kế cải tiến biên dạng rotor

Rotor bơm biên dạng cung tròn đảm bảo khe hở giữa đỉnh rotor và thành trong vỏ bơm đều và nhỏ. Nhưng diện tích buồng chứa nhỏ dẫn tới khả năng tạo lưu lượng lớn bị hạn chế. Đường thân khai có ưu điểm tạo cặp biên dạng có tính chất đối tiếp ăn khớp tốt. Sự kết hợp giữa cung tròn và đường thân khai sẽ phát huy được ưu điểm của từng đường cong. Biên dạng rotor sẽ kết hợp với các cung cong Cung tròn – Thân khai – Cung tròn (CIC). Đỉnh rotor là cung tròn có cùng tâm với tâm rotor, cung tròn sẽ đảm bảo khe hở nhỏ và biến đổi đều so với thành trong vỏ bơm. Biên dạng sườn rotor được hình thành bởi đường thân khai để bảo đảm đối tiếp tốt giữa hai rotor. Chân rotor là cung tròn đối tới với cung tròn đỉnh.

Vì biên dạng rotor có tính đối xứng nên phương trình các cung cong được xác định trên một phần của biên dạng (Hình 2.6)



Hình 2. 6 Biên dạng rotor hỗn hợp

Đỉnh rotor là cung tròn CD được xác định theo công thức:

$$\begin{cases} x = r_p \cdot \cos \frac{\pi}{2n} + r_v \cdot \sin \gamma \\ y = r_p \cdot \sin \frac{\pi}{2n} + r_v \cos \gamma \end{cases} \quad (2.14.)$$

Trong đó:

γ là tham số cung cong đỉnh;

r_p và r_v là bán kính vòng chia và cung tròn đỉnh

Cung thân khai BC ở sườn rotor được xác định:

$$\begin{cases} x(\phi) = x_M \cdot \cos(\phi_1) + y_M \sin(\phi_1) \\ y(\phi) = x_M \cdot \sin(\phi_1) - y_M \cos(\phi_1) \end{cases} \quad (2.15.)$$

Trong đó:

$$\begin{cases} x_M = r_b \cdot [\cos(\alpha + \theta) + (\alpha + \theta) \cdot \sin(\alpha + \theta)] \\ y_M = r_b \cdot [\sin(\alpha + \theta) - (\alpha + \theta) \cdot \cos(\alpha + \theta)] \end{cases} \quad (2.16.)$$

Trong đó: r_b là bán kính đường tròn cơ sở

θ là tham số đường thân khai

α là góc ăn khớp

ϕ_1 là tham số của hệ quy chiếu chuyển động

r_p là bán kính vòng chia, $r_b = r_p \cdot \cos \alpha$.

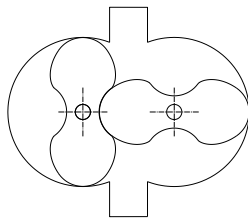
Trong quá trình làm việc, hai rotor luôn đối tiếp đảm bảo khe hở nhỏ 0.1 mm. Để đảm bảo quá trình làm việc với khe hở biên dạng đều và nhỏ thì đường ăn khớp là đoạn thẳng và nhỏ hơn đoạn ăn khớp lý thuyết. Do đó:

$$r_o = \frac{\pi}{2n} r_b \leq r_b \tan \alpha \Rightarrow \tan \alpha \geq \frac{\pi}{2n} \Rightarrow \alpha_{\min} = \arctan \frac{\pi}{2n} \quad (2.17.)$$

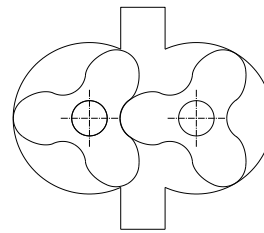
Chân rotor là cung tròn đối tiếp với cung tròn đỉnh, do vậy phương trình cung tròn chân rotor được xác định theo:

$$\begin{cases} x = r_p + r_c \sin \gamma_c \\ y = r_c \cos \gamma_c \end{cases} \quad (2.18.)$$

Kết hợp phương trình các đoạn cong, ta thu được biên dạng rotor hỗn hợp (Hình 2.7)



a. Rotor kiểu 2 cánh



a. Rotor kiểu 3 cánh

Hình 2.7 Biên dạng rotor hỗn hợp

2.3 Kết luận chương 2

- Nội dung chương 2 tập trung xây dựng phương trình toán học cho biên dạng rotor bơm kiểu cung tròn, cycloidal và biên dạng rotor kiểu hỗn hợp.
- Rotor được xây dựng từ các đường cong trên có kiểu 2,3 và 4 thùy.
- Dưới sự hỗ trợ của ngôn ngữ lập trình Matlab và phần mềm AutoCAD, nhóm tác giả đã xây dựng mô hình 2D biên dạng rotor.

CHƯƠNG 3

ÁP DỤNG PHƯƠNG PHÁP CFD ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ TẠO HÌNH ROTOR

3.1 Phương pháp mô phỏng CFD và cơ sở lý thuyết

3.1.1 Giới thiệu về phương pháp CFD

CFD (Computational Fluid Dynamics) là một kỹ thuật mô phỏng sử dụng phương pháp số kết hợp với công nghệ mô phỏng trên máy tính để giải quyết các bài toán liên quan đến các yếu tố chuyển động của môi trường, đặc tính lý hóa của các quá trình trong môi trường đang xét, đặc tính sức bền của môi trường, đặc tính nhiệt động, đặc tính động học, hay đặc tính động lực học hoặc khí động lực học, đặc tính lực, hoặc đặc tính lực moment và tương tác của các môi trường với nhau....phụ thuộc vào từng đối tượng và phạm vi cụ thể của từng vấn đề, từng lĩnh vực khoa học mà CFD có thể ứng dụng được. Những khía cạnh vật lý của bất kỳ dòng lưu chất nào đều được kiểm soát bởi ba nguyên lý cơ bản sau:

- Bảo toàn khối lượng.
- $F = ma$ (định luật 2 Newton).
- Bảo toàn năng lượng.

Những nguyên lý cơ bản này có thể biểu thị dưới dạng các số hạng của phương trình toán học, mà dạng tổng quát của chúng là những phương trình đạo hàm riêng. Tính toán động lực học lưu chất là thuật thay thế những phương trình đạo hàm riêng chủ đạo của dòng lưu chất bằng số và đưa những số này vào không gian và hoặc thời gian để nhận được sự mô tả số cuối cùng của trường dòng chảy đầy đủ cần quan tâm

CFD trong dự báo kỹ thuật công nghiệp đã trở nên mạnh đến mức ngày nay nó có thể được nhìn nhận như “hướng thứ ba” trong động lực học lưu chất, hai hướng khác là những trường hợp cổ điển của thực nghiệm thuần túy và lý thuyết thuần túy. Những tiến bộ về cơ lưu chất được thực hiện bằng cách kết hợp với các thực nghiệm tiên phong và phân tích lý thuyết cơ bản- những phân tích mà hầu như luôn yêu cầu sử dụng những mô hình dòng đơn giản để nhận được lời giải dạng khép kín của các phương trình chủ đạo. Những lời giải dạng khép kín có lợi thế nổi bật là đồng nhất ngay lập tức một vài tham số

cơ bản của bài toán đã cho, và thể hiện rõ câu trả lời cho những bài toán bị ảnh hưởng bởi sự biến đổi các tham số như thế nào. Tuy nhiên chúng có bất lợi là không đưa ra được mọi quá trình vật lý cần thiết của dòng. Với khả năng kiểm soát các phương trình chủ đạo ở dạng chính xác cùng với việc xem xét các hiện tượng vật lý chi tiết như phản ứng hóa học ở mức độ hạn chế, CFD nhanh chóng trở thành một công cụ phổ biến trong phân tích kỹ nghệ. Ngày nay, CFD hỗ trợ và bổ sung cả thực nghiệm thuần túy lẫn lý thuyết thuần túy, và quan điểm của các nhà nghiên cứu, CFD sẽ vẫn được coi là hướng thứ ba trong động lực học lưu chất, có đáng vóc và tầm quan trọng như nhau đối với thực nghiệm và lý thuyết. Nó có một vị trí cố định trong tất cả các khía cạnh của động lực học lưu chất, từ nghiên cứu cơ bản đến thiết kế kỹ nghệ.

CFD được phát triển, ứng dụng và mang lại hiệu quả cao trong các lĩnh vực cơ học môi trường chất lưu (khí, lỏng, plasma,...) và môi trường biến dạng, đàn hồi... Trên thực tế, CFD được ứng dụng rộng rãi vào các ngành khoa học tiên tiến và công nghệ cao cũng như các ngành khoa học phục vụ cuộc sống:

- Cơ học chất lưu và thủy khí động lực học.
- Vật liệu học và sức bền vật liệu.
- Công nghiệp chế tạo máy, đóng tàu.
- Năng lượng nguyên tử.
- Công nghiệp ô tô, máy bay.
- Công nghệ composite.
- Công nghiệp dầu khí.
- Y học, sinh học.
- Khí tượng thủy văn.
- ...

3.1.2 Cơ sở của mô phỏng CFD

Nền tảng của CFD là những phương trình chủ đạo cơ bản của động lực học lưu chất

- Phương trình liên tục.

- Phương trình động lượng.
- Phương trình năng lượng.

Những phương trình trên nói đến quá trình vật lý. Chúng là những phát biểu toán học của ba nguyên lý vật lý cơ bản mà toàn bộ động lực học lưu chất đặt trên cơ sở đó:

- Bảo toàn khối lượng.
- $F = ma$ (định luật 2 Newton).
- Bảo toàn năng lượng.

3.1.3 Giới thiệu về Fluent

FLUENT là một phần mềm với những khả năng mô hình hóa một cách rộng rãi các đặc tính vật lý cho mô hình dòng chảy chất lưu, rối, trao đổi nhiệt và phản ứng được áp dụng trong công nghiệp từ dòng chảy qua cánh máy bay đến sự cháy trong 1 lò lửa, từ các cột bọt khí đến các đệm dầu, từ dòng chảy của các mạch máu cho đến việc chế tạo các vật liệu bán dẫn và từ thiết kế các căn phòng sạch cho đến các thiết bị xử lý nước thải. Các mô hình đặc biệt giúp cho phần mềm có khả năng mô hình hóa buồng cháy động cơ cylinder, khí động học sự truyền âm, máy cánh và các hệ thống đa pha nhằm phục vụ cho việc mở rộng khả năng của phần mềm. Trong Fluent các mô hình chảy rối dựa trên phương trình năng lượng cho động năng chảy rối đã trở thành nền tảng của việc nghiên cứu mô hình chảy rối hiện đại.

Mô hình chảy rối bao gồm hai phương trình đối lưu để mô tả cho tính chảy rối của dòng chảy. Thông thường một trong các biến đối lưu là động năng chảy rối (turbulent kinetic energy) k , biến đối lưu thứ hai khác nhau phụ thuộc vào kiểu của mô hình hai phương trình. Lựa chọn phổ biến là tiêu tán rối (turbulent dissipation) ϵ hoặc tỉ số tản nhiệt đặc trưng (specific dissipation). Hai mô hình phổ biến và được sử dụng rộng rãi trong mô hình hai phương trình là:

- Mô hình k-epsilon.
- Mô hình k-omega

Mô hình k-epsilon [9] là một trong những mô hình chảy rối phổ biến nhất, mặc dù nó không thực hiện tốt trong trường hợp các gradient áp suất lớn. Nó là một mô hình hai

phương trình, có nghĩa là nó gồm có thêm hai phương trình đối lưu để mô tả tính rối của dòng chảy. Biến đối lưu đầu tiên là động năng chảy rối k , biến đối lưu thứ hai trong trường hợp này là tiêu tán rối ϵ , nó là biến xác định quy mô rối, biến k xác định năng lượng trong chảy rối. 3.2 Ứng dụng CFD trong mô phỏng dòng chảy qua bơm thủy

3.2.1 Các bước giải bài toán mô phỏng bằng phương pháp CFD

Giải bài toán bằng phương pháp CFD gồm các bước như sau:

1. Đặt vấn đề.
2. Giải quyết vấn đề.
3. Đánh giá kết quả.

Từ nhu cầu thực tiễn cần giải quyết các vấn đề mà chúng ta đặt ra vấn đề cho bài toán. Đặt vấn đề giúp chúng ta định hướng rõ ràng về cách mô phỏng và điều kiện mô phỏng.

Giải quyết vấn đề gồm ba giai đoạn là: Pre-Processing, Processing, và Post-Processing. Pre-Processing là giai đoạn chuẩn bị để giải quyết bài toán CFD, đó là xây dựng mô hình hình học của vật thể, rời rạc hóa vấn đề bằng các điểm rời rạc hay còn gọi là các lưới điểm. Phương pháp rời rạc phải đảm bảo được các yêu cầu về khả năng làm việc của máy tính, đảm bảo độ chính xác và hội tụ của phương pháp tính. Sau khi đã xây dựng được lưới tính toán, chúng ta tiến hành lựa chọn các phương pháp tính. Processing là giai đoạn tính toán được thực hiện, vấn đề còn lại đó là can thiệp vào các đại lượng thứ sinh (xuất phát từ tổ hợp các biến cơ sở trong hệ phương trình). Ở giai đoạn này chúng ta quyết định sử dụng các giải pháp nào cho phương pháp tính để đảm bảo được một phương án tối ưu cho các yêu cầu về thời gian tính toán, khả năng tính toán và độ chính xác của lời giải. Post-Processing là giai đoạn trực quan và xử lý kết quả. Sau khi giai đoạn Processing hoàn tất, toàn bộ dữ liệu của bài toán được ghi lại thành dữ liệu số, nhị phân, mã hóa .. trên ổ cứng của máy tính. Chúng ta hoàn toàn có thể xử lý chúng để thu được lời giải cho bài toán của mình.

3.2.2 Trình tự thiết lập mô phỏng

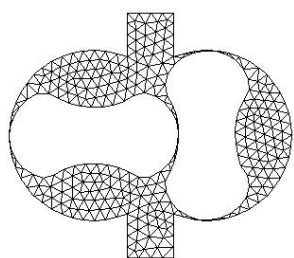
3.2.2.1. Điều kiện mô phỏng

Rotor bơm thủy 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 thủy. 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 0,1-0,2 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/m^3 . Mô phỏng sử dụng mô hình dòng chảy rối k- ϵ ; thuật toán SIMPLE; biểu đồ sai số bậc nhất; tốc độ rotor quay từ $300 \div 1500$ vòng/phút; Hàm UDF (User Defined Function) để điều khiển tốc độ quay của hai rotor và lưới động; Mã CODE được viết trên ngôn ngữ lập trình C. Bước thời gian trong mô phỏng $t = 0.00001\text{s}$.

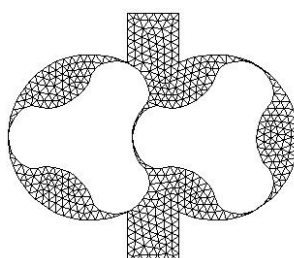
3.2.2.1. Các bước thực hiện mô phỏng theo phương pháp CFD

Bước 1: Tạo lưới đối tượng

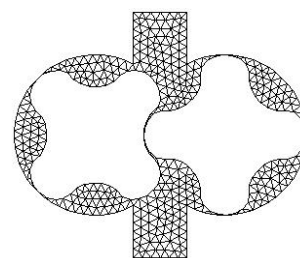
Mô hình được tạo lưới tam giác có kích thước cạnh 0.4 mm



a. Kiểu 2 thùy



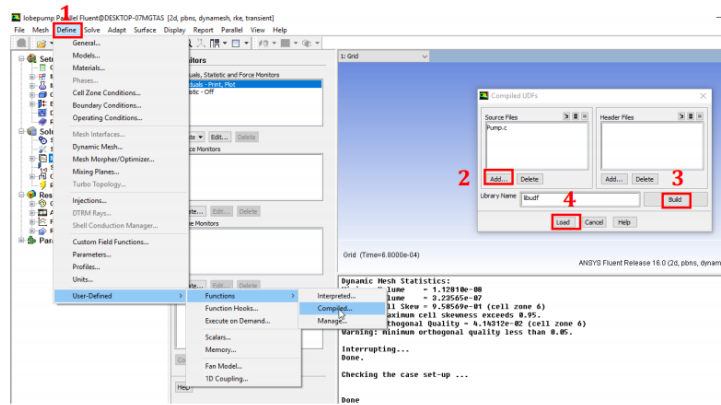
b. Kiểu 3 thùy



c. Kiểu 4 thùy

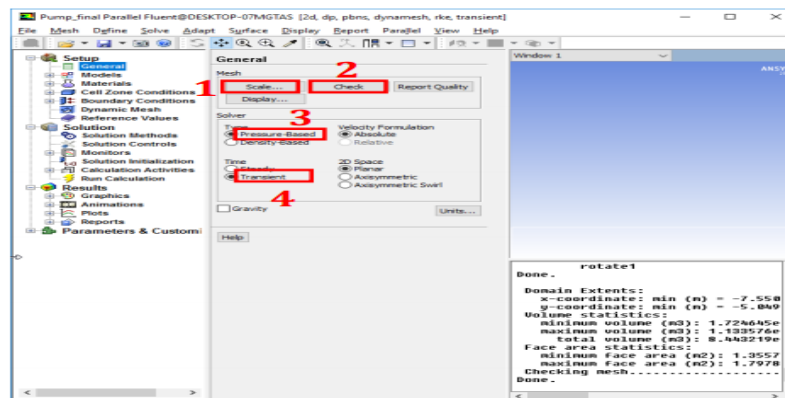
Hình 3. 1 Mô hình lưới

Bước 2: Nhập mô hình lưới và thiết lập hàm điều khiển rotor quay



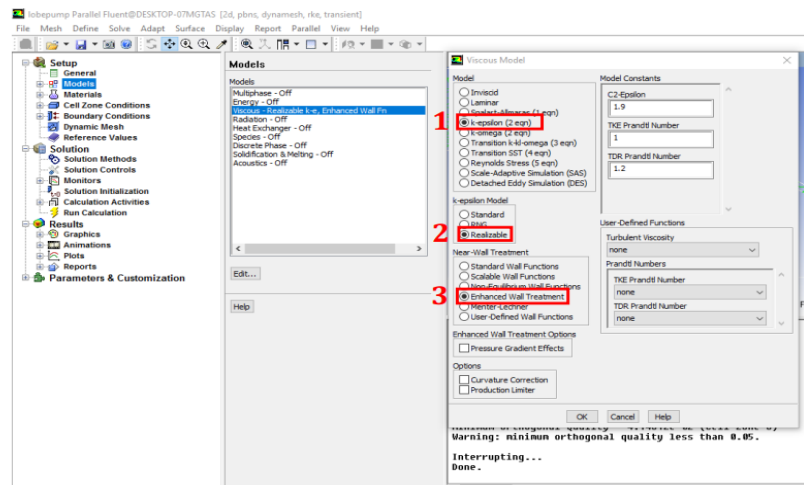
Hình 3. 2 Nhập mô hình và thiết lập hàm UDF

Bước 3: Thiết lập chung



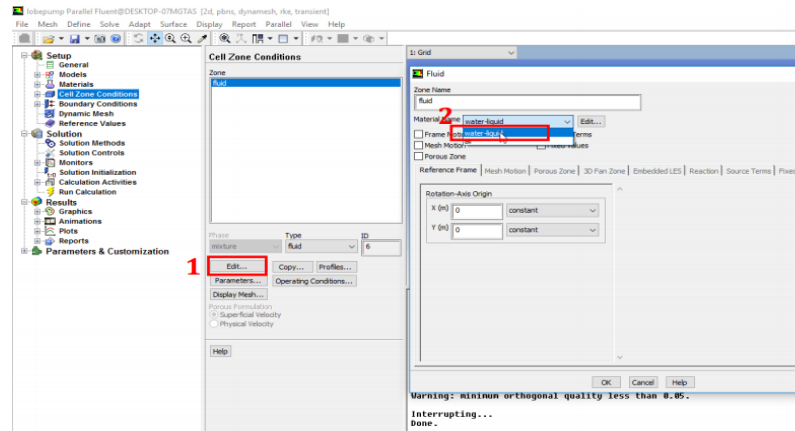
Hình 3. 3 Thiết lập chung

Bước 4: Thiết lập mô hình dòng chảy rối



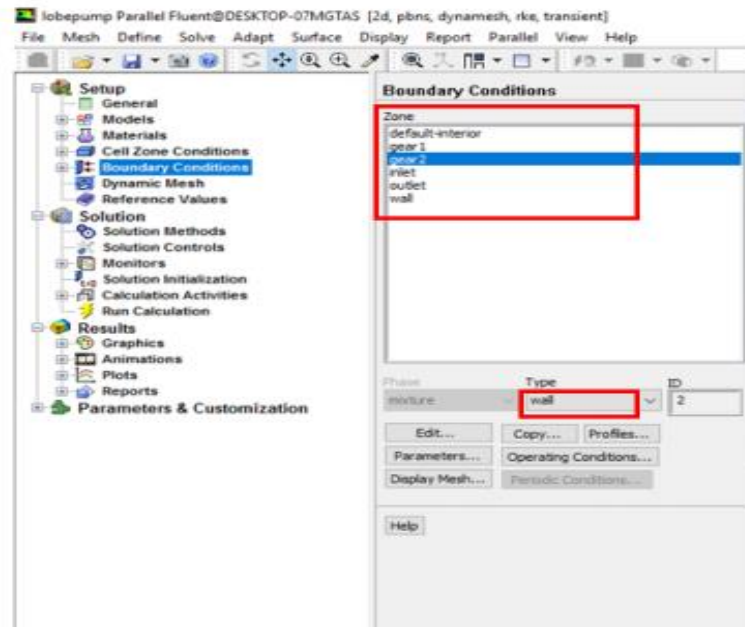
Hình 3. 4 Thiết lập mô hình dòng chảy rối

Bước 5: Thiết lập vật liệu



Hình 3. 5 Thiết lập vật liệu

Bước 6: Thiết lập điều kiện lớp biên



Hình 3. 6 Thiết lập điều kiện lớp biên

Bước 7: Tạo code C điều khiển tốc độ quay rotor

```
#include "udf.h"
```

```
#define omega1 -104.7197551 /* rotational speed, rad/sec */
```

```
#define omega2 104.7197551 /* rotational speed, rad/sec */
```

```
DEFINE_CG_MOTION(rotate1, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
```

```
{
```

```

cg_omega[2] = omega1;
}

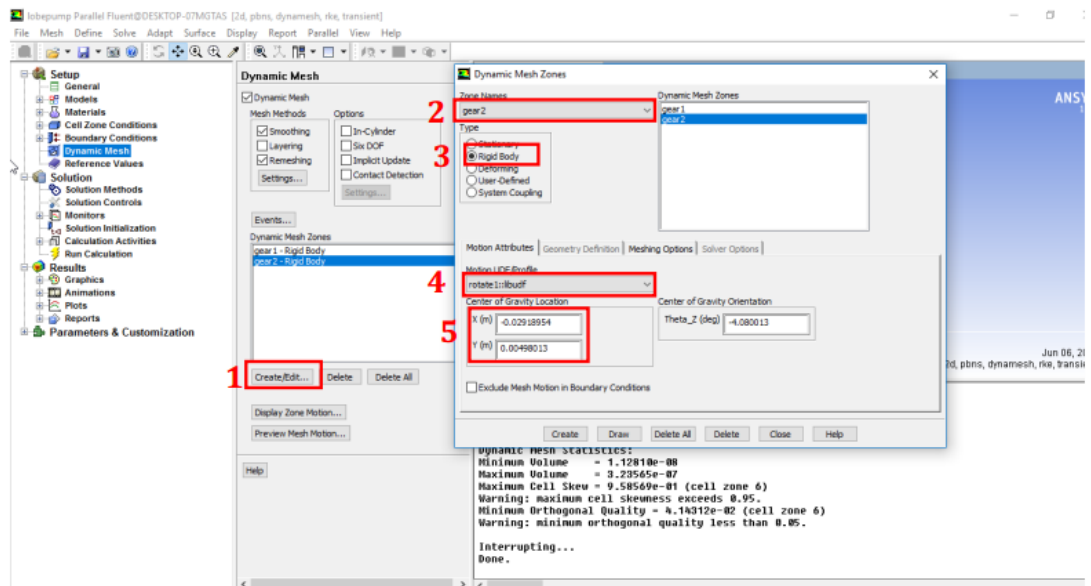
```

```

DEFINE_CG_MOTION(rotate2, dt, cg_vel, cg_omega, time, dttime)
{
    cg_omega[2] = omega2;
}

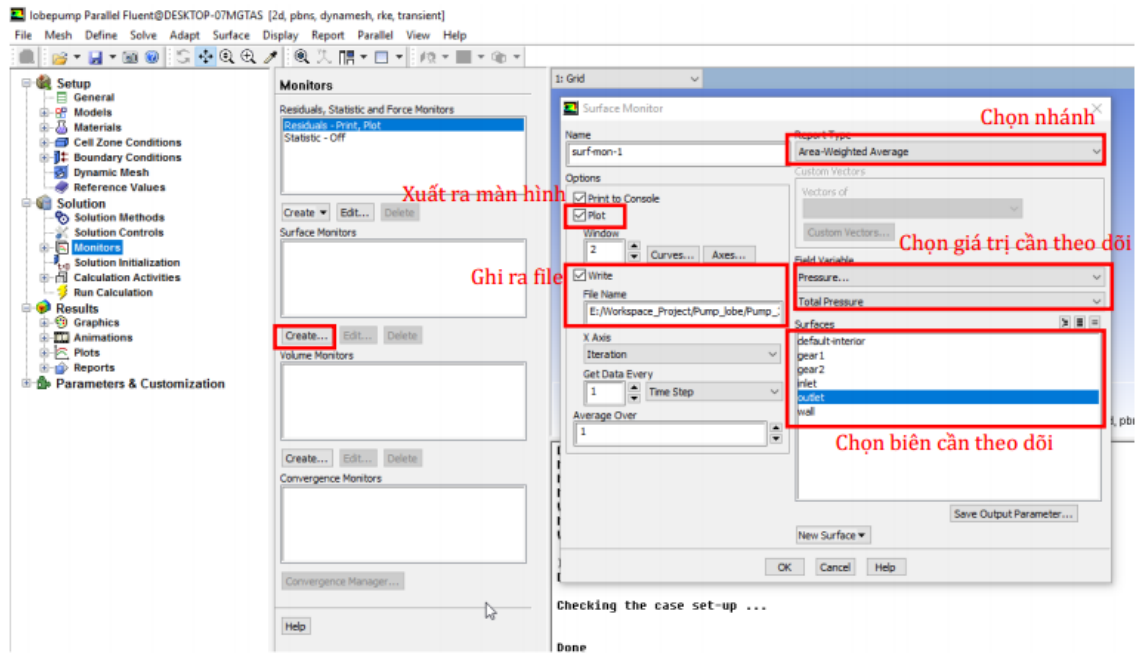
```

Bước 8: Thiết lập mô hình lưới động



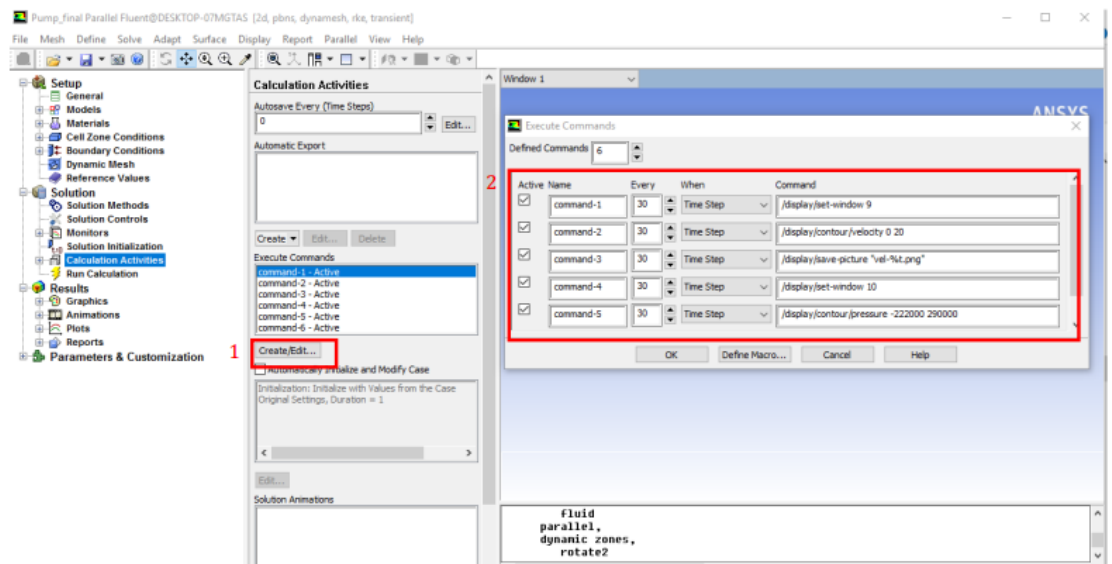
Hình 3. 7 Thiết lập mô hình lưới động

Bước 9: Theo dõi kết quả



Hình 3. 8 Theo dõi kết quả

Bước 10: Xuất kết quả ra màn hình

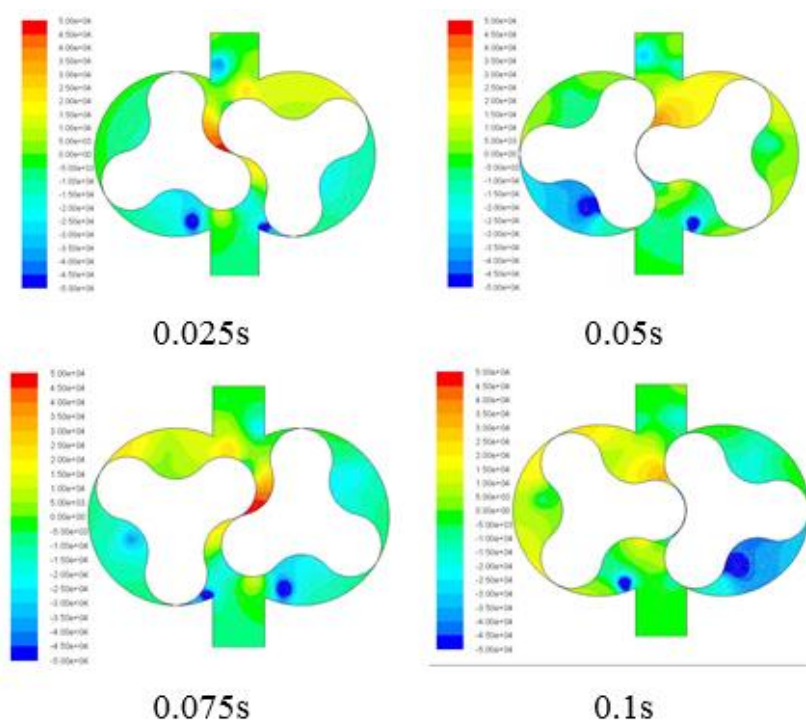


Hình 3. 9 Xuất kết quả

3.3 Kết quả mô phỏng

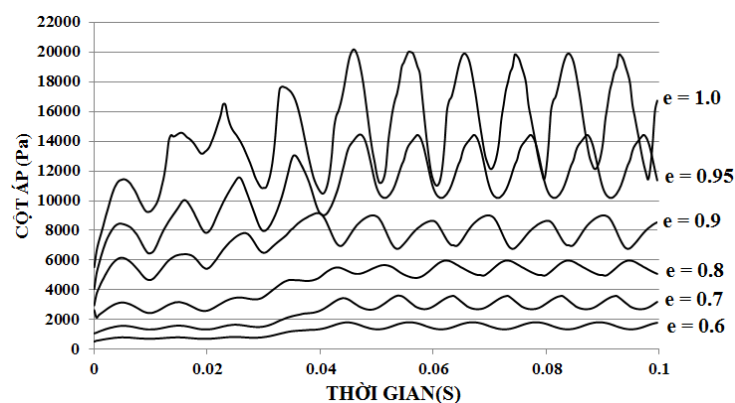
3.3.1 Với biên dạng cung tròn

3.3.1.1 Cột áp bơm



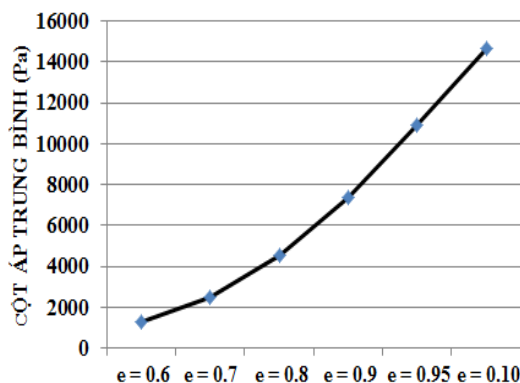
Hình 3. 10 Phân bố áp suất bơm thủy với $e = 0.9$ ở tốc độ 1000 vòng/phút

Bơm thủy 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 3.12 thể hiện ảnh phân bố áp suất trong bơm ở thời điểm $0,025s \div 0,1s$ của biên dạng cung 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 3.13 thể hiện sự biến đổi áp suất cửa ra khi tỉ lệ khoảng cách tăng từ 0,6 tới 1,0.



Hình 3. 11 Sự biến đổi áp suất dòng chảy ở cửa ra

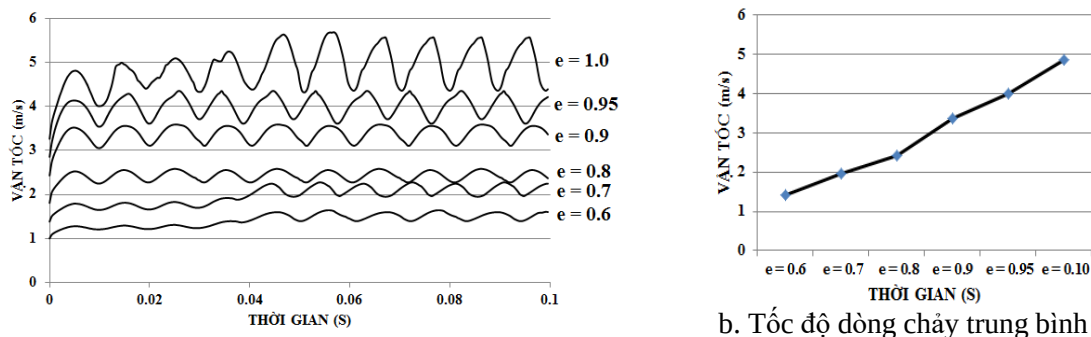
Trong giai đoạn đầu ($0 \div 0,04s$) thì áp suất biến đổi không ổn định ở hầu hết các trường hợp và sau đó nó ổn định dần với tần số tương tự nhau. Cột áp lớn nhất đạt khoảng 20 kPa và nhỏ nhất khoảng 5 kPa với $e = 1,0$. Đối với $e = 0,6$ thì giá trị tương ứng là khoảng 2,0 kPa và 1,4 kPa. Đồ thị cũng 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 3.14). Cột áp trung bình lớn nhất khoảng 15000 Pa và nhỏ nhất khoảng 1300 Pa tương ứng với $e = 1,0$ và 0,6. Điều này được giải thích hợp lý khi tỉ số e tăng thì hiệu suất thể tích [6] tăng dẫn tới khả năng tạo áp suất tăng. Kết quả này có thể suy luận khe hở biên dạng được cải thiện theo hướng đều hơn.



Hình 3. 12 Cột áp trung bình ở cửa ra

Hình 3.15 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. Giá trị vận tốc trung bình và tỉ lệ khoảng cách tuân theo quan hệ gần tuyến tính hình 3.15b. Vận tốc trung bình đạt giá trị cao nhất khoảng 4,87 m/s và thấp nhất 1,42 m/s ứng với $e = 1,0$ và $e = 0,6$. 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.



a. Sự biến đổi tốc độ dòng chảy

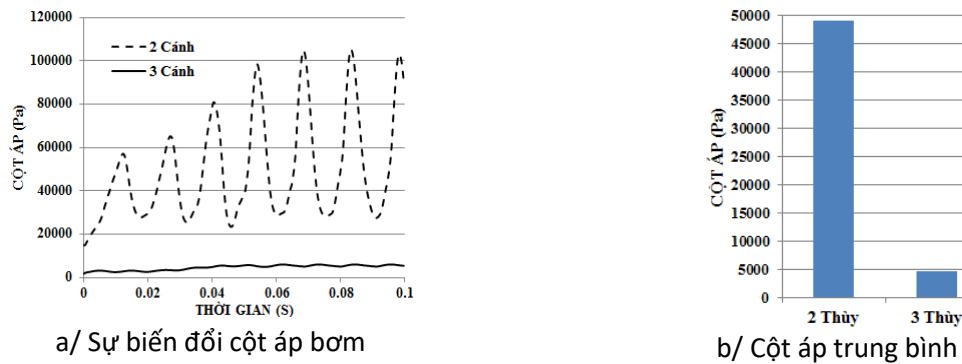
b. Tốc độ dòng chảy trung bình

Hình 3. 13 Sự biến đổi tốc độ dòng chảy

3.3.1.2. Phân tích ảnh hưởng của số cánh của rotor 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 3.16 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 thủy rotor kiểu 3 cánh dao động với tần số lớn hơn và biên độ nhỏ hơn bơm thủy rotor kiểu 2 cánh (Hình 3.16). 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 dẫn tới tần số tăng. Thời gian và lực tương tác của cánh rotor lên các phần tử chất lỏng giảm dẫn 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 thủy rotor kiểu 3 cánh nhỏ hơn bơm thủy 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 thủy kiểu 3 cánh.



Hình 3. 14 Sự biến đổi vận tốc của bơm thủy 2 và 3 cánh

3.3.1.3 Kết luận với biên dạng cung tròn

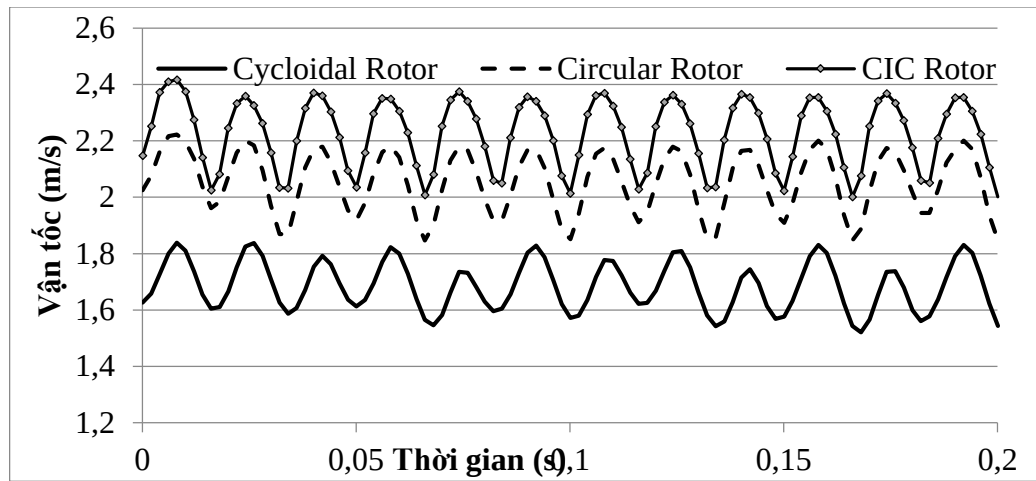
- Ở tốc độ rotor 1000 vòng/phút đặc tính cột áp và vận tốc dòng chảy qua bơm tỉ lệ với tỉ lệ khoảng cách và đạt giá trị trung bình lớn nhất khi $e = 1,0$; kết quả nghiên cứu cũng cho thấy cột áp và vận tốc dòng chảy ổn định với độ lớn cao khi $e = 0,9$ và $e = 0,95$;
- Nghiên cứu cũng chỉ ra rotor kiểu 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.

3.3.2 Biên dạng rotor hỗn hợp CIC

Mô phỏng CFD được thực hiện với rotor bơm thủy kiểu 3 cánh. Dải tốc độ quay của rotor biến đổi từ 300 vòng/phút –1500 vòng/phút.

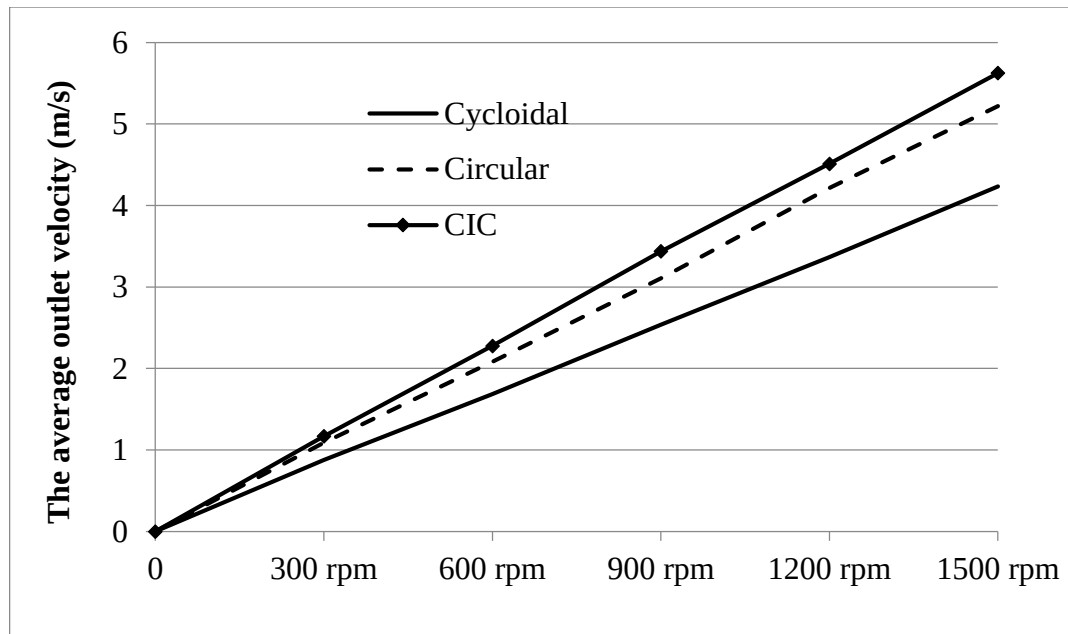
3.3.2.1 Vận tốc dòng chảy

Hình 3.17 Thể hiện tốc độ dòng chảy ở cửa ra của bơm ứng với tốc độ rotor $n = 600$ vòng/phút. Ở cả 3 biên dạng Cycloidal, cung tròn và biên dạng hỗn hợp CIC thì tốc độ dòng chảy đều biến đổi có tính chu kỳ. Tốc độ dòng chảy lớn nhất ứng với biên dạng CIC và nhỏ nhất ứng với biên dạng Cycloidal. Ở biên dạng Cycloidal tốc độ dòng chảy biến đổi tuần hoàn kém ổn định nhất với biên độ thay đổi nhiều. Và tốc độ dòng chảy ổn định với biên dạng hỗn hợp CIC.



Hình 3. 15 Vận tốc dòng chảy ở tốc độ rotor 600 vòng/phút

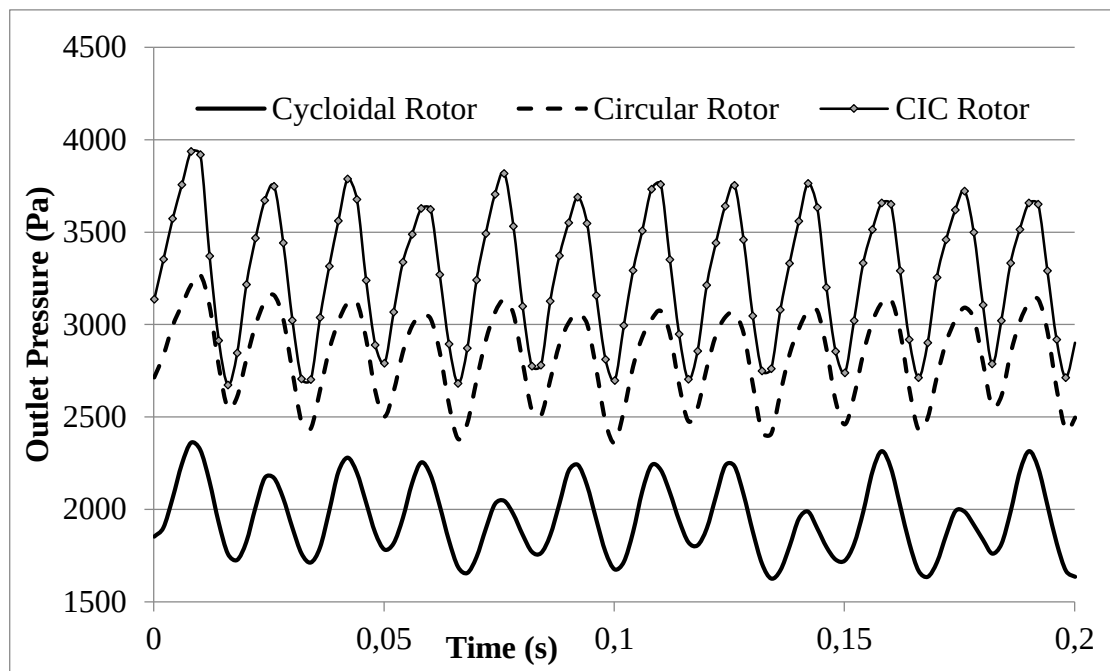
Hình 3.18 Thể hiện sự biến đổi của vận tốc trung bình ở các dải tốc độ rotor khác nhau ứng với từng kiểu biên dạng rotor. Tốc độ dòng chảy tỉ lệ với tốc độ rotor theo hàm gần tuyến tính.



Hình 3. 16 Vận tốc dòng chảy

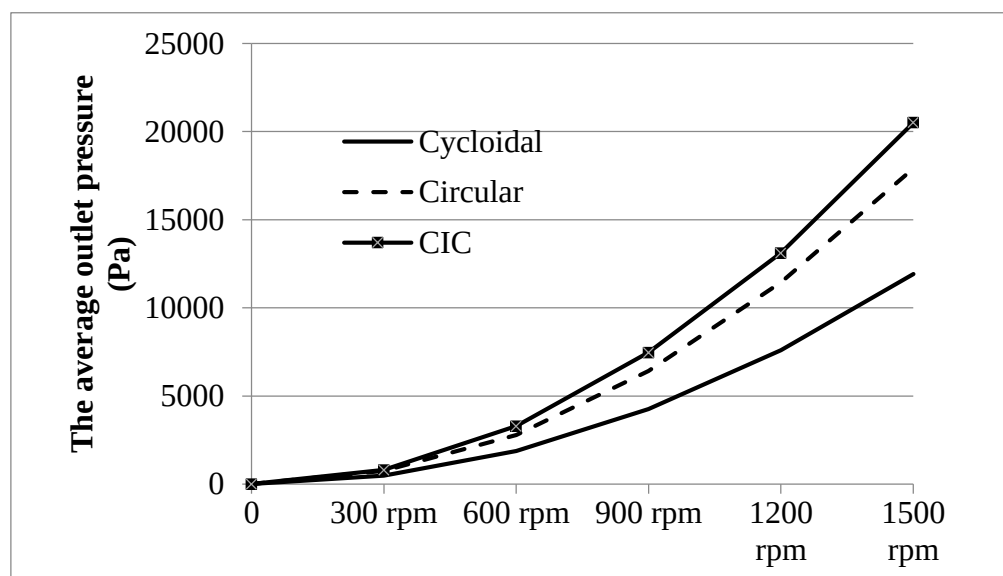
Ở tất cả các trường hợp thì biên dạng tổng hợp CIC đều cho tốc độ dòng chảy lớn nhất trong cùng điều kiện giống nhau về tốc độ rotor và kích thước hình học của rotor bơm.

3.3.2 Cột áp bơm



Hình 3. 17 Cột áp bơm ở tốc độ rotor 600 vòng/phút

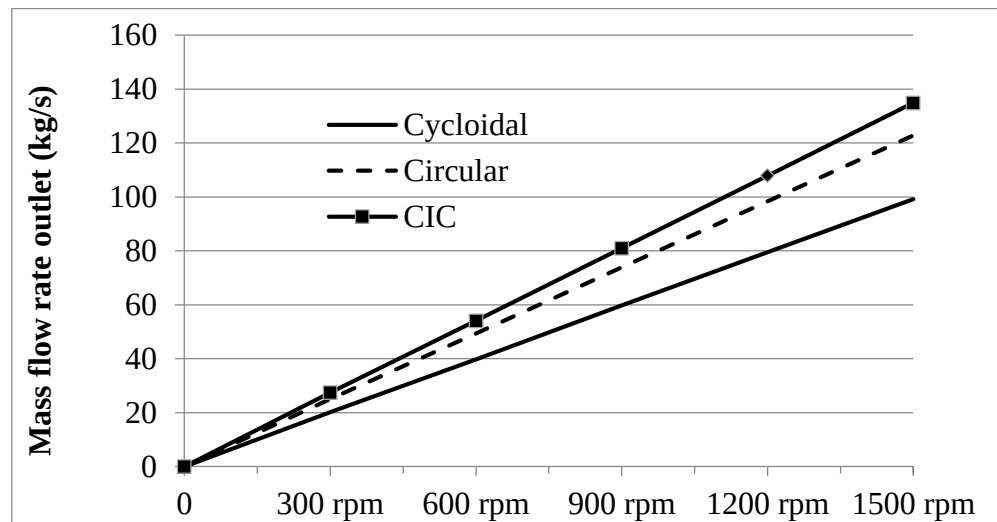
Hình 3.19 Thể hiện sự biến đổi cột áp bơm ở tốc độ rotor 600 vòng/phút. Cột áp bơm biến đổi tương đối tuần hoàn ở tất cả các biên dạng. Biên dạng hỗn hợp cho cột áp bơm lớn nhất và biên dạng Cycloidal cho cột áp bơm nhỏ nhất. Điều này thể hiện biên dạng CIC đảm bảo khe giữa hai biên dạng tốt nhất trong 3 biên dạng khảo sát.



Hình 3. 18 Cột áp bơm

Hình 3.20 Thể hiện sự biến đổi cột áp bơm khi thay đổi tốc độ rotor. Ở tất cả các trường hợp khảo sát thì biên dạng CIC đều cho thấy cột áp lớn nhất.

3.3.3 Lưu lượng dòng chảy



Hình 3. 19 Lưu lượng bơm

Hình 3.21 cho thấy rằng với cùng kích thước hình học rotor, rotor biên dạng CIC cho lưu lượng lớn hơn hai biên dạng còn lại. Điều này thể hiện khả năng tạo hiệu suất bơm cao.

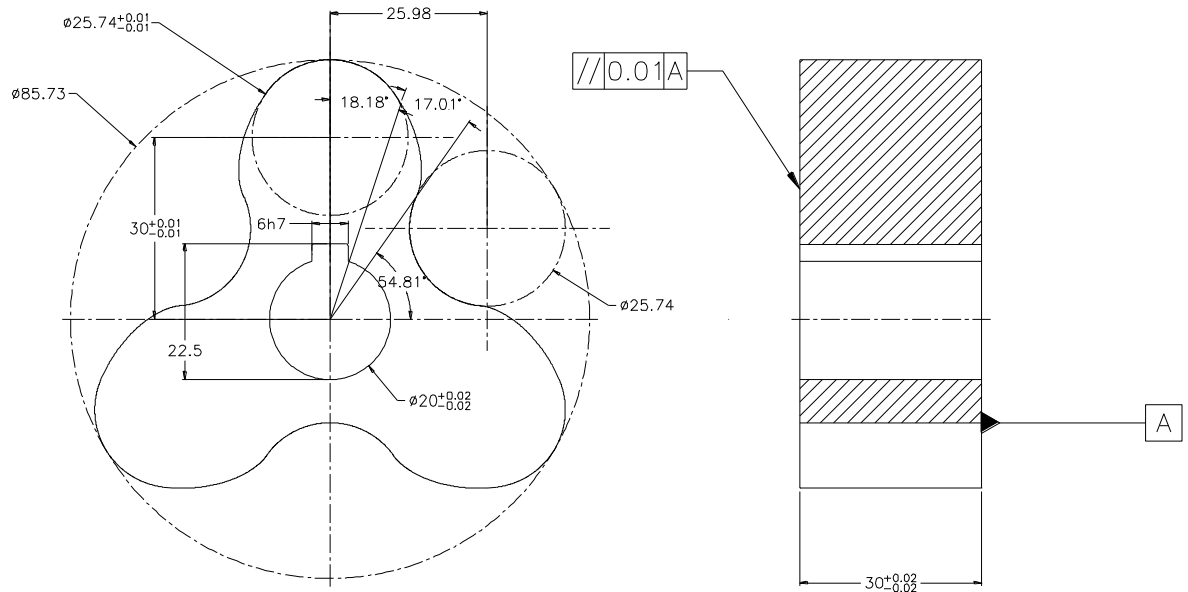
3.4 Kết luận chương 3

- Nội dung chương 3 trình bày về kỹ thuật CFD trong mô phỏng dòng chảy qua bơm, cơ sở của kỹ thuật CFD và phương pháp thực hiện.
- Quá trình mô phỏng CFD cho thấy ưu điểm nổi bật của rotor biên dạng tổng hợp CIC. So với biên dạng cung tròn và biên dạng Cycloidal thì biên dạng CIC cho thông số dòng chảy tốt hơn.
- Quá trình mô phỏng CFD cũng chỉ ra với rotor bơm kiểu 3 cánh cho hiệu quả làm việc tốt hơn rotor kiểu 2 và 4 cánh.

CHƯƠNG 4

CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO ROTOR

4.1 Đặc điểm và yêu cầu kỹ thuật của chi tiết gia công



Hình 4. 1 Chi tiết gia công

Dựa trên đặc điểm ứng dụng của bơm thủy như chương 1 đề cập, vật liệu làm rotor bơm thủy phải đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật chung mà còn đảm bảo cầu chống oxy hóa trong điều kiện làm việc của nó. Để đáp ứng yêu cầu đó thì vật liệu làm bơm thủy là loại thép không gỉ, chọn vật liệu chế tạo: SUS201

Đặc điểm biên dạng rotor

Thông số cung cong

Cung tròn đỉnh và cung tròn chân: đường kính 25.74 mm

Tọa độ tâm: (0;30), Hai vị trí còn lại lệch góc 120^0

Giới hạn cung: 16.18^0 , cung đáy 24.81^0 ,

Thông số cung thân khai

Góc ăn khớp: 35^0

Giới hạn cung: 17.01^0

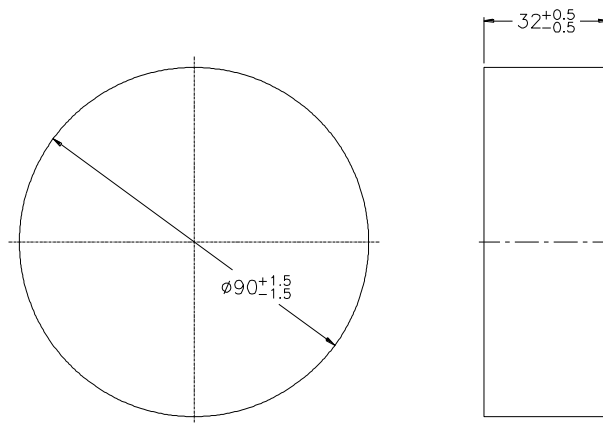
Đường kính vòng chia: 60 mm

Biên dạng chi tiết được hình thành từ các cung cong và có đường sinh thẳng. Nên phương pháp gia công phù hợp cho chi tiết là phương pháp cắt dây CNC.

4.2 Các bước thực hiện

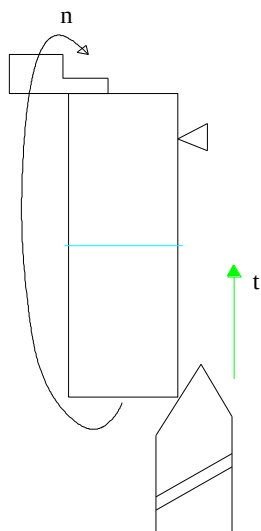
Bước 1: Tạo phôi

Chọn phôi Inox dạng tấm có kích thước như hình 4.2. Kích thước phôi đường kính 90 ± 1.5 mm và dày 32 ± 0.5 mm



Hình 4. 2 Phôi

Bước 2: Gia công hai mặt bên



Hình 4. 3 Gia công mặt bên thứ nhất

Tiện khóa mặt đầu thứ nhất;

Máy: máy tiện T620

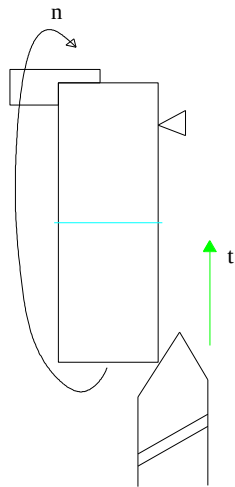
Dao: Dao tiện đơn thép gió P19

Gá đặt: Mâm cặp 3 chấu

Chế độ công nghệ:

$n = 600$ vòng/phút

$t = 1$ mm



Tiện khóa mặt đầu thứ nhất;

Máy: máy tiện T620

Dao: Dao tiện đơn thép gió P19

Gá đặt: Mâm cặp 3 chấu

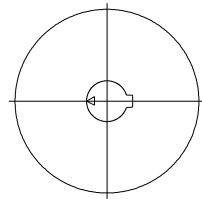
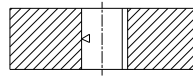
Chế độ công nghệ:

$n = 600$ vòng/phút

$t = 1$ mm

Hình 4. 4 Gia công mặt đầu thứ hai

Bước 3: Gia công lỗ + rãnh then



Gia công lỗ và rãnh then

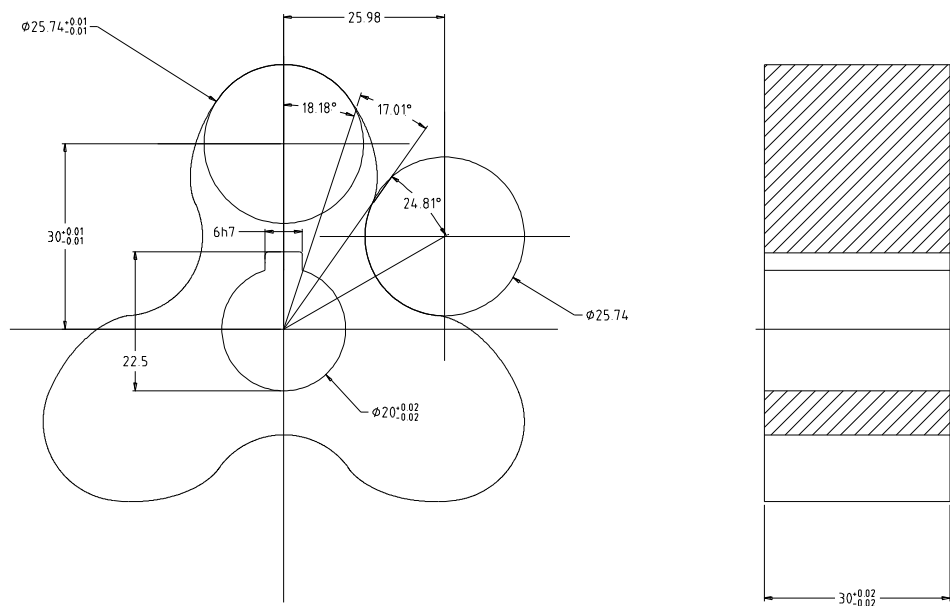
Máy cắt dây: DK7730

Dụng cụ: Day đồng đường kính 0.25 mm

Bước tiến: 0.01 mm

Hình 4. 5 Gia công lỗ và rãnh then

Bước 4: Gia công răng



Hình 4. 6 Gia công biên dạng răng

Gia công lỗ và rãnh then

Máy cắt dây: DK7730

Dụng cụ: Day đồng đường kính 0.25 mm

Bước tiến: 0.01 mm

Bước 7: Kiểm tra

Kiểm tra độ chính xác gia công răng bằng phương pháp CMM

4.3 Tạo chương trình NC

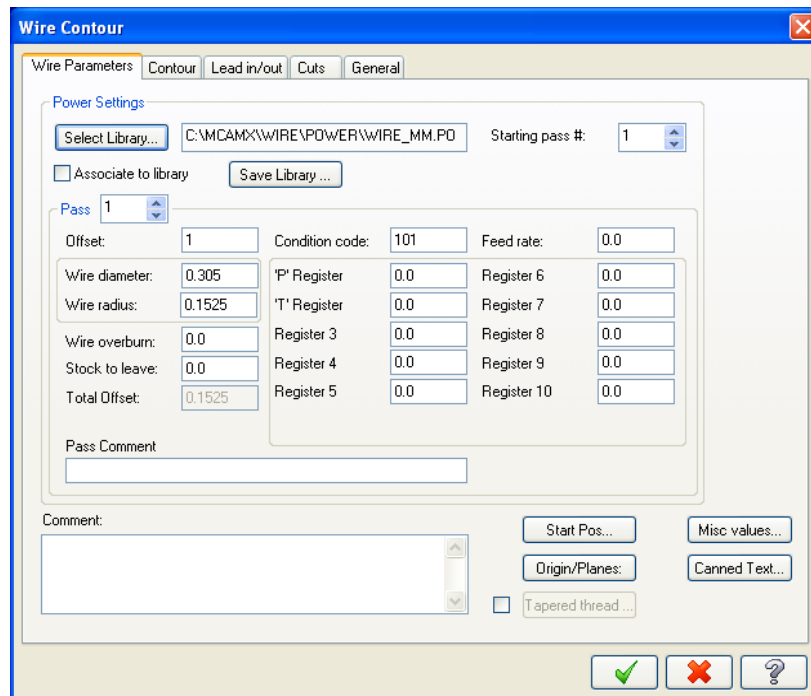
Bước 1: Xuất vẽ bánh răng 2D từ Autocad sang môi trường Mastercam.

Bước 2: Thiết lập đường dụng cụ.

Chọn máy cắt dây CNC;

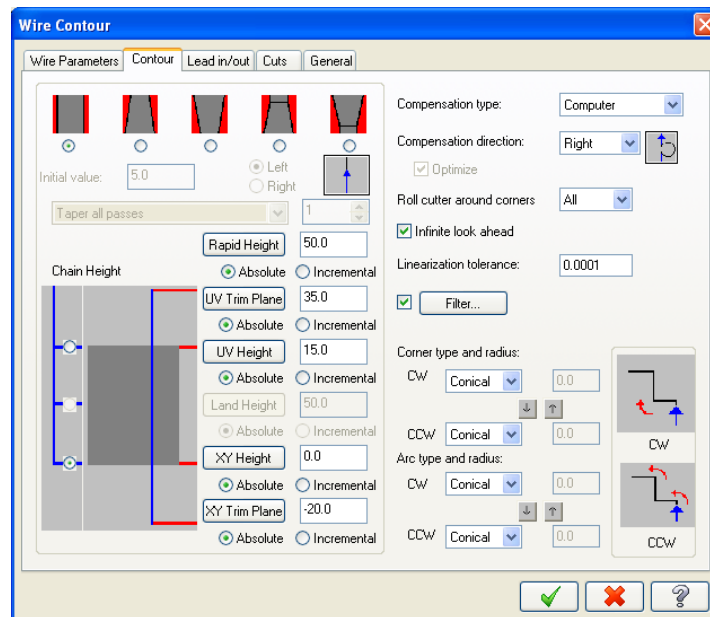
Chọn kiểu đường chạy dây là Contour wirepath;

Chọn các thông số của dây cắt trong hộp thoại Wire Contour.



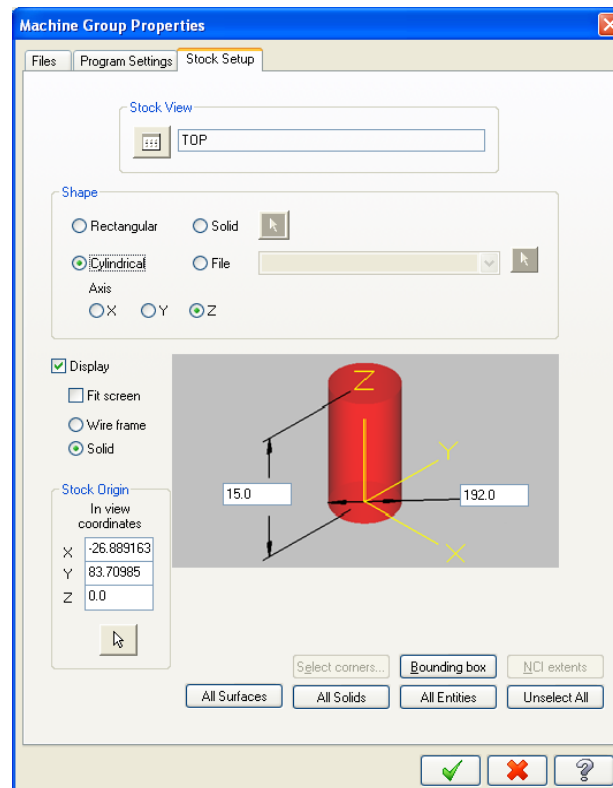
Hình 4. 7 Thiết lập đường chạy dao

Chọn các thông số trong thẻ Contour như hình 4.6



Hình 4. 8 Thẻ contour

Chọn các thông số phiêu trong hộp thoại Machine Group Properties như hình 4.16.



Hình 4. 9 Hội thoại máy

Quan sát, kiểm tra đường dụng cụ.

Bước 3: Xuất file NC cắt dây bánh răng trụ thân khai răng thẳng.

Bước 4. Mô phỏng quá trình gia công.

4.4 Thực nghiệm gia công

4.4.1 Chọn máy

Chọn máy cắt dây DK7730 có các thông số kỹ thuật như sau:

Kích thước bàn máy: 360x540 (mm).

Hành trình gia công: 300x360 (mm).

Chiều cao cắt tối đa: 400 (mm).

Độ cắt côn tiêu chuẩn: 6° .

Tải trọng mặt bàn máy: 200 (kg).

Tốc độ gia công tối đa: 120 ($\text{mm}^2/\text{phút}$).

Độ bóng bề mặt tốt nhất: $Ra_{2,5}$ (μm).

Độ chính xác gia công: 0,015 (mm).

Trọng lượng: 1250 (kg).

4.4.2 Thông số gia công

Điện áp đánh tia lửa điện U_i : Đây là điện áp cần thiết để có thể dẫn đến phóng tia lửa điện, điện áp đánh lửa U_i càng lớn thì phóng điện càng nhanh và cho phép khe hở phóng điện càng lớn. Chọn $U_i = 90$ (vôn).

Độ kéo dài xung t_i : Trong cùng một bước xung chu kỳ t_p cố định thì lượng hót vật liệu sẽ tăng khi độ kéo dài xung t_i tăng. Tuy nhiên lượng hót vật liệu chỉ tăng tới một lượng nhất định sau đó sẽ giảm cho dù có tăng. Chọn $t_i = 0,5$ (giây).

Khoảng cách xung t_0 : Khi khoảng cách xung càng lớn thì lượng hót vật liệu phôi càng nhỏ và ngược lại. Tuy nhiên, khoảng cách xung phải đủ lớn để dung dịch chất điện môi có đủ thời gian thôi ion hoá cũng như dòng chảy chất điện môi có thời gian vận chuyển hết phoi gia công ra khỏi vùng gia công. Chọn $t_0 = 10$ (giây).

Tốc độ cắt 110 ($\text{mm}^2/\text{phút}$).

Điện cực là dây môlipden đường kính 0,18 (mm).

4.5. Kiểm tra và đánh giá độ chính xác.

4.5.1 Các thông số cần kiểm tra.

Khi chế tạo rotor dạng răng, để đảm bảo rotor làm việc tốt theo đúng yêu cầu. Chúng ta cần kiểm tra các thông số của rotor so với các thông số thiết kế.

Các thông số cần kiểm tra như sau:

Kiểm tra độ chính xác động học bao gồm:

- Sai số động học.
- Sai số tích lũy bước vòng.
- Độ đảo vòng chia.
- Sai lệch chiều dài khoảng pháp tuyến
- Sai lệch khoảng cách tâm khi bánh răng làm việc.

Kiểm tra độ ổn định khi làm việc.

- Sai số chu kỳ.
- Sai số bước cơ sở.
- Sai số bước vòng.
- Sai số profin.

Kiểm tra khe hở mặt bên.

Đối với rotor chế tạo, nhóm tác giả tiến hành kiểm tra 2 thông số cơ bản đó là

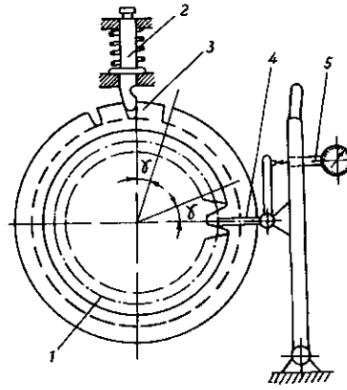
- Kiểm tra độ chính xác của profin răng rotor
- Kiểm tra độ chính xác của bước răng rotor

4.5.2 Kiểm tra một số thông số cơ bản bằng phương pháp truyền thống.

1. Phương pháp đo sai số bước răng.

Bước vòng t của bánh răng rotor là khoảng cách giữa hai profin cùng phía của hai răng kề nhau đo theo cung tròn đồng tâm của bánh răng. Sai số tích lũy bước vòng là trị số sai lệch bước vòng lớn nhất sau một vòng quay của bánh răng và được quy định là sai lệch giới hạn của bước vòng, Nó dùng đánh giá mức làm việc êm của bánh răng.

Sơ đồ kiểm tra sai số bước vòng.

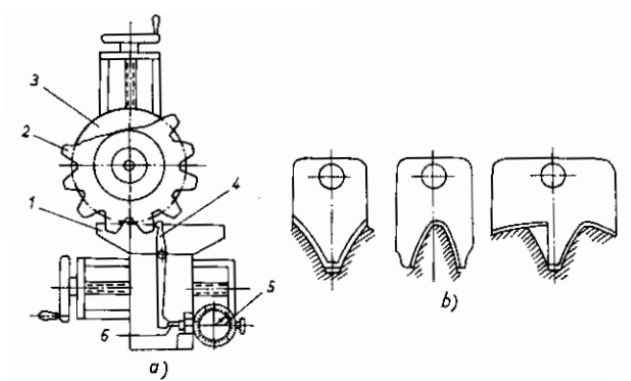


Hình 4. 10 Sơ đồ đo sai lệch bước vòng

Máy đo bao gồm: đĩa chia 3, chốt định vị 2, bánh răng kiểm tra 1 được lắp cố định trên đĩa chia 3, Mỏ đo 4 tỳ vào đầu 5 có gắn đồng hồ so. Ban đầu ta điều chỉnh cho đồng hồ chỉ số 0. Sau đó ta tiến hành rút chốt định vị 2 ra và quay bánh răng cùng đĩa quay đi một góc $\tau = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$ để đầu đo 4 tỳ vào profin răng tiếp theo và ghi lại kết quả trên đồng hồ đo. Ta cứ làm như vậy đến khi đo hết các các răng.

2. Đo sai số profin răng rotor

Sai số profin răng rotor là sai lệch lớn nhất giữa biên dạng răng thực với biên dạng răng lý thuyết yêu cầu. Để so sánh dạng răng thực với dạng răng lý thuyết, ta tiến hành so sánh qua hai chuyển động: chuyển động tạo hình thân khai mẫu và chuyển động đo của đầu đo rà liên tục trên biên dạng thực của bánh răng đo. Sai lệch giữa hai chuyển động cho ta sai số profin răng hay gọi là sai số dạng răng.



Hình 4. 11 Đo sai số profin răng

Ta có thể tiến hành kiểm tra sai số profile bánh răng thông qua 2 cách.

Cách 1: Kiểm tra sai số bằng đường chép hình

Cách 2: dùng trên máy đo chuyên dùng

Đĩa 3 được lắp cố định với bánh răng cần kiểm tra 2, thước 1 tiếp xúc với đĩa 3 và đầu đo 4 tiếp xúc với bánh răng 2, đầu đo 4 có đầu tỷ 6 liên kết với đồng hồ đo 5. Điều chỉnh đồng hồ về mức 0, sau đó ta tiến hành quay bánh răng, nếu biên dạng bánh răng có sai số thì đồng hồ 5 sẽ thay đổi giá trị.

4.5.3 Kiểm tra bánh răng côn răng thẳng bằng phương pháp đo tọa độ trên máy CMM.

1. Giới thiệu về máy đo tọa độ CMM

Máy đo tọa độ ba chiều dùng để đo và kiểm tra các thông số hình học của các chi tiết cơ khí. CMM còn có thể dùng để chép hình các vật mẫu tạo ra các file dữ liệu CAD dùng trong thiết kế khuôn mẫu. CMM được điều khiển DNC nhờ sự hỗ trợ của các phần mềm PC-DMIS chạy trong môi trường Windows.

Hệ thống máy đo tọa độ bao gồm một hệ thống hoàn chỉnh gồm:

- Máy CMM
- Máy tính và hộp điều khiển
- Máy nén khí
- Máy hút ẩm

Cấu tạo của máy đo tọa độ CMM gồm:

Bàn máy được chế tạo với độ ổn định cao. Trên bề mặt bàn có cấy vào các chi tiết ren bằng thép để tiện cho việc cặp chi tiết, khi ta gá chi tiết lên máy để thực hiện quá trình đo.

Đầu đo tiếp xúc được gắn lên đầu trục Z bằng lực từ, đầu đo có thể được bố trí theo nhiều phương hướng khác nhau khi ta thay đổi góc quay của nó.

Hộp điều khiển có nhiệm vụ điều khiển đầu đo đến vị trí của chi tiết cần đo, đưa đầu đo tiếp xúc với bề mặt chi tiết một cách nhẹ nhàng.

2. Phương pháp đo trên máy đo tọa độ CMM

a. Sơ đồ và quá trình đo

Bước 1: Xác lập hệ trục tọa độ cho bánh răng cần đo (hình 4.22).

- Đặt mặt đầu của bánh răng cần đo lên mặt chuẩn máy đo. Chú ý: mặt đầu của bánh răng là mặt được sử dụng làm chuẩn khi gia công bánh răng.

- Dùng đầu đo xác định mặt trụ lắp ghép với trục của bánh răng. Ban đầu, ta reset máy sao cho mặt xOy song song hoặc trùng với mặt chuẩn máy, sau đó, ta xác lập gốc hệ trục tọa độ Oz trùng với đường tâm của bánh răng cần kiểm tra.

- Ta đo hai mặt đầu của bánh răng côn.

Bước 2: Tiến hành đo.

- Ta tiến hành quét profin của mặt răng theo mặt phẳng song song với mặt phẳng xOy, tương ứng với các cao độ Z khác nhau, ta sẽ thu được tọa độ điểm của profin răng (x_i, y_i, z_i).

- Nếu quét toàn bộ bề mặt răng thì số điểm sẽ vô cùng lớn, do vậy, ta tiến hành quét ở các cao độ Z khác nhau

- Để quét được đầu tiên ta phải xác lập đường đi cho đầu quét của máy đo. Ta phải chọn điểm bắt đầu đường quét (dùng hộp điều khiển điều khiển đầu đo chạm vào bề mặt răng), điểm kết thúc đường quét và một điểm ở giữa để thể hiện hướng quét. Tất cả các đường quét đều phải làm như thế này.

b. Kết quả của phép đo.

Tác giả đã tiến hành đo tọa độ các điểm trên biên dạng của bánh răng. Do số lượng điểm lớn nên Tác giả chỉ tiến hành đo hữu hạn một số cao độ khác nhau để kiểm tra biên dạng.

Kết quả của phép đo

SCN1 = FEAT/SCAN, LINEAROPEN

EXEC MODE = NORMAL, NOMS MODE = MASTER, CLEARPLANE = NO,
SINGLEPOINT = NO, THICKNESS = 0, FINDNOMS=0.25

SHOWHITS=YES, SHOWALLPARAMS=NO

DIR1=LINE, INCR=0.5

HITTYPE=VECTOR

```

MEAS/SCAN
BASICSCAN/LINE,SHOWHITS=YES,SHOWALLPARAMS=NO
HIT/VECTOR,74.824,128.282,-335.808,-0.0913056,-0.9958224,-
0.000997,74.824,128.282,-335.808,T=0
HIT/VECTOR,74.329,128.329,-335.807,-0.0916275,-0.9957928,-
0.0009971,74.329,128.329,-335.807,T=0
HIT/VECTOR,73.829,128.374,-335.808,-0.0935292,-0.995616,-
0.0009975,73.829,128.374,-335.808,T=0
HIT/VECTOR,73.339,128.422,-335.808,-0.1041601,-0.99456,-
0.0009994,73.339,128.422,-335.808,T=0
HIT/VECTOR,72.853,128.476,-335.808,-0.1204968,-0.9927132,-
0.0010022,72.853,128.476,-335.808,T=0
HIT/VECTOR,72.353,128.542,-335.808,-0.1213358,-0.992611,-
0.0010023,72.353,128.542,-335.808,T=0
HIT/VECTOR,71.856,128.598,-335.808,-0.1270957,-0.9918899,-
0.0010032,71.856,128.598,-335.808,T=0
HIT/VECTOR,71.374,128.667,-335.808,-0.1447632,-0.9894658,-
0.0010058,71.374,128.667,-335.808,T=0
.....
HIT/VECTOR,59.64,131.187,-335.809,-0.2673484,-0.9635994,-
0.0010149,59.64,131.187,-335.809,T=0
HIT/VECTOR,59.17,131.331,-335.809,-0.2854045,-0.9584066,-
0.0010149,59.17,131.331,-335.809,T=0
HIT/VECTOR,58.676,131.473,-335.809,-0.2772708,-0.9607913,-
0.001015,58.676,131.473,-335.809,T=0
HIT/VECTOR,58.192,131.613,-335.809,-0.2787634,-0.9603593,-
0.001015,58.192,131.613,-335.809,T=0
HIT/VECTOR,57.72,131.752,-335.809,-0.2904765,-0.9568816,-
0.0010149,57.72,131.752,-335.809,T=0

```

HIT/VECTOR,57.238,131.903,-335.809,-0.2916767,-0.9565164,-
0.0010148,57.238,131.903,-335.809,T=0

HIT/VECTOR,56.746,132.049,-335.809,-0.2852022,-0.9584668,-
0.0010149,56.746,132.049,-335.809,T=0

HIT/VECTOR,56.262,132.193,-335.809,-0.2858342,-0.9582785,-
0.0010149,56.262,132.193,-335.809,T=0

HIT/VECTOR,55.783,132.336,-335.809,-0.2908883,-0.9567565,-
0.0010149,55.783,132.336,-335.809,T=0

HIT/VECTOR,55.426,132.446,-335.809,-0.2958727,-0.9552268,-
0.0010148,55.426,132.446,-335.809,T=0

ENDSCAN

ENDMEAS/

4.5.4. Xử lý số liệu sau khi đo

1. Phương pháp xử lý

Số liệu sau khi đo được cho dưới dạng tọa độ và dạng hình ảnh của điểm đo. Khi ta đo thì tọa độ trong hệ đo của máy không trùng với tọa độ gia công bánh răng, nên để xử lý số liệu đo chúng ta cần đưa tọa độ điểm đo về tọa độ gia công. Và tọa độ này cũng trùng với tọa độ lý thuyết khi xây dựng phương trình bề mặt. Khi đó việc xác định sai số sẽ đơn giản hơn.

Trong số liệu đo có rất nhiều các tọa độ như X,Y,Z,P,Q,R,.. Nhưng để kiểm tra độ chính xác về biên dạng chúng ta chỉ quan tâm tới các tọa độ X,Y,Z. Để đưa hệ tọa độ máy về hệ tọa độ gia công chúng ta cần chuyển hệ tọa độ máy tịnh tiến theo phương Z một khoảng bằng 335.809 mm theo ma trận sau

$$T(0,0,h_j) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 335.809 \end{bmatrix}$$

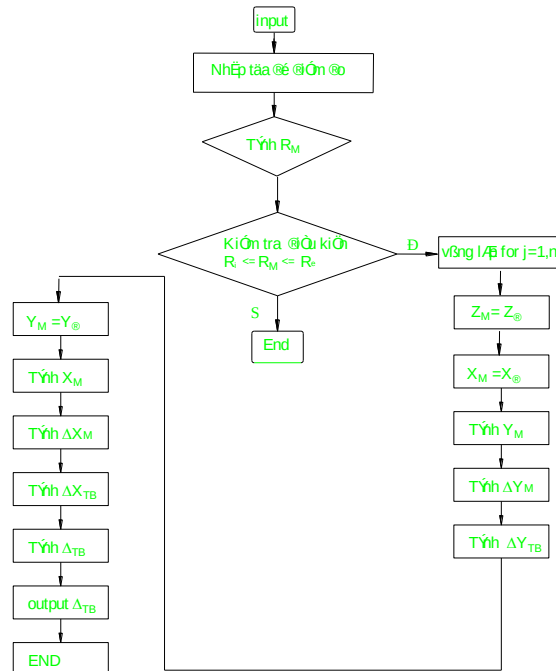
Vậy tọa độ điểm M bây giờ sẽ là :

$$\begin{bmatrix} x_M \\ y_M \\ z_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_d \\ y_d \\ z_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 335.809 \end{bmatrix}$$

Sau khi xác định được tọa độ điểm M của phép đo, thì ta tiến hành so sánh tọa độ điểm M lý thuyết để tìm ra sai số. Ta có thể tiến hành theo 2 phương án sau.

Phương án 1: Tính sai số profile qua điểm đo.

- Loại bỏ các số liệu không hợp lệ
 - Từ tọa độ điểm M ta tính ra được bán kính tương ứng R_M
 - Loại bỏ các số liệu không thỏa mã điều kiện $R_i \leq R_M \leq R_e$
- Cố định Z bằng cách Lấy $Z_d = Z_{lt}$
- Lấy $x_d = x_{lt}$ làm chuẩn $\rightarrow$ tính $y_{lt} \rightarrow$ tính ra sai số $|y_{lt} - y_d| = \Delta_y$
- Lấy $y_d = y_{lt}$ làm chuẩn $\rightarrow$ tính $x_{lt} \rightarrow$ tính ra sai số $|x_{lt} - x_d| = \Delta_x$
- Đánh giá sai số Δ_x và Δ_y
- Kết luận.



Hình 4. 12 Thuật toán của cách kiểm tra.

Phương pháp này có độ chính xác phụ thuộc vào số lượng tọa độ điểm mà chúng ta đo. Do bề mặt của bánh răng là bề mặt không gian, số lượng điểm lớn nên việc tính toán sẽ lâu. Hơn nữa do hạn chế về số điểm nên ta chỉ giải gần đúng.

Phương án 2: Đánh giá sai số qua việc so sánh bề mặt lý thuyết và bề mặt thực tế.

- Loại bỏ các số liệu không hợp lệ
 - Từ tọa độ điểm M ta tính ra được bán kính tương ứng R_M
 - Loại bỏ các số liệu không thỏa mã điều kiện $R_i \leq R_M \leq R_e$
- Xây dựng lại bề mặt bánh răng thông qua tọa độ điểm đã đo được.
- So sánh bề mặt bánh răng thực và bề mặt bánh răng lý thuyết.

2. Xử lý số liệu đo.

Tác giả chọn phương án 1 để kiểm tra. Do khối lượng giải quyết của đề tài lớn nên Tác giả sẽ trình bày việc đánh giá sai số profine của biên dạng trái và phải của 1 răng.

Kiểm tra mặt răng trái. Các bước thực hiện như sau:

Xác định y_{lt} từ x đo được x_d : $x_{lt} = x_d \rightarrow y_{lt}$

Xác định x_{lt} từ y đo được y_d : $y_{lt} = y_d \rightarrow x_{lt}$

Xác định sai số $\Delta x = |x_d - x_{lt}|$

Xác định sai số $\Delta y = |y_d - y_{lt}|$

Xác định sai số tổng $\Delta = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}$

$$\left. \begin{array}{l} x_{lt} = x_d \rightarrow y_{lt} \\ y_{lt} = y_d \rightarrow x_{lt} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} x_{lt}, y_{lt} \rightarrow R_{lt} = \sqrt{x_{lt}^2 + y_{lt}^2} \\ x_d, y_d \rightarrow R_d = \sqrt{x_d^2 + y_d^2} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} x_{lt} = x_d \rightarrow y_{lt} \\ y_{lt} = y_d \rightarrow x_{lt} \end{array} \right\}$$

Bảng 4. 1 Số liệu biên dạng bánh răng rotor trái

STT	X_d	Y_d	X_{lt}	Y_{lt}	$\Delta \xi$	$\Delta \Psi$	Δ
1	93.675	188.39	93.521	188.56	0.154	-0.177	0.235
2	93.99	188	93.858	187.81	0.132	0.184	0.226

3	94.303	187.61	94.201	187.75	0.102	-0.146	0.178
4	94.619	187.22	94.745	187.34	-0.126	-0.12	0.174
5	94.934	186.82	94.824	186.66	0.11	0.166	0.199
6	95.245	186.44	95.443	186.55	-0.198	-0.11	0.227
7	95.549	186.05	95.659	186.19	-0.11	-0.143	0.18
8	95.859	185.65	95.751	185.54	0.108	0.11	0.154
9	96.165	185.26	96.279	185.46	-0.114	-0.198	0.228
10	96.469	184.87	96.587	184.73	-0.118	0.14	0.183
11	96.765	184.48	96.955	184.58	-0.19	-0.102	0.216
12	97.068	184.08	97.156	184.22	-0.088	-0.138	0.164
13	97.372	183.68	97.511	183.78	-0.139	-0.102	0.172
14	97.667	183.3	97.556	183.49	0.111	-0.19	0.22
15	97.956	182.9	97.846	182.99	0.11	-0.098	0.147
16	99.418	182.12	99.562	181.97	-0.144	0.146	0.205
17	99.674	182.09	99.494	181.97	0.18	0.115	0.214
18	99.988	181.02	99.878	180.84	0.11	0.177	0.208
19	100.25	181.09	100.13	180.97	0.126	0.121	0.175
20	100.54	180.28	100.43	180.18	0.11	0.103	0.151
21	100.8	180.07	100.67	179.94	0.129	0.136	0.187
22	101.09	180.07	101.28	179.93	-0.19	0.142	0.237
23	101.35	179.57	101.54	179.44	-0.19	0.126	0.228
24	101.61	179.06	101.72	178.93	-0.101	0.132	0.166
25	101.88	178.84	101.76	178.7	0.119	0.147	0.189
26	102.14	178.13	102.27	177.95	-0.124	0.182	0.22
27	102.39	178.02	102.49	177.86	-0.103	0.168	0.197
28	102.65	177.2	102.52	176.94	0.122	0.261	0.288
29	102.91	177.19	102.8	177.01	0.11	0.181	0.212
30	103.15	176.11	103.26	175.98	-0.103	0.129	0.165

Bảng 4. 2 Số liệu biên dạng bánh răng phải

STT	X	Y	X _{lt}	Y _{lt}	ΔX	ΔY	Δ
1	114.57	173.95	114.46	173.84	0.101	0.11	0.149
2	114.33	174.36	114.44	174.59	-0.11	-0.232	0.257
3	114.68	174.78	114.48	174.53	0.198	0.254	0.322
4	114.53	175.28	114.72	175.47	-0.19	-0.198	0.274
5	114.57	175.78	114.47	175.84	0.102	-0.063	0.12

6	114.62	176.27	114.76	176.35	-0.14	-0.082	0.162
7	114.69	176.74	114.58	176.64	0.107	0.101	0.147
8	114.74	177.25	114.85	177.33	-0.11	-0.08	0.136
9	114.83	177.74	114.71	177.85	0.12	-0.11	0.163
10	114.89	178.23	114.69	178.4	0.198	-0.172	0.262
11	114.98	178.51	114.87	178.71	0.11	-0.201	0.229
12	115.05	179.19	115.15	179.28	-0.101	-0.089	0.135
13	115.14	179.67	115.34	179.59	-0.191	0.088	0.21
14	115.24	180.18	115.32	180.35	-0.086	-0.168	0.189
15	115.32	180.66	115.21	180.57	0.11	0.096	0.146
16	115.42	181.14	115.51	181.27	-0.09	-0.129	0.157
17	115.52	181.64	115.41	181.83	0.11	-0.19	0.22
18	115.62	182.14	115.55	182.25	0.068	-0.11	0.129
19	115.72	182.61	115.57	182.47	0.15	0.142	0.207
20	115.73	183.07	115.83	183.1	-0.097	-0.029	0.101
21	115.89	183.36	115.94	183.58	-0.048	-0.222	0.227
22	116.15	184.08	116.06	184.18	0.089	-0.1	0.134
23	116.14	184.56	116.16	184.58	-0.027	-0.013	0.03
24	116.29	185.04	116.37	185.15	-0.082	-0.104	0.132
25	116.4	185.53	116.43	185.72	-0.033	-0.191	0.194
26	116.53	186.02	116.54	186.24	-0.01	-0.218	0.218
27	116.65	186.51	116.78	186.45	-0.138	0.054	0.148
28	116.77	186.99	116.71	186.9	0.061	0.088	0.107
29	116.9	187.47	116.79	187.66	0.108	-0.191	0.219
30	117.02	187.96	117.24	187.88	-0.218	0.082	0.233

Từ bảng kết quả ta thấy giữa biên dạng bánh răng rotor thực tế và biên dạng bánh răng lý thuyết có sai số

Nguyên nhân của sai số:

Sai số do máy gia công

Sai số do thiết lập chế độ cắt

Sai số do sai số của máy kiểm tra

4.6 Kết luận chương IV

Trong chương 4, dựa trên kết quả thu được ở chương 3, Tác giả đã tiến hành gia

công hoàn chỉnh bánh răng côn răng thẳng theo các thông số thiết kế ban đầu. Từ bánh răng đã được gia công, Tác giả tiến hành kiểm tra, đánh giá bánh răng đó và thấy rằng chế tạo bánh răng côn răng thẳng bằng phương pháp của đề tài hoàn toàn chấp nhận được.

Chương 4 đã trình bày quy trình công nghệ, phương pháp chế tạo rotor đảm bảo yêu cầu về độ chính xác đặt ra.

Tài liệu tham khảo

- O. L. Vacuum, "Fundamentals of vacuum technology," 2007.
- 1]
- Z. Y. H. D. a. H. C. L.G. Yao, "Geometric analysis and tooth," *Journal of*
- 2] *Materials*, p. 259–267., 2005.
- H. V. C. H. Y.H. Kang, "Factors impacting on performance of lobe pumps: A
- 3] numerical," *Journal of Mechanics*, pp. pp. 229-238, 28 (2), 2012.
- H. C. Y. L. Z. L. C.F Chen, "A study on root's pumps with Elliptical pitch
- 4] Curve," *Comput. Method Appl. Math.*, pp. 491-499, 168 (2014) .
- Z. F. H. F. P.Y. Wang, "Design constraints of five-arc Roots vacuum,"
- 5] *Journal of Mechanical Engineering Science* , p. 225–234, 2002.
- P. P. G. Mimmi, "Analytical model of a particular type of positive," *J.*
- 6] *Mechanical Engineering Science*, p. 517–526, 1999.
- N. T. T. Nguyễn Hồng Thái, "Thiết lập biểu thức thiết kế kích thước hình học
- 7] của," *Tạp chí khoa học công nghệ , Đại học Bách khoa Hà Nội*, số 53, (2015).
- A. F. F.L. Litvin, "Gear Geometry and Applied Theory," *Cambridge*
- 8] *University Press*, 2004.
- "Fluent 15.0 Documentation," *Fluent Inc*, 2013.
- 9]
- T. K. L. Đinh Gia Tường, "Nguyên lý máy," *NXB Giáo dục*, 2006.
- 10]
- P. F. F.L Litvin, "Computer design and genration of cycloidall gearings,"
- 11] *Mech, Theory*.
- B. C. J. I. Cole, "Performace Charactericstics of Roots Blower Systems,"
- 12] *Proc. Inst. Mech. Eng*, pp. Vol. 189, pp. 114-127, 1967.
- E. Winter, "The effect of Running Clearances on the Performance of Roots

13] type," *R.A.E Rept. Eng*, 1945.

J. P. Ritchie, "J. Geometry and Leakage Aspects of Involute rotors for the
14] roots," *Proc. Inst. Mech*, p. 1968, No. 36, .

J. R. J. Patterson, "roots blower performace," *Int. J. Mech. Sci. pergamon*
15] *Press*, pp. 575-593, 1969.

S. I. B. C. B. Mc. Dougald, "An Investigation of the volumetric efficiency of,"
16] *Purdue Compressor Techology Conference Proceedings*, 1974.

G. M. a. P. Pennacchi, "Compression load dynamics in a special helical
17] blower: a," *Transaction of ASME, J. Mech.*, pp. 402-407, 2001.

G. M. a. P. Pennacchi, "Dynamics effects of pressure loads in three screw
18] pump," *Dynamics effects of pressure loads in three screw pump*, pp. 589-592, 1998.

G. H. a. R. Codina, "A finite element method for the solution of rotary
19] pumps," *Comput. Fluids*, pp. 667- 679, 2007.

J. V. a. E. D. J. V. Voorde, "Flow simulations in rotary volumetric pumps
20] and," *Comput. Method Appl. Math*, pp. 491-499, 2004.