

BỘ CÔNG THƯƠNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP THỰC PHẨM TP.HCM  
KHOA CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ

Conference sciences and technology  
Faculty of Mechanical Engineering Technology



KỶ YẾU HỘI THẢO KHOA HỌC CÔNG NGHỆ  
CẤP KHOA NĂM HỌC 2022 - 2023

Chủ đề

KỸ THUẬT CƠ KHÍ VÀ ỨNG DỤNG



Thành Phố Hồ Chí Minh, ngày 08 tháng 5 năm 2023

**BỘ CÔNG THƯƠNG**  
**TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP THỰC PHẨM TP. HỒ CHÍ MINH**  
**KHOA CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ**



**KỶ YẾU**  
**HỘI THẢO KHOA HỌC CẤP KHOA**  
**NĂM HỌC 2022 - 2023**

Chủ đề  
**KỸ THUẬT CƠ KHÍ VÀ ỨNG DỤNG**

**Ngày 08 tháng 05 năm 2023**

**Trình bày**  
**TS Huỳnh Ngọc Thái**

**Thành Phố Hồ Chí Minh, tháng 5 năm 2023**

## **Thành phần tổ chức**

PGS TS. Phạm Huy Hoàng, Trưởng Khoa CNCK, Trưởng Ban Tổ chức

TS. Hồ Thị Mỹ Nữ, Phó trưởng khoa

PGS.TS. Lê Thế Truyền, Trưởng Bộ môn Chế Tạo Máy

TS. Huỳnh Ngọc Thái, Trưởng ban thư ký

ThS. Nguyễn Thị Út Hiền, giảng viên, Thành viên ban thư ký

ThS. Nguyễn Minh Huy, giảng viên, Thành viên ban thư ký

# Thông điệp từ Ban tổ chức

Kính gửi Quý thầy cô, Quý đồng nghiệp,

Thay mặt Ban tổ chức, tôi rất vui mừng chào đón quý thầy cô, quý đồng nghiệp tham gia hội thảo Khoa học Công nghệ 2022 – Khoa Công nghệ Cơ Khí, Trường Đại học Công nghiệp Thực phẩm Tp.HCM vào ngày 09 tháng 5 năm 2023.

Hội thảo Khoa học được tổ chức hàng năm nhằm tạo điều kiện cho sinh viên, giảng viên trao đổi kinh nghiệm và trình bày các kết quả nghiên cứu để tạo môi trường nghiên cứu rộng rãi trong Khoa cũng như trong nhà Trường. Thông qua hội thảo, chúng ta có thể tìm ra các hướng nghiên cứu và triển khai ứng dụng kết quả nghiên cứu vào cuộc sống, sản xuất. Ngoài ra, hội thảo cũng là cơ hội để tăng cường kỹ năng nghiên cứu và trình bày công trình chuẩn mực hơn để phù hợp với các tạp chí các cấp.

Chúng ta đang phải trải qua những điều khó khăn nhất trong lịch sử với đại dịch covid, Việt Nam và thế giới đang rất cần những sản phẩm, công nghệ để giải quyết bài toán thực tế tại địa phương, đặc biệt trong những trường hợp khẩn cấp. Chủ đề hội thảo năm 2023 “*KỸ THUẬT CƠ KHÍ VÀ ỨNG DỤNG*” với thông điệp hãy cùng suy nghĩ và hành động thông minh để tiếp cận nhanh nhạy và ứng dụng linh hoạt những thành tựu của khoa học và công nghệ hiện đại để giúp ngành Cơ khí nước ta có nhiều cơ hội trong việc nâng cao trình độ công nghệ, tăng năng suất, rút ngắn thời gian đưa sản phẩm ra thị trường, sản xuất được những sản phẩm có chất lượng và giá cả cạnh tranh. Thông qua đó, làm thay đổi phương thức quản lý, quản trị trong sản xuất cơ khí. Lời cuối, kính chúc mọi người sức khỏe. Chúng ta hãy cùng làm việc, đổi mới để đào tạo và giáo dục, nghiên cứu và sáng tạo góp phần vào sự nghiệp chung của nhà trường.

Trân trọng!

**PGS TS. Phạm Huy Hoàng**

Trưởng ban tổ chức

Trưởng Khoa Công nghệ Cơ Khí

## CHƯƠNG TRÌNH HỘI THẢO

**Thời gian:** ngày 09-10 tháng 05 năm 2023

**Địa điểm:** Thành phố Vũng Tàu

<b>Thời gian</b>	<b>Nội dung</b>	<b>Người thực hiện</b>
<b>15h-15h15</b>	<b>Phát biểu khai mạc</b>	PGS. TS Phạm Huy Hoàng
<b>15h20-16h</b>	<b>Điều khiển vị trí của cơ cấu chấp hành mềm dùng active reject disturbance với các on-off van tốc độ cao</b>	PGS. TS Lê Thế Truyền
<b>16h05-16h30</b>	<b>Tối ưu hóa thiết kế cơ cấu khuếch đại kiểu cầu sử dụng khớp mềm</b>	TS. Huỳnh Ngọc Thái
<b>16h35-17h15</b>	<b>Báo cáo hướng nghiên cứu và chương trình đào tạo tiến sĩ</b>	PGS. TS Phạm Huy Hoàng

## NỘI DUNG

TT	Article	MS bài báo	Trang
1	<b>Nghiên cứu các thông số hình học chủ yếu của dao cắt ảnh hưởng đến tách vỏ cứng hạt điều</b> <i>Trần Quốc Nhiệm</i>	CNCK-01	1-8
2	<b>Lò hơi công nghiệp và vấn đề tiết kiệm năng lượng</b> <i>Đặng Văn Hải</i>	CNCK-02	9-12
3	<b>Tối ưu hóa kết cấu thân vỏ xe ô tô du lịch bằng phương pháp phân tích quan hệ xám trong phân tích đa mục tiêu</b> <i>Nguyễn Minh Huy</i>	CNCK-03	13-19
4	<b>Điều khiển vị trí của cơ cấu chấp hành mềm dùng active reject disturbances với các on-off van tốc độ cao</b> <i>Lê Thế truyền</i>	CNCK-04	20-33
5	<b>Mô phỏng số và thiết kế, chế tạo máy sấy xoài bằng khí nóng</b> <i>Nguyễn Thị Út Hiền, Nguyễn Phú Cường</i>	CNCK-05	34-38
6	<b>Nghiên cứu thiết lập các quy tắc thiết kế đảm bảo khả năng đúc mẫu chảy</b> <i>Võ Tuyền</i> <i>Trịnh Tiến Thọ</i>	CNCK-06	39-47
7	<b>Phân tích biến dạng và ứng suất của đĩa ly hợp ma sát bằng phương pháp phần tử hữu hạn</b> <i>Đặng Văn Hải, Nguyễn Văn Thanh</i>	CNCK-07	48-60
8	<b>Thiết kế, mô phỏng ngón tay của robot vật liệu mềm</b> <i>Nguyễn Tấn Ken</i>	CNCK-08	61-65
9	<b>Tối ưu hóa thiết kế cơ cấu khuếch đại kiểu cầu sử dụng khớp mềm</b> <i>Huỳnh Ngọc Thái, Hoàng Trần Trọng Huy</i>	CNCK-09	66-73
10	<b>Tính toán và mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng bằng phần mềm inventor</b> <i>Huỳnh Văn Nam</i>	CNCK-10	74-88
11	<b>Ứng dụng phần mềm autodesk moldflow insight trong phân tích cae cho sản phẩm nhựa ép phun</b> <i>Phan Hoàng Phụng</i>	CNCK-11	89-94
12	<b>Thiết kế cánh tay robot năm bậc tự do</b> <i>Nguyễn Tấn Ken</i>	CNCK-12	95-98
13	<b>Tối ưu hóa cấu trúc của tấm đỡ bằng abaqus</b> <i>Đinh Lê Cao Kỳ, Nguyễn Văn Thanh</i>	CNCK-13	99-102
14	<b>Tìm hiểu ứng dụng phần mềm ssnc gia công trên máy tiện cnc</b> <i>Huỳnh Văn Nam</i>	CNCK-14	103-109

# Nghiên cứu các thông số hình học chủ yếu của dao cắt ảnh hưởng đến tách vỏ cứng hạt điều

Trần Quốc Nhiệm

Khoa Công nghệ Cơ Khí

Trường Đại học Công nghiệp Thực Phẩm Tp.HCM

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: Nhiemtq@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Năm 2009, Việt Nam trở thành nước xuất khẩu nhân điều đứng đầu thế giới vượt mặt các nước như Ấn Độ, Brazil. Bên cạnh Hội nhập vào thị trường thế giới đòi hỏi phải xây dựng được tiêu chuẩn cho sản phẩm, đáp ứng những yêu cầu khắt khe của khách hàng là những việc phải làm ngay, không thể trì hoãn. Trong chế biến hạt điều còn hai công đoạn là cắt, tách vỏ điều và bóc vỏ lụa vẫn phải sử dụng quá nhiều lao động thủ công. Việc nghiên cứu thiết bị và công nghệ để cơ giới hóa hai công đoạn nói trên ngày càng bức xúc, thậm chí là điều kiện sống còn để phát triển bền vững. Để nâng cao chất lượng hạt điều sau chế biến, bài báo này trình bày những nghiên cứu các thông số hình học chủ yếu của dao cắt ảnh hưởng đến tách vỏ cứng hạt điều.

**Từ khóa:** máy bóc vỏ hạt điều; Việt Nam; dao cắt

## I. GIỚI THIỆU

Việc khai thác tiềm năng kinh tế to lớn của cây điều ở Việt Nam chỉ mới thật sự khởi đầu từ đầu thập niên 80 thế kỷ 20, người dân được khuyến khích trồng điều để lấy hạt xuất khẩu. Tới thập niên 90, diện tích cây điều ở Việt Nam đã phát triển tới 250.000 ha.

Trong nhiều năm qua Việt Nam đã từng bước khẳng định vị thế của mình về xuất khẩu điều trên thế giới. Năm 1992, Việt Nam mới khai thông thị trường Trung Quốc, từ chỗ là nước xuất khẩu điều thô, thì năm 1996-1997, Việt Nam đã chấm dứt xuất khẩu điều thô qua Ấn Độ, để giữ lại chế biến, phục vụ cho xuất khẩu điều nhân. Năm 2000-2001, Việt Nam trở thành nước có sản lượng điều thô đứng thứ hai thế giới.

Năm 2002 - 2003, Việt Nam là nhà sản xuất, chế biến, xuất khẩu hạt điều lớn thứ hai thế giới. Đến năm 2005 nước ta đã có hơn 200 nhà máy chế biến với tổng công suất khoảng 600.000 tấn hạt điều nguyên liệu/năm, xuất khẩu được 110.000 tấn nhân điều thô, giá trị kim ngạch là 500 triệu USD, đứng hàng thứ hai trên thế giới về nhân điều thô xuất khẩu.

Năm 2006, các doanh nghiệp Việt Nam xuất khẩu được 127.000 tấn nhân điều, đạt kim ngạch xuất khẩu gần 504 triệu USD; trong khi Ấn Độ (là nước "cường quốc" về cây điều) chỉ xuất khẩu có 118.000 tấn nhân điều. Kết quả này đã đưa Việt Nam lên ngôi vị xuất khẩu nhân điều hàng đầu thế giới. Với sản lượng xuất khẩu này, thị trường Hoa Kỳ chiếm 40%, Trung Quốc 20%, Châu Âu 20% và 10% còn lại thuộc Nga, Trung Đông và Nhật Bản. Chất lượng nhân điều Việt Nam cũng được ca ngợi là số 1, là thơm ngon hơn hẳn nhân điều của Ấn Độ, Brazil hay Tanzania... Năm 2007, sản lượng điều thô thu hoạch trên cả nước vào khoảng 350.000 tấn. Cộng thêm 50.000 tấn nhập khẩu từ Campuchia, tổng sản lượng điều nguyên liệu cho các doanh nghiệp chế biến xuất khẩu sẽ là hơn 400.000 tấn. Tháng 1 đến tháng 9/2009, Việt Nam đã xuất khẩu được 131 nghìn tấn nhân điều các loại, kim ngạch đạt 614 triệu USD, tăng 9% về lượng nhưng giảm 10% về giá trị so với cùng kỳ năm 2008 do giá xuất khẩu điều của Việt Nam đã giảm khoảng 900 USD/tấn, chỉ đạt mức 4.700 USD/tấn. Việt Nam trở thành thành viên thứ 150 của WTO, lúc này mọi người, mọi đơn vị trong ngành sản xuất điều phải xem xét toàn diện cả thời cơ và thách thức. Bên cạnh những ưu thế, ngành sản xuất điều cũng phải đối mặt với nhiều khó khăn, trở ngại, ảnh hưởng đến hiệu quả và sức cạnh tranh. Gia nhập WTO, hội nhập vào thị trường thế giới đòi hỏi phải xây dựng được tiêu chuẩn cho sản phẩm, bảo đảm vệ sinh an toàn thực phẩm, đáp ứng những yêu cầu khắt khe của khách hàng là những việc phải làm ngay, không thể trì hoãn. Tham gia vào "Sân chơi" lớn, việc xây dựng thương hiệu sản phẩm có uy tín của ngành sản xuất điều Việt Nam mới là một bảo đảm để chiếm lĩnh thị trường, để chuyển từ việc xuất khẩu nhân điều thô sang xuất khẩu nhân điều chế biến với các sản phẩm đa dạng, có giá trị hơn nhiều lần.

Trong chế biến hạt điều còn hai công đoạn là cắt, tách vỏ điều và bóc vỏ lụa vẫn phải sử dụng quá nhiều lao động thủ công. Việc nghiên cứu thiết bị và công nghệ để cơ giới hóa hai công đoạn nói trên ngày càng bức xúc, thậm chí là điều kiện sống còn để phát triển bền vững. Xuất phát từ điều kiện thực tiễn trên máy cắt, tách vỏ cứng hạt điều đã được đi vào nghiên cứu, chế tạo và vấn đề nâng cao tỉ lệ bóc tách vỏ cứng hạt điều góp phần tăng năng suất là một vấn đề không thể thiếu.

## II. PHƯƠNG PHÁP CẮT VỎ HẠT ĐIỀU

### A. Tổng quan về dao tách hạt điều

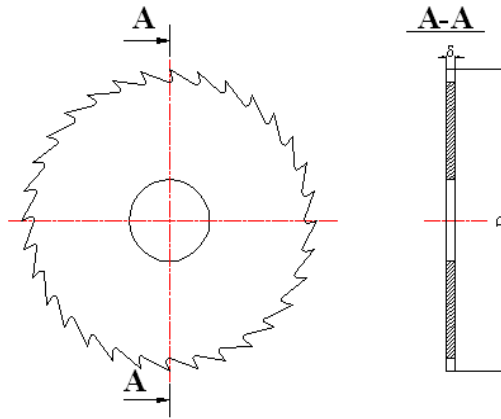
Trong quá trình cắt vỏ cứng hạt điều, dao cắt đóng một vai trò quan trọng. Nếu thông số hình học dao không tốt sẽ ảnh hưởng đến chất lượng của hạt điều, năng suất, tiêu hao năng lượng... Do đó dao được chế tạo phải đáp ứng một số yêu cầu cơ bản cắt vỏ cứng hạt điều với năng suất cao, tỷ lệ bóc tách vỏ cứng hạt điều cao, tỷ lệ bề vỡ thấp, có khả năng chống hao mòn mũi cắt để có tuổi thọ cao, an toàn trong sử dụng, dễ chế tạo, lắp ráp, đơn giản và gọn nhẹ.

Ở đây, do mô hình được đề cập là lựa chọn các thông số hình học chủ yếu về dao để chế tạo thử và đánh giá sự phù hợp của các thông số đó trên cơ sở cắt vỏ cứng hạt điều và đạt tỷ lệ bóc tách cao, tỷ lệ bề vỡ thấp. Do đó dao cắt được chọn để khảo nghiệm và đánh giá tỷ lệ bóc tách vỏ cứng hạt điều, tỷ lệ bề vỡ nhân hạt điều trong quá trình tách vỏ cứng hạt điều bằng dao cắt đĩa.

Dao cắt đĩa là một loại dao cắt mà lưỡi cắt là những răng cưa nằm trên chu vi của dao cắt dạng đĩa. Khi dao cắt đĩa quay tròn, dao cắt cắt dọc thân hạt điều. Trong quá trình cắt, dao cắt sẽ phân chia phôi hạt điều nguyên liệu thành các thành phần: phần vỏ cứng hạt điều, phần phôi của hạt điều.

**B. Thông số hình học của dao [4, 6].**

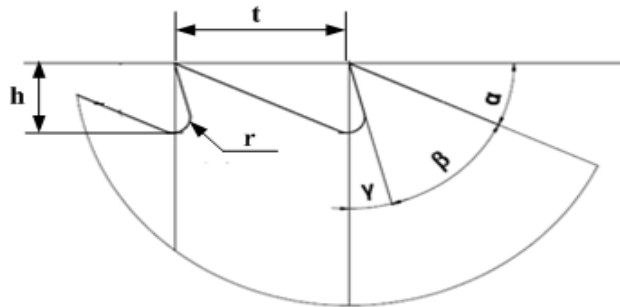
Cấu tạo dao cắt dạng đĩa được trình bày trong Hình 1. Các thông số hình học của dao cắt được trình bày trong Hình 2



Hình 1. Dao cắt đĩa

Trong đó:

- $\alpha$ : góc sau
- $\beta$ : góc mài nhọn
- $\gamma$ : góc trước
- h: chiều cao lưỡi cắt
- t: bước răng
- r: bán kính hầu dao
- $\delta$ : chiều dày dao



Hình 2. Thông số hình học của dao

**- Ảnh hưởng của góc sau  $\alpha$ .**

Góc sau là góc hợp bởi mặt sau và mặt cắt, thường ký hiệu là  $\alpha$ . Góc  $\alpha$  lớn sẽ làm giảm độ cứng vững của dao, dao dễ bị rung động trong quá trình cắt. Góc  $\alpha$  nhỏ sẽ làm tăng lực ma sát ở mặt sau của dao, dao sẽ mòn nhanh và tuổi thọ của dao sẽ giảm. Góc sau  $\alpha$  thay đổi sẽ làm cho độ cứng vững của mũi dao thay đổi. Thường góc  $\alpha$  sẽ nằm trong phạm vi  $10^\circ \div 37^\circ$ .

**- Ảnh hưởng của góc trước  $\gamma$ .**

Góc trước là góc được tạo thành bởi mặt trước dao cắt với mặt phẳng vuông góc với mặt cắt, đi qua cạnh cắt, thường ký hiệu là  $\gamma$ . Góc  $\gamma$  càng lớn thì quá trình cắt càng dễ dàng, giảm được sự tỏa nhiệt ở đầu lưỡi cắt, do đó sẽ giảm được lực cắt. Tuy nhiên góc  $\gamma$  lớn quá sẽ dẫn đến răng cắt yếu đi. Nếu góc  $\gamma$  nhỏ thì lưỡi cắt càng bền, sẽ làm tăng sự tỏa nhiệt ở đầu lưỡi cắt và làm tiêu hao công suất điện của máy.

**- Ảnh hưởng của góc  $\beta$ .**

Góc mài là góc tạo bởi mặt trước và mặt sau dao cắt, thường ký hiệu là  $\beta$ . Loại gỗ mềm góc mài nhọn  $\beta = 40^\circ \div 45^\circ$ . Góc này có ảnh hưởng đến độ bền của răng, góc  $\beta$  phụ thuộc vào hình dạng, kích thước mặt trước và mặt sau của răng. Chiều cao h (tức phụ thuộc vào thể tích rãnh phoi). Tính công nghệ chế tạo. Sự mài lại khi mũi răng bị mòn.

- Có 4 dạng răng cơ bản:

Dạng răng thẳng không cân: dễ thoát phoi, cắt tốt.

Dạng răng thẳng đối xứng: khó thoát phoi, dễ chế tạo, sử dụng được cả hai mặt cắt trước và sau.

Dạng răng cong: rất dễ thoát phoi, nhưng khi mài thì khó mài đúng với đường cong ban đầu



Dạng răng liên hợp (vừa thẳng vừa cong): rất dễ thoát phoi, dễ mài sắc mỗi khi dao mòn.



Hình 2.3: Các dạng răng của dao cắt

- a) Dạng răng thẳng không cân    b) Dạng răng thẳng đối xứng    c) Dạng răng cong    d) Dạng răng liên hợp

Hình 3. Các dạng rang dao

Nếu chiều cao  $h$  tăng thì thể tích rãnh phoi tăng dẫn đến dễ dàng thoát phoi, nhưng tải trọng tác dụng lên chân răng sẽ tăng, do momen uốn tác dụng lên răng tăng

**- Ảnh hưởng của bán kính hầu dao  $r$ .**

Bán kính  $r$  là đoạn chuyển tiếp từ lưng đến mặt trước của răng. Đây là điểm tập trung ứng suất, do đó bán kính  $r$  có ảnh hưởng đến độ bền răng.

Nếu bán kính  $r$  nhỏ thì sẽ làm tăng ứng suất ở đáy răng và làm giảm sự thoát phoi tự do. Do đó bán kính  $r$  đủ lớn để đảm bảo sự thoát phoi dễ dàng giữ cho bề mặt cắt được trơn láng.

$$r \geq \sqrt{\frac{S_z \cdot h \cdot k_c}{\pi}}$$

Trong đó:

$h$ : chiều sâu cắt, mm

$s_z$ : lượng chạy dao của một răng, mm răng

$k_c$ : hệ số phân phối, thoát phoi.

Hoặc theo [4] bán kính  $r = 0,1t$  ( $t$ : bước răng)

**- Ảnh hưởng của số lượng răng  $Z$ .**

Số lượng răng có ảnh hưởng đến năng suất lao động và công suất tiêu thụ điện của máy

**- Ảnh hưởng của đường kính dao cắt đĩa  $D$ , chiều dày dao  $b$ .**

Theo [5] khảo sát biên dạng đặc trưng các loại hạt điều loại A, B, C, D như sau:

**Hạt điều loại A:**



**Hạt điều loại B:**



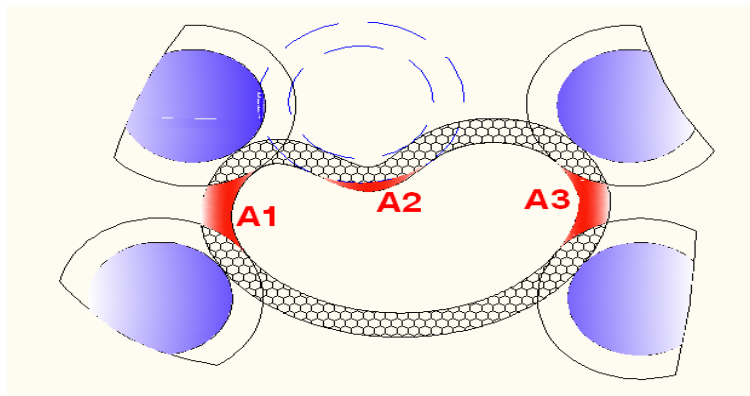
**Hạt điều loại C:**



**Hạt điều loại D:**



Hình 4: Các biên dạng đặc trưng hạt điều loại A,B,C,D



Hình 5. Ba vùng diện tích còn lại sau khi cắt

Khi hạt điều được cắt vỏ, phần vỏ hạt điều còn lại chưa được cắt hết gồm 3 vùng diện tích  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  xem Hình 5. Phần diện tích khó hớt nhất là chỗ eo hạt điều diện tích  $A_2$ . Nếu đường kính  $D$  dao càng nhỏ thì khả năng hớt bỏ diện tích  $A_2$  rất tốt. Tuy nhiên xuất phát từ điều kiện cắt thực tế đường kính dao  $D$  cắt quá nhỏ thì điều kiện để thỏa mãn cắt được từ công thức  $F_{ms} \geq 2(F_c + F_{cd})$  (2.2) không đảm bảo do lực cắt lớn. Ngược lại nếu đường kính dao  $D$  lớn thì càng dễ thỏa mãn điều kiện cắt công thức (2.2) [1], nhưng phần diện tích  $A_2$  còn lại nhiều sẽ không đảm bảo quá trình tách hạt điều.

Xuất phát từ mô hình tách bằng chêm ta thấy nếu chiều dày dao cắt đĩa  $\delta$  quá nhỏ thì khi cắt sẽ tạo ra rãnh cắt hẹp sẽ không tạo điều kiện mở mép tốt sau khi qua tách bằng chêm, kết cấu của dao sẽ yếu đi. Ngược lại, nếu chiều dày dao  $\delta$  cắt quá lớn thì dẫn đến việc khi vào chêm tách không tốt do công sinh ra khi vào chêm nhỏ (do chiều dài tiếp xúc chêm ngắn).

Qua các phân tích trên và quá trình cắt trên mô hình thực tế, ta thấy các các thông số hình học ảnh hưởng đến tỉ lệ bóc tách vỏ cứng và bề vỡ nhân hạt điều chủ yếu là: đường kính dao cắt đĩa  $D$  và chiều dày dao  $\delta$ . Do đó, ta tiến hành khảo nghiệm các thông số này ảnh hưởng đến tỉ lệ bóc tách vỏ cứng và bề vỡ nhân hạt điều.

Chọn miền khảo sát:

Theo [4] chiều dày dao  $\delta = (0,08 \div 0,12)D^{1/2} = (0,08 \div 0,12) \cdot \sqrt{80} = 0,71 \div 1,07$  mm. Chọn  $\delta$  tính toán 1 mm.

Bề dày dao theo tính toán và quá trình cắt thực tế trên mô hình ta chọn miền khảo sát chiều dày dao cắt  $\delta$  trong khoảng [1 2] mm. Cụ thể chọn dao dày 1mm, 1,5 mm, và 2 mm.

Dựa vào phân tích, đường kính tối thiểu  $D_{\min} = 50$  mm, đường kính tối đa tính toán  $D_{\max} = 80$  mm, kết cấu mô hình thực tế ta chọn khảo sát đường kính cụ thể chọn 60 mm, 70 mm, 75 mm và 80 mm.

C. *Khảo nghiệm các loại dao cắt đĩa ảnh hưởng đến tỉ lệ bóc tách vỏ cứng và tỉ lệ vỡ nhân hạt điều.*

– **Mục đích khảo nghiệm.**

Khảo sát tỉ lệ bóc tách và bề vỡ nhân hạt điều dùng dao phay đĩa có thông số hình học khác nhau khi thực hiện nguyên công tách vỏ cứng hạt điều. Từ đó tìm ra dao cắt đĩa phù hợp đảm bảo quá trình bóc tách vỏ cứng hạt điều cao ( $\geq 80\%$ ) và tỉ lệ bề vỡ cho phép ( $< 10\%$ ), đáp ứng được yêu cầu sản xuất trong thực tế.

– **Nguyên liệu và cách tiến hành khảo nghiệm.**

+ Nguyên liệu.

Kết quả khảo nghiệm trên hạt điều loại 1 ở Việt Nam đã qua hấp, sử dụng dao cắt đĩa (1 mặt cắt), thử nghiệm trên hệ thống thiết bị tách vỏ cứng hạt điều dùng phương pháp phay chép hình do trường Đại Học Bách Khoa TP.HCM chế tạo.

+ Điều kiện thí nghiệm.

Thí nghiệm được tiến hành trên hệ thống thiết bị tách vỏ cứng hạt điều dùng phương pháp phay chép hình do trường Đại Học Bách Khoa TP.HCM chế tạo (xem hình 2.6); vận tốc băng tải  $v = 0,25$  m/s, số vòng quay của cơ cấu va đập  $n = 900$  vòng/phút.



Hình 6. Máy tách hạt điều

– **Cách tiến hành thí nghiệm.**

*Bước 1: Chuẩn bị mẫu:*

- + Số lượng hạt điều trong mỗi lần thí nghiệm 50 hạt.
- + Số lượng mẫu dao cắt đĩa thí nghiệm 12 mẫu.
- + Số lượng mẫu cỡ thí nghiệm 4 bộ cỡ (04 cỡ/bộ).

*Bước 2: Thông số nghiên cứu:*

- + Xác định thông số nghiên cứu đầu ra:

Các thông số nghiên cứu đầu ra phản ánh các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật của máy tách vỏ cứng hạt điều hay phản ánh mục đích nghiên cứu của đề tài. Các thông số này gồm:

Tỉ lệ bóc tách vỏ cứng hạt điều: đây là thông số đặc trưng cho chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật của máy tách vỏ cứng hạt điều. Thông số này được xác định bằng tỉ lệ phần trăm số lượng hạt điều được bóc tách trong tổng số hạt được đưa vào bóc tách.

Tỉ lệ bề vỡ nhân hạt điều: đây cũng là thông số đặc trưng cho chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật của máy tách vỏ cứng hạt điều. Thông số này được xác định bằng tỉ lệ phần trăm số lượng nhân hạt điều bị bề vỡ trong tổng số hạt được đưa vào bóc tách.

Xuất phát từ mục đích nghiên cứu của đề tài, chúng tôi chọn thông số đầu ra là tỉ lệ bóc tách vỏ cứng và tỉ lệ vỡ nhân hạt điều.

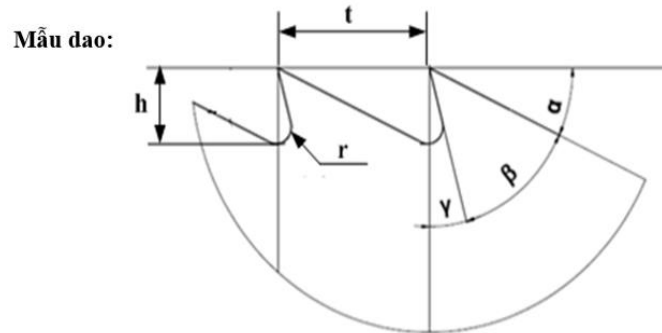
+ Xác định thông số nghiên cứu đầu vào:

Thông số hình học ảnh hưởng đến tỉ lệ bóc tách vỏ cứng và bề vỡ nhân hạt điều chủ yếu là:

Đường kính dao cắt đĩa  $D$  (mm)

Chiều dày dao  $\delta$  (mm).

Vì thế đối với dao cắt hạt điều, chúng tôi chọn hai thông số chỉ tiêu trên để nghiên cứu là đường kính dao cắt đĩa  $D$  (mm), chiều dày dao  $\delta$  (mm). Như vậy thông số đầu vào là  $D$  và  $\delta$ .



Hình 7. Biểu diễn thông số hình học của dao

**Bảng 1. Thông số hình học các mẫu dao khảo nghiệm**

TSHH	D (mm)	$\delta$ (mm)	$\alpha$ (độ)	$\beta$ (độ)	$\gamma$ (độ)	h(mm)	t(mm)	r(mm)	Z (răng)
Mẫu dao 1	80	2	30	40	20	3	7	0,7	36
Mẫu dao 2	80	1,5	30	40	20	3	7	0,7	36
Mẫu dao 3	80	1	30	40	20	3	7	0,7	36
Mẫu dao 4	75	2	30	40	20	3	7	0,7	34
Mẫu dao 5	75	1,5	30	40	20	3	7	0,7	34
Mẫu dao 6	75	1	30	40	20	3	7	0,7	34
Mẫu dao 7	70	2	30	40	20	3	7	0,7	32
Mẫu dao 8	70	1,5	30	40	20	3	7	0,7	32
Mẫu dao 9	70	1	30	40	20	3	7	0,7	32
Mẫu dao 10	60	2	30	40	20	3	7	0,7	27
Mẫu dao 11	60	1,5	30	40	20	3	7	0,7	27
Mẫu dao 12	60	1	30	40	20	3	7	0,7	27

### III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả khảo nghiệm:

**Bảng 2. Kết quả khảo nghiệm tại đầu ra máy cắt**

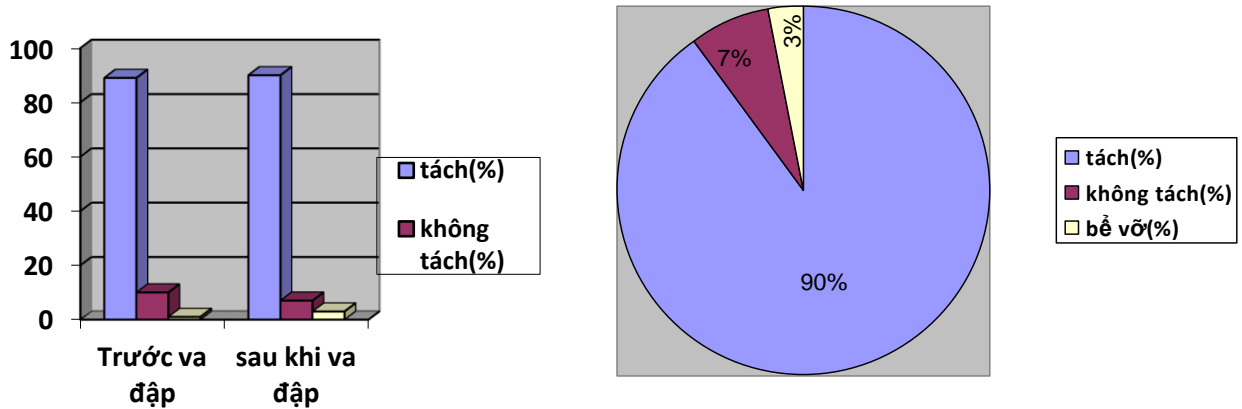
Mẫu dao	Lần	Tách hoàn toàn		Tách không hoàn toàn		Không tách		Bề vỡ	
		Số hạt	Tỉ lệ	Số hạt	Tỉ lệ	Số hạt	Tỉ lệ	Số hạt	Tỉ lệ
1	1	24	48 %	10	20%	12	24%	4	8%
	2	20	40 %	10	20%	19	38%	1	2%
	TB	22	44%	10	20%	15.5	31%	2.5	5%
2	1	24	48 %	11	22 %	12	24 %	3	6 %
	2	26	52 %	12	24 %	10	20 %	2	4 %
	TB	25	50%	11.5	23 %	11	22 %	2.5	5 %
3	1	22	44%	12	24%	14	28%	2	4%
	2	23	46%	14	28%	12	24%	1	2%
	TB	22.5	45.5%	13	26%	13	26%	1.5	3%
4	1	16	32%	7	14%	25	50%	2	4%
	2	18	36%	9	18%	22	44%	1	2%
	TB	17	34.5%	8	16%	23.5	47%	1.5	3%
5	1	16	32%	8	16%	26	52%	0	0%
	2	20	40%	9	18%	20	40%	1	2 %
	TB	18	36%	8.5	17%	23	46%	0.5	1%
6	1	20	40%	7	14%	22	44%	1	2%
	2	19	38%	10	20%	20	40%	1	2%
	TB	19.5	39%	8.5	17%	21	42%	1	2%
7	1	20	40%	9	18%	20	40%	1	2%

	2	22	40%	11	22%	16	32%	1	2%
	TB	21	44%	10	20%	18	36%	1	2%
8	1	26	52%	9	18%	14	28%	1	2%
	2	27	54%	9	18%	12	24%	2	4%
	TB	26.5	53%	9	18%	13	26%	1.5	3%
9	1	24	48%	12	24%	13	26%	1	2%
	2	27	54%	11	22%	12	24%	0	0%
	TB	25.5	51%	11.5	23%	12.5	25%	0.5	1%
10	1	19	38%	8	16%	21	42%	2	4%
	2	22	44%	10	20%	16	32%	2	4%
	TB	20.5	41%	9	18%	18.5	37%	2	4%
11	1	30	60%	16	32%	4	8%	0	0%
	2	28	56%	15	30%	6	12%	1	2%
	TB	29	58%	15.5	31%	5	10%	0.5	1%
12	1	20	40%	6	12%	24	48%	0	0%
	2	26	52%	3	6%	18	36%	3	6%
	TB	23	46%	4.5	9%	21	42%	1.5	3%

**Bảng 3. Kết quả khảo nghiệm tại đầu ra máy va đập**

Mẫu dao	Lần	Tách hoàn toàn		Không tách		Bề vỡ	
		Số hạt	Tỉ lệ	Số hạt	Tỉ lệ	Số hạt	Tỉ lệ
1	1	42	84.%	4	8 %	4	8%
	2	43	86%	6	12 %	1	2%
	TB	42.5	85.%	5	10 %	2.5	5%
2	1	38	76.%	4	8 %	8	16 %
	2	42	84%	2	4 %	6	12 %
	TB	40	80.%	3	6 %	7	14 %
3	1	36	72%	8	16%	6	12%
	2	40	80%	6	12%	4	8%
	TB	38	76%	7	14%	5	10%
4	1	30	60%	15	30%	5	10%
	2	34	68%	12	24%	4	8%
	TB	32	64.%	13.5	27%	4.5	9%
5	1	43	86%	7	14%	0	0%
	2	38	76%	10	20%	2	4%
	TB	42.5	81%	8.5	17%	1	2%
6	1	41	82%	7	14%	2	4%
	2	37	74%	9	18%	4	8%
	TB	39	78%	8	16%	3	6%
7	1	42	84%	4	8%	4	8.0%
	2	44	88%	5	10%	1	2.0%
	TB	43	86.%	4.5	9%	2.5	5.0%
8	1	45	90%	3	6%	2	4%
	2	45	90%	1	2%	4	8%
	TB	45	90%	2	4%	3	6%
9	1	43	86%	4	8%	3	6%
	2	45	90%	3	6%	2	4%
	TB	44	88%	3.5	7%	2.5	5%
10	1	44	88%	4	8%	2	4%
	2	42	84%	3	6%	5	10%
	TB	43	86%	3.5	7%	3.5	7%
11	1	46	92%	3	6%	1	2%
	2	44	88%	4	8%	2	4%
	TB	45	90%	3.5	7%	1.5	3%
12	1	42	84%	5	10%	3	6%
	2	43	86%	4	8%	3	6%
	TB	42.5	85%	4.5	9%	3	6%

Qua quá trình khảo nghiệm bóc tách vỏ cứng hạt điều thì mẫu dao cắt đĩa 11 là mẫu dao có thông số hình học cho chất lượng bóc tách cao nhất, đáp ứng yêu cầu cắt, tách. Với tỉ lệ bóc tách vào khoảng 90%, bề vỡ 3%, không tách 7% sau va đập như trình bày trong Hình 8.



Hình 8: Biểu thị phần trăm bóc tách vỏ cứng hạt điều

#### IV. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã xác định được ảnh hưởng đường kính, chiều dày dao cắt đến tỉ lệ bóc tách vỏ cứng hạt điều từ đó chọn được loại mẫu dao cắt thích hợp. Với những ảnh hưởng của đường kính dao, chiều dày dao cắt đến tỉ lệ bóc tách vỏ cứng hạt điều. Bước đầu, chúng ta đã xác định được các thông số đường kính dao, chiều dày dao để đạt được kết quả tốt. Đáp ứng được tiêu chí của hệ thống tách vỏ cứng hạt điều tự động.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Bành Quốc Nguyên, Hồ Minh Phát - Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo hệ thống thiết bị tách vỏ cứng hạt điều tự động - Đại học Bách Khoa Tp. Hồ Chí Minh, 2010.
- [2] Huỳnh Quang Phước - Nghiên cứu chiết tách Tannin từ vỏ lụa hạt điều - Luận văn Cao học, Thư viện trường Đại học Bách khoa TpHCM, 2005.
- [3] Trịnh Thị Thụy Anh - Nghiên cứu xử lý và ứng dụng dầu vỏ hạt điều làm sơn chống hà - Luận văn Cao học, Thư viện trường Đại học Bách khoa TpHCM, 2001.
- [4] Hoàn Hữu Nguyên, Hoàng Xuân Niên - Máy và thiết bị gia công gỗ - Tập 1: Nguyên lý cắt gỗ và vật liệu gỗ - NXB Nông nghiệp năm 2005.
- [5] Lê Thanh Danh, Ứng dụng phương pháp phay chép hình để tách vỏ hạt điều, Chuyên đề nghiên cứu sinh, Đại học Bách Khoa Tp. Hồ Chí Minh, 2008.
- [6] Đặng Quang Khoa - Nghiên cứu ảnh hưởng của sai số gá đặt và thông số hình học của dao cắt đĩa đến chất lượng phi lê cá tra/basa - Luận văn cao học, Thư viện trường Đại học Bách khoa TpHCM, 2008.
- [7] Phạm Quang Đâu - Phạm Quốc Phúc. Máy gia công gỗ. NXB Công nhân kỹ thuật 1982.

Các Websites tra cứu:

- [http://www.bolas.co.in/nutrition\\_cashew.html](http://www.bolas.co.in/nutrition_cashew.html)
- <http://www.vinacas.com.vn>
- [http://www.bolas.co.in/grades\\_cashew.html](http://www.bolas.co.in/grades_cashew.html)
- <http://www.saigontimes.vn>
- <http://www.agro.gov.vn>

# Lò hơi công nghiệp và vấn đề tiết kiệm năng lượng

Đặng Văn Hải

Khoa Công nghệ Cơ khí

Trường Đại học Công nghiệp Thực Phẩm Thành Phố Hồ Chí Minh

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Vietnam

Email: haidv@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Theo thống kê, hiện nay trên cả nước đang sử dụng hàng nghìn lò hơi các loại. Trong đó phần lớn các lò hơi có hiệu suất sử dụng năng lượng thấp, làm gia tăng tình trạng ô nhiễm môi trường và kém hiệu quả về mặt kinh tế. Tình hình này đặt ra yêu cầu cần thiết phải có các giải pháp giúp các doanh nghiệp nâng cao hiệu suất, tiết kiệm năng lượng trong sử dụng các lò hơi. Chính vì vậy, các doanh nghiệp cần phối hợp cơ sở đào tạo (trường, viện...), xây dựng mục tiêu, nội dung và những giải pháp đồng bộ, có hệ thống, tạo điều kiện cho người lao động nâng cao trình độ chuyên môn, kỹ năng nghề nghiệp. Qua đó doanh nghiệp nâng cao được chất lượng nguồn nhân lực tại doanh nghiệp, áp dụng các cải tiến và ứng dụng khoa học kỹ thuật vào sản xuất với mục tiêu giảm thiểu rủi ro, vận hành an toàn và tiết kiệm năng lượng, nâng cao hiệu suất lò hơi.

**Từ khóa:** Nâng cao hiệu suất lò hơi

## I. GIỚI THIỆU

Với xu hướng công nghiệp hoá, hiện đại hoá vào công nghiệp và công nghiệp chế biến nông sản, thực phẩm, dược phẩm, để tạo ra các sản phẩm có năng suất và chất lượng cao. Trong các công đoạn chế biến và sản xuất các loại sản phẩm sau thu hoạch như: (sản xuất bánh, kẹo, sấy rau, củ, quả...) cần sử dụng một sản lượng hơi nước bão hòa và hơi quá nhiệt rất lớn. Để sản xuất ra hơi nước cần phải sử dụng rất nhiều nhiên liệu đốt lò, từ đó các vấn đề về tiết kiệm năng lượng và giảm ô nhiễm môi trường trong quá trình sản xuất hơi cũng tồn tại nhiều vấn đề cần quan tâm. Vì vậy việc nghiên cứu các ứng dụng khoa học kỹ thuật để hoàn thiện quá trình sản xuất hơi là rất cần thiết và có ý nghĩa lớn góp phần làm an toàn trong quá trình vận hành, tiết kiệm năng lượng trong sản xuất hơi và nâng cao hiệu suất sản xuất hơi khi vận hành lò hơi.

Hiện nay trên thế giới có nhiều nước đã ứng dụng thành công tự động hoá vào quá trình đốt lò hơi dẫn đến chất lượng, năng suất lò hơi cao và chi phí sản xuất hơi giảm. Vì vậy việc nghiên cứu khoa học để vận hành an toàn, tiết kiệm năng lượng và nâng cao hiệu suất lò hơi là rất cần thiết và quan trọng

Việc nghiên cứu vấn đề vận hành an toàn và tiết kiệm năng lượng khi vận hành lò hơi công nghiệp này có những ưu điểm sau:

- Ứng dụng kết quả nghiên cứu để vận hành an toàn các thiết bị lò hơi.
- Kết quả nghiên cứu nhằm góp phần thuận tiện trong việc thiết kế, chế tạo và vận hành các hệ thống điều khiển tự động một số thiết bị lò hơi để từ đó làm tăng hiệu suất sản xuất hơi và an toàn khi vận hành.

## II. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Nghiên cứu, cải tiến, hoàn thiện hệ thống thiết bị đốt, quá trình cháy và giảm các tổn thất nhiệt trong quá trình vận hành thiết bị lò hơi để vận hành an toàn và tiết kiệm năng lượng khi vận hành lò hơi.

A. Nội dung nghiên cứu chính bao gồm:

- Nghiên cứu hoàn thiện quá trình cháy và giảm các tổn thất nhiệt trong quá trình sản xuất hơi.
- Phạm vi sử dụng: Ứng dụng kết quả nghiên cứu để kiểm soát được quá trình cháy hoàn thiện nhất, giảm các tổn thất nhiệt và đưa ra các biện pháp an toàn thiết bị lò hơi để từ đó làm tăng năng suất và chất lượng hơi.

Quá trình cháy của nhiên liệu tỏa ra nhiệt lượng (được kí hiệu: Q). Khi sử dụng nhiệt lượng không sử dụng được hết hoàn toàn mà có những tổn thất đáng kể. Những tổn thất này phụ thuộc vào phẩm chất nhiên liệu, kết cấu buồng lửa và kỹ thuật đốt lò. Ta có phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 100\% \quad (1)$$

Trong đó: q<sub>1</sub>: Nhiệt lượng được sử dụng có ích để đun nóng nước trong lò và sinh ra hơi.

q<sub>2</sub>: Nhiệt lượng bị tổn thất vô ích do khói mang đi.

q<sub>3</sub>: Nhiệt lượng tổn thất hóa học do phản ứng cháy không hoàn toàn.

q<sub>4</sub>: Nhiệt lượng tổn thất cơ giới do than lọt xuống hộp tro, bay theo khói và lẫn trong xi.

q<sub>5</sub>: Nhiệt lượng tổn thất tỏa ra bên ngoài môi trường quanh lò hơi.

Khi đã biết trị số nhiệt của nhiên liệu và những tổn thất nhiệt trong quá trình đốt cháy một lượng nhiên liệu xác định ta tính được hiệu suất nhiệt của lò hơi.

$$Q_1 = \frac{1}{B} (\sum D_i \cdot \Delta t_i) \quad (2)$$

Trong đó: B: Suất tiêu hao nhiên liệu, (tức là lượng nhiên liệu đã đốt trong một giờ, kg/h).

D<sub>i</sub> - Sản lượng môi chất đã sản xuất trong một giờ, có thể là nước nóng, nước sôi, hơi bão hòa khô, hơi quá

nhiệt, hơi quá nhiệt trung gian và lượng nước xả lò  $kg/h$ .

$\Delta i_i$  – lượng tăng entanpi của môi chất khi nước cấp biến thành môi chất.

$\Delta i_i = (i_i - i_{nc}) i_i$  là entanpi của môi chất và  $i_{nc}$  là entanpi của nước,  $kJ/kg$  (3)

### B. Phương pháp thực nghiệm

Thiết bị thực nghiệm: Thực nghiệm tối ưu hóa quá trình sản xuất hơi tại lò hơi sản xuất hơi nấu bia tại trường Đại học Công nghiệp Thực Phẩm TP Hồ Chí Minh.

Đối tượng nghiên cứu tại các phân xưởng lò hơi sản xuất hơi nước tại các nhà máy sản xuất đường, bánh kẹo, mì ăn liền... nhiên liệu đốt như: dầu, than, củi, củi trấu, vỏ hạt điều....

## III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

### A. Kiểm soát nhiệt độ khói lò $q_2$

Tồn thất nhiệt do khói mang ra ngoài ( $q_2$ )

$$Q_2 = (I_{th} + I_{kkl}) \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right); \quad kJ/kg \quad (3)$$

Trong đó:  $I_{th}$  – enthalpy khói thải;  $I_{th} = V_{th} \cdot C_{th} \cdot t_{th}$ ;  $kJ/kg$  (5-3)

$V_{th}$  – thể tích khói thải;  $t_{th}$  – Nhiệt độ khói thải,  $^{\circ}C$ .

$C_{th}$  – Nhiệt dung riêng trung bình của khói thải,  $kJ/m^3 \cdot ^{\circ}C$ .

$I_{kkl}$  – enthalpy của không khí lạnh đưa vào lò;  $kJ/kg$

$$I_{kkl} = \alpha_{th} \times V_{kk}^o \times C_{kk} \times t_{kkl} = \alpha_{th} \times I_{kkl}^o; \quad (4)$$

Hai yếu tố ảnh hưởng chính đến  $q_2$  là nhiệt độ khói thải và hệ số thừa ở đầu ra lò hơi khi nhiệt độ khói tăng lên  $12 \div 15^{\circ}C$  thì tồn thất  $q_2$  sẽ tăng lên 1%

Nhiệt độ khí lò nên càng thấp càng tốt. Tuy nhiên, nhiệt độ này không nên thấp tới mức hơi nước ở ống xả ngưng tụ ở thành ống. Điều này quan trọng với những nhiên liệu có hàm lượng lưu huỳnh cao vì nhiệt độ thấp sẽ dẫn đến ăn mòn do lưu huỳnh bị đọng sương dẫn tới ăn mòn kim loại lò hơi. Nhiệt độ khí lò cao hơn mức  $200^{\circ}C$  cho thấy tiềm năng thu hồi nhiệt thải với các bộ sấy khí trước khi vào buồng đốt hoặc hâm nước cấp vào lò.

### B. Đun nóng sơ bộ nước cấp sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt

Thông thường, khí thải của lò hơi ra khỏi buồng đốt có nhiệt độ khoảng  $200$  đến  $300^{\circ}C$ . Do đó, có tiềm năng thu hồi nhiệt từ khí lò. Nhiệt độ khí lò thải từ lò hơi thường được duy trì ở mức tối thiểu  $200^{\circ}C$ , để lưu huỳnh oxit trong khí lò không bị ngưng tụ và gây ra ăn mòn ở bề mặt truyền nhiệt. Tiềm năng tiết kiệm năng lượng phụ thuộc vào loại lò hơi và nhiên liệu sử dụng, có thể sử dụng thiết bị bộ hâm nước để giảm nhiệt độ khí lò xuống  $200^{\circ}C$ , tăng nhiệt độ nước cấp vào lò làm góp phần nâng cao hiệu suất nhiệt của lò hơi thông qua nghiên cứu cho thấy sẽ tiết kiệm được rất nhiều tiền mua nguyên liệu.

Ví dụ: Tại xưởng sản xuất bia có lò hơi của trường Đại học Công Nghiệp Thực Phẩm trong một giờ lò hơi sản xuất ra  $4000$  kg hơi bão hoà khô và  $1000$  lít nước sôi ở áp suất  $P=8$  bar và sử dụng nhiên liệu dầu DO có nhiệt trị  $Q_{dv}=45500$  kJ/kg. Xác định số tiền tiết kiệm nhờ bộ hâm nước cấp  $t_1=30^{\circ}C$  lên  $t_2=90^{\circ}C$ . Biết hiệu suất đốt lò  $\eta_t=70\%$  và giá dầu là  $20.000$  VND, một năm sản xuất  $300$  ngày và mỗi ngày  $3$  ca ( $24$  giờ).

Nước cấp không qua bộ hâm nước $t_1=30^{\circ}C$ $i_{nc} = 125,7$ kJ/kg; $i'_b = 720$ kJ/kg; $i''_b = 2769$ kJ/kg;	Nước cấp qua bộ hâm nước $t_2=90^{\circ}C$ $i_{nc} = 377,0$ kJ/kg; $i'_b = 720$ kJ/kg; $i''_b = 2769$ kJ/kg;
1. Xác định số nhiên liệu để sản xuất hơi và nước: $B = \frac{\sum D_i \cdot \Delta i_i}{\eta_t \cdot Q_{dv}} = \frac{4000 \times (2769 - 125,7) + (1000 \times (720 - 125,7))}{0,7 \times 45500} = 350,63 \text{ kg}$	1. Xác định số nhiên liệu để sản xuất hơi và nước: $B = \frac{\sum D_i \cdot \Delta i_i}{\eta_t \cdot Q_{dv}} = \frac{4000 \times (2769 - 377,0) + (1000 \times (720 - 377,0))}{0,7 \times 45500} = 311,18 \text{ kg}$
2. Chi phí sản xuất hơi và nước nóng trong một năm: $T_1 = B \times 24 \text{ giờ} \times 300 \text{ ngày} \times \text{giá dầu} =$ $= 350,63 \times 24 \times 300 \times 20000 = 50,49 \text{ tỉ VND}$	2. Chi phí sản xuất hơi và nước nóng trong một năm: $T_2 =$ $B \times 24 \text{ giờ} \times 300 \text{ ngày} \times \text{giá dầu} =$ $= 311,18 \times 24 \times 300 \times 20000 = 44,81 \text{ tỉ VND}$
4. Số tiền tiết kiệm một năm nhờ đun nóng nước cấp vào lò hơi từ $t_1=30^{\circ}C$ lên $t_2=90^{\circ}C$ $T_{TK} = T_1 - T_2 = 50,49 - 44,81 = 5,68 \text{ tỉ đồng}$ Qua đó ta thấy sử dụng tồn thất do khí nóng khói lò $q_2$ để hâm nóng nước cấp vào lò đã tiết kiệm số tiền khá lớn	

### C. Sấy nóng sơ bộ không khí cấp cho lò

Sấy nóng sơ bộ không khí cấp lò cũng là lựa chọn giống như đun nóng sơ bộ nước đối với các lò hơi than, củi, bã mía.... Qua tham quan và nghiên cứu tại Vifon Acecook để tăng hiệu suất nhiệt lên 1%, cần tăng nhiệt độ khí cháy lên  $20^{\circ}C$ . Nhưng còn phần lớn các lò đốt dầu và gas có công suất nhỏ thì không dùng bộ sấy không khí

### D. Quá trình cháy không hoàn tất $q_3$

Quá trình cháy không hoàn tất có thể là do thiếu không khí hoặc thừa nhiên liệu hoặc việc phân bố nhiên liệu không hợp lý. Có thể thấy rõ khi quá trình cháy không hoàn tất nếu quan sát màu hoặc khói và cần điều chỉnh ngay. Có thể tính được  $Q_3$  và  $q_3$  trên cơ sở xác định thành phần và thể tích của khói:



$$Q_3 = V_{kk\ k\ ho} [126.CO + 108H_2 + 358CH_4 + \sum Q_{CmHn} \cdot C_m H_n \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)] kJ/kg\ nl \quad (5)$$

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_{dv}} \cdot 100\% \quad kJ/kg\ nl \quad (6)$$

Với trường hợp hệ thống đốt dầu hoặc ga, CO hoặc khói (chỉ xảy ra với hệ thống đốt dầu) với mức khí dư bình thường hoặc cao sẽ cho thấy các trục trục của hệ thống. Một nguyên nhân thường thấy của quá trình đốt cháy không hoàn tất là tỷ lệ pha trộn nhiên liệu và không khí ở lò đốt sai. Dầu cháy kém có thể là do độ nhớt không chính xác, đầu đốt bị tắc, hiện tượng cacbon hoá ở đầu đốt và sự xuống cấp của thiết bị khuếch tán.

Với lò đốt than, cacbon chưa cháy có thể dẫn đến tổn thất rất lớn. Điều này xảy ra khi có carbon trong xỉ và tăng thêm lượng nhiệt cấp cho lò hơi lên hơn 2%. Kích thước than không đồng đều cũng có thể là một nguyên nhân khiến quá trình cháy không hoàn tất. Ở buồng lửa ghi xích, những hạt than to sẽ cháy hết, còn những hạt nhỏ và mịn sẽ làm tắc đường thông khí, gây ra phân phối không khí không đều. Với những buồng lửa phun, việc điều chỉnh gió và hệ thống cháy quá lớn có thể ảnh hưởng đến sự tổn thất cacbon.

#### E. Kiểm soát khí dư

Trong tất cả các trường hợp thực tế, cần một lượng khí dư để đảm bảo quá trình cháy hoàn tất, cho phép có sai số trong quá trình đốt và đảm bảo các điều kiện khí lò thích hợp đối với một số loại nhiên liệu. Lượng khí dư tối ưu cho hiệu suất cao nhất của lò hơi là khi tổng lượng tổn thất do quá trình cháy không hoàn tất và tổn thất do nhiệt thải qua khí lò được giảm thiểu. Mức độ khí dư này có thể dao động tùy thuộc thiết kế lò, loại lò, nhiên liệu và các biến số của quy trình. Mức độ khí dư này có thể được xác định thông qua các kiểm định với các tỷ lệ nhiên liệu khí khác nhau.

Kiểm soát khí dư ở mức tối ưu luôn giúp giảm tổn thất qua khói lò; cứ mỗi 1% khí dư giảm sẽ giúp tăng hiệu suất khoảng 0,6%. Để kiểm soát khí dư cần có thiết bị phân tích Oxy và đồng hồ đo lưu lượng khí trên thiết bị hoặc thiết bị cầm tay để ghi các thông số định kỳ giúp hướng dẫn người vận hành điều chỉnh lưu lượng khí nhằm đạt được vận hành tối ưu. Có thể giảm khí dư lên tới 20%.

#### F. Giảm thiểu tổn thất nhiệt do bức xạ và đối lưu $q_5$

Bề mặt bên ngoài của lò hơi nóng hơn môi trường xung quanh. Do đó, bề mặt này sẽ bị tổn thất nhiệt ra xung quanh, tùy thuộc vào diện tích bề mặt và sự chênh lệch nhiệt độ giữa bề mặt và xung quanh.

Tổn thất nhiệt ở lò hơi ra ngoài môi trường là tổn thất năng lượng cố định, không phụ thuộc vào đầu ra của lò hơi. Các lò hơi thiết kế hiện đại, mức tổn thất này có thể chỉ là 1,5% tổng năng suất toả nhiệt ở mức cao nhất, nhưng sẽ tăng lên khoảng 6%, nếu lò hơi chỉ vận hành ở mức 25% đầu ra.

Sửa chữa hoặc tăng cường bảo ôn sẽ giúp giảm tổn thất nhiệt qua thành và ống lò hơi.

#### G. Kiểm soát xả đáy tự động

Xả đáy, xả cặn liên tục không được kiểm soát sẽ rất lãng phí nhiệt và nước cấp. Vì vậy nên lắp đặt thiết bị kiểm soát xả đáy tự động, tương ứng với độ dẫn của nước lò hơi và pH. Mỗi 10% xả đáy ở lò hơi 15kg/cm<sup>2</sup> sẽ dẫn đến tổn thất hiệu suất là 3%.

#### H. Giảm tổn thất do cặn và muối

Ở lò hơi đốt than và dầu, muối bám vào ống, là yếu tố cách nhiệt, cản trở trao đổi nhiệt. Cần loại bỏ muối một cách thường xuyên. Nhiệt độ khói lò tăng có thể là do muối bám nhiều quá. Cặn bám cũng gây ra những ảnh hưởng như vậy với nước. Nhiệt độ khói lò thái cao với mức khí dư bình thường cho thấy hoạt động truyền nhiệt kém. Hoạt động truyền nhiệt kém có thể do muối khí hoặc cặn bám. Với cặn bám ở nước cần xem xét lại quy trình xử lý nước và làm sạch ống. Ước tính, nhiệt độ khói lò cứ tăng 22°C sẽ gây ra tổn thất nhiệt ước tính khoảng 1%. Cần thường xuyên kiểm tra và ghi lại nhiệt độ khói lò vì chỉ số này phản ánh lượng muối bám. Khi nhiệt độ khói lò vượt quá nhiệt độ của lò hơi mới được làm sạch khoảng 20°C cũng là lúc phải loại bỏ muối. Do đó, chúng tôi đề xuất lắp đặt nhiệt kế theo thang độ tại nơi đặt ống khói để quan trắc nhiệt độ khói thái.

Ước tính, lớp muối dày 3 mm sẽ làm tăng mức tiêu thụ năng lượng lên 2,5% do nhiệt độ khói lò tăng. Có thể phải ngừng dây chuyền theo định kỳ để làm sạch bề mặt lò bức xạ, ống, thiết bị Economizer và sấy khí để loại bỏ những muối bám khó chịu này.

#### I. Thiết bị kiểm soát tốc độ vô cấp lắp cho quạt, quạt thổi và máy bơm

Thiết bị kiểm soát tốc độ vô cấp là một cách hiệu quả giúp tiết kiệm năng lượng. Nhìn chung, nếu lò hơi có mức tải thay đổi thì thiết bị kiểm soát tốc độ vô cấp sẽ tác động cho quạt, quạt thổi và máy bơm hoạt động bảo đảm cho quá trình vận hành an toàn.

#### K. Kiểm soát tải lò hơi

Hiệu suất tối đa của lò hơi không đạt được ở mức đầy tải, mà là ở mức 2/3 đầy tải. Nếu tải lò hơi giảm xuống nữa, hiệu suất cũng có xu hướng giảm. Ở sản lượng bằng không, hiệu suất của lò hơi bằng không, và nhiên liệu đốt sẽ chỉ tạo ra tổn thất. Những hệ số ảnh hưởng đến hiệu suất lò hơi bao gồm:

- Khi giảm tải, giá trị lưu lượng khí lò qua các ống cũng giảm. Khi lưu lượng khí giảm với cùng một diện tích truyền nhiệt sẽ làm giảm một chút nhiệt độ khói lò, làm giảm tổn thất nhiệt.

- Ở dưới mức nửa tải, các thiết bị cháy cần thêm khí dư để đốt cháy hết nhiên liệu. Vì thế, tổn thất nhiệt tăng.  
Nói chung, hiệu suất lò hơi có thể giảm đáng kể xuống dưới mức 25 % tải và nên tránh vận hành lò hơi dưới mức này càng ít càng tốt.

#### L. Lịch trình vận hành lò hơi chuẩn

Vi lò hơi đạt hiệu suất tối ưu khi hoạt động ở mức 65÷85 % đầy tải, nhìn chung, vận hành ít lò hơi ở mức tải cao hơn sẽ hiệu quả hơn là vận hành nhiều lò hơi ở mức tải thấp.

#### M. Thay thế thiết bị lò hơi

Tiềm năng tiết kiệm nhờ thay thế lò hơi và các thiết bị để đảm bảo an toàn và hiệu suất toàn phần tốt nhất. Về mặt tài chính, giải pháp thay lò hơi và các thiết bị có những yếu tố sau cần xem xét thay mới:

- Cũ và không hiệu quả
- Sử dụng nhiên liệu mới thay thế rẻ tiền hơn.
- Kích cỡ quá to hoặc quá nhỏ so với các yêu cầu hiện tại
- Được thiết kế không phù hợp với các điều kiện tải lý tưởng

Nghiên cứu tính khả thi cần xem xét tất cả các khả năng có sẵn nhiên liệu lâu dài và kế hoạch phát triển của công ty. Cần tính đến các yếu tố tài chính và kỹ thuật.

### III. KẾT LUẬN

Sau quá trình thực hiện nghiên cứu, tính toán, khảo nghiệm về vận hành an toàn và vấn đề tiết kiệm năng lượng trong vận hành lò hơi để nâng cao hiệu suất lò hơi đã cho thấy: Việc ứng dụng các kết quả nghiên cứu, thực nghiệm tại một số cơ sở đã chứng minh được việc giảm các dạng tổn thất nhiệt, tiết kiệm năng lượng và các biện pháp nâng cao hiệu suất nhiệt của từng bộ phận trong lò hơi. Kết quả nghiên cứu và thực nghiệm cũng cho chúng ta thấy rõ được các cơ sở lý thuyết của quá trình cháy, các tổn thất nhiệt... Để từ đó tiếp tục nghiên cứu thêm để cải tiến các thiết bị và đưa ra các biện pháp điều chỉnh các yếu tố để quá trình cháy hoàn thiện hơn. Bên cạnh đó cũng đưa ra các giải pháp tốt hơn về tiết kiệm chi phí năng lượng trong quá trình vận hành. Kết quả của đề tài có ý nghĩa thực tiễn rất lớn như đã nêu trên. Tuy nhiên để áp dụng vào thực tiễn với quy mô lớn hơn tác giả xin đề nghị được tiếp tục nghiên cứu phát triển với các lò hơi có công suất lớn hơn và đốt nhiều loại nhiên liệu khác nhau. Cần phối hợp giữa nhà trường và doanh nghiệp để kết quả nghiên cứu được hoàn thiện hơn và áp dụng đáp ứng nhu cầu vận hành an toàn, tiết kiệm năng lượng khi đốt lò hơi và đóng góp một phần điều khiển tự động hóa các thiết bị trong quá trình đốt và thiết bị bảo vệ an toàn thiết bị áp lực nói chung vào trong công cuộc hiện đại hoá cũng như sự phát triển kinh tế và khoa học kỹ thuật nước nhà.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Phạm Sâm, Hoàng Xuân Thúc. *Sửa chữa nồi hơi và ống dẫn hơi*. Nhà xuất bản công nhân kỹ thuật. 1983.
- [2] Trần Thanh Kỳ. *Thiết kế lò hơi*. Trường Đại học bách khoa TP Hồ Chí Minh 1990.
- [3] Phạm Lê DZân. *Công nghệ lò hơi và mạng nhiệt*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật. 2005.
- [4] Đào Xuân Thúc, Nguyễn Ngọc Chất. *Thiết bị nồi hơi công nghiệp*. Nhà xuất bản công nhân kỹ thuật.
- [5] Đào Xuân Thúc, Nguyễn Ngọc Chất. *Sổ tay kỹ thuật nồi hơi công nghiệp*. Nhà xuất bản công nhân kỹ thuật. 1983.
- [5] Nguyễn Thanh Hào. *Thiết kế lò hơi*. Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP Hồ Chí Minh. 2011

# Tối ưu hóa kết cấu thân vỏ xe ô tô du lịch bằng phương pháp phân tích quan hệ xám trong phân tích đa mục tiêu

Nguyễn Minh Huy

Khoa Công nghệ Cơ khí

Trường Đại học Công nghiệp Thực Phẩm Thành Phố Hồ Chí Minh

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: huynm@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Việc giảm tiêu thụ nhiên liệu luôn là mối quan tâm hàng đầu trong lĩnh vực phát triển ô tô. Hầu hết các nhà sản xuất và chế tạo xe hơi đều thiết kế hình dáng các loại xe nhằm đạt được tính khí động học lý tưởng kết hợp với các cải tiến khác đem lại cho ô tô một hiệu suất tuyệt vời. Tính khí động học giúp giảm lực cản, giúp xe ổn định hơn và giảm tiêu thụ nhiên liệu. Trong bài nghiên cứu này, mô hình xe sedan được thiết kế bằng phần mềm Solidworks. Hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_l$  được tính toán bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong phần mềm ANSYS. Mô phỏng khí động học của ô tô dựa trên sự thay đổi của các biến đầu vào là góc nghiêng mũi xe, góc nghiêng kính chắn gió phía sau và sự thay đổi vận tốc. Dữ liệu của mô phỏng được dùng để giảm thiểu lực cản và tăng lực nâng khí động học, cụ thể là hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_l$  bằng cách sử dụng các phương pháp tối ưu là phân tích GRA. Kết quả tối ưu cho hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_l$ . Kết quả tối ưu hệ số cản  $C_d$  đạt được là 0,23224, hệ số nâng  $C_l$  là 0,058468 tại mức tốc độ là 30m/s.

**Từ khóa:** khí động học ô tô, hệ số cản, hệ số nâng, phân tích quan hệ xám, phân tích phần tử hữu hạn.

## I. GIỚI THIỆU

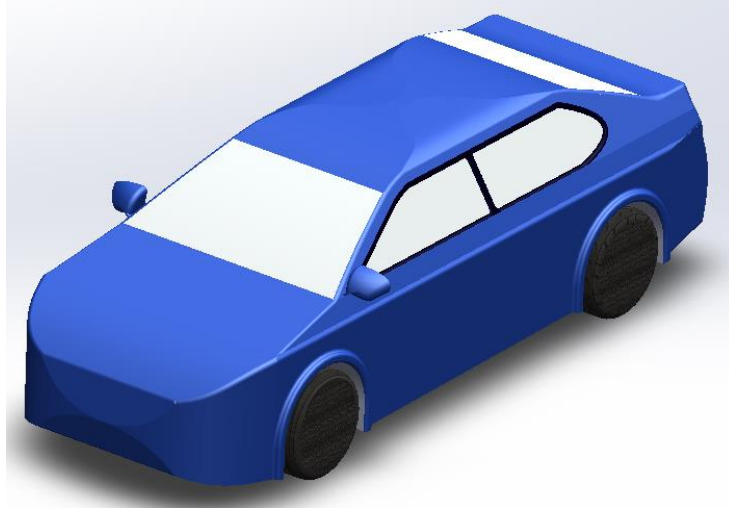
Khi ô tô di chuyển trên mặt đường, sự tác động của không khí vào vỏ xe sinh ra các lực cản và mô men làm ảnh hưởng đến khả năng vận hành của ô tô. Theo Mohammad Firdaus Mohammed Azmi và cộng sự [1], lực cản tác dụng lên xe là hệ quả của bề mặt xe chuyển động với không khí đứng yên ở xung quanh. Tổng chênh lệch áp suất chủ yếu ở phía trước và phía sau xe sẽ tạo ra lực cản. Khi xe di chuyển về phía trước, nó sẽ đẩy không khí sang một bên. Điều này sẽ làm tăng áp suất tĩnh ở đầu xe. Trong khi đó ở phần sau của xe, luồng không khí không ổn định do bị tách ra tạo thành các xoáy dẫn đến giảm áp suất. Z M Saleh và cộng sự [2] đã sửa đổi thiết kế KIA Pride bằng cách thêm bộ tạo xoáy, cánh lướt gió và bộ khuếch tán và so sánh chúng với nhau bằng ANSYS. Mức giảm lực cản tốt nhất khi sử dụng ba sửa đổi cùng nhau cho kết quả giảm lực cản trung bình tốt nhất là 3,8%. 2019, Vignesh S và các cộng sự [3] đã thực hiện nghiên cứu về thay đổi góc nghiêng kính chắn gió và góc nghiêng mũi xe bằng ANSYS, kết quả là hệ số cản  $C_d$  cũng thay đổi theo. Daniel Syafiq Baharol Maji và cộng sự [4] đã tìm hiểu ảnh hưởng của cánh gió phía sau đối với lực cản khí động học và độ ổn định của ô tô bằng ANSYS. Muhammad Pirdaus Ismail và các cộng sự [5] đã tiến hành nghiên cứu bộ tạo xoáy (VG) đối với khí động học của dòng sedan bằng ANSYS. Muhammad Zaid Nawam và cộng sự [6] đã nghiên cứu ảnh hưởng của cánh gió phía sau với 4 thiết kế khác nhau bằng ANSYS, họ kết luận rằng khi gắn cánh lướt gió hệ số cản của xe sẽ tăng lên, lực nâng hạ xuống mức âm quan trọng hơn vì tính ổn định của xe quan trọng hơn. Tamer Nabil và cộng sự [7] đã nghiên cứu đặc tính khí động học của 6 mô hình vỏ xe khác nhau bằng ANSYS, đã kết luận rằng yếu tố quan trọng để giảm hệ số cản chính là giảm vùng cản của vỏ xe. A. Sarkar và cộng sự [8] kết luận rằng muốn giảm hệ số cản khí động học một cách đáng kể của xe thì việc thay đổi hình dáng vỏ xe bên ngoài là rất quan trọng. P.Chakravarthi và cộng sự [9] đã phân tích lực cản trên Sedan bằng ANSYS, kiểm tra tính khí động học bằng cách so sánh mẫu xe được gắn thêm cánh lướt gió vào và mẫu xe thông thường. Deepak B.Kushwaha và cộng sự [10] đã nghiên cứu các lực khí động học trên xe bằng ANSYS để tính toán hệ số áp suất, áp suất tĩnh, động năng hỗn loạn và vận tốc xoắn. Rubel Chandra Das và Mahmud Riyad [11] đã thực hiện nghiên cứu khi sử dụng phần mềm SOLIDWORKS để thiết kế và đưa vào ANSYS để phân tích các góc đặt cánh lướt gió ở phía sau xe, điều này giúp xe ổn định hơn khi di chuyển ở tốc độ cao. Ganesh Kumar và cộng sự [12] đã sử dụng ANSYS để phân tích ảnh hưởng của việc thay đổi cấu trúc thân vỏ của một chiếc Sedan, mà sự thay đổi ở đây là ở góc cản trước và bán kính mũi xe. Devang S. Nath và cộng sự [13] đã sử dụng ANSYS và tiến hành nghiên cứu khi sử dụng các thiết bị khí động học trên 1 chiếc xe đua. Kamel Belhadj và cộng sự [14] đã nghiên cứu về việc tối ưu hóa góc kính chắn gió và góc khuếch tán phía sau bằng phần mềm ANSYS. Vikas Shridhar và cộng sự [15] đã sử dụng ANSYS để nghiên cứu và phân tích góc kính chắn gió và góc nghiêng mũi xe để tìm ra thiết kế tối ưu nhất. Muhammad Nabil Farhan Kamal và cộng sự [16] đã nghiên cứu và phân tích sự ảnh hưởng của khí động học đến các hình dạng khác nhau của ô tô thông qua kỹ thuật phân tích CFD trên ANSYS. Mustafar Cakir và cộng sự [17] đã nghiên cứu sự khác biệt hệ số cản giữa mô hình không gắn đuôi gió và mô hình gắn đuôi gió phía sau bằng ANSYS. Teddy Hobeika và cộng sự [18] đã nghiên cứu về ảnh hưởng của hình dáng lớp xe đến khí động học ô tô.

Trong nghiên cứu này, tập trung nghiên cứu về ảnh hưởng của góc nghiêng mũi xe, góc nghiêng kính chắn gió phía sau và sự thay đổi vận tốc bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong ANSYS và áp dụng thuật toán tối ưu hóa phân tích quan hệ xám để giảm thiểu ảnh hưởng của biến thiết kế đến hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_l$ .

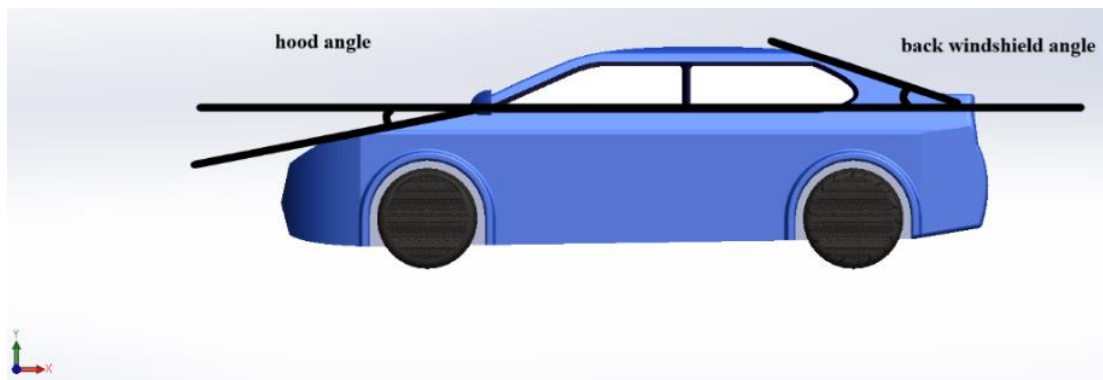
## II. THIẾT KẾ, PHÂN TÍCH VÀ TỐI ƯU HÓA

### A. Thiết kế mô hình bằng Solidworks

Mô hình xe sedan trong nghiên cứu này được thiết kế bằng phần mềm Solidworks được trình bày trong hình 1. Kinh thước tổng quan được sử dụng cho xe sedan dựa trên mẫu các mẫu sedan hiện nay là 4620x1775x1460 mm.



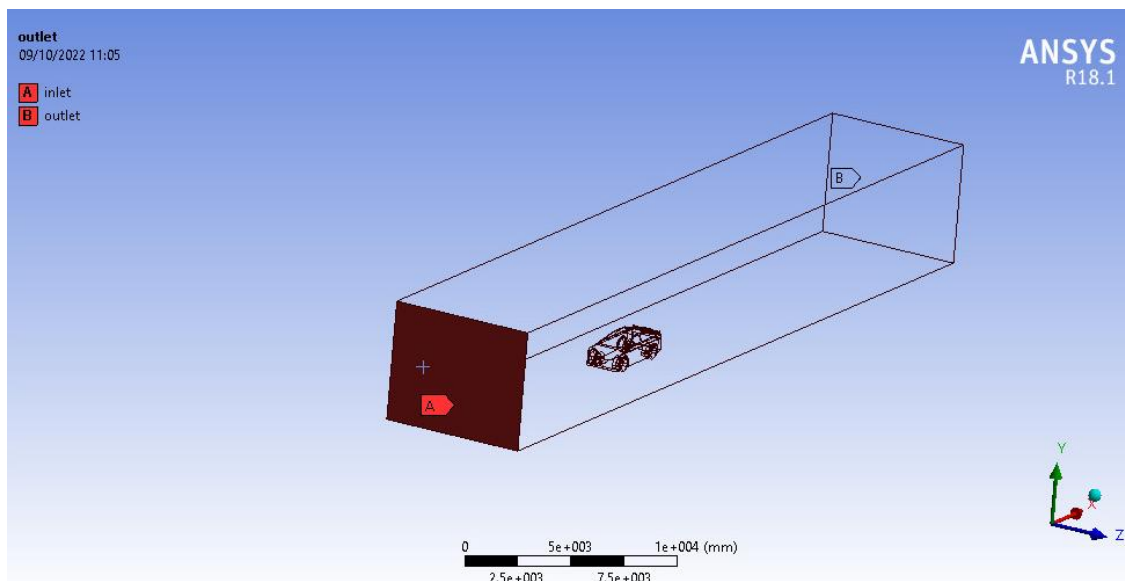
Hình 1. Mô hình 3D



Hình 2. Vị trí thay đổi góc nghiên

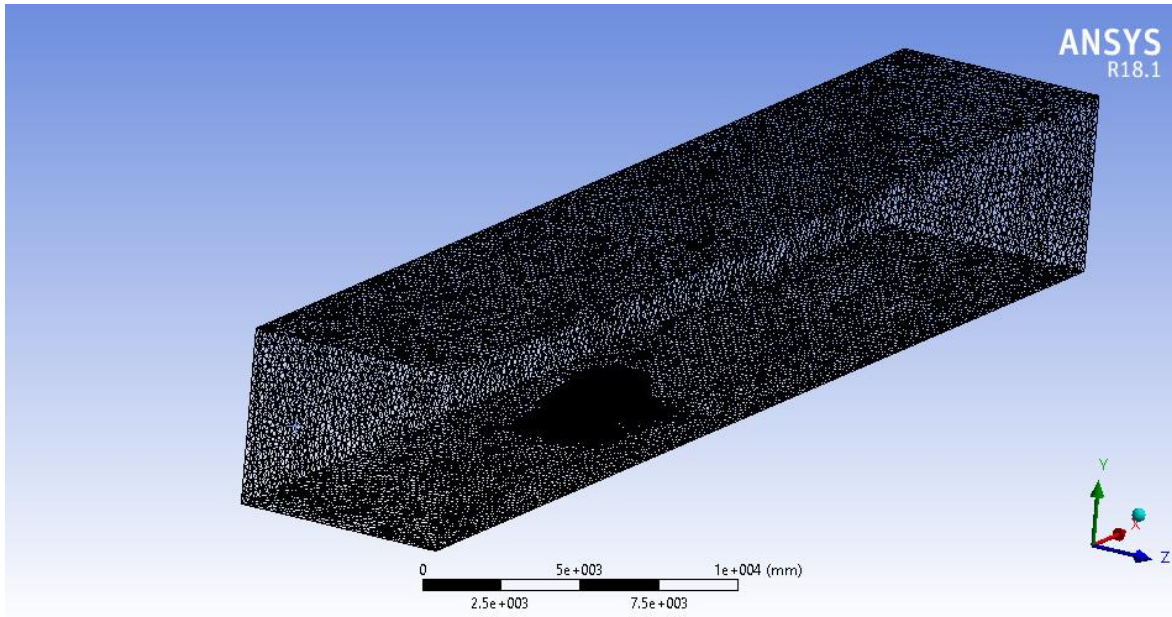
### B. Mô hình phần tử hữu hạn

Trong nghiên cứu này, mô hình 3D thiết kế bằng Solidworks được thiết lập phần tử hữu hạn trong ANSYS. Xác định vùng không gian mô phỏng được mô tả trong Hình 2, có kích thước 37,112 m x 5,328 m x 4,356m. Trong quá trình thiết lập cùng không gian mô phỏng, vị trí đầu vào, đầu ra, tường cũng được xác định.



Hình 3. Không gian mô phỏng

Tiếp theo là chia lưới, đây là bước quan trọng nhất trong mô phỏng. Việc chia lưới càng mịn thì kết quả mô phỏng càng chính xác, Hình 3 mô tả hình dạng chia lưới.



**Hình 4.** Chia lưới cho mô hình

Thiết lập bộ giải cho mô phỏng, nghiên cứu này sử dụng mô hình k-ε Realizable. Đây là mô hình k-ε phổ biến nhất khi sử dụng trong CFD để mô phỏng các đặc tính dòng chảy trung bình trong điều kiện dòng chảy rối. Vận tốc đầu vào lần lượt là 20, 25, 30 m/s mức vận tốc đủ lớn để nghiên cứu tính khí động học, áp suất đầu ra 0 pascal, tường không trượt, loại chất lỏng là không khí có mật độ là 1,225kg/m<sup>3</sup>, độ nhớt động học là 1,7894.10<sup>-5</sup> (kg.m/s<sup>-1</sup>).

### C. Tính toán hệ số cản và hệ số nâng

Hai đại lượng đặc trưng cho khí động học là lực cản và lực nâng. Công thức thường được sử dụng để xác định hai lực này là:

$$C_d = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (1)$$

$$C_l = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (2)$$

### D. Phương pháp phân tích quan hệ xám

Quy trình tối ưu được sử dụng bằng phần mềm Minitab 20 để tạo mảng trực giao, các đặc tính đầu ra tối ưu đạt được như mô hình lý thuyết phải chỉ ra trước, sau đó mới áp dụng các phương pháp tối ưu. Các bước tối ưu bằng phân tích GREY dựa vào [19-28] để tối ưu hóa các đặc tính đầu ra này.

Bước 1: Chọn các tham số kết hợp tối ưu hóa cho các đặc tính đầu ra.

Bước 2: Thiết kế các yếu tố kiểm soát và mức độ của chúng.

Bước 3: Bố trí mảng trực giao L27.

Bước 4: Tiến hành mô phỏng và thu thập dữ liệu mô phỏng.

Bước 5: Phân tích quan hệ xám (GRA) là phương pháp so sánh những thay đổi của một hệ thống đang phân tích để ước tính tầm quan trọng của biến thiết kế. GRA là một phương pháp được áp dụng để tách các trình tự. GRA được thực hiện như sau:

Chuẩn hóa: Viết lại từng chuỗi từ 0 đến 1 như sau.

Công thức “Càng lớn càng tốt”:

$$D_i^* = \frac{D_i^{(0)}(k) - \min D_i^{(0)}(k)}{\max D_i^{(0)}(k) - \min D_i^{(0)}(k)} \quad (3)$$

Công thức “Càng nhỏ càng tốt”:

$$D_i^* = \frac{\max D_i^{(0)}(k) - D_i^{(0)}(k)}{\max D_i^{(0)}(k) - \min D_i^{(0)}(k)} \quad (4)$$

Hệ số xám (GRC) thể hiện khoảng cách giữa giá trị chuẩn đang xét và giá trị lý tưởng. Xác định GRC là bắt buộc trước khi xác định cấp quan hệ xám (GRG). Công thức tính độ lệch:

$$\Delta_{0i} = \|D_0^*(k) - D_i^*(k)\| \quad (5)$$

$$\Delta_{\min} = \max_{\forall j \in i} \min_{\forall k} \|D_0^*(k) - D_j^*(k)\| \quad (6)$$

$$\Delta_{\max} = \max_{\forall j \in i} \max_{\forall k} \|D_0^*(k) - D_j^*(k)\| \quad (7)$$

Công thức tính hệ số quan hệ xám (GRC):

$$\gamma_i(k) = \frac{\Delta_{\min} + \xi \Delta_{\max}}{\Delta_{0i} + \xi \cdot \Delta_{\max}} \quad (8)$$

Trong đó,  $\Delta_{0i}$  là giá trị tuyệt đối của sai lệch giữa giá trị chuẩn đang xét và giá trị lý tưởng.  $\xi \in [0,1]$  thường lấy bằng 0,5. Tính toán độ xám (GRG).

Xác định trọng số:

$$\omega_e(x) = x \cdot e^{(1-x)} + (1-x)e^x - 1 \quad (9)$$

Trong đó:

$\omega_e(x)$  là hàm ánh xạ trong phép đo entropy. Hàm này nhận giá trị lớn nhất khi  $x = 0,5$  và  $e^{0,5} - 1 = 0,6487$  [23] và ánh xạ trong đoạn  $[0,1]$ , được viết như sau:

$$w \equiv \frac{1}{(e^{0,5} - 1)} \sum_{i=1}^m \omega_e(x) \quad (10)$$

$\in = \{\gamma_i(1), \gamma_i(2), \dots, \gamma_i(n)\}$ . Trong đó,  $i = 1, 2, \dots, n$ .

Xác định tổng GRC:

$$D_j \equiv \sum_{i=1}^m \gamma_i(j), j = 1, 2, \dots, n \quad (11)$$

Ước tính hệ số chuẩn hóa:

$$k = \frac{1}{(e^{0,5} - 1) \times m} = \frac{1}{0,6487 \times m} \quad (12)$$

Xác định Entropy:

$$e_j = k \sum_{i=1}^m \omega_e\left(\frac{\gamma_i(j)}{D_j}\right), j = 1, 2, \dots, n \quad (13)$$

Trong đó,  $\omega_e$  được xác định trong công thức (7).

Tính tổng Entropy:

$$E = \sum_{j=1}^n e_j \quad (14)$$

Xác định trọng số:

$$\omega_j = \frac{1}{n-E} \cdot \frac{[1-e_j]}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{n-E} \cdot [1-e_j]}, \text{ here, } j = 1, 2, \dots, n. \quad (15)$$

GRG ( $\Psi_i$ ) là giá trị trung bình của GRC và được viết như sau:

$$\psi_i = \sum_{k=1}^n \omega_k \gamma_i(k) \quad (16)$$

Trong đó,  $n$  là số lần thí nghiệm.

### III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

#### A. Thiết kế và mô phỏng

Bảng 1 trình bày các biến thiết kế và các mức độ của chúng trong nghiên cứu này, gồm 2 biến A, B, C. Đầu tiên, biến A (góc nghiêng mũi xe) tương ứng với các mức 5, 10, 15 đơn vị độ. Thứ hai, biến B (góc nghiêng kính chắn gió phía sau) tương ứng với 3 mức 20, 25, 30 đơn vị độ. Cuối cùng là biến C (sự thay đổi vận tốc) tương ứng với 3 mức 20, 25, 30 đơn vị m/s.

*Bảng 1 Các biến thiết kế và mức độ*

Biến thiết kế	Đơn vị	Các mức độ			
		1	2	3	
Góc nghiêng mũi xe	A	Độ	5	10	15
Góc nghiêng kính chắn gió phía sau	B	Độ	20	25	30
Vận tốc	C	m/s	20	25	30

Phần mềm Minitab 20 được sử dụng cùng với các số liệu về biến thiết kế trong Bảng 1, bằng các thực hiện nghiên cứu 27 trường hợp được mô phỏng hoàn toàn khác nhau. Tất cả được trình bày trong Bảng 2, kết quả mô phỏng hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_l$

*Bảng 2 Mảng trực giao L27 và kết quả mô phỏng*

Mô phỏng	A	B	C	Kết quả mô phỏng	
				$C_l$	$C_d$
1	5	20	20	-0.03521	0.24109
2	5	20	25	-0.03606	0.23762
3	5	20	30	-0.02844	0.23682
4	5	25	20	-0.01969	0.24217
5	5	25	25	-0.02965	0.24351
6	5	25	30	-0.02995	0.24236
7	5	30	20	-0.00847	0.24724
8	5	30	25	-0.00834	0.24583
9	5	30	30	-0.00869	0.24551
10	10	20	20	-0.05180	0.24113
11	10	20	25	-0.05721	0.23224
12	10	20	30	-0.05846	0.23175
13	10	25	20	-0.04222	0.24597
14	10	25	25	-0.04238	0.24320
15	10	25	30	-0.04839	0.24391
16	10	30	20	-0.02986	0.24781
17	10	30	25	-0.03147	0.24235
18	10	30	30	-0.02680	0.24232
19	15	20	20	-0.03216	0.23611
20	15	20	25	-0.02925	0.23549
21	15	20	30	-0.02651	0.23812
22	15	25	20	-0.02133	0.23849
23	15	25	25	-0.02335	0.23792
24	15	25	30	-0.02355	0.23467
25	15	30	20	-0.02504	0.24479
26	15	30	25	-0.02712	0.24313
27	15	30	30	-0.02817	0.24571

Theo Bảng 2, ta có thể nhận thấy rằng: Việc thay đổi các góc nghiêng mũi xe, góc nghiêng kính chắn gió phía sau và sự thay đổi vận tốc gây ra sự thay đổi đáng kể của hệ số nâng  $C_l$  và hệ số cản  $C_d$ . Việc thay đổi góc nghiêng mũi xe (A) và vận tốc (C) có ảnh hưởng đến hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_l$  nhưng không đáng kể. Tuy nhiên, việc thay đổi góc nghiêng kính chắn gió phía sau (B) có ảnh hưởng lớn hơn đến hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_l$ .

## B. Phân tích quan hệ xám

Bảng 3, trình bày kết quả của các giá trị dùng để phân tích quan hệ xám. Trong đó, cột Tria No. là số mô phỏng đã thực hiện để giải bài toán (mảng trực giao L27). Cột  $D_i^*(C_1)$  là hàm mục tiêu của hệ số nâng  $C_1$  với tiêu chí (về độ lớn) càng lớn càng tốt, được xác định theo công thức (3). Cột  $D_i^*(C_d)$  là hàm mục tiêu của hệ số cản  $C_d$  với tiêu chí càng nhỏ càng tốt, được xác định theo công thức (4). Cột  $\Delta_{oi}(C_1)$  và  $\Delta_{oi}(C_d)$  lần lượt là giá trị độ sai lệch của hệ số nâng  $C_1$  và hệ số cản  $C_d$ , được xác định theo công thức (5). Cột  $\gamma_i(C_1)$  và  $\gamma_i(C_d)$  là giá trị GRG (hệ số xám) của hệ số nâng  $C_1$  và hệ số cản  $C_d$ , được xác định theo công thức (8). Cột  $\psi_i$  được tính theo công thức (16) và được xếp hạng trong cột Rank.

Giá trị lớn nhất của  $\Delta_{oi}$  là 1 và giá trị nhỏ nhất của  $\Delta_{oi}$  là 0.

Bảng 3. Hàm mục tiêu, độ lệch, GRG, hạng của GRG và giá trị S/N

Tria No.	$D_i^*(C_1)$	$D_i^*(C_d)$	$\Delta_{oi}(C_1)$	$\Delta_{oi}(C_d)$	$\gamma_i(C_1)$	$\gamma_i(C_d)$	$\psi_i$	Rank
1	0.5358	0.4187	0.4642	0.5813	0.5186	0.4624	0.4905	13
2	0.513	0.6347	0.487	0.3653	0.5066	0.5778	0.5422	8
3	0.4009	0.6845	0.5991	0.3155	0.4549	0.6131	0.5341	9
4	0.2263	0.3515	0.7737	0.6485	0.3926	0.4354	0.414	21
5	0.425	0.2687	0.575	0.7313	0.4651	0.4061	0.4356	19
6	0.431	0.3397	0.569	0.6603	0.4677	0.4309	0.4493	17
7	0.0025	0.036	0.9975	0.964	0.3339	0.3415	0.3377	27
8	0	0.1237	1	0.8763	0.3333	0.3633	0.3483	26
9	0.0068	0.1436	0.9932	0.8564	0.3349	0.3686	0.3518	25
10	0.8671	0.4162	0.1329	0.5838	0.79	0.4613	0.6255	3
11	0.975	0.9695	0.025	0.0305	0.9524	0.9425	0.9474	2
12	1	1	0	0	1	1	1	1
13	0.6758	0.115	0.3242	0.885	0.6066	0.361	0.4837	14
14	0.6791	0.287	0.3209	0.713	0.6091	0.4122	0.5106	10
15	0.7991	0.2427	0.2009	0.7573	0.7134	0.3977	0.5554	7
16	0.4293	0	0.5707	1	0.467	0.3333	0.4001	24
17	0.4614	0.3401	0.5386	0.6599	0.4814	0.4311	0.4562	16
18	0.3683	0.342	0.6317	0.658	0.4418	0.4318	0.4368	18
19	0.4751	0.7287	0.5249	0.2713	0.4879	0.6483	0.5682	5
20	0.4171	0.7672	0.5829	0.2328	0.4617	0.6823	0.5721	4
21	0.3622	0.6036	0.6378	0.3964	0.4394	0.5578	0.4986	11
22	0.259	0.5805	0.741	0.4195	0.4029	0.5438	0.4734	15
23	0.2993	0.616	0.7007	0.384	0.4164	0.5656	0.4911	12
24	0.2435	0.8183	0.7565	0.1817	0.3979	0.7335	0.5658	6
25	0.3323	0.1884	0.6677	0.8116	0.4282	0.3812	0.4047	23
26	0.3722	0.2918	0.6278	0.7082	0.4433	0.4138	0.4285	20
27	0.3921	0.1312	0.6079	0.8688	0.4513	0.3653	0.4083	22

Trường hợp số 12 là lựa chọn tối ưu nhất. Trong đó, hệ số cản  $C_d$  đạt ở mức thấp nhất trong số 27 trường hợp có giá trị là 0.23175 và hệ số nâng  $C_1$  đạt giá trị lớn nhất là -0.05846. Để đạt được hệ số cản  $C_d$  nhỏ nhất và hệ số nâng  $C_1$  lớn nhất, các sửa đổi trong nghiên cứu này là góc nghiêng mũi xe 10 độ, góc nghiêng kính chắn gió phía sau 20 độ và đạt vận tốc 30m/s. Kết quả hệ số cản  $C_d$  và hệ số nâng  $C_1$  của nghiên cứu này tốt hơn các nghiên cứu [2, 3, 7, 8, 12].

## IV. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã sử dụng phần mềm ANSYS Fluent để mô phỏng tính khí động học cho mô hình ô tô du lịch được thiết kế dựa trên mẫu xe Toyota Corolla bằng phần mềm Solidworks, các thay đổi thiết kế bên ngoài phần vỏ xe là góc nghiêng mũi xe với 3 góc nghiêng là 5 độ, 10 độ, 15 độ và góc nghiêng kính chắn gió phía sau với 3 góc nghiêng là 20 độ, 25 độ, 30 độ. Các mô hình được mô phỏng ở các vận tốc là 20 m/s, 25 m/s, 30 m/s. Qua quá trình phân tích mô phỏng có thể thấy được sự ảnh hưởng của việc thay đổi góc nghiêng mũi xe, góc nghiêng kính chắn gió phía sau đều gây ảnh hưởng trực tiếp đến hệ số cản và hệ số nâng. Kết quả thu được là tại mỗi góc nghiêng và ở mỗi vận tốc khác nhau thì hệ số cản và hệ số nâng là hoàn toàn khác nhau. Trong đó, việc thay đổi góc nghiêng kính chắn gió phía sau có ảnh hưởng lớn nhất vì đó là yếu tố chính làm thay đổi các



luồng khí thoát ra phía sau xe. Kết quả tối ưu đạt được trong nghiên cứu này là mô hình với góc nghiêng mũi xe 10 độ, góc nghiêng kính chắn gió phía sau 20 độ tại vận tốc 30 m/s có hệ số cản  $C_d \approx 0.23175$  và hệ số nâng  $C_l \approx -0.05846$ . Bằng cách sử dụng các thuật toán tối ưu như phân tích GRA

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] M. F. M. Azmi, M. A. B. Marzuki, and M. A. A. Bakar, "Vehicle aerodynamics analysis of a multi-purpose vehicle using CFD," *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 12, pp. 2345-2350, 2017.
- [2] Z. Saleh and A. Ali, "Numerical Investigation of Drag Reduction Techniques in a Car Model," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, p. 012160.
- [3] S. Vignesh, V. S. Gangad, V. Jishnu, A. Krishna, and Y. S. Mukkamala, "Windscreen angle and Hood inclination optimization for drag reduction in cars," *Procedia Manufacturing*, vol. 30, pp. 685-692, 2019.
- [4] D. S. B. Maji and N. Mustafa, "CFD Analysis of Rear-Spoilers Effectiveness on Sedan Vehicle in Compliance with Malaysia National Speed Limit," *Journal of Automotive Powertrain and Transportation Technology*, vol. 2, pp. 26-36, 2022.
- [5] M. P. Ismail, I. A. Ishak, N. A. Samiran, A. F. Mohammad, Z. M. Salleh, and N. Darlis, "CFD Analysis on the Effect of Vortex Generator on Sedan Car using ANSYS Software," *International Journal of Integrated Engineering*, vol. 14, pp. 73-83, 2022.
- [6] M. Z. Nawam, M. A. M. Rosli, and N. A. S. Rosli, "Simulation study on the effect of rear-wing spoiler on the open aerodynamic performance of sedan vehicle," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 146-154, 2018.
- [7] T. Nabil, A. Helmy Omar, and T. Mohamed Mansour, "Experimental approach and CFD simulation of battery electric vehicle body," *International Journal of Fluid Mechanics & Thermal Sciences*, vol. 6, p. 36, 2020.
- [8] A. Sarkar and A. Chittawar, "CFD Analysis of Aerodynamic Aspects of the Generic Car Model," *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, vol. 9, 2022.
- [9] P. Chakravarthi, D. Adhishankaran, S. A. Kumar, S. G. Sachin, and B. Giridharan, "Profile Drag Analysis of Sedan Car using Computational Fluid Dynamics," *International Journal of Engineering Science and Computing*, vol. 9, 2019.
- [10] D. B. Kushwaha, V. V. Chaurasiya, and M. Raees, "Investigation of Aerodynamic Forces on Vehicle using CFD Technique," *INTERNATIONAL JOURNAL OF INNOVATIVE RESEARCH IN TECHNOLOGY*, vol. 3, pp. 241-247, 2017.
- [11] R. C. Das and M. Riyad, "CFD analysis of passenger vehicle at various angle of rear end spoiler," *Procedia engineering*, vol. 194, pp. 160-165, 2017.
- [12] G. Kumar, A. Sahay, and K. Shivvedi, "CFD Analysis on the Effect of the Change in Profile Geometry on Drag Reduction of a Sedan Car," *International Journal of Current Engineering and Technology*, vol. 10, pp. 723-729, 2020.
- [13] D. S. Nath, P. C. Pujari, A. Jain, and V. Rastogi, "Drag reduction by application of aerodynamic devices in a race car," *Advances in Aerodynamics*, vol. 3, pp. 1-20, 2021.
- [14] A. Helali and K. Belhadji, "Optimization of the windshield angle and the rear diffuser angle to reduce the drag of a light car."
- [15] V. Kashyap, B. Arora, S. Bhattacharjee, and P. Mittal, "Aerodynamic effect of aspect ratio of spherical depressions on the bonnet of hatchback cars," *SAE Technical Paper 0148-7191*, 2019.
- [16] M. N. F. Kamal, I. A. Ishak, N. Darlis, D. S. B. Maji, S. L. Sukiman, R. Abd Rashid, *et al.*, "A Review of Aerodynamics Influence on Various Car Model Geometry through CFD Techniques," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 88, pp. 109-125, 2021.
- [17] M. Cakir, "CFD study on aerodynamic effects of a rear wing/spoiler on a passenger vehicle," 2012.
- [18] T. Hobeika, S. Sebben, and C. Landstrom, "Investigation of the influence of tyre geometry on the aerodynamics of passenger cars," *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, vol. 6, 2013.
- [19] J. A. Ghani, I. Choudhury, and H. Hassan, "Application of Taguchi method in the optimization of end milling parameters," *Journal of materials processing technology*, vol. 145, pp. 84-92, 2004.
- [20] V.-H. Hoang, N.-T. Huynh, H. Nguyen, and S.-C. Huang, "Analysis and optimal design a new flexible hinge displacement amplifier mechanism by using Finite element analysis based on Taguchi method," in *2019 IEEE Eurasia Conference on IOT, Communication and Engineering (ECICE)*, 2019, pp. 259-262.
- [21] N.-T. Huynh, S.-C. Huang, and T.-P. Dao, "Design variables optimization effects on acceleration and contact force of the double sliders-crank mechanism having multiple revolute clearance joints by use of the Taguchi method based on a grey relational analysis," *Sādhanā*, vol. 45, pp. 1-22, 2020.
- [22] N.-T. Huynh, S.-C. Huang, and T.-P. Dao, "Optimal displacement amplification ratio of bridge-type compliant mechanism flexure hinge using the Taguchi method with grey relational analysis," *Microsystem Technologies*, vol. 27, pp. 1251-1265, 2021.
- [23] J. H. Jung and W. T. Kwon, "Optimization of EDM process for multiple performance characteristics using Taguchi method and Grey relational analysis," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 24, pp. 1083-1090, 2010.
- [24] H. N. Thai and N. Q. Manh, "Application of Grey Relational Approach and Artificial Neural Network to Optimise Design Parameters of Bridge-Type Compliant Mechanism Flexure Hinge," *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 18, pp. 8505-8522-8505-8522, 2021.
- [25] Q. P. Tran, N. T. Huynh, and S. C. Huang, "Artificial neural network base on grey relational analysis estimate displacement of bridge-type amplifier," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021, p. 012007.
- [26] N. C. Vu, N. T. Huynh, and S. C. Huang, "Optimization the first frequency modal shape of a tensural displacement amplifier employing flexure hinge by using Taguchi Method," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, p. 012016.
- [27] C. N. Wang, K. P. Truong, and N. T. Huynh, "Optimization effects of design parameter on the first frequency modal of a Bridge-type compliant mechanism flexure hinge by using the Taguchi method," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, p. 012063.
- [28] C. N. Wang, K. P. Truong, N. T. Huynh, and H. Nguyen, "Optimization on effects of design parameter on displacement amplification ratio of 2 DOF working platform employing Bridge-type compliant mechanism flexure hinge using Taguchi method," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, p. 012053.

# Điều khiển vị trí cơ cấu chấp hành mềm dùng active reject disturbances với các on-off van tốc độ cao

Lê Thế Truyền

Khoa Công Nghệ Cơ Khí

Trường Đại học Công Nghiệp Thực Phẩm Thành Phố Hồ Chí Minh

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: truyenlt@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Các robot mềm đang ngày càng thu hút sự quan tâm của các nhà nghiên cứu do khả năng thao tác linh hoạt của nó so với các liên kết robot cứng truyền thống. Các cơ cấu chấp hành mềm này ngày càng được sử dụng rộng rãi trong các lĩnh vực y học và công nghiệp như trong phẫu thuật hoặc nội soi, các bộ kẹp mềm. Tuy nhiên, vấn đề điều khiển các robot mềm còn khá nhiều thách thức do các trở ngại về vấn đề mô hình hóa và giải thuật điều khiển. Bài báo này tập trung trình bày một nghiên cứu về điều khiển vị trí của cơ cấu mềm vận hành bằng khí nén. Trong bài báo này, mô hình toán của cơ cấu chấp hành được thiết lập, phương pháp điều khiển áp suất khí nén thông qua active reject disturbances được sử dụng để loại bỏ các thông số chưa xác định của mô hình do sự giãn nở của các buồng khí nén trong cơ cấu chấp hành mềm. Độ tương thích cao giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm cho thấy tiềm năng của phương pháp điều khiển này.

**Từ khoá :Aluminium, Finite Element Model, Li-Ion Battery, Ultrasonic Welding.**

## I. GIỚI THIỆU

Trong những năm gần đây, các bộ truyền động mềm được chế tạo bằng vật liệu đàn hồi đã trở nên phổ biến và được sử dụng rộng rãi trong các lĩnh vực công nghiệp robot nhờ những đặc tính ưu việt như chi phí sản xuất thấp, khả năng thích ứng cao với môi trường làm việc và thích hợp với các hành vi tự nhiên. So với cơ cấu chấp hành cứng, cơ cấu chấp hành mềm có thể được định hình lại hình dáng để thích ứng với môi trường phi cấu trúc nên dễ dàng tương thích với nhiều hình dạng khác nhau của đối tượng cần cầm nắm, nắm bắt và xử lý mà không cần có thông tin chính xác về đối tượng đó. Với sự phát triển của các vật liệu mới, nhiều loại bộ truyền động mềm đã được phát triển với các khả năng đa dạng và chúng được chế tạo để vận hành bằng các phương pháp kích hoạt khác nhau như khí nén [1-10], bộ truyền động chất đàn hồi lỏng [11], chất đàn hồi điện môi [12, 13], PZT [14, 15], SMA [16, 17], IPMC [18, 19].

Trong số các bộ truyền động mềm, bộ truyền động mềm khí nén là bộ truyền động phổ biến vì chúng cung cấp công suất cao trong một cơ cấu có trọng lượng nhẹ [12, 13, 20]. Chúng cũng dễ dàng được chế tạo bằng công nghệ đúc khuôn hoặc in 3D [20, 21]. Bộ truyền động khí nén mềm có thể nắm bắt các đối tượng rất nhẹ nhàng. Do đó, các bộ truyền động mềm khí nén này được sử dụng rộng rãi trong robot công nghiệp [22] cũng như ngón tay giả [23] bộ kẹp mềm [24]. Các nhà nghiên cứu cũng đã chế tạo và phát triển tay robot khí nén [25], tay gắp sinh học khí nén [26], robot mềm sao biển [27] và nhiều ứng dụng khác. Bộ truyền động khí nén mềm hoạt động nhờ áp suất khí nén được cung cấp vào các buồng chứa khí. Buồng khí nén có thể được thiết kế dưới dạng buồng liên tục [26] hoặc bao gồm nhiều buồng rời rạc cách nhau một khoảng nhất định [28]. Các buồng được thiết kế sao cho chúng chỉ có thể mở rộng theo hướng dọc trong khi hầu như không bị biến dạng theo các hướng khác, cho phép cấu trúc linh hoạt uốn cong như một chùm với một đầu cố định và một đầu tự do.

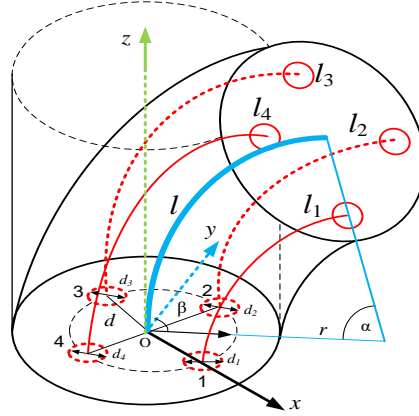
Nói chung, vật liệu được sử dụng để chế tạo bộ truyền động mềm khí nén là chất đàn hồi và cao su silicon. Các vật liệu phổ biến nhất được liệt kê trong tài liệu tham khảo là polydimethylsiloxane (PDMS), Ecoflex, Elastosil [21], polyme [1-3], hydrogel [4] và dragon skill [28]. Các tính chất cơ học của các bộ truyền động khí nén mềm này là độ giãn dài, khả năng tương thích với môi trường và phản ứng nhanh. Chức năng thích hợp của các bộ truyền động khí nén mềm này là chụm các vật thể có hình dạng khác nhau mà không có thông tin chính xác về hình dạng vật lý của chúng. Ngược lại với chuyển động của cơ cấu chấp hành cứng có thể được mô tả với một số bậc tự do hạn chế, số bậc tự do của cơ cấu chấp hành mềm là không giới hạn. Chuyển động của bộ truyền động khí nén mềm không chỉ giới hạn ở chuyển động phẳng mà có thể uốn cong, xoắn hoặc kéo dài. Những chuyển động không mong muốn này có thể ảnh hưởng tiêu cực đến việc kiểm soát các cơ chế mềm này. Hơn nữa, các bộ truyền động khí nén làm từ vật liệu mềm vẫn chưa có các mô hình được hiểu rõ.

Bài báo này tập trung xem xét điều khiển áp suất cho các cơ cấu chấp hành mềm vận hành dùng khí nén. Nhìn chung, các loại cơ cấu chấp hành mềm vận hành khí nén có đặc điểm là áp suất khí nén vào các buồng làm việc của cơ cấu sẽ xác định chuyển vị của đầu cuối. Để điều khiển vị trí chính xác thì các áp suất nén cần ổn định. Tuy nhiên, do đặc tính mềm của vật liệu chế tạo các cơ cấu mềm có tính giãn nở cao nên thể tích các buồng khí sẽ thay đổi theo áp suất nén. Bài báo này trình bày giải pháp điều khiển áp suất khí nén có thể vận dụng cho các cơ cấu có tính mềm này để đạt được độ chính xác cao của chuyển vị đầu cuối của cơ cấu.

## II. THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO

Mô hình động học được thiết lập để mô tả biến dạng hình dạng và vị trí đầu cuối của cơ cấu. Sơ đồ nguyên lý của cơ cấu nghiên cứu trong bài báo được trình bày như trong hình 1. Khi áp suất khí nén tác động vào 4 khoang thì cơ cấu biến dạng dài và uốn cong. Để điều khiển vị trí đầu cuối của cơ cấu thì cần phải xác định mối liên quan giữa các thông số đầu vào của cơ cấu chấp hành. Phép tính gần đúng độ cong không đổi đã được áp dụng thành công cho nhiều rô bốt liên tục. Nếu một mômen không đổi được áp dụng dọc theo một dầm, dầm Bernoulli – Euler cơ học dự đoán kết quả độ cong không đổi. Tương tự như vậy, các cơ cấu chấp hành dưới tác động của áp suất khí nén có thể được coi là độ cong không đổi như trong nghiên cứu [6]. Nhiều robot liên tục khác cũng đã được quan sát và biểu hiện độ cong không đổi gần đúng [11].

Gọi  $l_1, l_2, l_3$  và  $l_4$  là chiều dài tại thời điểm đang xét của 4 khoang 1, 2, 3 và 4 tương ứng. Các đại lượng  $r_1, r_2, r_3$  và  $r_4$  là bán kính cong của các các buồng khí nén. Tâm của các buồng khí nén cách tâm của cơ cấu khoảng cách là  $r$ . Chiều dài đạt được của cơ cấu chấp hành là  $l$ , góc uốn là  $\alpha$  và góc xoay là  $\beta$ . Giả thiết rằng các buồng khí nén có góc uốn giống nhau dù chúng có độ dài khác nhau.



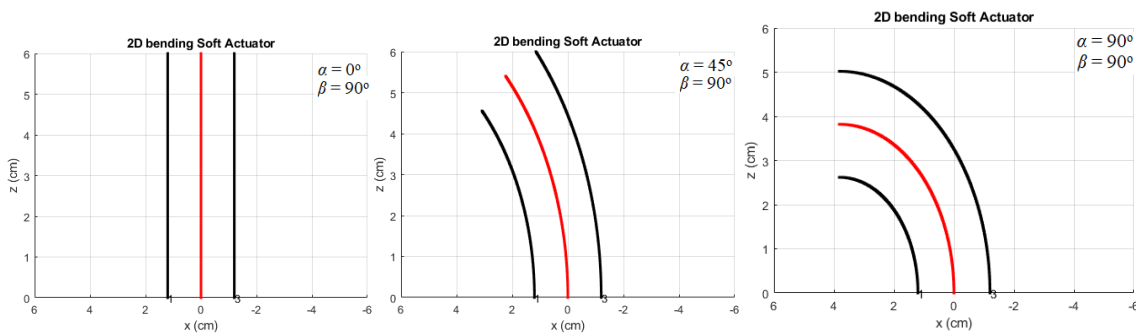
Hình 1. Động học robot mềm

Với góc uốn là  $\alpha$ , các ràng buộc động học được xác định như sau:  $l_i = \alpha r_i, i = 1, 2, 3, 4$ . Các góc uốn tại các buồng được xác định theo từng buồng như sau:  $\beta_1 = \frac{\pi}{2} - \beta, \beta_2 = \pi - \beta, \beta_3 = \frac{3\pi}{2} - \beta, \beta_4 = 2\pi - \beta$ . Từ các mối quan hệ trên chiều dài và bán kính cong của buồng thứ  $i$  đạt được là:  $r_i = r - d \cos \beta_i, l_i = r_i \alpha, l = r \alpha$ . Suy ra rằng  $l = l_i + \alpha d \cos \beta_i$ . Các chiều dài của các buồng là:

$$\begin{bmatrix} l_1 \\ l_2 \\ l_3 \\ l_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l - \alpha d \sin \beta \\ l - \alpha d \cos \beta \\ l + \alpha d \sin \beta \\ l + \alpha d \cos \beta \end{bmatrix} \quad (1)$$

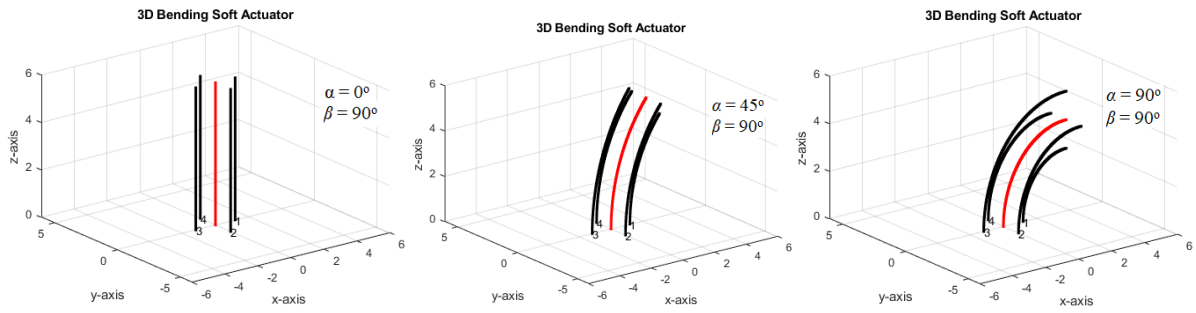
$$l = \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}{4} \quad (2)$$

Hình 2 trình bày kết quả mô phỏng 2D hoạt động của cơ cấu chấp hành mềm trong mặt phẳng  $Oxz$  với xương sống biểu diễn bởi màu đỏ và hai buồng bên phải số 3 và bên trái số 1 với các góc xoay  $\alpha$  lần lượt là  $0^\circ, 45^\circ$  và  $90^\circ$  khi góc xoắn  $\beta = 90^\circ$ . Chiều dài của các buồng khí là 60 mm, tâm của các buồng trong mô phỏng này giả định là 12 mm.



Hình 2 Mô phỏng hoạt động của cơ cấu mềm trong mặt phẳng  $Oxz$

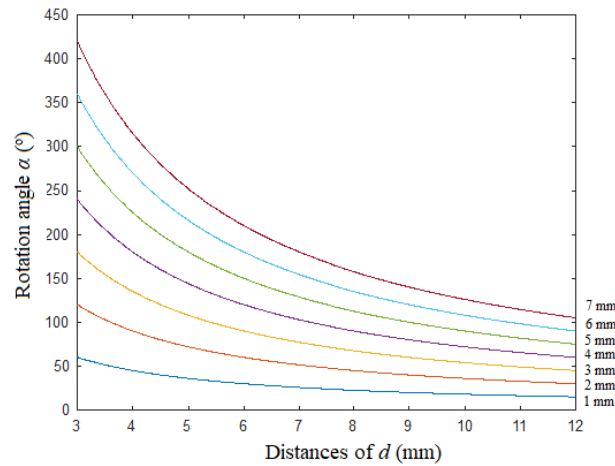
Kết quả mô phỏng 3D của cơ cấu mềm trong mặt phẳng  $Oxyz$  với cùng các góc như trong hình 2 được trình bày trong hình 3. Đường xương sống của cơ cấu mềm được biểu diễn bằng màu đỏ. Góc  $\alpha = 0$  khi không có buồng nào được cấp khí nén.



Hình 3 Mô phỏng hoạt động của cơ cấu mềm trong mặt phẳng  $Oxyz$

### A. Design parameters

Cơ cấu chấp hành được điều khiển sau khi góc quay của  $\beta$  được chọn tương ứng với các giá trị là  $\pi/2, \pi, 3\pi/2$  hoặc  $2\pi$  để cơ cấu mềm chỉ hoạt động trong các mặt phẳng vuông góc. Sau khi góc  $\beta$  được chọn thì góc quay  $\alpha$  được điều khiển phụ thuộc vào độ giãn dài của các buồng và khoảng cách  $d$ . Giả sử khi góc quay  $\beta = \pi$  thì chiều dài  $l_3$  được điều khiển kéo dài ra để đạt được góc  $\alpha$  mong muốn khi các chiều dài các buồng  $l_2$  và  $l_4$  không thay đổi nhưng chiều dài của  $l_1$  giảm như được trình bày trong hình 2 và hình 3. Tương tự, chiều dài các buồng  $l_2, l_3$  hoặc  $l_4$  sẽ được điều khiển để đạt được góc quay  $\alpha$  mong muốn khi góc  $\beta$  được chọn là  $\pi/2, 3\pi/2$  hoặc  $2\pi$  tương ứng. Không mất tính tổng quát, trường hợp góc  $\beta = \pi$  được xem xét phân tích để xác định khoảng cách tâm  $d$  của các buồng khí nén. Theo công thức (1) thì chiều dài buồng thứ 3 phải được kéo giãn đến  $l_d = l + ad$ . Vậy góc  $\alpha = (l_d - l)/d$ . Có thể thấy rằng độ lớn của góc  $\alpha$  tỉ lệ nghịch với khoảng cách  $d$ . Các chiều dài ban đầu của cơ cấu mềm được thiết kế  $l_i = 60$  mm ( $i=1, 2, 3, 4$ ). Để xét ảnh hưởng của các chuyển vị dài của cơ cấu đến góc uốn  $\alpha$ , bài báo thực hiện mô phỏng với chuyển vị  $\Delta l_3$  của buồng thứ 3 lần lượt là 1 mm đến 7 mm với bước là 1 mm. Khoảng cách  $d$  thay đổi từ 3 mm đến 12 mm. Kết quả mô phỏng được trình bày như trong hình 4. Kết quả mô phỏng cho thấy khoảng cách  $d$  càng lớn thì góc uốn càng khó đạt được lớn. Như vậy, tùy thuộc vào việc lựa chọn góc uốn cần đạt mà khoảng cách  $d$  được lựa chọn sao cho phù hợp.



Hình 4 Ảnh hưởng của khoảng cách  $d$  đến góc uốn

### B. Nhận dạng hệ thống

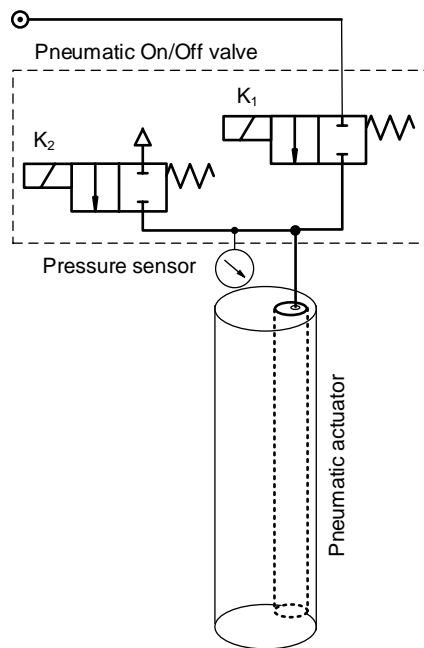
Thực nghiệm được thực hiện để nhận dạng mối quan hệ giữa áp suất và chiều dài biến dạng. Mô hình nhận dạng được trình bày như trong công thức (17):

$$\begin{cases} \Delta l = 4.18p^2 + 18.2p & \text{if } p > 0.8 \text{ bar} \\ \Delta l = 0 & \text{if } p \leq 0.8 \text{ bar} \end{cases} \quad (3)$$

Biến dạng dài  $\Delta l$  (mm) của buồng khí nén được xác định theo áp suất khí nén  $p$  (bar) như phương trình trên. Khi áp suất nén vào buồng nhỏ hơn giá trị  $p_{min} = 0.8$  bar thì cơ cấu chấp hành không bị biến dạng dài do chưa vượt qua được ngưỡng biến dạng cơ học của vật liệu.

## III. ĐIỀU KHIỂN

Để đạt được chiều dài biến dạng mong muốn thì cần điều khiển áp suất trong buồng khí nén của cơ cấu chấp hành. Giải thuật điều khiển là từ chiều dài biến dạng cần đạt để nội suy giá trị áp suất mong muốn. Hệ thống sẽ điều khiển áp suất mong muốn nhờ các van khí nén ON-OFF. Một hệ thống khí nén sử dụng các van ON/OFF được đề nghị để điều khiển cơ cấu chấp hành mềm. Sơ đồ hệ thống khí nén cơ buồng thứ  $i$  được trình bày như hình 5.



Hình 5. Sơ đồ khí nén điều khiển cơ cấu chấp hành mềm

Hệ thống khí nén này sử dụng 2 van khí nén ON/OFF để điều áp suất khí nén trong buồng. Giải pháp sử dụng các van ON/OFF tốc độ cao làm cho giá thành của hệ thống giảm so với giải pháp sử dụng các van phân phối khí nén tỉ lệ. Van 1 được kết nối với áp suất cung cấp để tạo áp suất dương, van 2 được kết nối với áp suất khí quyển để xả không khí ra khỏi buồng. Mỗi van có hai trạng thái, hoặc bật và cho phép không khí nén đi qua van, hoặc tắt và chặn dòng khí nén. Chiều dài của buồng khí thứ  $i$  được ký hiệu là  $l_i$ . Một cảm biến áp suất được lắp đặt để cảm nhận áp suất khí nén trong buồng khí. Tín hiệu từ cảm biến áp suất này được cung cấp về bộ điều khiển. Một số công trình đã mô tả phương trình động học buồng chứa khí nén bằng cách giả định rằng việc nạp và xả khí đều là quá trình đoạn nhiệt. Trong tài liệu này, tác giả suy ra phương trình động lực học áp suất theo cách giải thích cho rằng các đặc tính nhiệt khác nhau của các quá trình nạp và xả của các buồng xi lanh. Mô hình chung nhất cho một thể tích khí bao gồm ba phương trình: một phương trình trạng thái khí lý tưởng, định luật bảo toàn khối lượng và phương trình năng lượng.

#### A. Mô hình động học

Gọi thể tích khối khí là  $V$ , áp suất của khối khí là  $p$ , khối lượng riêng của khí là  $\rho$ , khối lượng của khối khí là  $m$ , áp suất là  $P$  và nhiệt độ là  $T$ , định luật chất khí lý tưởng có thể được viết dưới dạng:

$$p = \rho RT \quad (4)$$

Áp dụng phương trình khối lượng liên tục:

$$\dot{m} = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (5)$$

Hoặc có thể trình bày dưới dạng:

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \dot{\rho}V + \rho\dot{V} \quad (6)$$

Trong đó  $\dot{m}_{in}$  và  $\dot{m}_{out}$  là lưu lượng khối khí vào và ra buồng khí nén. Phương trình năng lượng của dòng khí nén được mô tả như sau:

$$q_{in} - q_{out} + kC_v(\dot{m}_{in}T_{in} - \dot{m}_{out}T_{out}) - \dot{W} = \dot{U} \quad (7)$$

Trong đó,  $q_{in}$  và  $q_{out}$  là các đại lượng truyền nhiệt,  $k$  là tỉ số truyền nhiệt,  $C_v$  là hằng số nhiệt,  $T_{in}$  là nhiệt độ của dòng khí đầu vào,  $\dot{W}$  là tốc độ thay đổi công sinh ra,  $\dot{U}$  là tốc độ thay đổi năng lượng. Mặt khác, tốc độ thay đổi năng lượng được xác định theo:

$$\dot{U} = \frac{d}{dt}(C_v m T) \quad (8)$$

Trong trường hợp khí lý tưởng thì:

$$C_v = \frac{R}{k-1} \quad (9)$$

Do vậy:

$$\dot{U} = \frac{d}{dt}(C_v m T) = C_v T \frac{d}{dt}(m) = \frac{RT}{(k-1)} \dot{m} \quad (10)$$

Suy ra rằng:

$$\dot{U} = \frac{1}{k-1}(\dot{p}V - p\dot{V})$$

Mà

$$\dot{W} = p\dot{V} \quad (11)$$

Nên phương trình sau đạt được:

$$q_{in} - q_{out} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho T} (\dot{m}_{in}T_{in} - \dot{m}_{out}T_{out}) - \frac{k}{k-1} p\dot{V} = \frac{1}{k-1} V\dot{p} \quad (12)$$

Giả định rằng nhiệt độ của dòng khí nén đạt tới nhiệt độ của khối khí trong buồng chứa khí nén,  $T = T_{in} = T_{out}$ , phương trình trên trở thành:

$$\frac{k}{k-1}(q_{in} - q_{out}) + \frac{1}{\rho}(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \dot{V} = \frac{V}{kp}\dot{p} \quad (13)$$

Nếu quá trình nén khí là quá trình đoạn nhiệt,  $q_{in}=q_{out}$ , phương trình áp suất khí nén trong buồng chứa khí nén là:

$$\dot{p} = k \frac{p}{\rho V}(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - k \frac{p}{V}\dot{V} \quad (14)$$

Nên

$$\dot{p} = k \frac{RT}{V}(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - k \frac{p}{V}\dot{V} \quad (15)$$

Giả thiết buồng khí nén hoàn toàn kín khí, vậy  $\dot{m}_{out}=0$ , phương trình áp suất trên có thể viết như sau:

$$\dot{p} = k \frac{RT}{V}\dot{m}_{in} - k \frac{p}{V}\dot{V} \quad (16)$$

Thể tích  $V$  của buồng khí nén được tính  $V = A \cdot (l_{i0} + \Delta l_i)$  với  $l_{i0}$  là chiều dài ban đầu của buồng khí nén và  $\Delta l_i$  là biến dạng dài của buồng khí khi bị áp suất nén. Phương trình áp suất khí nén viết lại như sau:

$$\dot{p} = k \frac{RT}{A \cdot (l_{i0} + \Delta l_i)} \dot{m}_{in} - k \frac{pA}{V}(\Delta \dot{l}_i) \quad (17)$$

Từ phương trình trên có thể suy ra rằng đối với một buồng khí nén, áp suất là đầu ra phụ thuộc vào đầu vào là lưu lượng khối của dòng khí nén.

### B. Mô hình van khí nén

Van khí nén được dùng trong nghiên cứu này là loại van hoặc đóng hoàn toàn hoặc mở hoàn toàn. Lưu lượng khối của dòng khí nén và áp suất khí nén đạt được khi điều khiển thời gian đóng mở của các van khí nén. Lưu lượng khối tĩnh của dòng khí nén khi van mở hoàn toàn được tính theo tiêu chuẩn ISO 6358 như sau:

$$\dot{m}_{in}(p_{up}, p_{down}) = \begin{cases} p_{up} C \rho \sqrt{T_0/T_u} & \text{if } \frac{p_{down}}{p_{up}} \leq b \\ p_{up} C \rho \sqrt{T_0/T_u} \sqrt{1 - \frac{(p_{down}/p_{up} - b)^2}{(1-b)^2}} & \text{if } \frac{p_{down}}{p_{up}} > b \end{cases} \quad (18)$$

Trong đó,  $p_{up}$  và  $p_{down}$  là áp suất vào và ra của dòng khí nén, tương ứng. Những thông số  $\rho$  và  $T_0$  biểu thị mật độ và nhiệt độ ở trạng thái tham chiếu theo ISO 6358,  $T_u$  là nhiệt độ dòng khí,  $b$  tỷ lệ áp suất tối hạn xác định điều kiện dòng chảy bị nghẹt và  $C$  là độ dẫn âm. Cả hai tham số,  $b$  và  $C$  đều được cung cấp bởi nhà sản xuất van.

### C. The presurre control loop by using ADRC

Từ phương trình trạng thái (29), đặt các tham số mới như sau:

$$b = \frac{kRT}{V}, u = \dot{m}_{in}, f(\cdot) = -k \frac{pA}{V}(\Delta \dot{l}_i), y = \dot{p} \quad (19)$$

Với các tham số mới này, phương trình trạng thái khí nén được viết lại như sau:

$$y = bu + f(\cdot) \quad (20)$$

Tín hiệu điều khiển từ bộ điều khiển là lưu lượng khối của dòng khí nén  $\dot{m}_{in}$ . Chúng ta có thể thấy rằng nếu van áp suất dương  $K_1$  đang bật, thì tốc độ dòng khối là dương. Nếu van xả  $K_2$  đang bật, thì lưu lượng khối là âm. Cuối cùng, nếu cả hai van đều tắt đối với buồng khí, thì lưu lượng khối dòng khí bằng không. Do đó, hướng của tốc độ dòng khối lượng khí có liên quan trực tiếp đến sự đóng mở rời rạc của các van.

Đại lượng  $f(\cdot)$  được xem là đại lượng nhiễu. Nhiều nghiên cứu mô phỏng, các thử nghiệm trong phòng thí nghiệm và các nghiên cứu điển hình trong công nghiệp chỉ ra một thực tế đơn giản rằng  $f(\cdot)$  có thể được coi là một biến trạng thái và được ước tính trong thời gian thực bằng cách sử dụng trình quan sát trạng thái như là  $\hat{f}(\cdot)$ . Theo đó nó bị hủy bỏ trong thời gian thực với bộ điều khiển như sau:

$$u = (-\hat{f}(\cdot) + u_0)/b \quad (21)$$

Điều này giảm phương trình hệ thống (32) về dạng:

$$y = -\hat{f}(\cdot) + u_0 + f(\cdot) \approx u_0 \quad (22)$$

Như vậy giá trị  $f(\cdot)$  là đại lượng không đo lường và nó sẽ được ước lượng. Để thực hiện việc ước lượng giá trị  $f(\cdot)$ , các biến trạng thái mới được đặt như sau:

$$\begin{cases} x_1 = p \\ x_2 = f(\cdot) \end{cases} \quad (23)$$

trong đó  $x_2 = f(\cdot)$  là biến trạng thái mở rộng. Từ phương trình hệ thống (32) nhận được:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 + bu \\ \dot{x}_2 = h \end{cases} \quad (24)$$

với  $h = \dot{f}(\cdot)$  và giả thiết rằng đạo hàm bậc nhất này tồn tại. Với giá trị nhiễu  $f(\cdot)$  được xem xét như là một biến trạng thái trong hệ thống nó có thể được ước lượng trong thời gian thực nhờ bộ điều khiển ước lượng trạng thái.

Phương trình trạng thái mở rộng thu được là:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + Bu + Eh \\ Y = Eh \end{cases} \quad (25)$$

Trong đó:

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} b \\ 0 \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Đặt các biến mới là  $z_1$  và  $z_2$  là các giá trị ước lượng cho  $x_1$  và  $x_2$ . Các phương trình trạng thái (37) được viết lại như sau:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 + bu + l_1(y - z_1) \\ \dot{z}_2 = l_2(y - z_1) \end{cases} \quad (26)$$

Vì vậy, bộ điều khiển ước lượng được đề xuất để ước lượng đại lượng nhiễu  $f(\cdot)$  là:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{cases} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} l_1 \\ l_2 \end{bmatrix} (y - \hat{y}) \quad (27)$$

$$\hat{y} = [1 \quad 0] \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}$$

Phương trình trạng thái trên được viết lại như sau:

$$\begin{cases} \dot{Z} = AZ + Bu + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = CZ \end{cases} \quad (28)$$

trong đó vector của bộ quan sát là  $Z = [z_1 \ z_2]^T$  với  $z_1 \approx y$  và  $z_2 \approx f(\cdot)$ , và vector độ lợi của bộ quan sát là  $L = [l_1 \ l_2]^T$ .

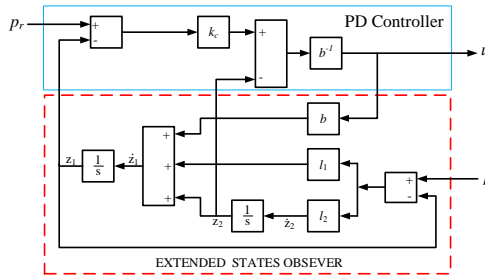
Cho rằng đại lượng nhiễu  $f(\cdot)$  là hoàn toàn ước lượng được bởi biến trạng thái  $z_2$ . Với toàn bộ nhiễu được ước lượng, luật điều khiển được xác định để vận hành hệ thống như theo (33) là:

$$u = \frac{1}{b} [-z_2 + u_0] \quad (29)$$

Trong đó  $u_0$  là tín hiệu điều khiển. Tín hiệu điều khiển  $u_0$  được chọn trong nghiên cứu này là bộ điều khiển Proportional-Derivative (PD) như sau:

$$u_0 = k_c(p_r - z_1) \quad (30)$$

Với  $p_r$  là tín hiệu tham khảo, và  $k_c$  là hệ số điều khiển. Gọi  $\omega_c$  là bandwidth của bộ điều khiển và là hệ số dương, theo [ ] thì hệ số  $k_c$  có thể được chọn thỏa  $(s + k_c) = (s + \omega_c)$ , suy ra rằng  $k_c = \omega_c$ .



Hình 6. Sơ đồ điều khiển áp suất khí nén

Để điều khiển áp suất tại buồng khí nén của cơ cấu mềm, bài báo đề nghị sơ đồ điều khiển như hình 6. Bộ điều khiển này bao gồm một bộ điều khiển phản hồi PD và một bộ quan sát trạng thái mở rộng (Extended State Observer-ESO). ESO ước tính và bù đắp các nhiễu động bên trong và bên ngoài mà không cần mô hình toán học chính xác. Một nhiễu tổng quát được định nghĩa là sự kết hợp của các động lực hệ thống chưa biết, cũng như các nhiễu bên ngoài, và được bù bằng bộ điều khiển phản hồi. Sơ đồ khối cho cấu trúc bộ điều khiển áp suất buồng khí nén được mô tả như trong hình 3. ESO ước tính các trạng thái và nhiễu của hệ thống. Một trạng thái mở rộng trong ESO được sử dụng để ước tính nhiễu loạn chung của toàn hệ thống. Việc sử dụng ESO để loại bỏ các nhiễu phi tuyến cho phép sử dụng điều khiển PD đơn giản.

Theo [ ], các giá trị của vector  $L$  được xác định là:

$$L = \begin{bmatrix} l_1 \\ l_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_1 \omega_0 \\ \beta_2 \omega_0^2 \end{bmatrix} \quad (31)$$

trong đó  $\omega_0$  là hệ số dương. Các giá trị  $\beta_1, \beta_2$  được lựa chọn sao cho biểu thức  $(s^2 + \beta_1 s + \beta_2)$  là Hurwitz. Hay nói cách khác nghiệm của biểu thức  $(s^2 + \beta_1 s + \beta_2)$  phải nằm ở nửa trái mặt phẳng ảo. Các giá trị nghiệm của của biểu thức trên có thể chọn là  $-\omega_0$ , vậy:  $(s^2 + \beta_1 s + \beta_2) = (s + \omega_0)^2$ , từ đó có thể chọn  $\beta_1 = 2$ , và  $\beta_2 = 1$ . Bandwidth của bộ điều khiển quan sát  $\omega_0$  trở thành thông số duy nhất để hiệu chỉnh bộ điều khiển. Bằng cách điều chỉnh chỉ cần một tham số  $\omega_0$ , có thể nhanh chóng tìm thấy sự thay đổi phù hợp giữa tốc độ bộ quan sát theo dõi các trạng thái và mức độ nhạy cảm của nó với nhiễu.

Như vậy, hai thông số  $\omega_c$  và  $\omega_0$  là hai thông số dùng để hiệu chỉnh bộ điều khiển. Bộ điều khiển không cần một mô hình chính xác của hệ thống. Nó sử dụng ESO để ước tính các nhiễu và độ không chắc chắn để hệ thống có thể được điều khiển bởi một bộ điều khiển tỷ lệ như trong (39). Sức mạnh trong giải pháp kiểm soát này là mô hình và thông số chính xác không cần phải được tìm thấy cho hệ thống được kiểm soát chính xác. Tính phi tuyến của luồng không khí và độ không đảm bảo trong các giá trị số chính xác của các phương trình nhiệt động lực học do đó có thể được bù đắp bằng cách tiếp cận kiểm soát ADRC.

#### D. Bộ điều khiển ADRC-Fuzzy

Trong ESO truyền thống, băng thông  $\omega_0$  được cố định và không đổi. Tuy nhiên, nếu  $\omega_0$  được chọn quá thấp, sẽ có một sai số ước lượng lớn đối. Nếu  $\omega_0$  được chọn quá cao, nhiễu đo sẽ được khuếch đại và phản xạ trực tiếp trên nhiễu ước tính. Như vậy nhiễu ước tính sẽ được bù cho bộ điều khiển, hiệu suất của bộ điều khiển sẽ bị ảnh hưởng bởi sự lựa chọn của băng thông quan sát. Để cải thiện điều đó, một hệ thống logic mờ được đề xuất để điều chỉnh  $\omega_0$  theo giá trị tuyệt đối của sai số ước lượng đầu ra.

Trong phần này, một bộ ước lượng trạng thái mở rộng tuyến tính thích ứng mờ được thiết kế để ước tính của cả hai trạng thái hệ thống và nhiễu. Mục đích của việc ứng dụng hệ logic mờ trong quá trình dự đoán trạng thái mở rộng là để giữ sự cân bằng giữa độ chính xác các giá trị ước tính và giảm nhiễu. Đối với nhiễu thay đổi nhanh, băng thông của bộ quan sát dự kiến sẽ cao hơn, nhưng đối với thay đổi nhiễu chậm, băng thông bộ quan sát thấp phù hợp hơn để tránh nhiễu khuếch đại. Logic mờ là phương pháp làm cho điều này có thể thành hiện thực. Một lựa chọn đơn giản cho đầu vào hệ logic mờ trực tiếp có thể là sai số ước lượng đầu ra. Tuy nhiên, vì sai số ước lượng đầu ra chứa nhiễu đo lường, sử dụng trực tiếp giá trị tuyệt đối của sai số ước

lượng đầu ra làm đầu vào của quy tắc logic mờ có thể dẫn đến băng thông không mong muốn. Để giải quyết vấn đề này, một bộ lọc thông thấp bậc nhất được sử dụng trước khi vào vùng mờ hệ thống logic, được xây dựng dưới dạng:

$$\zeta \dot{\bar{e}}_y + \bar{e}_y = e_y \quad (32)$$

$$\bar{e}_y(0) = e_y(0) \quad (33)$$

Trong đó,  $e_y = y - \hat{y}$  và  $\bar{e}_y$  là sai số ước tính của bộ lọc. Giá trị tuyệt đối của  $\bar{e}_y$  sau đó được xử lý như là đầu vào của hệ thống logic mờ. Hệ thống logic mờ được thiết kế như sau. Số lượng các tập con mờ và các luật mờ cần được chọn đúng cách để cân bằng hiệu suất ước tính và số lượt tính toán. Trong thiết kế này, các biến đầu vào và đầu ra là được chia thành năm tập con mờ, cụ thể là VS (rất nhỏ), S (nhỏ), N (bình thường), L (lớn) và VL (rất lớn). Luật mờ được định nghĩa như sau:

Quy tắc 1: Nếu là  $\bar{e}_y$  VS, thì  $w_o$  là VS.

Quy tắc 2: Nếu  $\bar{e}_y$  là S, thì  $w_o$  là S.

Quy tắc 3: Nếu  $\bar{e}_y$  là N, thì  $w_o$  là N.

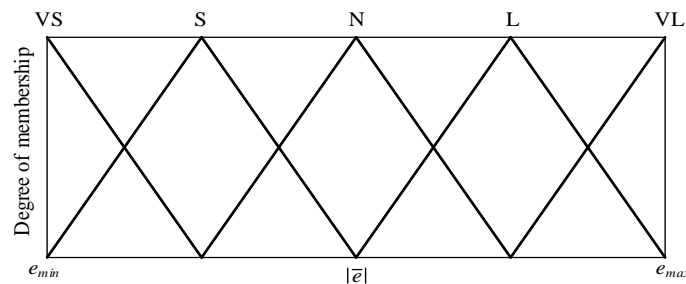
Quy tắc 4: Nếu  $\bar{e}_y$  là L, thì  $w_o$  là L.

Quy tắc 5: Nếu  $\bar{e}_y$  là VL, thì  $w_o$  là VL

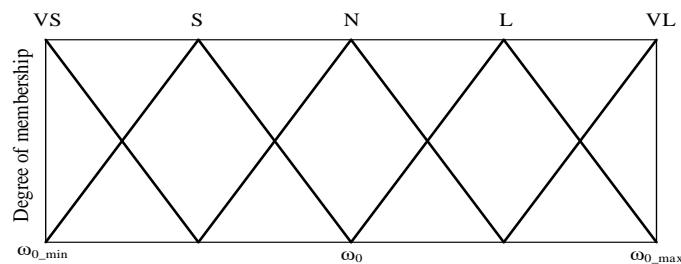
Các chức năng thành viên ( $MF$ ) cho VS và VL nên được chọn để bao phủ tối đa giá trị tối thiểu của phạm vi đầu vào và đầu ra. Ngoài ra, mức độ của các  $MF$ s tương ứng với giá trị đầu vào/đầu ra tối đa và tối thiểu phải là 1. Trên thực tế, phạm vi của sai số đầu ra ước tính và phạm vi băng thông của bộ quan sát có thể được tìm thấy thông qua một số thử nghiệm được thực hiện bởi ESO với băng thông quan sát cố định. Nếu sai số ước tính ban đầu quá lớn, Các chức năng bão hòa có thể được sử dụng để giới hạn phạm vi. Các giá trị giữa tối thiểu và tối đa được chia thành năm khoảng bằng nhau cho mỗi  $MF$ . Đối với đầu ra hệ thống, phương pháp khử mờ centroid được áp dụng để chuyển đổi ngôn ngữ mờ vào băng thông của bộ quan sát [42], được xây dựng dưới dạng:

$$\omega_0 = \frac{\int_{\omega_{0\_min}}^{\omega_{0\_max}} \omega_0 \kappa_{out} d\omega_0}{\int_{\omega_{0\_min}}^{\omega_{0\_max}} \kappa_{out} d\omega_0} \quad (34)$$

Trong  $\kappa_{out}$  là giá trị của hàm chức năng thành viên đầu ra của  $\omega_0$

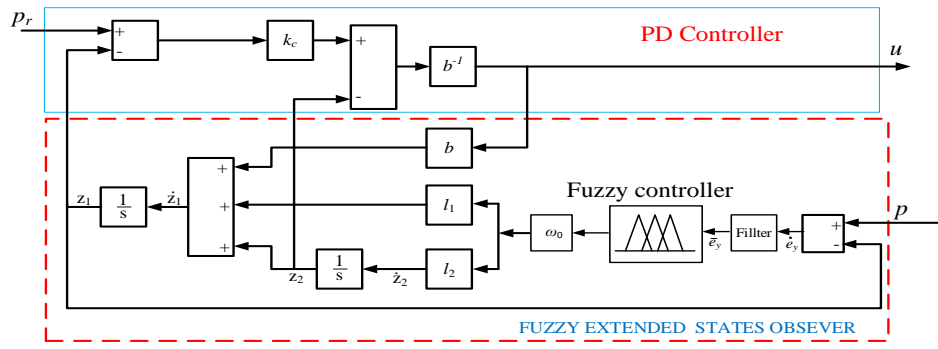


Hình 7. Hàm dạng của đầu vào hệ mờ



Hình 8. hàm dạng của đầu ra hệ mờ



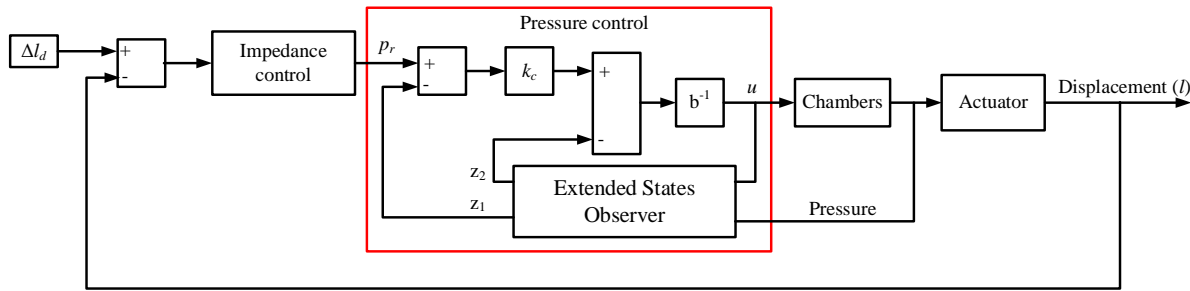


Hình 9. Bộ điều khiển Fuzzy -Extended states observer

Bộ điều khiển mờ kết hợp với ESO được trình bày như trong hình 9.

#### E. Bộ điều khiển vị trí

Biến dạng chiều dài của cơ cấu chấp hành là hàm số theo áp suất  $\Delta l = f(p)$ , với đơn vị của chuyển vị dài  $\Delta l$  là *mm* và đơn vị của áp suất  $p$  là *bar*. Sơ đồ điều khiển chuyển vị của cơ cấu chấp hành như được trình bày trong hình 10. Bộ điều khiển Impedance được dùng để trả về áp suất cần thiết  $p_r$  để duy trì chuyển vị  $\Delta l_d$  của cơ cấu chấp hành. Áp suất cần thiết  $p_r$  là đầu vào của bộ điều khiển áp suất. Giá trị  $p_r$  chính là giá trị áp suất tham chiếu để cơ cấu chấp hành đạt được biến dạng dài mong muốn.



Hình 10. Bộ điều khiển chuyển vị cơ cấu chấp hành mềm

Chuyển vị dài của của cơ cấu chấp hành được nhận dạng thông qua các thông số thực nghiệm như được trình bày trong công thức (17). Để phân trình bày được tổng quát, chuyển vị dài của cơ cấu chấp hành  $\Delta l$  được biểu diễn như là hàm số đa thức bậc 2 theo áp suất  $p$  như được trình bày trong phương trình sau:

$$\Delta l = Ap^2 + Bp, \quad p > p_{min} \quad (35)$$

Từ công thức (35) đạt được rằng:

$$\Delta l_d = Ap_r^2 + Bp_r \quad (36)$$

Từ công thức (35) và (36) đạt được:

$$\Delta l_p - \Delta l = A(p_r^2 - p^2) + B(p_r - p) \quad (37)$$

Từ công thức (37) nhận được:

$$Ap_r^2 + Bp_r + C = 0 \quad (38)$$

Trong đó  $C = -Ap^2 - Bp - (\Delta l_d - \Delta l)$

Giá trị trả về của bộ điều khiển impedance sẽ là:

$$p_r = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (37)$$

Giá trị  $p_r$  trả về từ bộ điều khiển Impedance là đầu vào của bộ điều khiển áp suất. Bộ điều khiển áp suất sẽ điều khiển áp suất mong muốn trong buồng của cơ cấu chấp hành để đạt được chuyển vị mong muốn.

## IV. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

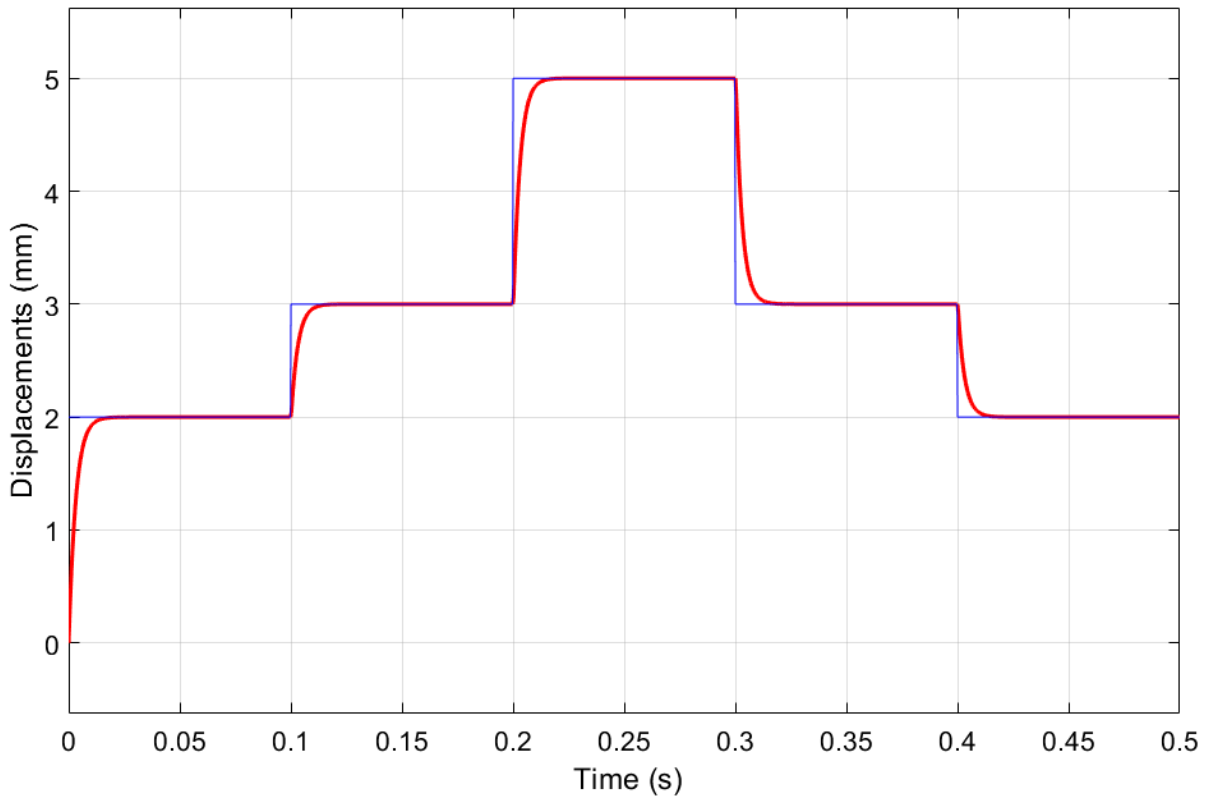
Trong phần mô phỏng này, chuyển vị dài của cơ cấu chấp hành mềm nhận được từ bộ điều khiển được đề xuất sẽ được xem xét về độ vọt lố và thời gian xác lập.

#### A. Các thông số của mô hình

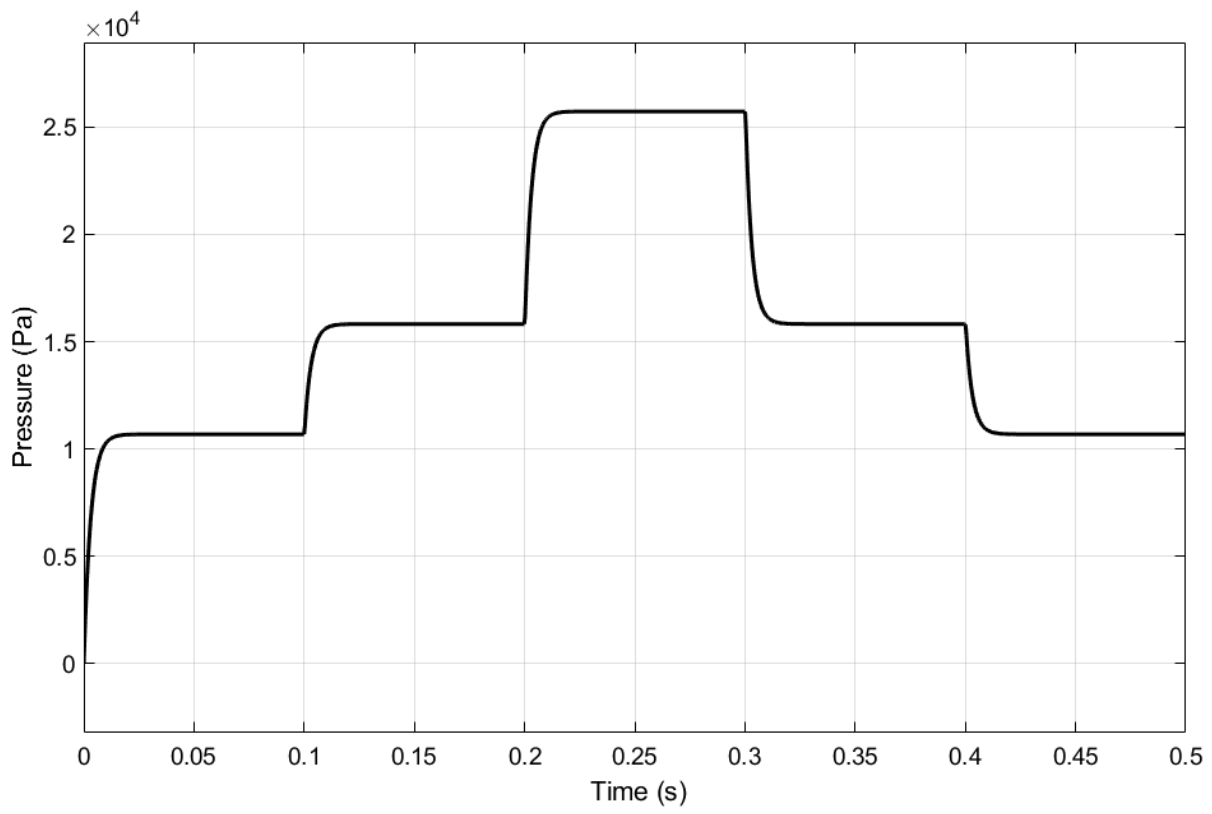
Chiều dài ban đầu của buồng khí là  $l_0 = 60$  mm, bán kính buồng khí là  $r = 3$  mm. Các thông số của bộ điều khiển được xác định là  $k_c = 25e+6$ ,  $b = 2.7853e+10$ . Thể tích ban đầu của khoan khí nén là  $V_0 = l_0.A = 4.2412e-06$  ( $m^3$ ). Tuy nhiên, thể tích thực tế của khoan khí sẽ lớn hơn do sai số khi chế tạo cơ cấu chấp hành. Độ thể tích sai lệch của khoan khí được xác định là  $V_{inac} = 0.6e-$

6 ( $m^3$ ). Hệ số  $k=1.4$  vì quá trình nén khí là quá trình đẳng nhiệt, hằng số khí lý tưởng  $R = 287 (J/mol/K)$  và nhiệt độ khí là  $T = 297 (K)$ . Hệ số  $b$  được tính theo  $b = \frac{kRT}{V}$ . Các giá trị mô phỏng và các thông số của mô hình được trình bày như trong bảng 1.

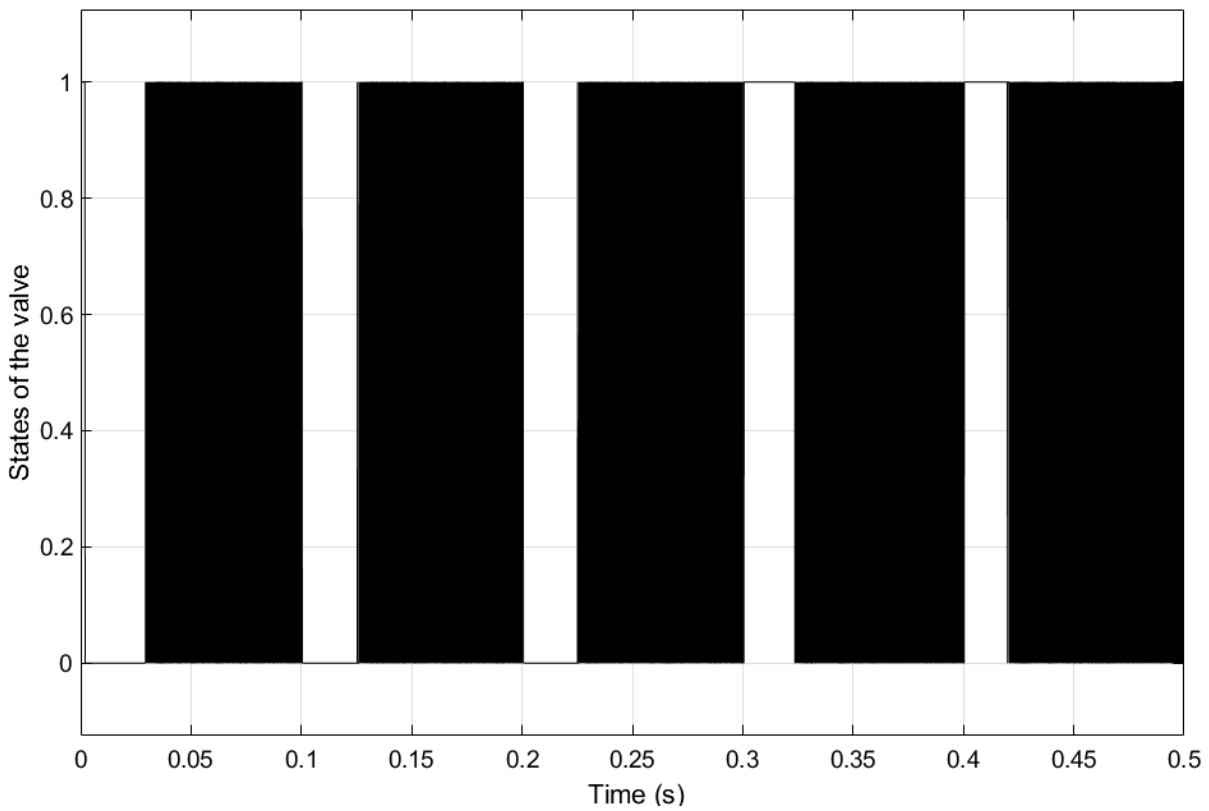
Các thông số mô hình và mô phỏng		
Thông số	Giá trị	Đơn vị
$l_0$	60	mm
$k_c$	25e+06	Không thứ nguyên
$b$	2.7853e+10	J/mol/ $m^3$
$\omega_c$	5e+04	Không thứ nguyên
$\omega_{0\_max}$	3.53+5	Không thứ nguyên
$\omega_{0\_min}$	2.5e+05	Không thứ nguyên
$A$	2.8274e-05	$m^2$
$V_0$	1.6965e-06	$m^3$
$V_{inac}$	0.4e-06	$m^3$
$k$	1.4	Không thứ nguyên
$R$	287	J/mol/K
$T$	287	K



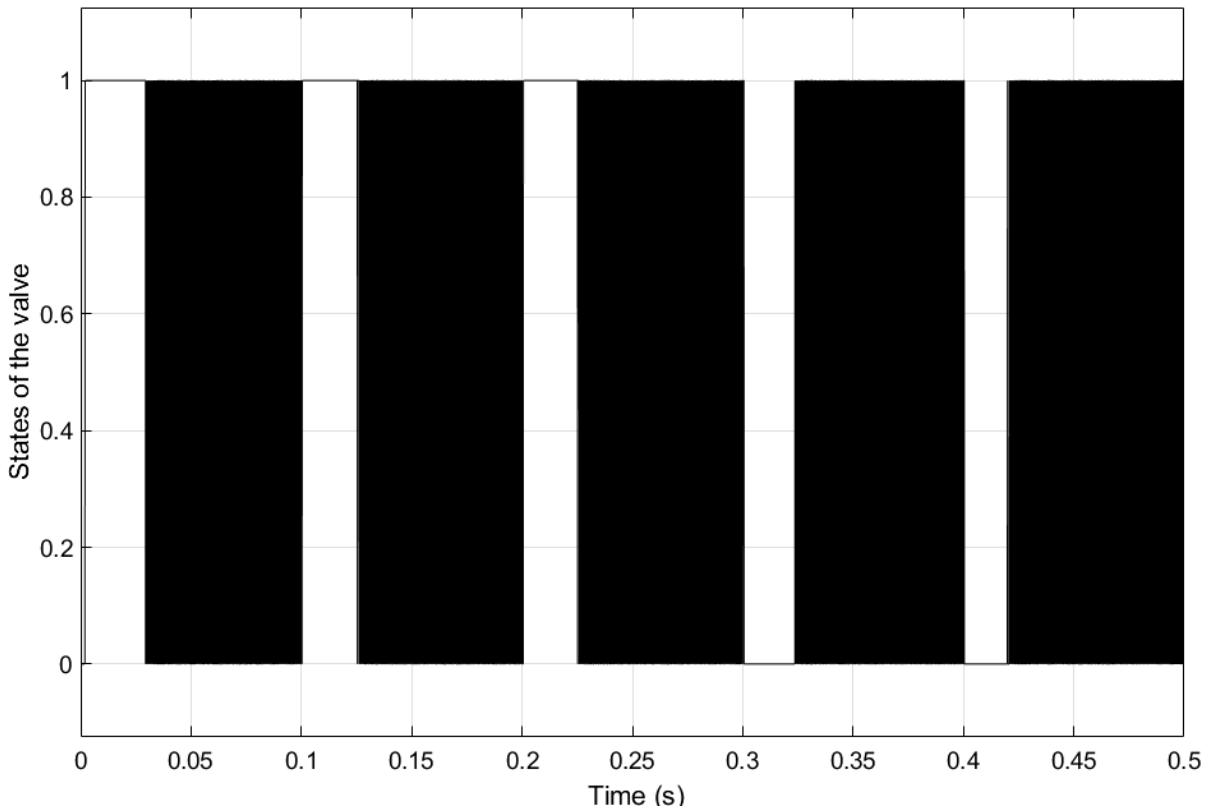
Hình 11 Đáp ứng biến dạng của cơ cấu chấp hành mềm



Hình 12 Đáp ứng áp suất của cơ cấu chấp hành mềm



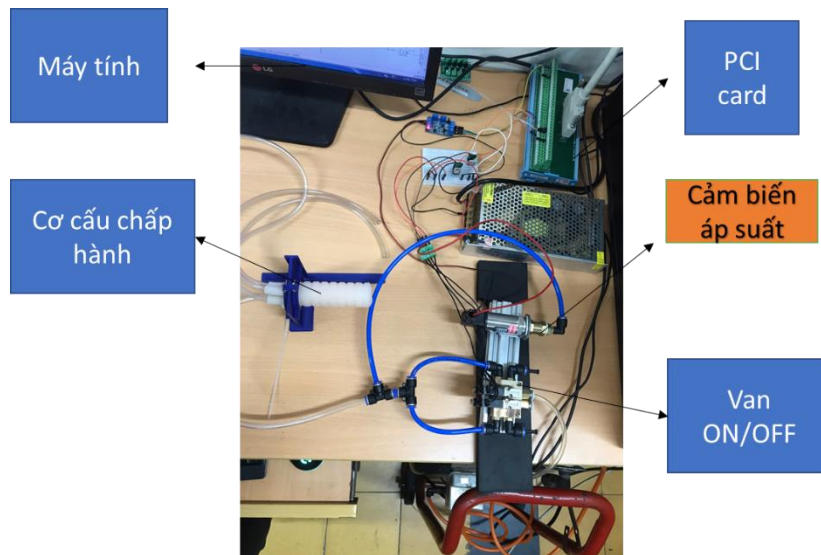
Hình 13 Trạng thái của van #1



Hình 14 Trạng thái của van #2

### B. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM

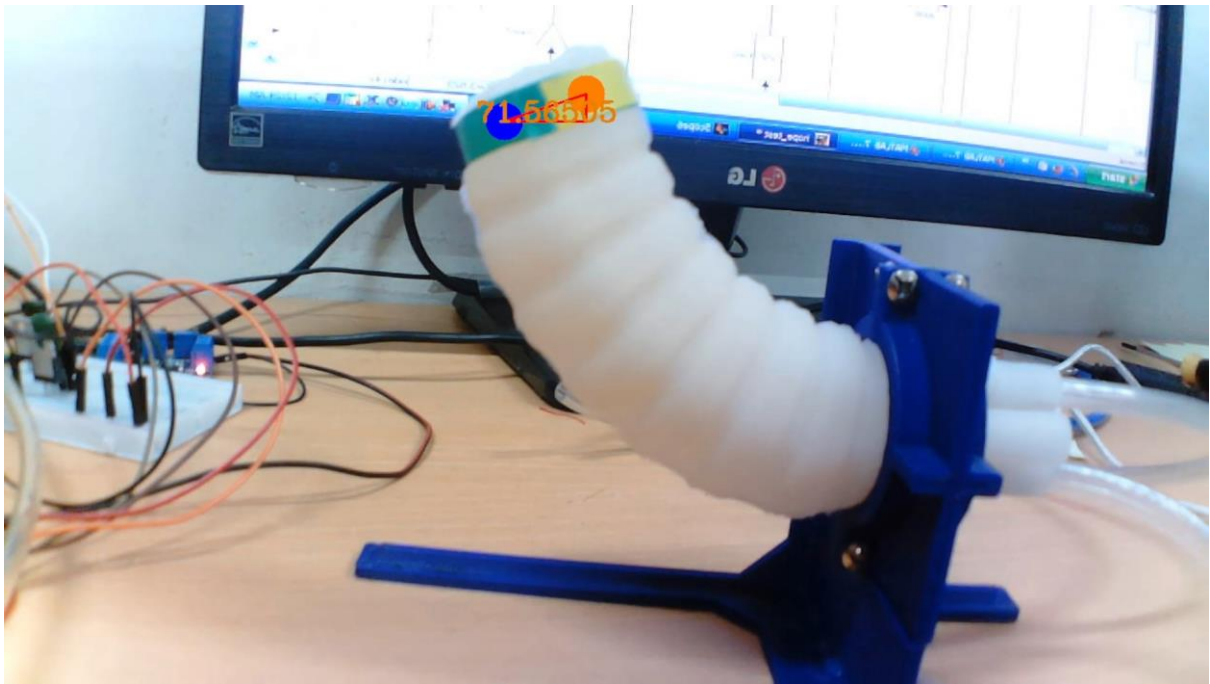
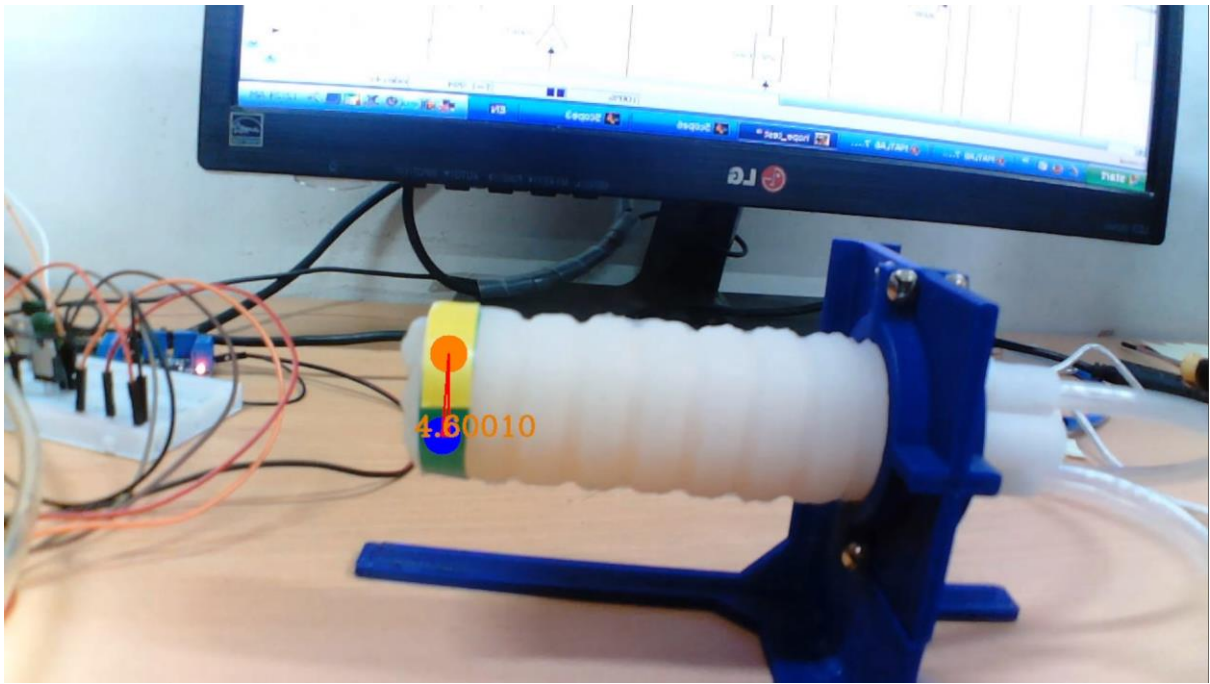
Mô hình thực nghiệm được trình bày như trong hình 15, bao gồm: máy tính điều khiển, card PCI thu nhận dữ liệu, cảm biến áp suất, hệ van khí nén và cơ cấu chấp hành mềm.

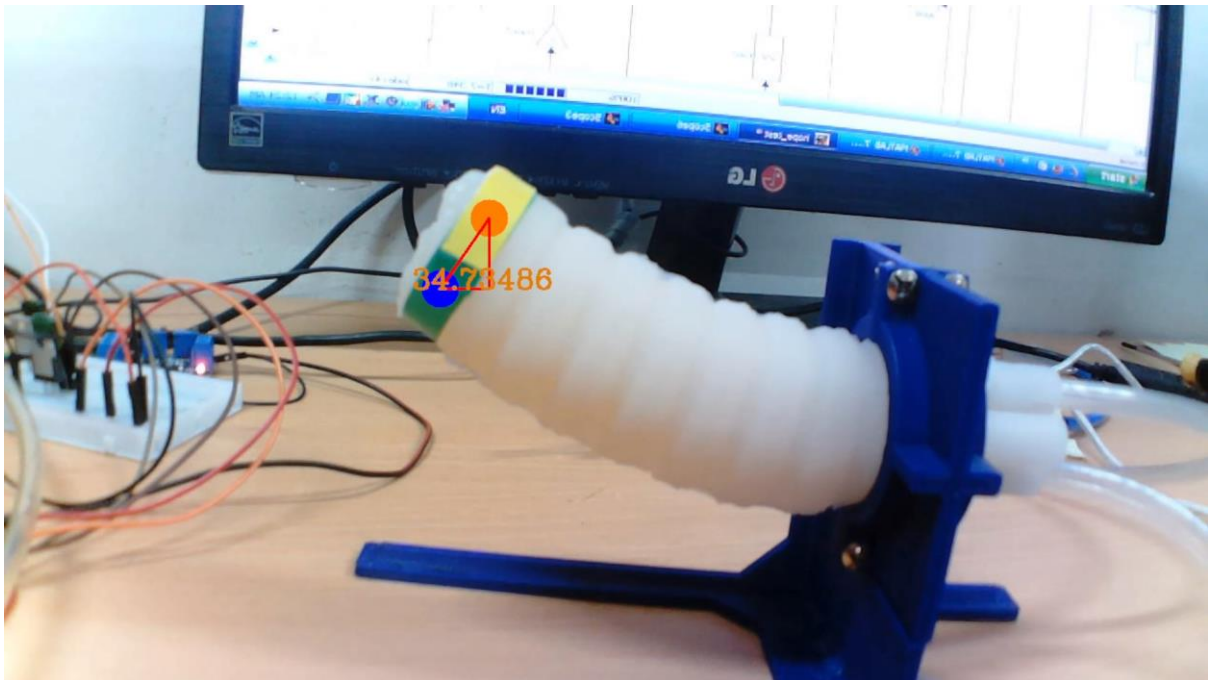


Hình 15. Mô hình thực nghiệm

Chương trình Mallab Simulink được xây dựng và được thực thi bởi máy tính. Tín hiệu áp suất từ cơ cấu chấp hành mềm được cảm biến áp suất trả về bộ điều khiển nhờ card thu nhận dữ liệu. Tín hiệu này được máy tính xử lý và sau đó cung cấp tín hiệu điều khiển đóng mở các van khí nén.

Kết quả thực nghiệm điều khiển cơ cấu chấp hành uốn cong ở các góc đặt là 5, 70 và 30 độ được trình bày như trong hình 16.





Hình 16. Kết quả thực nghiệm với các góc đặt khác nhau

Kết quả thực nghiệm cho thấy rằng sai lệch giữa góc điều khiển và góc đặt là khá nhỏ. Sai số này xuất hiện có thể là do sai số từ mô hình nhận dạng của cơ cấu chấp hành mềm.

## V. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày phương pháp mô hình hóa và thuật toán điều khiển cơ cấu chấp hành mềm. Để điều khiển được góc uốn, bài báo nhận dạng mô hình toán biểu diễn mối quan hệ giữa chiều dài biến dạng và áp suất cung cấp. Áp suất suất khí nén này được điều khiển nhờ điều khiển PI kết hợp với hệ mờ. Kết quả thực nghiệm và mô phỏng đã chứng tỏ rằng bộ điều khiển được đề xuất là hiệu quả và có thể được dùng để điều khiển các cơ cấu chấp hành mềm.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] R. V. Martinez, J. L. Branch, C. R. Fish, L. Jin, R. F. Shepherd, R. M. Nunes, Z. Suo, G. M. Whitesides, *Adv. Mater.* **2013**, 25, 205.
- [2] S. A. Morin, R. F. Shepherd, S. W. Kwok, A. A. Stokes, A. Nemiroski, G. M. Whitesides, *Science* **2012**, 337, 828.
- [3] S. Wakimoto, K. Suzumori, K. Ogura, *Adv. Rob.* **2011**, 25, 1311. [7] A. A. Stokes, R.F. Shepherd, S.A. Morin, F. Illievski, G. M. Whitesides, *Soft Robotics* **2013**, 1, 70.
- [4] H. Lee, C. G. Xia, N. X. Fang, *Soft Matter* **2010**, 6, 4342
- [5] D. Rus and M. T. Tolley, "Design, fabrication and control of soft robots," *Nature*, vol. 521, no. 7553, pp. 467–475, 2015.
- [6] E. Brown, N. Rodenberg, J. Amend, A. Mozeika, E. Steltz, M. R. Zakin, H. Lipson, H. M. Jaeger, *Proc. Nat. Acad. Sci. U.S.A.* **2010**, 107, 18809.
- [7] R. F. Shepherd, A. A. Stokes, J. Freake, J. Barber, P. W. Snyder, A. D. Mazzeo, L. Cademartiri, S. A. Morin, G. M. Whitesides, *Angew. Chem. Int. Ed.* **2013**, 52, 2892.
- [8] F. Carpi, S. Bauer, D. De Rossi, *Science* **2010**, 330, 1759.
- [9] G. Kofod, W. Wirges, M. Pajajnen, S. Bauer, *Appl. Phys. Lett.* **2007**, 90, 081916.
- [10] C. Keplinger, M. Kaltenbrunner, N. Arnold, S. Bauer, *Proc. Nat. Acad. Sci. U.S.A.* **2010**, 107, 4505.
- [11] C. Duriez, "Control of elastic soft robots based on real-time finite element method," in ICRA, May 2013.
- [12] R. Kang, D. T. Branson, T. Zheng, E. Guglielmino, and D. G. Caldwell, "Design, modeling and control of a pneumatically actuated manipulator inspired by biological continuum structures," *Bioinspiration & Biomimetics*, vol. 8, no. 3, p. 036008, 2013.
- [13] B. Mosadegh, A. D. Mazzeo, R. F. Shepherd, S. A. Morin, U. Gupta, I. Z. Sani, D. Lai, S. Takayama, and G. M. Whitesides, "Control of soft machines using actuators operated by a braille display," *Lab Chip*, vol. 14, no. 1, pp. 189–199, 2014.
- [14] G. Gerboni, A. Diodato, G. Ciuti, M. Cianchetti, A. Menciassi, Feedback control of soft robot actuators via commercial flex bend sensors, *IEEE/ASME T. Mech*
- [15] Y.-L. Park, B.-R. Chen, and R. J. Wood, "Design and fabrication of soft artificial skin using embedded microchannels and liquid conductors," *IEEE Sensors Journal*, vol. 12, no. 8, pp. 2711–2718, Aug 2012
- [16] Deimel R, Brock O. A novel type of compliant and underactuated robotic hand for dexterous grasping. *Int J Rob Res* 2016; 35:161–185.
- [17] Zhao H, O'Brien K, Li S, Shepherd RF. Optoelectronically innervated soft prosthetic hand via stretchable optical waveguides. *Sci Rob* 2016; 1: eaai7529.
- [18] Brown E, Rodenberg N, Amend J, Mozeikac A, Steltz E, Zakind MR, et al. Universal robotic gripper based on the jamming of granular material. *Proc Natl Acad Sci* 2010;107: 18809–18814
- [19] Heo S, Wiguna T, Park HC, Goo NS. Effect of an artificial caudal fin on the performance of a biomimetic fish robot propelled by piezoelectric actuators. *J Bionic Eng* 2007;4(3):151e8.
- [20] Masmoudi S, El Mahi A, Turki S. Use of piezoelectric as acoustic emission sensor for in situ monitoring of composite structures. *Compos Part B Eng* 2015; 80:307e20
- [21] Wang W, Rodrigue H, Ahn S-H. Deployable soft composite structures. *Sci Rep* 2016; 6:20869.
- [22] Lee SJ, Han MJ, Kim SJ, Jho JY, Lee HY, Kim YH. A new fabrication method for IPMC actuators and application to artificial fingers. *Smart Mater Struct* 2006;15(5):1217.
- [23] Park HC, Kim KJ, Lee SK, Chah YJ, editors. Electromechanical flapping produced by ionic polymer-metal composites. *Smart Structures and Materials International Society for Optics and Photonics*; 2004.

- [24] Wakimoto S, Suzumori K, Ogura K. Miniature pneumatic curling rubber actuator generating bidirectional motion with one air-supply tube. *Adv Robot* 2011;25:1311–1330
- [25] Mosadegh B, Polygerinos P, Keplinger C, Wennstedt S, Shepherd RF, Gupta U, et al. Pneumatic networks for soft robotics that actuate rapidly. *Adv Funct Mater* 2014;24: 2163–2170.
- [26] Naishi Feng, Qirong Shi, Hong Wang, Jiale Gong, Chong Liu, Zhiguo Lu, “ A soft robotic hand: design, analysis, sEMG control, and experiment,” *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018
- [27] Bartlett NW, Tolley MT, Overvelde JTB, et al. A 3D-printed, functionally graded soft robot powered by combustion. *Science* 2015; 349(6244): 161–165
- [28] Sun Y, Song YS, and Paik J. Characterization of silicone rubber based soft pneumatic actuators. In: *IEEE/RSJ international conference on intelligent robots and systems (IROS)*, Tokyo, Japan, 3–7 November 2013.

# Mô phỏng số và thiết kế, chế tạo máy sấy xoài bằng khí nóng

Nguyễn Thị Út Hiền, Nguyễn Phú Cường

Khoa Công nghệ Cơ khí

Trường Đại học Công nghiệp Thực Phẩm Thành Phố Hồ Chí Minh

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: hienntu @hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Bài báo này trình bày về kết quả nghiên cứu chế tạo máy sấy bằng khí nóng công suất 5kg/m<sup>2</sup>, thời gian sấy 1 mẻ 6 giờ. Các thông số máy sấy được thiết kế có thông số kỹ thuật: buồng sấy kích thước (dài x rộng x cao) 500mm x 686mm x 995mm, công suất điện trở 3kW. Hệ thống phân phối gió được kiểm tra thông qua phần mềm mô phỏng số ANSYS. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm xoài sấy dẻo trên máy sấy tại nhiệt độ 50<sup>0</sup>C, tốc độ gió 1.5m/s có điện năng tiêu thụ 8.15 [kW.h/kg] khi độ ẩm của sản phẩm sau sấy 9%.

Từ khóa: Xoài sấy, khí nóng, điện trở, ANSYS

## I. GIỚI THIỆU

Quả xoài rất giàu carbohydrate, vitamin B1, B2 và C và cung cấp nhiều vitamin A và nó chứa một lượng lớn beta-carotene, một chất chống oxy hóa rất có lợi cho con người. Trên toàn thế giới, nó là một loại trái cây nhiệt đới, được tiêu thụ ở dạng tươi cũng như dạng chế biến. Xoài là loại trái cây chứa độ ẩm cao. Vì vậy thời hạn sử dụng ngắn, giảm chất lượng và hư hỏng.

Sấy khô đã trở nên rất phổ biến trong việc bảo quản xoài. Để đáp ứng nhu cầu về sấy, nhiều công nghệ sấy như sấy khí nóng, sấy bơm nhiệt (BN), sấy hồng ngoại (IR)... đã được áp dụng thành công cho các sản phẩm khác nhau. Mỗi phương pháp sấy đều có những ưu điểm và nhược điểm riêng. Sấy khô bằng không khí nóng là phương pháp sấy khô được sử dụng phổ biến nhất hiện nay và nó được sử dụng rộng rãi. Nó không đòi hỏi công nghệ thiết bị cao, dễ vận hành và chi phí thấp. Quy trình sản xuất có thể kiểm soát được và dễ công nghiệp hóa [1]. Sấy khô bằng không khí nóng vẫn là phương pháp xử lý được sử dụng phổ biến nhất trong các nhà máy. Xoài có thể dùng nhiều phương pháp để sấy [2] như kỹ thuật sấy đông lạnh, vi sóng (120 và 350 W) và không khí nóng (60, 70 và 80 °C). Quá trình sấy, tốc độ sấy khô ảnh hưởng bởi tốc độ không khí và phân phối không khí trong buồng sấy theo [3], [4]. Tuy nhiên để giảm thiểu chi phí năng lượng và để đạt được tốc độ sấy tốt hơn bên trong buồng sấy [5] đã sử dụng phương pháp CFD để mô phỏng sự chuyển động của không khí bên trong máy sấy khí kiểu khay. Kết luận rằng nguyên nhân chính của sự thay đổi trong quá trình sấy khô là sự thiếu đồng nhất về vận tốc không khí trong không gian của máy sấy và sự hiện diện của các khu vực tuần hoàn giúp tăng cường tốc độ truyền nhiệt và khối. [6] đã xác nhận khả năng của các phương pháp CFD trong việc dự đoán các đặc điểm dòng khí bên trong máy sấy khay và trong việc cải thiện thiết kế của những máy sấy. Các tác giả đã thực hiện mô phỏng rộng rãi của luồng không khí bên trong máy sấy công nghiệp quy mô đầy đủ và đã nêu rằng công việc của họ cung cấp một sự hiểu biết tốt hơn về mô hình dòng chảy bên trong máy sấy khay và do đó có thể dẫn đến một cải thiện đáng kể chất lượng của khô sản phẩm cùng với việc giảm đáng kể năng lượng tiêu thụ. Nhiệt độ và vận tốc không khí là hai yếu tố phải được xem xét vì chúng rất khó đo do số lượng lớn cảm biến đặt trong buồng. Kết quả quá trình sấy khô phụ thuộc vào vị trí của vật liệu trong máy sấy vì tốc độ sấy phụ thuộc vào luồng không khí trong buồng sấy. [7] sử dụng một mô phỏng máy tính của mô hình toán học sẽ cho phép kiểm soát động học của quá trình sấy. Điều này sẽ tối ưu hóa hiệu suất của máy sấy về mặt tiêu thụ năng lượng, hiệu quả và chất lượng sản phẩm. Các phương pháp số cũng có lợi trong việc tiết kiệm cả thời gian và tiền bạc [8–10].

Điểm mới trong nghiên cứu này là có sử dụng mô phỏng số ANSYS trong việc kiểm tra thiết kế. Từ kết quả mô phỏng hiệu chỉnh lại các lỗ phân phối khí để đảm bảo dòng chảy vận chuyển tốt nhất để tốc độ giảm ẩm đồng đều ở các khay sấy.

## II. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

### A. Đối tượng

Đối tượng nghiên cứu là thiết kế, chế tạo máy sấy khí nóng. Nghiên cứu mô phỏng dòng khí vận chuyển trong máy sấy bằng phần mềm ANSYS. Thông qua thí nghiệm khảo sát đánh giá ảnh hưởng tốc độ gió, nhiệt độ để đánh giá mức độ tiêu thụ năng lượng và chất lượng của sản phẩm thông qua màu sắc. Đối tượng sấy ở đây là xoài với độ ẩm ban đầu của xoài là 64.7% chuẩn bị cho quá trình sấy khí nóng cho ra sản phẩm xoài khô có độ ẩm là 9%.

### B. Phương pháp nghiên cứu

Phương pháp tính toán và xây dựng mô hình thí nghiệm

Tham khảo từ các mẫu máy sấy có trên thị trường, các tài liệu trong và ngoài nước, từ đó lựa chọn, tính toán và thiết kế mô hình máy sấy phù hợp. Dựa vào các cơ sở lý thuyết về phân phối gió, kỹ thuật điều hòa không khí, kỹ thuật tiết kiệm năng lượng để tính toán các thông số cần thiết cho mô hình máy sấy.

Phương pháp mô phỏng

Sử dụng phần mềm ANSYS mô phỏng vận tốc và dòng chuyển động của lưu chất trong máy sấy. Quan sát kết quả mô phỏng từ đó hiệu chỉnh các lỗ phân phối gió sao cho dòng khí nóng được phân phối đều



Phương pháp thực nghiệm khảo sát

Mục đích khảo sát đánh giá đưa ra được cơ sở khoa học về định lượng ảnh hưởng của tốc độ động cơ, độ ẩm, nhiệt độ, lưu lượng TNS... đến chất lượng của thành phẩm sau khi sấy.

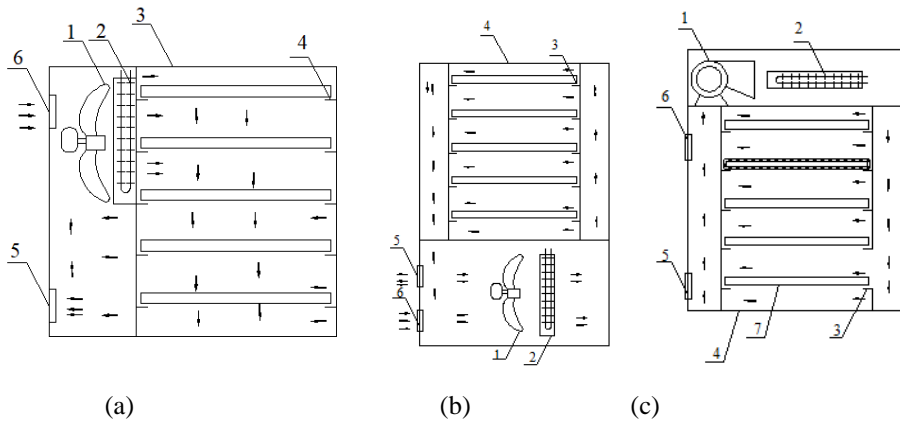
- Thiết bị sử dụng: Mô hình máy sấy vừa chế tạo
- Chạy 5 khay 1 lần với trọng lượng 1kg/khay
- Điều kiện thí nghiệm: Xoài đã được cắt lát

Thông kê số liệu: mỗi thí nghiệm được cập nhập sau 1 lần sấy, đồng thời tính tổng thời gian 1 lần sấy, nhiệt độ buồng sấy... Thời gian được đo bằng đồng hồ bấm thời gian với đơn vị đo là giây, nhiệt độ được đo bằng cảm biến nhiệt độ. Kiểm tra thành phẩm sau khi sấy: độ ẩm

### III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

#### A. Lựa chọn phương án thiết kế

Sau khi tham khảo một số máy sấy trong và ngoài nước, trên cơ sở mục đích của đề tài phương án thiết kế được chọn như sau: Phương thức sấy theo mẻ, bộ phận chứa nguyên liệu dạng buồng (sấy tĩnh), sản phẩm được đặt trên khay có đột lỗ, vật liệu chính chế tạo buồng sấy, khay, kênh dẫn dùng vật liệu inox SUS304 là thép hợp kim chuyên dùng trong chế tạo thiết bị thực phẩm. Bộ gia nhiệt bằng điện trở. Qua nghiên cứu tổng quan, tìm hiểu các sơ đồ nguyên lý hiệu quả hiện nay, nhóm nghiên đưa ra được 3 phương án sơ đồ nguyên lý như sau:



Hình 1. Các phương án thiết kế buồng sấy

Trong đó: 1. Quạt gió; 2. Điện trở; 3. Buồng sấy; 4. Giá đỡ; 5. Gió thải; 6. Gió cấp; 7. Khay

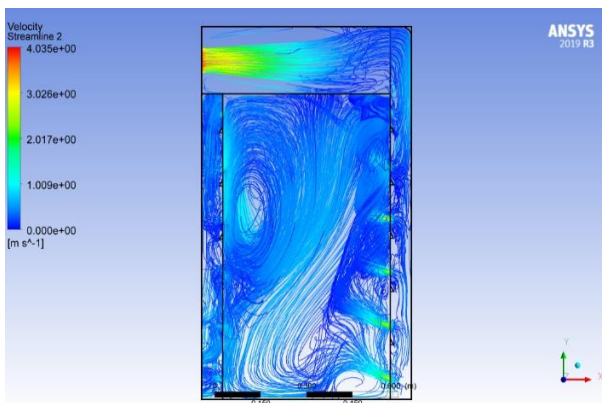
Phương án (a): dùng quạt hướng trục để phân phối gió đi từ trên xuống, lưu lượng gió tới các khay sấy lớn nhất. Tuy do gió đi từ trên xuống làm cho các vật liệu bốc hơi. Các khay trên sẽ khô nhanh hơn các khay dưới, độ ẩm vật liệu giữa các khay không đồng đều, nhóm nghiên cứu hướng tới mục tiêu độ ẩm của các khay tương đối đồng đều mà không cần phải khay trong quá trình sấy.

Phương án (b): Không khí được đưa qua kênh dẫn phân phối, trên kênh phân phối khoét lỗ làm các miệng gió thổi ra tương ứng với vị trí khay sấy. Vị trí quạt được đưa xuống để đảm bảo tuần hoàn gió. Tuy nhiên với phương án này kích thước của máy phải tăng thêm độ cao làm máy trở nên cồng kềnh.

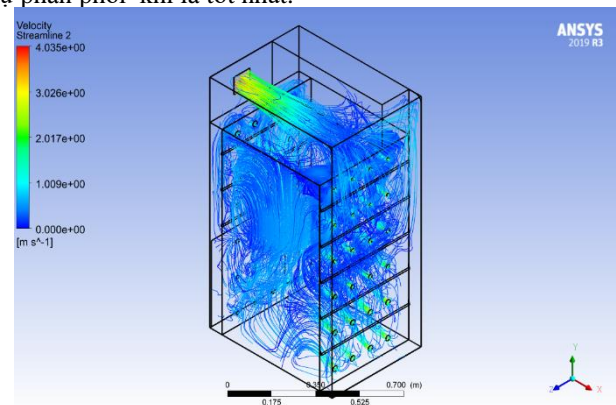
Phương án (c): Để giảm độ cao của máy nhóm nghiên cứu thay đổi vị trí đặt quạt lên trên và sử dụng quạt li tâm để đáp ứng trở lực của hệ thống cũng là phương án được lựa chọn để thiết kế chế tạo

#### B. Ứng dụng mô phỏng số bằng ANSYS

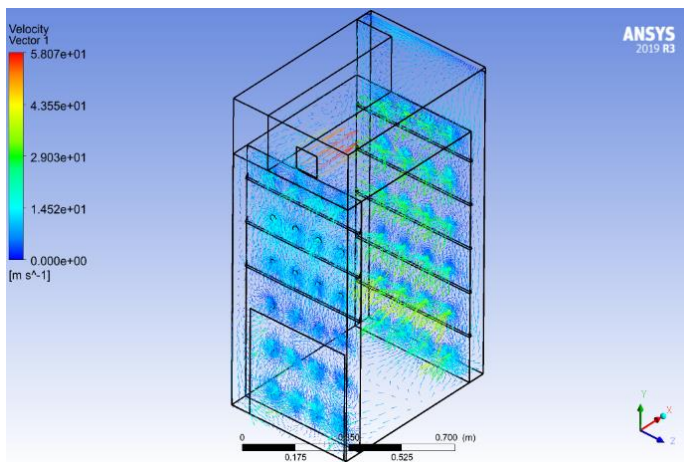
Phần mềm mô phỏng số được ứng dụng để mô phỏng dòng khí chuyển động trong buồng sấy ở phương án c. Từ kết quả quan sát được tiến hành hiệu chỉnh thiết kế sao cho sự phân phối khí là tốt nhất.



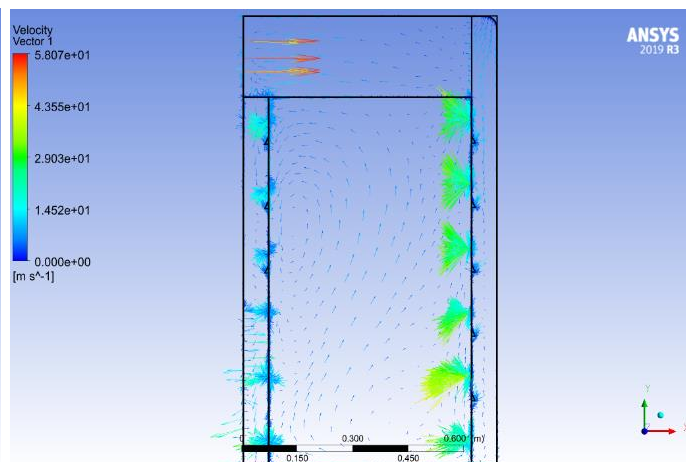
Hình 2 Vận tốc dạng dòng chảy (2D)



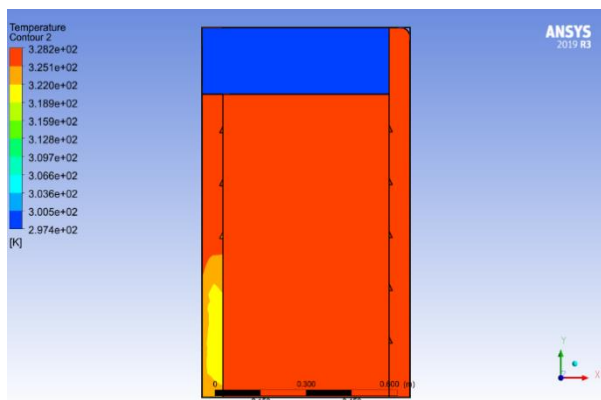
Hình 3 Vận tốc dạng dòng chảy (3D)



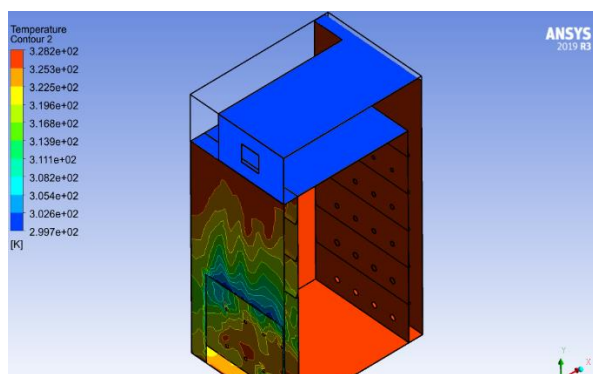
Hình 4 Vận tốc dạng vector (3D)



Hình 5 Vận tốc dạng vector (2D)



Hình 6 Vùng nhiệt độ (2D)



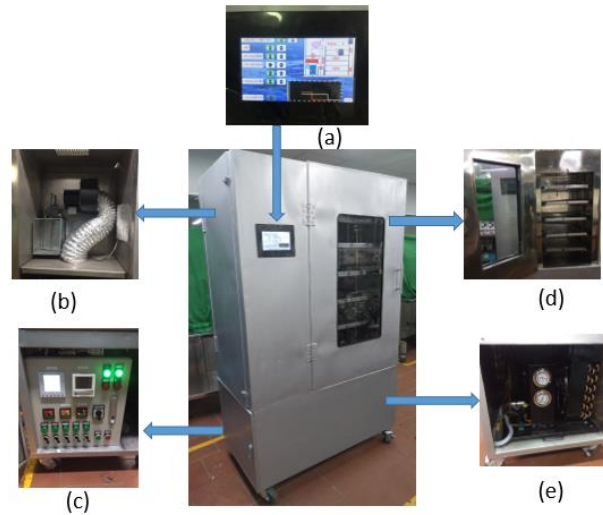
Hình 7 Vùng nhiệt độ (3D)

Từ những lần mô phỏng số có thể biết được thiết kế cần thay đổi cải tiến tiết diện lo phân phối gió cho ra một sản phẩm hoàn thiện để chuẩn bị cho gia công.

### C. Mô hình sau khí chế tạo

Bảng 1 Thông số kỹ thuật máy sấy đa năng đã chế tạo

STT	Tên bộ phận	Thông số
1	Vật liệu chế tạo	Inox 304
2	Kích thước máy sấy (RxDxC)	600 x 1150 x 1800 mm
3	Kích thước buồng sấy (RxDxC)	500 x 686 x 995 mm
4	Kích thước khay sấy (RxDxC)	450 x 480 x 30 mm
5	Số lượng khay	5 khay
6	Công suất máy nén	1 HP
7	Công suất động cơ quạt:	350W
8	Nhiệt độ:	40-80°C
9	Độ ẩm:	15-20%
10	Tốc độ:	0,3 ÷ 2,0 m/s
11	Điện áp sử dụng	220/50Hz



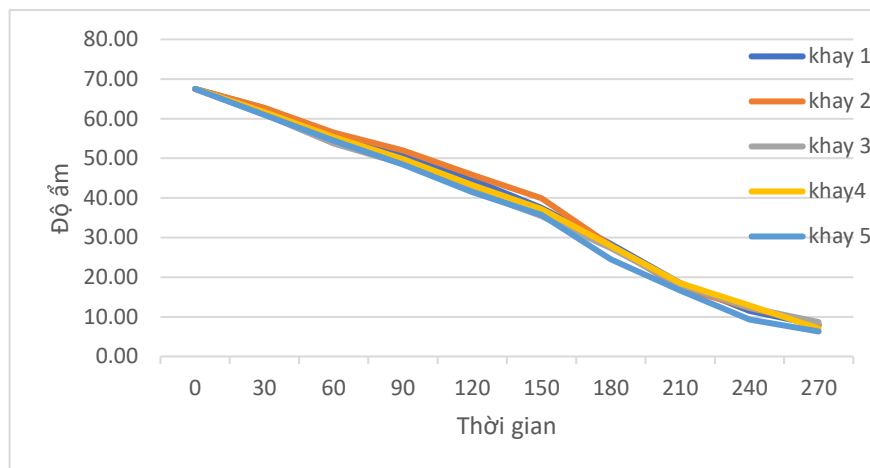
(a) Màn hình điều khiển máy sấy      (b) Vị trí lắp quạt gió      (c) Tủ điện điều khiển  
 (d) Buồng sấy và khay sấy      (e) Phần kỹ thuật của máy

Hình 8 Mô hình máy sấy sau khi chế tạo

#### D. Thực nghiệm sấy xoài

Quá trình thực nghiệm sấy xoài keo qua sơ chế cắt thành lát mỏng 5mm, chần qua nước nóng, ngâm qua dịch đường rồi được đưa vào máy sấy đa năng vừa chế tạo thực hiện sấy ở nhiệt độ 55 °C, tốc độ TNS vào buồng sấy  $\omega = 1,5\text{m/s}$ , Tổng khối lượng trên 5 khay là 1371g, được sắp xếp vào 5 khay, khay 1 = 248g, khay 2 = 273g, khay 3=276g, khay 4= 274g, khay 5= 300g.

+ Độ ẩm ban đầu 64.7% , sấy xuống ẩm độ 9%. Kết quả thu được thể hiện ở Hình 9 với các thực nghiệm.



Hình 9. Tốc độ giảm ẩm trên các khay



Hình 10. Xoài sau khi sấy bằng khí nóng

Nhận xét:

Chế độ này máy hoạt động ổn định, Tốc độ giảm ẩm chậm, thời gian sấy dài, nhiệt độ tác nhân sấy không dao động nhiều sai lệch  $1^{\circ}\text{C}$ , Nhiệt độ sau buồng sấy chênh lệch với nhiệt độ trước buồng sấy khoảng 2 tới 3 độ, Sản phẩm sau sấy đạt yêu cầu về độ ẩm, giữ được màu sắc, mùi vị ban đầu. Tốc độ giảm ẩm giữa các khay tương đối đồng đều tuy hệ thống sấy tĩnh. Điều đó chứng tỏ rằng dòng không khí vận chuyển tới các khay đồng đều.

#### IV. KẾT LUẬN

Máy sấy khí nóng đã được chế tạo với năng suất  $5\text{kg/m}^2$  được điều khiển bằng màn hình HMI, các thông số nhiệt độ của quá trình sấy được hiển thị và giám sát trên màn hình. Độ ẩm của sản phẩm trên các khay sấy tương đối đồng đều sai lệch 9,4%. Nhiệt độ tác nhân sấy có thể điều chỉnh trong khoảng  $30^{\circ}\text{C}$  tới  $80^{\circ}\text{C}$ , Tốc độ tác nhân sau buồng sấy điều chỉnh được từ 0,5 tới  $1.75\text{m/s}$ .

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] F. W. Zhang, X. Y. Zhang, S. P. Li, X. J. Li, Y. F. Han, and Y. F. Cao, "Effects of different drying methods on quality of *Stichopus japonicus*," Food & Machinery, vol. 34, no. 1, pp. 209–212, 2018
- [2] Nazmi IZLİ1 \*, Gökçen IZLİ2 , Onur TASKIN, "Influence of different drying techniques on drying parameters of mango," Food Science and Technology, ISSN 0101-2061, 2017
- [3] Mulet, A.; Berna, A.; Borras, C.; Pinaga, F. Effect of air flow rate on carrot drying. *Drying Technology* 1987, 5, 245–258.
- [4] Karathanos, V.T.; Belessiotis, V.G. Sun and artificial air drying kinetics of some agricultural products. *Journal of Food Engineering* 1997, 31, 35–46.
- [5] Mathioulakis, E.; Karathanos, V.T.; Belessiotis, V.G. Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: Application for the drying of fruits. *Journal of Food Engineering* 1998, 36, 183–200
- [6] Theologos, K.N.; Maroulis, Z.B.; Markatos, N.C. Simulation of transport dynamics in fluidized-bed dryers. *Drying Technology* 1997, 15, 1265–1291
- [7] Xia, B.; Sun, D.W. Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: A review. *Comput. Electron. Agric.* 2002, 34, 5–24. [CrossRef]
- [8] Zare, D.; Minaei, S.; Mohamad Zadeh, M.; Khoshtaghaza, M.H. Computer simulation of rough rice drying in a batch dryer. *Energy Convers. Manag.* 2006, 47, 3241–3254. [CrossRef]
- [9] Moreira, R.; Chenlo, F.; Chaguri, L.; Vazquez, G. Mathematical modeling of the drying kinetics of chestnut: Influence of the natural shells. *Food Bioprod. Process* 2005, 83, 306–314. [CrossRef]
- [10] Rahman, S.M.A.; Islam, M.R.; Mujumdar, A.S. A study of coupled heat and mass transfer in composite food products during convective drying. *Dry. Technol.* 2007, 25, 1359–1368. [CrossRef]

# Nghiên cứu thiết lập các quy tắc thiết kế đảm bảo khả năng đúc mẫu chảy

Võ Tuyên, Trịnh Tiến Thọ\*

Khoa Công nghệ Cơ khí

Đại học Công nghiệp Thực phẩm Tp.HCM

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: thott@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Đúc mẫu chảy là một quy trình đúc dẻo, linh hoạt để chế tạo các chi tiết có độ phức tạp cao và do đó nó phù hợp một cách lý tưởng với các thiết kế để giảm số lượng chi tiết – một trong những mục tiêu chính của thiết kế đảm bảo khả năng chế tạo và lắp ráp (Design for Manufacture and Assembly – DFMA). Mục tiêu gần hình dạng thực được xem, không chỉ là phương tiện cung cấp cho kỹ sư một lộ trình trực tiếp, hiệu quả và tiết kiệm để sản xuất chi tiết hoàn thiện, mà còn góp phần vào việc bảo tồn các vật liệu và năng lượng ngày càng khan hiếm. Bài báo giới thiệu các yêu cầu cơ bản của việc thiết kế đối với các chi tiết đúc mẫu chảy và đưa ra một số quy tắc hướng dẫn thiết kế chung. Những quy tắc này nhằm giúp nhà thiết kế, người sử dụng cũng như nhà sản xuất và không nhất thiết là bắt buộc; có thể áp dụng giúp nâng cao năng suất, cải tiến và nâng cao chất lượng sản phẩm, tiết kiệm vật liệu và tiết kiệm chi phí.

**Từ khóa:** Quy tắc thiết kế, đúc mẫu chảy, vật đúc, thiết kế vật đúc, khuôn, mẫu.

## I. GIỚI THIỆU

Quá trình đúc mẫu chảy, còn được gọi là quá trình mất sáp, lần đầu tiên được sử dụng trong khoảng thời gian từ 4000 đến 3000 trước Công nguyên. Các chi tiết điển hình được chế tạo là các chi tiết cho thiết bị văn phòng, cũng như các chi tiết cơ khí như bánh răng, cam, van và bánh cóc. Các chi tiết có đường kính lên tới 1,5 m và nặng tới 1140 kg đã được đúc thành công bằng quá trình này [1].

Là một quá trình tạo hình gần với hình dạng thực có thể sản xuất các chi tiết kim loại chất lượng theo các tiêu chuẩn kỹ thuật và tiêu chuẩn kinh tế khắt khe nhất, đúc mẫu chảy không chỉ thích nghi tốt mà còn có tiềm năng sử dụng rộng rãi [2]. Quá trình đúc mẫu chảy có khả năng tạo ra các vật đúc phức tạp với dung sai chặt chẽ, bề mặt hoàn thiện cao và có thể đáp ứng các tiêu chuẩn ứng dụng cao nhất, chẳng hạn như trong các ứng dụng động cơ phản lực máy bay. Các ưu điểm khác của quá trình này bao gồm khả năng đúc các vật liệu không thể rèn, khó gia công và tạo ra các nguyên mẫu thông qua việc gia công trực tiếp các mẫu sáp [3].

Lợi thế lớn nhất của đúc mẫu chảy là mức độ tự do cho phép trong thiết kế. Các hình dạng phức tạp quá tốn kém đối với máy móc có thể được sản xuất một cách nhanh chóng và tiết kiệm như các vật đúc mẫu chảy. Trong nhiều trường hợp, hai hoặc nhiều chi tiết riêng biệt có thể được thiết kế bằng một vật đúc liền, loại bỏ các hoạt động lắp ráp. Quá trình này cũng cho phép các nhà thiết kế lựa chọn từ nhiều loại hợp kim. Do vậy, thời điểm để quyết định xem một chi tiết có được thực hiện bởi quá trình đúc mẫu chảy hay không là khi nó ở trên bản vẽ. Ngoài ra, khi thiết kế để đúc mẫu chảy, nhà thiết kế cũng nên tham khảo ý kiến các chuyên gia như người chế tạo dụng cụ và thợ đúc mẫu chảy để có thể sản xuất ra những chi tiết tốt nhất.

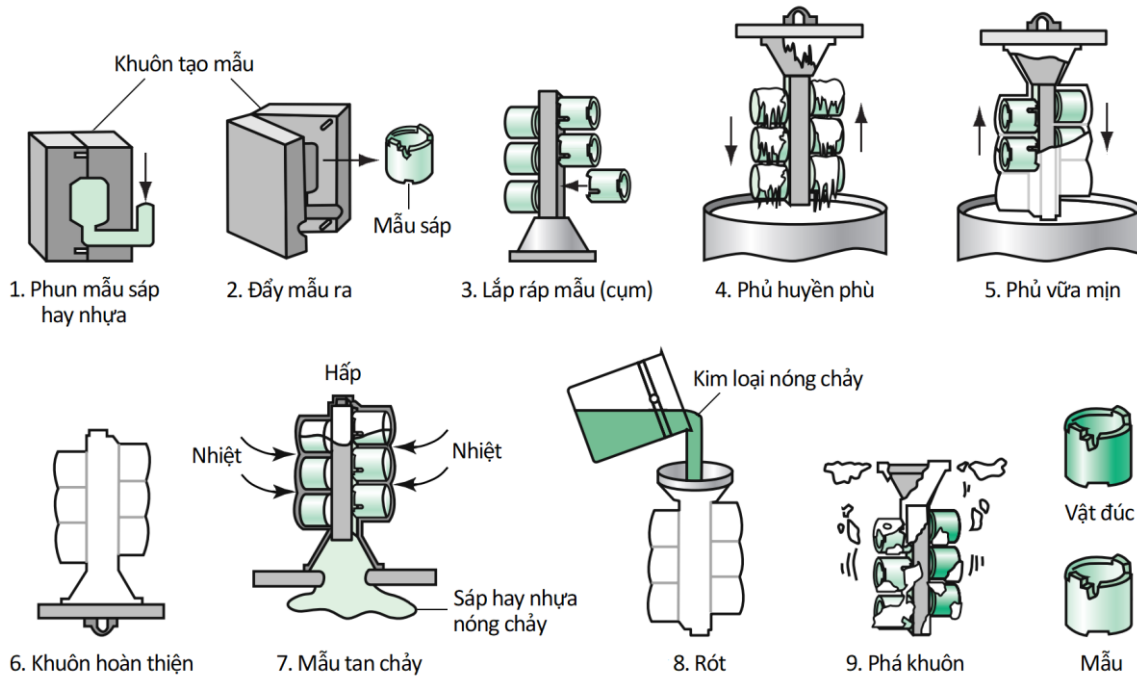
## II. QUÁ TRÌNH ĐÚC MẪU CHẢY

Đúc mẫu chảy là một phương pháp đúc tiên tiến, đúng như tên gọi của nó là làm cho mẫu bằng sáp hay nhựa chảy lỏng ra như một chất lỏng và thoát ra khỏi khuôn. Mẫu chảy thoát ra khỏi khuôn và để lại một khoang khuôn có hình dạng tương tự như hình dạng vật đúc. Sau đó, kim loại lỏng được rót vào khuôn, đông đặc lại và tạo thành vật đúc [4].

Có hai loại quy trình đúc mẫu chảy: đúc mẫu chảy khuôn rắn và đúc mẫu chảy khuôn vỏ gôm. Hai quy trình này khác nhau cơ bản ở cách hình thành khuôn. Trong quy trình làm khuôn “rắn”, mẫu sáp hoặc nhựa được đặt vào một khuôn ép, và vật liệu làm khuôn được đổ xung quanh mẫu, đông đặc lại tạo thành một khối rắn. Trong quy trình “vỏ gôm”, mẫu được nhúng vào vật liệu khuôn, để lại một lớp phủ có độ dày đồng nhất. Lớp phủ được để khô và quá trình nhúng được lặp lại. Nhiều lớp phủ tạo thành một khuôn vỏ gôm cứng.

Mô tả đơn giản về quy trình đúc mẫu chảy khuôn vỏ gôm được thể hiện trong Hình 1. Quy trình này bắt đầu với việc chế tạo mẫu bằng sáp hoặc nhựa. Mẫu có cùng hình dạng với chi tiết đúc, nhưng có kích thước cho phép phù hợp với sự co ngót xảy ra trong quá trình đúc. Thông thường, một số mẫu sau đó được tập hợp thành một cụm (chùm). Cụm bao gồm hệ thống rót và đường dẫn cần thiết để cung cấp dòng chảy kim loại cho từng mẫu trong cụm. Cụm hoàn thành được nhúng vào hỗn hợp huyền phù (gồm vật liệu chịu lửa và chất kết dính), sau đó được phủ bằng vật liệu hạt vữa mịn và sấy khô. Quá trình nhúng huyền phù, phủ cát và sấy khô được lặp lại nhiều lần (5 tới 15 lần). Việc nhúng huyền phù và phủ hạt vữa tạo nên một lớp vỏ xung quanh cụm mẫu. Khi khuôn vỏ gôm đã khô hoàn toàn, mẫu sẽ được nấu chảy ra để lại các khoang khuôn có hình dạng của chi tiết. Khuôn được nung để đạt đến độ bền cuối cùng và trong khi khuôn vẫn còn nóng, kim loại nóng chảy được rót vào trong khoang và để đông đặc. Vật liệu làm khuôn sau đó được tách ra khỏi vật đúc và các chi tiết được tách ra [3], [5].

Thuật ngữ mẫu chảy bắt nguồn từ thực tế là mô hình được tan chảy (bao quanh) bằng vật liệu chịu lửa. Các mẫu sáp đòi hỏi phải được xử lý cẩn thận vì chúng không đủ cứng để chịu được các lực gập phải trong quá trình tạo khuôn; tuy nhiên, không giống như các mẫu nhựa, sáp có thể được phục hồi và tái sử dụng [1].



Hình 1. Quy trình đúc mẫu chảy khuôn vỏ gồm đơn giản [1].

### III. CƠ SỞ THIẾT KẾ

Nguyên tắc cơ bản của việc thiết kế bất kỳ chi tiết kỹ thuật nào là phải sản xuất với chi phí tối thiểu về vật liệu và chế tạo; đồng thời, chi tiết phải thực hiện tốt chức năng của nó. Các vật liệu và quá trình sản xuất khác nhau cần được đánh giá và so sánh đối với chi tiết mong muốn, do trọng lượng, do các đặc tính kỹ thuật và chi phí sản xuất theo hình dạng và số lượng yêu cầu.

Các quá trình tạo hình khác nhau mang lại lợi thế cho các loại chi tiết khác nhau. Phương pháp tiếp cận đúc, rèn và luyện kim bột đều có thể cạnh tranh đối với các chi tiết có thiết kế đơn giản, nhưng khi thiết kế trở nên phức tạp hơn thì lợi thế của đúc có xu hướng tăng lên. Đúc là lộ trình chuyên đổi trực tiếp và điều này mang lại cho nó tiềm năng sản xuất rất kinh tế.

Nếu quá trình đúc được chọn là cách tiếp cận tối ưu, thì cần phải xem xét chi tiết các yêu cầu kỹ thuật và tác động chi phí của quyết định này. Các cân nhắc kỹ thuật bao gồm hình dạng, kích thước và đặc điểm bề mặt, và các đặc tính luyện kim của hợp kim đúc.

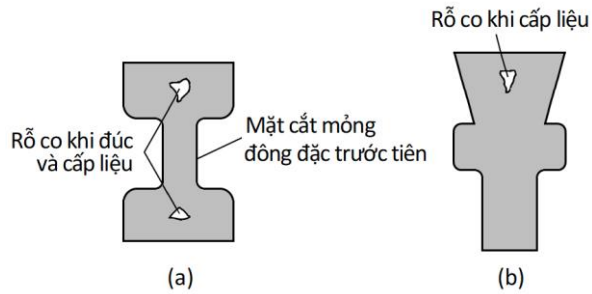
Đúc mẫu chảy ngày càng trở nên hấp dẫn khi mức độ phức tạp của chi tiết thiết kế tăng lên; nó cũng được ưu tiên hơn so với rèn ở khía cạnh hợp kim được chọn làm chi tiết khó gia công hoặc yêu cầu phải sử dụng máy móc. Về chi phí, đúc mẫu chảy có thể không phải là rẻ nhất trong số các lựa chọn đúc, nhưng do giảm lượng gia công tiếp theo, nên nó thường rẻ nhất về giá thành của sản phẩm hoàn thiện. Điều quan trọng cần nhấn mạnh là sự cần thiết phải thiết kế các điểm mạnh của quá trình và đồng thời, tránh các đặc điểm kỹ thuật bất lợi – sẽ làm tăng thêm chi phí chế tạo [2].

### IV. THIẾT LẬP CÁC QUY TẮC THIẾT KẾ ĐẢM BẢO KHẢ NĂNG ĐÚC MẪU CHẢY

#### Các đặc điểm thiết kế ưu tiên

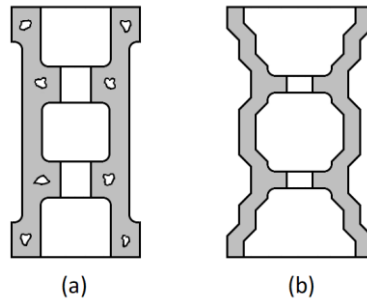
Mục đích của đúc mẫu chảy nói chung là phải bố trí sao cho kim loại hoặc hợp kim nóng chảy kết tinh dần từ các chỗ xa nhất về phía công vào hoặc hệ thống rót nơi có đậu ngót; trong những trường hợp này phải có đủ kim loại nóng chảy trong quá trình kết tinh để cung cấp cho vật đúc, qua đó hạn chế bất kỳ sự co ngót nào đối với hệ thống cấp liệu. Điều này đòi hỏi hệ thống đường dẫn phải được thiết kế để đảm bảo rằng các mặt cắt dày phải được cung cấp rồi đến các mặt cắt mỏng hơn và ngược lại. Trong ví dụ được thể hiện trong Hình 2a, các mặt cắt mỏng sẽ kết tinh trước và vì thế sẽ cách ly bề mặt với kim loại được cấp, nên tinh không đồng đều sẽ phát triển trong cả kim loại đúc và kim loại cấp. Nếu quá trình đúc ngược lại, như trong Hình 2b, mặt cắt mỏng sẽ lại kết tinh trước nhưng quá trình kết tinh sẽ tiến về phía phần lõi, bản thân nó có thể được cấp liệu đầy đủ.

Việc thiết kế tốt dựa vào kỹ năng và chuyên môn của người thợ đúc – được hỗ trợ bởi việc sử dụng ngày càng nhiều các dự đoán mô phỏng máy tính để thiết kế vật đúc và cấu hình cấp liệu.



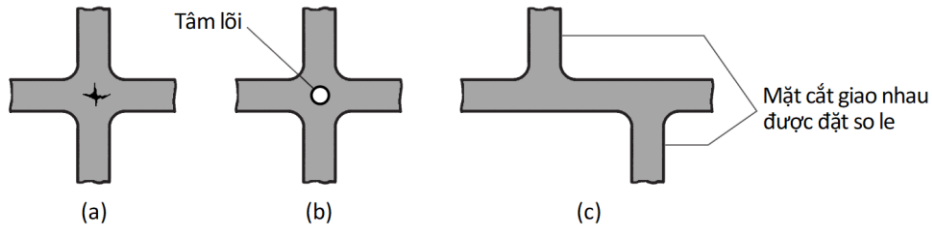
Hình 2. Các cách bố trí cấp liệu được đề xuất [2].

Các vật đúc mẫu chảy phải được thiết kế sao cho duy trì độ dày thành ống đều đặn và đồng đều nhất có thể, không thay đổi đột ngột từ phần dày sang mỏng. Thiết kế thể hiện trong Hình 3a cho thấy các mặt cắt khác nhau có thể tạo điều kiện cho cấp liệu và tạo ra các rỗ co; thay đổi thiết kế đơn giản ở Hình 3b sẽ khắc phục được những vấn đề này.



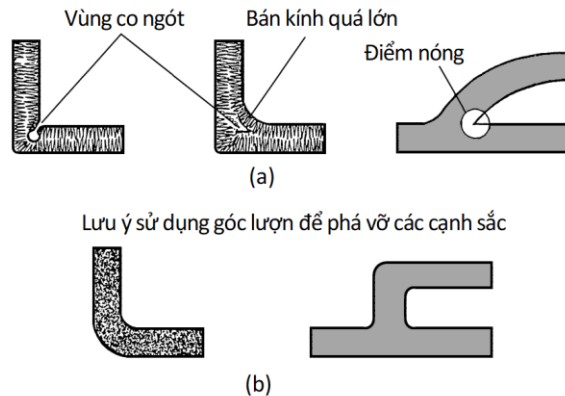
Hình 3. Thiết kế ưu tiên cho các thay đổi mặt cắt [2].

Các góc nghiêng (góc dốc) thường không được yêu cầu, nhưng nên tránh các rãnh không rút được dụng cụ. Khi yêu cầu các hình dạng bên trong phức tạp, có thể sử dụng các miếng chèn có thể tháo rời trong dụng cụ, nhưng nếu không thể thực hiện được thì có thể sử dụng lõi sáp hòa tan hoặc lõi gốm tạo sẵn, mặc dù chúng có thể làm tăng chi phí đúc.



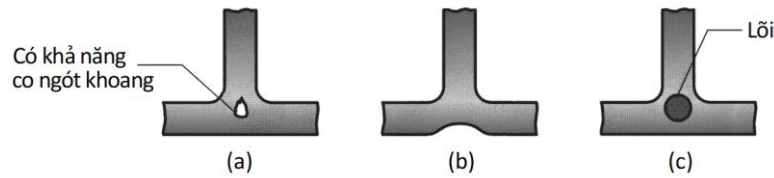
Hình 4. Thiết kế mặt cắt giao nhau: (a) Không tốt; (b) Tốt hơn; (c) Tốt [1], [6].

Do yêu cầu có được độ dày thành đồng nhất, cách mà các mặt cắt giao nhau là rất quan trọng trong thiết kế tốt. Các ví dụ về thiết kế tốt và không tốt được so sánh trong Hình 4. Ở đây, thường bao gồm gia cố gân trên các vật đúc đòi hỏi độ bền hoặc độ phẳng cao và tốt hơn là nên bố trí gân để tạo ra các mặt cắt đồng đều nhất có thể thay vì sử dụng hình dạng mặt cắt giao nhau thông thường, có thể dẫn đến sự không chắc chắn. Các góc sắc nhọn cũng có thể dẫn đến tình trạng tập trung ứng suất và các đặc điểm kết cấu kém, do đó nên sử dụng bo góc và bán kính để khắc phục các khu vực này (Hình 5).



Hình 5. Ví dụ về thiết kế bán kính lượn không tốt (a) và tốt (b) [2].

Độ dày của mặt cắt phải đồng đều để tránh các khoang co ngót. Các mặt cắt dày hơn tạo ra các điểm nóng trong quá trình đúc, bởi vì khối lượng lớn hơn đòi hỏi nhiều thời gian hơn để đông đặc và làm nguội. Đây là những vị trí có khả năng bị rỗ co. Hình 6 minh họa vấn đề này và đưa ra một số giải pháp khả thi.



Hình 6. (a) Mặt cắt dày tại nơi giao nhau có thể tạo ra khoang co ngót. Các biện pháp khắc phục bao gồm (b) Thiết kế lại để giảm độ dày và (c) Sử dụng lõi [7].

Lượng dư gia công thường nằm trong khoảng 0,5–2,5 mm, phụ thuộc vào kích thước vật đúc.

Các ký tự, chữ cái và số, v.v., có thể được tạo ra dưới dạng nổi hoặc in chìm.

Khuyến nghị vật đúc nên được đo kích thước từ gốc là các đường tâm, thay vì từ một đầu, để tránh tích tụ dung sai ở các điểm đầu của vật đúc.

Đúc mẫu chảy thường được coi là quá trình chỉ để sản xuất các chi tiết rất nhỏ; tuy nhiên, hiện nay đúc mẫu chảy còn được sử dụng để sản xuất các vật đúc có kích thước lớn hơn 1m × 1m. Ví dụ là về các cấu kiện lớn, thép đúc có trọng lượng vượt quá 250 kg được sản xuất công nghiệp.

### Kích thước và dung sai

**Các khía cạnh chung.** Yêu cầu về độ chính xác kích thước trong một chi tiết kỹ thuật nói chung có tầm quan trọng và thường được đánh giá cao hơn, vì nó có xu hướng xác định xem liệu gia công cục bộ hoặc tổng thể có được yêu cầu như một hoạt động hoàn thiện hay không và có thể là yếu tố xử lý trước để lựa chọn cách tạo hình.

Kích thước của bất kỳ chi tiết nào sẽ luôn khác với giá trị danh nghĩa, ở mức độ lớn hơn hoặc nhỏ hơn, do những thay đổi trong điều kiện xử lý và các yếu tố liên quan. Trong thực tế, các thay đổi kích thước như vậy được xem xét qua khái niệm dung sai.

Sai số (hoặc sai số so với giá trị danh nghĩa) trong quá trình đúc gồm hai loại chính – thống kê và hệ thống. Nguyên nhân đầu phát sinh từ những sai lệch nhỏ không thể tránh khỏi trong các biến quá trình gây ra sự lan truyền kết quả, nói chung với phân bố tần suất chuẩn xung quanh giá trị trung bình.

Sai số hệ thống cho giá trị định được dịch chuyển từ giá trị danh nghĩa sang giá trị cao hơn hoặc thấp hơn. Các thay đổi này có xu hướng phát sinh từ các yếu tố như sự thay đổi của mẫu, nhưng chủ yếu chúng là kết quả của sự thay đổi kết hợp với các mức cho phép được đưa ra để chống lại sự co lại khi đúc. Sự thay đổi này là hệ quả thực tế như các thay đổi tính chất kim loại xuất phát từ thuộc tính tự do và không tính đến các hạn chế cục bộ, chẳng hạn như biến dạng dẻo để chống lại sự co. Nói chung, loại sai số này tạo ra sự khác biệt lớn nhất so với kích thước danh nghĩa và số lượng sai số tăng lên theo kích thước chi tiết.

Hai loại sai số kích thước có thể được biểu diễn bằng một công thức như sau [2]:

$$T = \pm(aD + b) \quad (1)$$

trong đó:  $T$  – dung sai đúc;

$D$  – thứ nguyên;

$a$  và  $b$  – hằng số.

Số hạng  $aD$  trong Công thức (1) mô tả sự thay đổi do co ngót, và với các kích thước lớn, nó được xem là phần chính của dải dung sai. Số hạng  $b$  mô tả khả năng tái lập của các thứ nguyên và là không đổi đối với một quá trình cụ thể; trên thực tế, điều này xác định độ chính xác cuối cùng của quá trình.

Đối với đúc mẫu chảy, công thức được đưa ra dưới dạng [2]:

$$T = \pm 0,13 + \frac{5D}{1000} \text{ (mm)} \quad (2)$$

Có bốn nguyên nhân chính gây ra sự mất chính xác trong quá trình đúc mẫu chảy [2]:

- 1 Vị trí tương quan của các mặt cắt mẫu, chi tiết khuôn và lõi không chính xác. Tuy nhiên, vì nó không dựa vào mẫu tách, nên đúc mẫu chảy bị ảnh hưởng rất ít từ yếu tố này.
- 2 Thay đổi hình dạng khuôn trong quá trình chế tạo. Đúc mẫu chảy, vì khuôn dựa vào vỏ gốm, khả năng biến dạng và không chính xác là rõ ràng do những thay đổi về kích thước và đặc tính của vỏ, cả trước và trong quá trình đúc.



- 3 Thay đổi hình dạng khi đúc, do đó gây ra biến dạng. Thông thường, những điều này có thể là do sự phồng lên dưới áp suất tĩnh của kim loại và do sự co ngót không đều, mức độ thay đổi kích thước bị ảnh hưởng bởi các biến số xử lý. Sự biến dạng như vậy (độ phồng) có thể được kiểm soát bằng thiết kế thích hợp.
- 4 Tình trạng bề mặt. Trong trường hợp này, kích thước có thể bị ảnh hưởng bởi độ nhám của hình dạng đúc và do những thay đổi gây ra bởi quá trình tẩy cặn và làm sạch khuôn. Về mặt này, vật đúc mẫu chảy với tình trạng bề mặt tuyệt vời của chúng sẽ giảm thiểu các sai số tiềm ẩn này, nhưng phải cẩn thận với bất kỳ quá trình xử lý nhiệt cần thiết nào (đặc biệt là với vật đúc hợp kim nhôm) để tránh tạo ra ứng suất dư bất lợi.

Nói một cách cụ thể, đúc mẫu chảy cung cấp quy trình đáng tin cậy với sự thay đổi tối thiểu nhưng có một số nguồn có thể gây ra lỗi kích thước và chúng phải được kiểm soát chặt chẽ để sản xuất chất lượng; Chúng bao gồm:

- Sự thay đổi nhiệt độ sáp mẫu;
- Nhiệt độ khuôn;
- Áp suất phun sáp;
- Nhiệt độ nung khuôn;
- Thành phần khuôn;
- Tốc độ làm nguội kim loại.

**Dung sai tuyến tính.** Trước đây, thông lệ phổ biến là chỉ định dung sai tuyến tính khoảng  $\pm 0,127$  mm trên 25 mm cho tất cả các chi tiết. Hiện nay, con số này đã giảm đi đáng kể cho đến khi, với kinh nghiệm trong sản xuất, người ta nhận ra rằng dung sai chặt chẽ như vậy, mặc dù có thể về mặt kỹ thuật, nhưng lại bị ảnh hưởng bởi tính kinh tế của quá trình và trong nhiều trường hợp, về mặt chức năng là không cần thiết. Sau đó, nó trở thành lệ thường để quy định dung sai rộng hơn.

Triết lý hiện đại trong ngành thực tế hơn nhiều và có xu hướng tách dung sai thành các cấp độ thông thường (hoặc bình thường) và quan trọng (hoặc cao cấp). Đối với các chi tiết thông thường của một bộ phận, dung sai tuyến tính khoảng  $\pm 0,15$ – $0,25$  mm nói chung được khuyến nghị đến cỡ 25 mm. Đối với các kích thước được coi là quan trọng, dung sai có thể được giữ ở mức ít nhất là 40–50% các con số trên, nhưng điều này có thể làm tăng chi phí sản xuất khi quá trình diễn ra với sự kiểm soát chặt chẽ.

Các dung sai như vậy nên được coi là tiêu biểu thay vì tuyệt đối, vì khả năng cuối cùng bị ảnh hưởng bởi nhiều yếu tố, ví dụ: loại hợp kim, thiết kế chi tiết và việc chuyên môn hóa đúc.

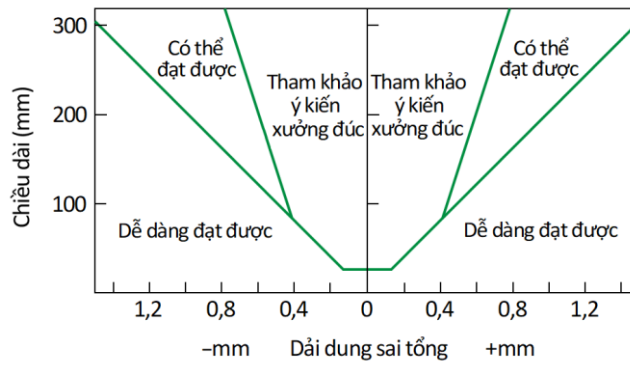
Việc xử lý dung sai thực tế có thể được tiếp cận theo nhiều cách khác nhau. Có thể đưa ra dung sai thông thường và dung sai quan trọng, liên quan đến kích thước chi tiết (Bảng 1), trong đó các mức dung sai thông thường và quan trọng được liệt kê.

*Bảng 1. Dung sai tuyến tính điển hình được khuyến nghị (tính bằng cm) [2].*

Kích thước	Thông thường	Quan trọng
đến 1	$\pm 0,017$	$\pm 0,006$
đến 2,5	$\pm 0,025$	$\pm 0,012$
đến 5	$\pm 0,037$	$\pm 0,020$
đến 8	$\pm 0,052$	$\pm 0,026$
đến 10	$\pm 0,062$	$\pm 0,030$
đến 13	$\pm 0,077$	$\pm 0,036$
đến 15	$\pm 0,087$	$\pm 0,038$
đến 18	$\pm 0,102$	$\pm 0,041$
đến 20	$\pm 0,113$	$\pm 0,043$
đến 23	$\pm 0,128$	$\pm 0,046$
đến 25	$\pm 0,138$	$\pm 0,048$
	thay đổi max $\pm 0,152$	

Một cách tiếp cận tốt khác, từ hướng dẫn thiết kế được thể hiện trong Hình 7. Trong biểu đồ, ba chế độ dung sai khác nhau được thể hiện – những chế độ có thể dễ dàng đạt được, những dung sai chặt chẽ hơn mà bình thường có thể đạt được một cách cẩn thận và những chế độ dung sai cũng chặt chẽ nhưng cần tham khảo của các chuyên gia xưởng đúc.

Những cải tiến đáng kể đối với các mức dung sai được trích dẫn thường có thể đạt được bằng cách phát triển khuôn trong quá trình lấy mẫu ban đầu và cách tiếp cận này được sử dụng để đảm bảo dung sai chặt chẽ nhất mà không phải trả thêm chi phí.

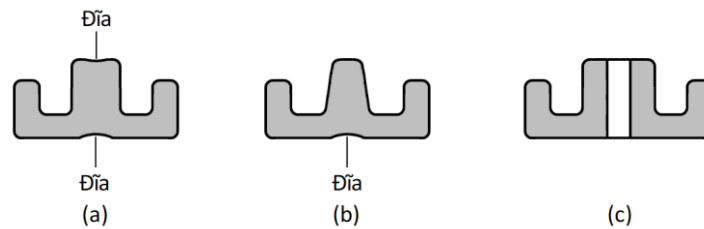


Hình 7. Các chế độ dung sai tuyến tính [2].

**Độ phẳng, độ thẳng và độ song song.** Một đặc điểm quan trọng của nhiều dung sai đúc mẫu chảy là duy trì độ phẳng và độ thẳng, hai đặc điểm có liên quan nhưng không giống nhau.

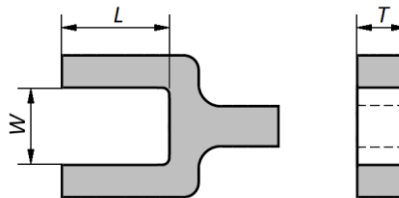
Có thể giảm thiểu sai lệch độ phẳng và độ thẳng nếu các gân và khung được kết hợp trong chi tiết. Do co ngót mẫu, co ngót kim loại trong quá trình kết tinh, nên luôn có xu hướng chi tiết được đúc mẫu chảy có dạng “đĩa” (phát triển các bề mặt lõm ở nơi có các bề mặt phẳng). Điều này diễn ra ở những khu vực có tiết diện dày. Như minh họa trong Hình 8, có thể giảm thiểu việc này bằng cách thiết kế các chi tiết có thành mỏng đồng nhất.

Dung sai cho cả độ phẳng và độ thẳng thường được cho là  $\pm 0,15$  mm trên 25 mm, với khả năng cải thiện lên đến 50–60% bằng kỹ thuật thủ công hoặc cơ khí. Tuy nhiên, các mức dung sai như vậy nên được xem xét một cách thận trọng, vì chúng bị ảnh hưởng đáng kể bởi hợp kim được sử dụng và cấu hình thiết kế.



Hình 8. Giữ cho các thành mỏng đồng đều để tránh có dạng “đĩa”: (a) Không tốt; (b) Tốt hơn; (c) Tốt [8].

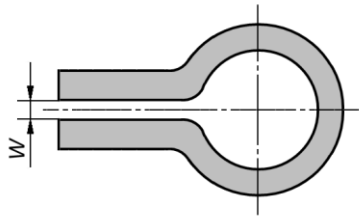
Các mặt cắt song song có thể được phân thành hai loại hình học cơ bản: (1) nĩa và (2) vòng kẹp. Mỗi loại đều có những thách thức khác nhau cho thợ đúc. Ở Hình 9,  $T$  là độ dày,  $L$  là chiều dài của nhánh nĩa và  $W$  là chiều rộng bên trong của nĩa. Khi chiều dày  $T$  tăng, chiều rộng của lỗ mở  $W$  cũng phải tăng để gôm đúc lấp đầy rãnh.



Chiều dày $T$ (mm)	$W$ tối thiểu (mm)
1,5	1,5
6	2,4
10	3
13	5
25	6

Hình 9. Nĩa có chiều rộng rãnh thực tế tối thiểu [8].

Đối với vòng kẹp, như minh họa trong Hình 10, chiều rộng rãnh tối thiểu  $W$  đối với kim loại đen là 1,5 mm và đối với kim loại màu là 1,0 mm.



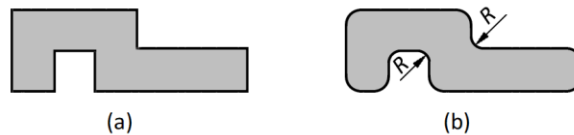
Hình 10. Chiều rộng rãnh tối thiểu  $W$  đối với vòng kẹp là 1,5 mm đối với kim loại đen và 1,0 mm đối với kim loại màu [8], [9].

**Dung sai góc.** Dung sai góc phụ thuộc vào cấu hình tạo thành góc, nhưng dung sai góc tối thiểu tiêu biểu cho quá trình trong khoảng  $\pm 1/2^\circ$ .

**Bán kính góc lượn.** Dung sai chung có thể đạt được ở bán kính nhỏ là  $\pm 0,4$  mm; với bán kính lớn hơn, dung sai chung là  $\pm 0,4$  mm thường được quy định cho mỗi 50 mm bán kính tương ứng. Dung sai như vậy áp dụng cho cả bán kính bên trong và bên ngoài.

Nên sử dụng bán kính góc lượn, bán kính tối ưu hợp lý tương đương với giá trị trung bình của kích thước chiều dày của hai thành liền kề. Ưu tiên chỉ định bán kính tối đa cho phép và dựa vào kinh nghiệm người thợ để tìm mức tối ưu trong giới hạn này. Trong một số trường hợp, các góc nhọn có thể được chấp nhận, nhưng cần phải thảo luận với xưởng đúc.

Mặc dù có thể đạt được các góc nhọn, nhưng bán kính lớn được ưu tiên bất cứ khi nào có thể. Bán kính lượn và bán kính lớn tạo điều kiện thuận lợi cho việc điền đầy khuôn cho khuôn mẫu, cũng như điền đầy khuôn cho chi tiết đúc và như vậy xu hướng sản xuất các chi tiết chất lượng tốt hơn, chính xác hơn. Mặc dù có thể đúc các góc sắc nhọn, nhưng bán kính góc lượn tối thiểu là 0,75 mm nên được chỉ định và thậm chí 1,5 đến 3,0 mm là tốt hơn (Hình 11).



Hình 11. Sử dụng góc lượn và bán kính lớn: (a) Không tốt (góc sắc nhọn); (b) Tốt (góc lượn lớn) [8].

**Độ tròn và độ đồng tâm.** Độ “không tròn” được định nghĩa là hiệu số bán kính giữa một hình tròn thực và một chu vi nhất định. Hiệu ứng vòng ngoài thường tăng tương ứng với đường kính nhưng dung sai thường nằm trong phạm vi đối với dung sai tuyến tính. Ông thường có thể được giữ ở dung sai cao hơn thanh vì có thể áp dụng các phương pháp nắn thẳng cơ khí sau đúc.

Bất kỳ hai bề mặt hình trụ nào có chung một điểm hoặc một trục làm tâm của chúng đồng tâm thì bất kỳ sự khác biệt về chiều nào ở vị trí của tâm này với tâm khác là phạm vi của độ lệch tâm.

Độ đồng tâm đạt được ở điều kiện đúc hoặc kích thước cơ học phụ thuộc rất nhiều vào kích thước vật đúc; nói chung, đường kính càng lớn thì độ đồng tâm sau khi xử lý cơ học càng gần. Việc xử lý như vậy chỉ giới hạn đối với các vật đúc có chiều dày thành đủ để cho phép biến dạng dẻo của thành. Trong trường hợp chiều dài của thanh hoặc ống không vượt quá hai lần đường kính thành phần của nó, đường kính thành phần có thể được giữ đồng tâm trong khoảng 0,05 mm trên mm [8], [9].

**Lỗ.** Khi xem xét các lỗ đúc, cần cẩn thận để phân biệt giữa lỗ suốt và lỗ kín. Các lỗ có thể được kết hợp vào các vật đúc mẫu chảy khi được yêu cầu. Tuy nhiên, sẽ không thực tế khi đúc các lỗ có đường kính nhỏ hơn 1,5 mm đối với hợp kim màu hoặc nhỏ hơn 2,2 mm đối với hợp kim đen.

Các lỗ kín thường không được khuyến khích khi đúc mẫu chảy, vì trong nhiều trường hợp, nếu người vận hành không cẩn thận trong việc phủ hạt vữa và mẫu chảy, các túi khí có thể tạo ra các mảnh kim loại trong lỗ. Tuy nhiên, nếu cần có lỗ kín thì độ dài của chiều sâu không được vượt quá đường kính.

Trong hầu hết các trường hợp, lỗ suốt có thể được đúc kinh tế hơn so với việc tạo ra bằng cách khoan sau khi đúc. Ngoài ra, trong nhiều trường hợp, bằng cách kết hợp lỗ trong khuôn đúc, có thể giảm thiểu các vết lõm hoặc khe hở, vì độ dày của thành đồng đều hơn. Dung sai tương tự áp dụng cho các lỗ suốt như cho các lỗ kín. Có một tỷ lệ xác định giữa đường kính lỗ  $D$  và chiều dài của lỗ suốt  $L$ . Tỷ lệ  $L/D$  này không được lớn hơn 4: 1 đối với kim loại đen hoặc 5: 1 đối với đồng và hợp kim nhôm [8].

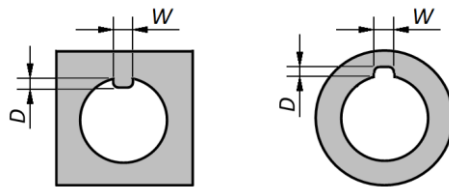
**Ren.** Có thể đúc ren trừ khi hợp kim được chọn khó gia công, khi đó việc gia công ren sau khi đúc có sẽ kinh tế hơn.

Ren vít, cả bên trong và bên ngoài, có thể được đúc mẫu chảy. Tuy nhiên, trong hầu hết các trường hợp, việc chế tạo chúng sẽ dễ dàng hơn là đúc chúng. Những lý do chính cho điều này là [7]:

- Ren đúc thường yêu cầu một hoạt động cắt ren thứ cấp sau khi đúc để tinh chỉnh bề mặt và kích thước.
- Các phần có ren trong mẫu sáp hoặc nhựa là một yếu tố phức tạp trong quá trình tạo mẫu. Nếu ren trong được đúc, lỗ ren phải là lỗ suốt để cho phép loại bỏ vật liệu mẫu chảy ra khỏi vật đúc.

**Then và rãnh then.** Khi cần có then và rãnh then, tỷ lệ chiều rộng và chiều sâu mong muốn để dễ đúc là 1,0 hoặc hơn (Hình 12). Chiều rộng then đúc tối thiểu là 2,3 mm đối với kim loại đen và 1,5 mm đối với hợp kim màu.

**Độ bóng bề mặt.** Độ bóng bề mặt đạt được trên các vật đúc mẫu chảy tốt hơn so với các quy trình đúc được sử dụng rộng rãi khác, ngoại trừ phương pháp ép phun. Trong thực tế, đúc mẫu chảy có thể đạt được độ bóng 3,2 micromet.

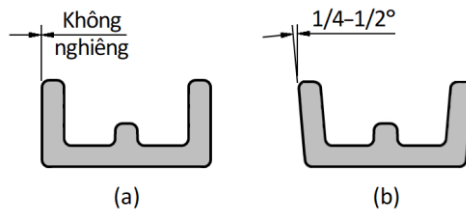


Hình 12. Then và rãnh then phải có tỷ lệ chiều rộng và chiều sâu là 1: 1 trở lên.

Các then không được hẹp hơn 2,3 mm đối với kim loại đen và 1,5 mm đối với kim loại màu [8].

Nói chung, các vật đúc mẫu chảy được cung cấp ở trạng thái đã hoàn thành. Một số kỹ thuật khác để cải thiện bề mặt hoàn thiện cũng có sẵn, phương pháp được sử dụng và yêu cầu độ hoàn thiện phải được thỏa thuận giữa người dùng và xưởng đúc.

**Độ dốc.** Độ dốc nhỏ là cần thiết để có thể tháo các mẫu sáp khỏi khuôn đúc, 1/4 đến 1/8° là đủ (Hình 13).



Hình 13. Độ dốc nhỏ là cần thiết để tháo các mẫu khỏi khuôn đúc [8], [9].

**Độ dày thành.** Độ dày tối thiểu của thành đúc được xác định chủ yếu bởi tính lưu động của kim loại được đúc. Một yếu tố khác là độ dài của chi tiết liên quan. Nếu chi tiết dài, có thể yêu cầu thêm thành. Bảng 2 cung cấp độ dày thành tối thiểu được khuyến nghị cho các kim loại đúc mẫu chảy khác nhau.

**Bảng 2** Độ dày thành tối thiểu được đề xuất cho nhiều loại kim loại đúc mẫu chảy [8].

Kim loại	Độ dày thành tối thiểu (mm)
Kim loại đen	
Thép cacbon thấp	1,8
Thép cacbon cao	1,5
Thép hợp kim thấp	1,5
Thép không gỉ, dòng 300	1,0
Thép không gỉ, dòng 400	1,5
Kim loại màu	
Nhôm	1,0
Đồng beryli	0,75
Đồng thau	1,0
Đồng thanh	1,5

Các thông tin ở trên nhằm mục đích đưa ra quy tắc và khuyến nghị về khả năng của quá trình đúc mẫu chảy, nhưng cần nhấn mạnh rằng việc tham vấn với xưởng đúc ở giai đoạn sớm nhất có thể sẽ cho phép xác định cấu hình tốt nhất để đạt được dung sai tối ưu và hoàn thiện việc đúc.

## V. KẾT LUẬN

Đúc mẫu chảy mang lại sự tự do trong thiết kế hơn bất kỳ hoạt động tạo hình kim loại nào khác và khả năng ứng dụng với phạm vi rộng nhất của các hợp kim thương mại. Các vật đúc chính xác và phức tạp có thể được làm từ hợp kim nóng chảy ở nhiệt độ cao. Các chi tiết có thể được đúc với dung sai gần đến mức ít hoặc không cần gia công.

Những lợi thế này rất hấp dẫn, nhưng tựu chung lại chúng là lý do mạnh mẽ nhất để bất kỳ nhà thiết kế nào cũng nên cân nhắc quá trình chế tạo sản phẩm. Tuy nhiên, bất chấp những lợi thế vốn có, tiềm năng đầy đủ của quá trình chỉ có thể được thực hiện nếu việc thiết kế chi tiết được xem xét đúng mức ở giai đoạn ban đầu; tất nhiên nó phải được thiết kế để đáp ứng các nhu cầu chức năng hoặc dịch vụ nhưng cũng phải được thiết kế để khai thác các điểm mạnh của quá trình sản xuất đã chọn. Để việc thiết kế tốt nhất, sự hợp tác chặt chẽ giữa người sử dụng và nhà sản xuất là điều cần thiết ngay từ giai đoạn đầu tiên. Đây không chỉ là câu hỏi về cách tốt nhất để tạo ra một thiết kế nhất định như đúc mẫu chảy mà là sự hợp tác chuyên sâu giữa người thợ đúc và nhà thiết kế, để người thợ sau có thể tận dụng tối đa các đặc tính của quy trình.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Serope Kalpakjian, Manufacturing Processes for Engineering Materials, Addison-Wesley Publishing Company, 2010. (250-251, 273-274, 295-300).
- [2]. Peter R. Beeley and Robert F. Smart, Investment Casting, Printed and bound at The University Press Cambridge, UK, 1995. (548-554).
- [3]. G. Boothroyd, P. Dewhurst, Winston A. Knight, Product Design for Manufacture and Assembly, Taylor & Francis Group, New York, 2011. (559-560, 596).
- [4]. Nguyễn Hữu Dũng, Các phương pháp đúc đặc biệt, Nhà xuất bản, Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội, 2006. (220-221).
- [5]. Nguyễn Ngọc Hà, Các phương pháp và công nghệ đúc đặc biệt, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Tp.HCM, 2008. (209-211).
- [6]. Nguyễn Đức Thắng (Chủ biên), Giáo trình Công nghệ Kim loại, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam 2013. (65-69).
- [7]. Mikell P. Groover, Fundamentals of Modern Manufacturing, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2020. (260-262).
- [8]. James G. Bralla, Design for Manufacturability Handbook, The McGraw-Hill Companies, Inc., 1999. (450-460).
- [9]. P. I. Orlop, Cẩm nang cơ khí tập 2, Nhà xuất bản Hải Phòng, 2003. (450-460).

# Phân tích biến dạng và ứng suất của đĩa ly hợp ma sát bằng phương pháp phần tử hữu hạn

Đặng Văn Hải, Nguyễn Văn Thanh

Khoa Công nghệ Cơ khí

Đại học Công nghiệp Thực phẩm Tp.HCM

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: haidv@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Việc truyền mô-men xoắn từ động cơ đến hộp số thông thường được thực hiện bởi đĩa ly hợp. Do đó, đĩa ly hợp chịu tác động từ áp suất của nó và bánh đà của động cơ. Việc lựa chọn vật liệu cho đĩa ly hợp là rất quan trọng để đảm bảo yêu cầu làm việc. Trong nghiên cứu này, Biến dạng và ứng suất của đĩa ly hợp được phân tích bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong ANSYS. Mô hình ly hợp được thiết kế bởi SolidWorks. Mô hình phần tử hữu hạn để phân tích với các vật liệu khác nhau được thực hiện bằng phân tích cấu trúc tĩnh. Kết quả phân tích nguyên tố cho thấy các loại vật liệu khác nhau có tác động mạnh đến biến dạng và ứng suất của đĩa ly hợp. Vật liệu tốt để chế tạo đĩa ly hợp là thép 30Cr13 với độ biến dạng và ứng suất thu được lần lượt là 0,043 mm và 104,5 MPa. Độ dày của đĩa ly hợp là 3 mm, đường kính rãnh đĩa ma sát là 0,25 mm và đường kính lỗ đinh tán là 2,75 mm.

**Từ khóa:** Đĩa ly hợp ma sát, biến dạng và ứng suất, Phân tích phần tử hữu hạn, ANSYS

## I. GIỚI THIỆU

Đĩa ly hợp trên ô tô có cấu tạo gồm moayơ có bánh răng then hoa ăn khớp với trục sơ cấp và một đĩa kim loại tròn bằng vật liệu ma sát được ghép với nhau bằng đinh tán. Rãnh then được ăn khớp và quay dọc theo trục chính và giúp đĩa di chuyển dọc theo trục khi ngắt ly hợp. Đĩa ma sát được làm từ sợi amiang chịu nhiệt cao kết hợp với sợi carbon và đồng giúp hệ số ma sát cao và ổn định khi làm việc. Lò xo trên đĩa ma sát có tác dụng giảm chấn. Khi đóng ly hợp, đĩa ép ép đĩa ma sát vào bánh đà đang quay và lò xo giảm chấn khi đĩa ma sát quay cùng bánh đà. Giữa hai bề mặt của đĩa ma sát còn có lò xo đệm có dạng lượn sóng hoặc dạng lòng máng uốn cong. Lò xo này yếu đi khi ly hợp đóng lại và cho phép đĩa ma sát uốn cong vào trong giúp ly hợp đóng êm. Đĩa ly hợp có ưu điểm là độ bền cao khi làm việc không ảnh hưởng đến tính chất ma sát. Chịu được lực ly tâm lớn. Chịu được tải trọng nén tải cao áp. Tuy nhiên, đĩa ly hợp có nhược điểm là do hoạt động trong điều kiện áp suất và nhiệt độ cao nên đĩa ly hợp dễ bị mài mòn và hư hỏng, bên cạnh đó việc lựa chọn vật liệu để chế tạo đĩa ly hợp gặp nhiều khó khăn. Vừa đáp ứng yêu cầu kỹ thuật, vừa đảm bảo các yếu tố vận hành, độ bền, khối lượng là một bài toán khó. Vì vậy, để hỗ trợ cho việc lựa chọn thiết kế đĩa ly hợp, bài viết phân tích tối ưu thiết kế cơ cấu đĩa ly hợp trên ô tô du lịch. Phần tử hữu hạn ANSYS chỉ ra rằng vật liệu kevlar 49 ít biến dạng hơn gang xám nên kevlar 49 có nhiều ưu điểm hơn trong việc chế tạo ly hợp [1]. Biến dạng và ứng suất của mô hình ly hợp đĩa đơn [2] thu được bằng phân tích tĩnh trong ANSYS. Thiết kế đĩa ly hợp đơn bằng phương pháp tính toán lý thuyết sử dụng bản vẽ 2D [3]. Vật liệu phù hợp để thực hiện phân tích và so sánh là gang, thép hợp kim và đồng. Quá trình phân tích được sử dụng trên SolidWorks để phân tích ứng suất, biến dạng và chuyển vị của ly hợp. Kết quả là gang có ứng suất thấp hơn. Vì vậy gang là thích hợp nhất để chế tạo đĩa ly hợp. Phân tích biến dạng và ứng suất của ly hợp [4] đã được xác định bởi ANSYS, với gang xám, sắt thiêu kết, kevlar và nhôm Metal Matrix Composite vật liệu để tìm vật liệu phù hợp. Vật liệu sản xuất truyền thống thay thế là gang và hợp kim nhôm. Kết quả phân tích cho thấy Metal Matrix Composite ít biến dạng hơn gang và có tỷ lệ cường độ trên vật liệu cao hơn gang nên Metal Matrix Composite tốt hơn các vật liệu khác. Để chọn vật liệu ma sát tốt nhất cho thiết kế ly hợp [5]. Các mô hình được khảo sát trên amiăng, thủy tinh epoxy, sứ, kevlar, gang. Biến dạng và ứng suất được ước tính bởi ANSYS. Kết quả thu được cho thấy sứ là vật liệu phù hợp nhất. Ứng suất và biến dạng của mẫu ly hợp đĩa đơn của Tata Sumo được phân tích trên ANSYS để tìm ra vật liệu tốt nhất cho ly hợp [6]. Phân tích khảo sát trên 6 vật liệu thép, thép không gỉ, nhôm, kevlar, hợp kim nhôm và gang xám. Kết quả phân tích xác định nhôm ít bị biến dạng. Vì vậy, nhôm phù hợp hơn cho thiết kế ly hợp. Ảnh hưởng của bán kính trên đĩa ly hợp do ANSYS thiết kế và phân tích để tìm ra ứng suất cực đại trong vùng biến dạng bằng phân tích và tính toán lý thuyết [7]. Kết quả phân tích thu được, ứng suất và biến dạng bị làm chậm lại ở bán kính 2,5 mm. Cuối cùng, bán kính 2,5mm của đĩa dẫn động phù hợp với thiết kế ly hợp và tăng tuổi thọ của ly hợp. Đĩa ly hợp đơn sử dụng vật liệu thép mục đích giảm chi phí vật liệu đĩa ly hợp mà không ảnh hưởng đến tuổi thọ và hiệu quả của đĩa ly hợp được thiết kế [8]. Nghiên cứu phân tích ứng suất và biến dạng của mô hình đĩa ly hợp 3D. Kết quả đĩa ly hợp mới tạo ra ít lực hơn so với đĩa ly hợp gang cho thấy thiết kế này tối ưu hơn. Đĩa ly hợp được thiết kế sử dụng vật liệu (thép En – Gjs-400 -15) thay thế cho vật liệu truyền thống là gang xám [9]. Qua phân tích so sánh kết quả phân tích mô hình 3D trên ANSYS rút ra kết luận vật liệu thép (En - Gjs-400 -15steel) giảm ứng suất của đĩa ma sát so với vật liệu gang xám. Kết quả phân tích trong bài viết [10] cho thấy mô hình 3D đề xuất của đĩa ly hợp của đĩa ly hợp được xây dựng từ SOLIDWORKS tương ứng với trọng lượng thay đổi từ 205 g thành 225,1 g và 204,8 g thành 312,9 g giúp giảm ứng suất tối đa thông qua phân tích bằng phần mềm ANSYS/WORKBENCH khi điều tra ứng suất, căng thẳng và rung động ở trạng thái ổn định. Nghiên cứu [11] xác định lớp lót của đĩa ly hợp sử dụng vật liệu hữu cơ có nhiệt độ thấp hơn khoảng 30% so với vật liệu vô cơ khi phân tích bằng ANSYS, tác giả đã sử dụng SOLIDWORKS để xây dựng mô hình. đĩa ly hợp với các hình dạng rãnh tán nhiệt khác nhau để mô phỏng nhiệt. Để xác định nhiệt lượng tỏa ra trong quá trình trượt ly hợp, tác giả [12] so sánh phương pháp phần tử hữu hạn và phương pháp số trên mô hình ly hợp ma sát 3D. Tích phần tử hữu hạn sai khác không quá 1% so với phương pháp số và phương pháp số chính xác cao. Ngoài việc xác định nhiệt độ của đĩa ly hợp trong quá trình

vận hành, tài liệu [13] cũng sử dụng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn của đĩa ly hợp dựa trên lý thuyết truyền nhiệt và áp suất đều, đồng thời tác giả cũng thu thập dữ liệu từ các thí nghiệm để so sánh kết quả, từ đó cho thấy mô hình đề xuất có độ chính xác cao. Không chỉ vậy, các tác giả trong nghiên cứu [14] cũng xác định được rằng các yếu tố vật liệu, áp suất và tốc độ trượt cũng ảnh hưởng đến đặc tính nhiệt của ly hợp ma sát thông qua việc tổng hợp các bài toán liên quan đến đặc tính nhiệt của ly hợp ma sát. trong bài viết [15] đề cập đến việc sử dụng các vật liệu làm lót đĩa ly hợp ma sát khô như amiăng, sợi thủy tinh S2, composite carbon-carbon, composite ma trận nhôm kim loại để tăng độ bền, xuyên suốt quá trình. Phân tích phần tử hữu hạn của ANSYS cho thấy vật liệu composite ma trận kim loại nhôm có nhiệt độ mài mòn thấp hơn so với các vật liệu được nghiên cứu. Để quá trình vận hành hạn chế mài mòn và tăng độ bền của đĩa ly hợp, nhóm tác giả [16] cũng sử dụng các phép đo đặc tính của lớp lót đĩa ly hợp khô và định luật bảo toàn năng lượng. lượng để phân tích nhiệt sinh ra và truyền đi, kết quả cho thấy để giảm trượt, tổn thất năng lượng và nhiệt sinh ra trên bề mặt thì vật liệu lót mới có hệ số ma sát cao là đạt yêu cầu. CAD [17] được sử dụng để xây dựng Hino MB mô hình đĩa ly hợp để mô phỏng ứng suất của chúng trong quá trình hoạt động bằng phân tích phần tử hữu hạn, mô hình đề xuất có chiều dài rãnh 35mm và ứng suất 12,1MPa là mô hình đĩa ly hợp tốt nhất. Bên cạnh đó, các tác giả trong nghiên cứu [18] đã sử dụng máy thử XTM500 cho đĩa ly hợp ma sát có đường kính ngoài 38 mm, đường kính trong 30 mm, độ dày 3,5 mm trong các điều kiện vận hành bao gồm tải trọng tác dụng, tốc độ quay, nhiệt độ môi trường, kết quả cho thấy tải trọng tác dụng ảnh hưởng đến lực ma sát và hệ số ma sát, còn hệ số ma sát bị ảnh hưởng bởi nhiệt độ môi trường. trong tài liệu [19], Người ta đã đề cập rằng hư hỏng của đĩa ly hợp trong quá trình vận hành do nhiệt gây ra đã được giảm thiểu bằng cách phân tích phần tử hữu hạn sử dụng hình học ANSYS và SOLID90 của đĩa ly hợp để tổng hợp dữ liệu từ thời gian mô phỏng, kết quả cho thấy việc tăng diện tích tiếp xúc sẽ làm giảm hư hỏng.

Điểm mới trong nghiên cứu này là phân tích ảnh hưởng của các biến số thiết kế bao gồm ảnh hưởng của chiều dày đĩa ly hợp ma sát, ảnh hưởng của đường kính lỗ rãnh đĩa ma sát, ảnh hưởng của đường kính lỗ đỉnh tán đĩa ma sát, ảnh hưởng của vật liệu lót đĩa ma sát để ước lượng các giá trị của biến dạng và ứng suất dựa trên phân tích phần tử hữu hạn trong ANSYS. Để lựa chọn đĩa ly hợp đảm bảo khả năng làm việc tốt nhất thì độ biến dạng và ứng suất của mô hình phải nhỏ nhất. Phần còn lại của công trình này bao gồm phương pháp thiết kế mô hình ly hợp như đã trình bày trong phần 2. Phần 3 là mô hình phần tử hữu hạn trong ANSYS, phần 4 là kết quả và thảo luận và phần cuối cùng là tài liệu tham khảo.

## II. PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ MÔ HÌNH LY HỢP

### A. Tính toán các thông số thiết kế

Mô hình 3D được dựng dựa trên bộ ly hợp đĩa của xe du lịch FORD và bài viết với các thông số như sau:

Momen xoắn (T) = 330 N.m tại 4100 vòng/phút

Số bề mặt tiếp xúc (n) = 2

Đường kính ngoài ly hợp (D<sub>o</sub>) = 260 mm

Theo áp suất đồng đều, đường kính trong của ly hợp được xác định như sau [8]

$$X = \frac{D_i}{D_o} = 0.48 \quad (1)$$

Theo độ mòn đều, đường kính trong của ly hợp được xác định như sau

$$X = \frac{D_i}{D_o} = 0.557 \quad (2)$$

Đường kính bên trong của ly hợp thu được từ biểu thức. (1) và phương trình. (2) lần lượt là D<sub>i</sub> = 124,8 mm, D<sub>i</sub> = 150 mm

Mô hình đĩa ly hợp sau khi thiết kế 3D để mô phỏng trên ANSYS lắp vật liệu lót được mô tả trong Bảng 1

**Table 1.** Vật liệu và thuộc tính của vật liệu

Vật liệu	Hệ số ma sát	Khối lượng riêng [kg/m <sup>3</sup> ]	Hệ số poisson	Mô đun đàn hồi Yuong [GPa]	Ứng suất bền kéo [MPa]
Steel (30Cr13) [20]	0.3	7700	0.303	200	550
Aluminum alloy 6061 [6]	0.23	2700	0.33	70	275
Grey Cast Iron [6]	0.28	7150	0.28	100	720
Copper [20]	0.28	8300	0.35	135	510
Sintered Iron [21]	0.25	6200	0.34	275.79	500
Structural Steel [22]	0.28	7692	0.3	200	420

Áp suất và tổng lực tác dụng lên đĩa [8]:

Theo áp suất thống nhất:

D<sub>o</sub> = 260 mm (r<sub>o</sub> = 130 mm), D<sub>i</sub> = 124.8 mm (r<sub>i</sub> = 62.4 mm), T = 330 N.m

Bán kính ma sát được xác định như sau:

$$R = \frac{2(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} = 100.15 \text{ mm} \quad (3)$$

Lực tổng hợp tác dụng lên đĩa:

$$W = \frac{T}{\mu * n * R} \quad (4)$$

Áp suất tác dụng lên đĩa

$$p = \frac{W}{\pi \cdot (r_0^2 - r_i^2)} \quad (5)$$

Theo độ mòn đều:

$D_0 = 260 \text{ mm}$  ( $r_0 = 130 \text{ mm}$ ),  $D_i = 150 \text{ mm}$  ( $r_i = 75 \text{ mm}$ ),  $T = 330 \text{ N.m}$

Bán kính của đĩa ly hợp ma sát được xác định như sau:

$$R = \frac{r_0 + r_i}{2} = 102.5 \text{ mm} \quad (6)$$

Lực tác động lên đĩa:

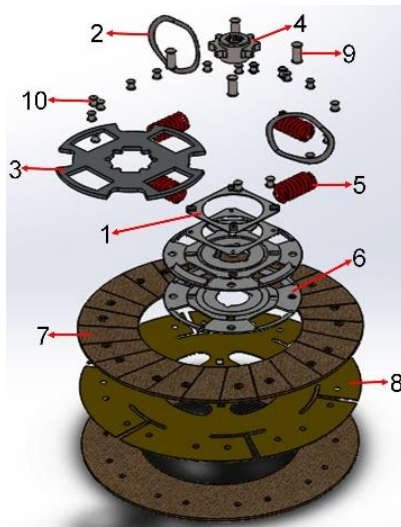
$$W = \frac{T}{\mu * 2 * R} \quad (7)$$

Áp suất tác động lên đĩa:

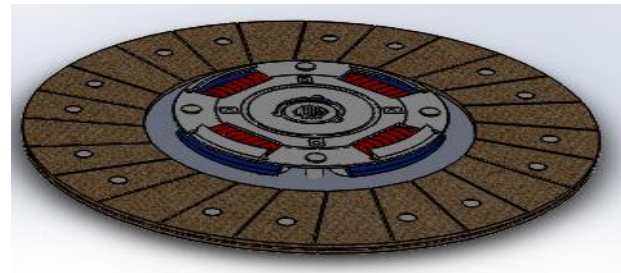
$$p = \frac{W}{\pi * D_i * (D_0 - D_i)} \quad (8)$$

**Bảng 2.** Tổng lực tác dụng lên đĩa ly hợp có vật liệu lót

Material	Mòn đồng đều		Áp suất đồng đều	
	Tổng lực tác động (W) (N)	Áp suất (p) ( $\frac{N}{mm^2}$ )	Tổng lực tác động (W) (N)	Áp suất (p) ( $\frac{N}{mm^2}$ )
Aluminum alloy 6061	6998	0.135	7163	0.175
Grey Cast Iron	5794	0.111	5884	0.144
Steel (30Cr13)	5365	0.103	5491	0.134
Copper	5794	0.111	5884	0.144
Sintered Iron	6439	0.121	6590	0.161
Structural Steel	5794	0.111	5884	0.144



a) Mô hình tháo rời



b) Mô hình lắp ráp

**Hình 1.** Mô hình đĩa ly hợp ma sát

Kết quả tính toán được mô tả trong bảng 2, trong đó ta thấy áp suất tác dụng lên đĩa ly hợp khi sử dụng lót làm bằng nhôm lớn hơn nhiều so với lót làm bằng vật liệu khác. Sau khi tính toán ta thấy lực ép lên đĩa ly hợp có lót thép (30Cr13) nhỏ hơn so với các vật liệu còn lại nên có thể thấy ứng suất và biến dạng tác dụng lên đĩa sẽ nhỏ hơn so với trường hợp còn lại. *Design modeling of the clutch*

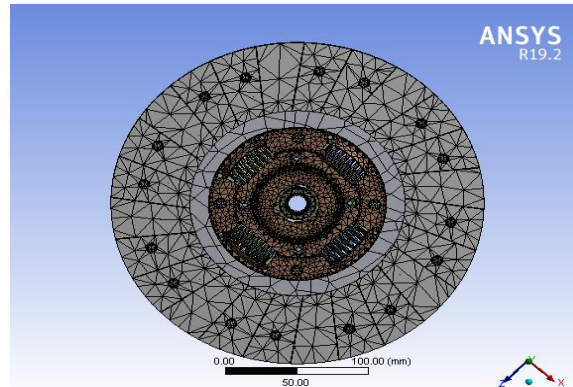
Mô hình đĩa ly hợp được sử dụng trong nghiên cứu này được tạo bằng SolidWorks và được hiển thị trong Hình 1. Trong đó (6) miếng đệm, (4) moayơ, (3) đĩa moayơ, (8) đĩa đàn hồi, (7) tấm ma sát, (5) lò xo xoắn, (2) lồng giảm tốc, (1) vòng chặn, (9) đinh tán (10) chốt. Trong nghiên cứu này, các biến đầu vào ảnh hưởng đến ứng suất và biến dạng của đĩa ly hợp sẽ được nghiên cứu, từ đó tối ưu hóa thiết kế đĩa ly hợp.

Các lót ma sát của ly hợp bị ma sát mạnh, do đó sinh nhiệt trong thời gian tương đối ngắn. Do đó, vật liệu nền đòi hỏi sự kết hợp của các đặc tính sau để chịu được các điều kiện vận hành như hệ số ma sát tương đối cao trong toàn bộ điều kiện vận hành, Duy trì các đặc tính ma sát trong suốt thời gian làm việc, Khả năng hấp thụ năng lượng tương đối cao trong thời gian ngắn,



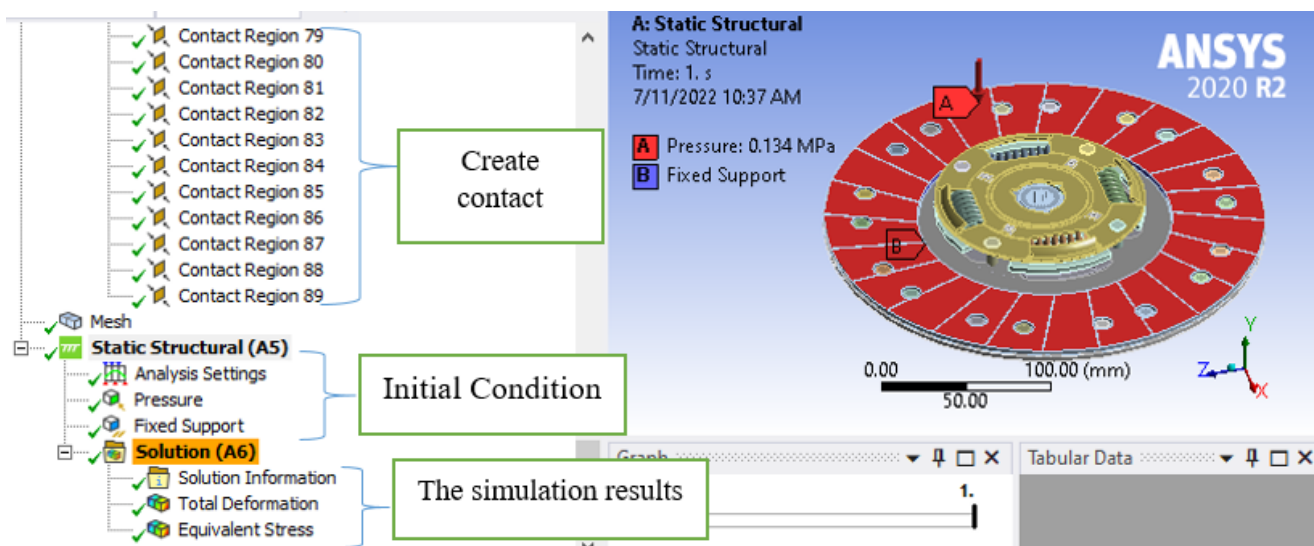
Chịu được tải trọng nén tấm áp suất cao, Chịu được tác động lớn của lực ly tâm trong quá trình chuyển số, Đủ lực cắt cho mô-men xoắn động cơ truyền mô, Độ bền cao khi vận hành theo chu kỳ mà không ảnh hưởng đến ma sát, Khả năng chống nhiễm bẩn bề mặt cao mà không ảnh hưởng đến ma sát và tính chất bám của nó. Khi thiết kế ly hợp ma sát, trong đó nên chọn vật liệu thích hợp tạo thành bề mặt tiếp xúc, các bộ phận chuyển động của ly hợp phải có trọng lượng thấp để giảm thiểu tải trọng quán tính, đặc biệt là ở tốc độ cao, ly hợp không được yêu cầu bất kỳ ngoại lực nào để duy trì tiếp xúc của các bề mặt ma sát, Phải tính đến sự mài mòn của các bề mặt tiếp xúc, khớp ly hợp phải được điều chỉnh để tạo điều kiện thuận lợi cho việc sửa chữa, khớp ly hợp phải có khả năng truyền nhiệt sinh ra ở các bề mặt tiếp xúc và các bộ phận nhô ra của ly hợp phải được bảo vệ.

### C. Mô hình phần tử hữu hạn



Hình 2. Chia lưới cho mô hình

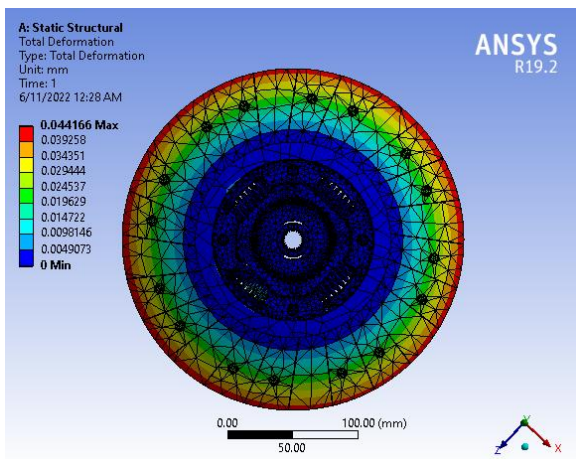
Mô hình phần tử hữu hạn đĩa ly hợp được thiết lập trong ANSYS. Sử dụng phương pháp chia lưới tự động như trong Hình 2. Mô hình phần tử hữu hạn của đĩa ly hợp được thiết lập trong Ansys được mô tả trong Hình 2. Các đặc tính vật liệu của đĩa ly hợp được chọn để phân tích như liệt kê trong Bảng 2. Mô hình được chia lưới tự động với 110516 phần tử tam giác và 215822 nút. Đầu tiên mô hình được tạo thành từ một đĩa đàn hồi (8) với lồng giảm tốc (2), tiếp theo là phần nối giữa lồng giảm tốc (2) và đĩa trung tâm (3). Liên kết đĩa tâm với lồng giảm tốc (2), lồng giảm tốc (2) với vòng chặn (1), lồng giảm tốc liên kết với đệm (6), liên kết đệm (6) và đĩa giữa (3), đệm (6) nối với đĩa đàn hồi (8), lò xo chống xoắn (5) nối với đĩa tâm (3), chốt (10) nối với đệm (6). Đĩa ma sát (7) nối với đĩa đàn hồi (8), đỉnh tán (9) nối với đĩa đàn hồi (8) và đĩa ma sát (1), đỉnh tán (9) nối với đĩa ma sát (7). Đặt điều kiện ban đầu cho mô phỏng là áp suất tác dụng lên tấm ma sát và sự gắn cố định lên bề mặt bên trong của tấm ma sát. Phân tích mô phỏng bao gồm biến dạng và ứng suất tương đương trong tấm ma sát. Mô hình phần tử hữu hạn của đĩa ly hợp ma sát được trình bày trên Hình 3 bao gồm ba bước. Bước đầu tạo vùng tiếp xúc. Bước thứ hai chia lưới và nhập điều kiện ban đầu và bước cuối cùng xác định giải pháp.



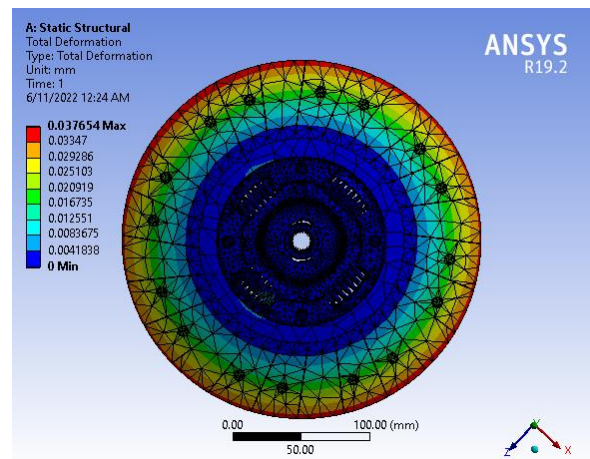
Hình 3. Thiết lập điều kiện biên cho mô hình

## III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

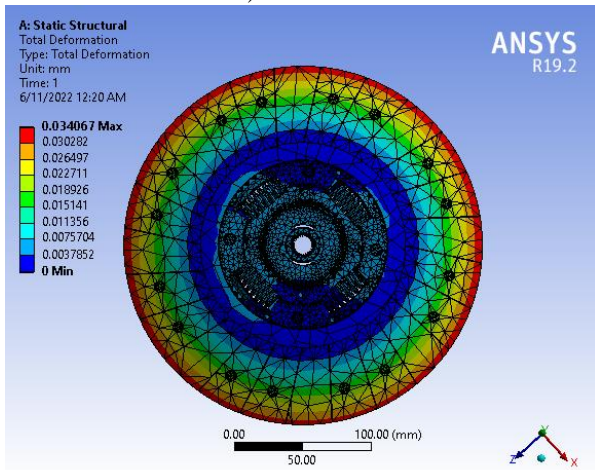
### A. Ảnh hưởng của bề dày



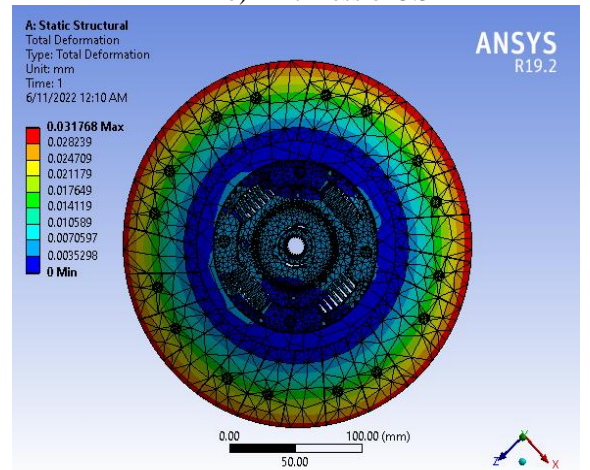
a) Thickness of 3 mm



b) Thickness of 3.3mm

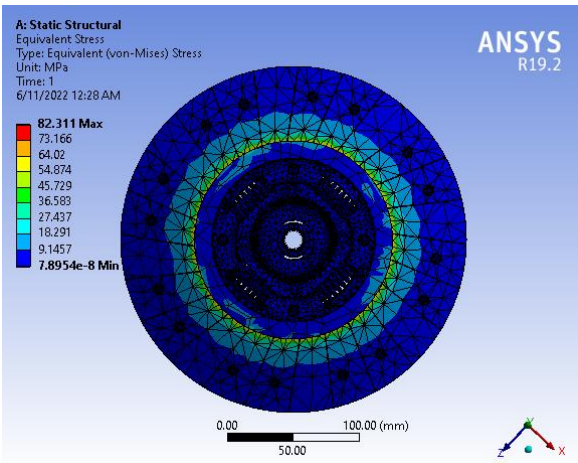


c) Thickness of 3.5

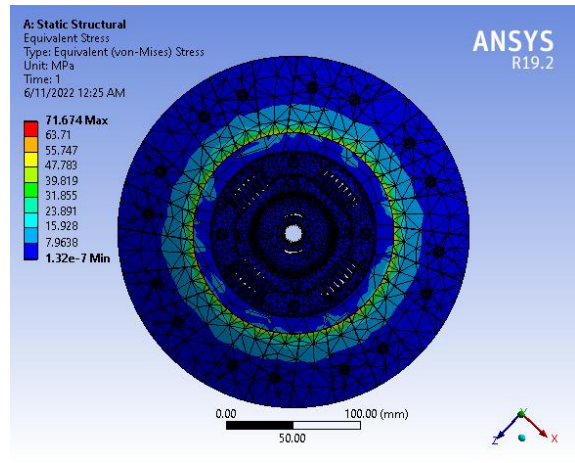


d) Thickness of 3.7mm

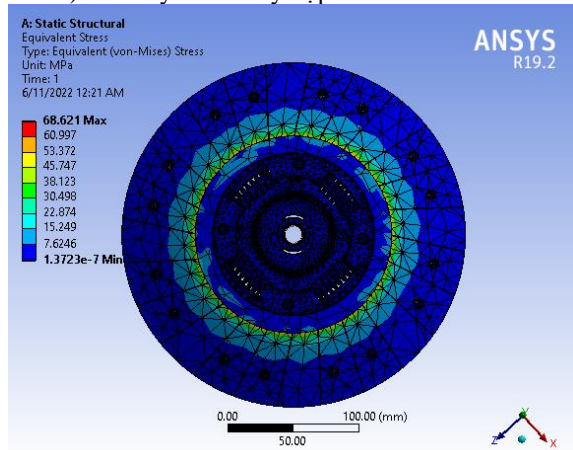
**Figure 4.** The deformation of clutch with different thickness



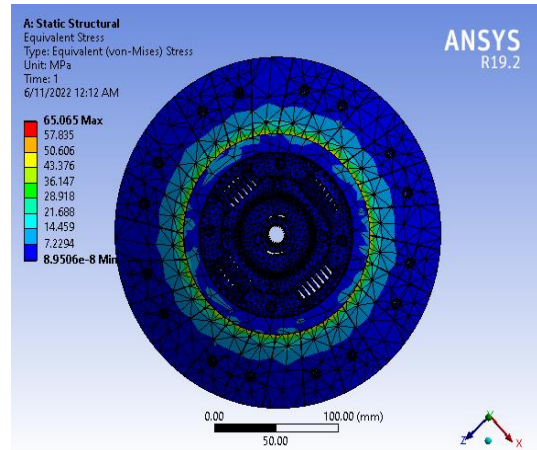
A) Bề dày của đĩa ly hợp ma sát 3mm



B) Bề dày của đĩa ly hợp ma sát 3.3mm



C) Bề dày của đĩa ly hợp ma sát 3.5mm



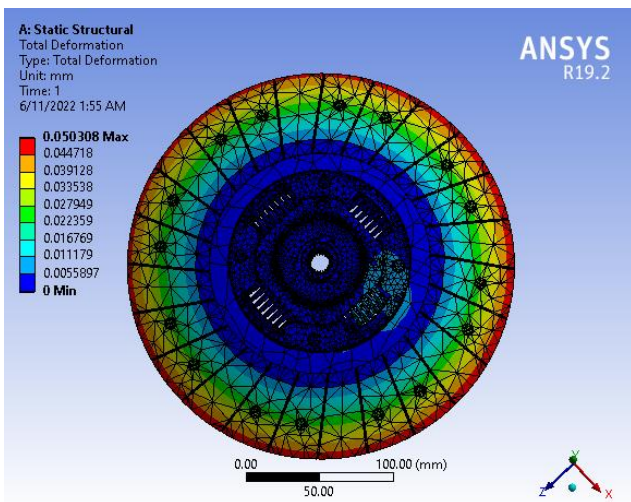
D) Bề dày của đĩa ly hợp ma sát 3.7mm

**Hình 5.** Ứng suất của đĩa ly hợp ma sát với bề dày của đĩa khác nhau

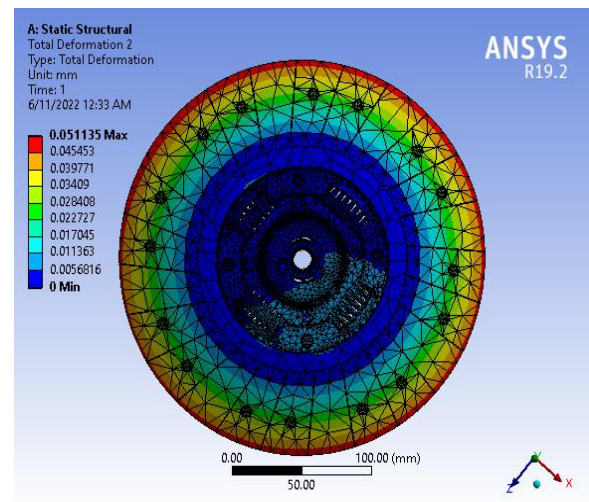
Trong mô phỏng này, độ dày của đĩa ly hợp được thiết kế với 4 mức 3 mm, 3,3 mm, 3,5 mm và 3,7 mm. kết cấu thép được sử dụng cho tất cả các phần của đĩa ly hợp. Thép kết cấu với mô đun thanh niên là 200 MPa đã được chọn cho tất cả các bộ phận của ly hợp và đường kính rãnh của tấm ma sát là 0,25 mm, và đường kính lỗ đỉnh tán của tấm ma sát là 3,25 mm. Kết quả mô phỏng cho thấy khi chiều dày thay đổi từ 3 mm đến 3,7 mm thì biến dạng giảm đáng kể từ 0,04416 mm xuống 0,031768 mm như Hình 4. Kết quả mô phỏng cho 4 trường hợp chiều dày thay đổi từ 3 mm đến 3,7 mm như Hình 5. Ứng suất giảm đáng kể từ 82.311 MPa xuống 65.065 MPa. Biến dạng và ứng suất tại bề dày là 3,5mm thu được lần lượt là 65,065 MPa và 0,0317mm. Kết quả này thấp hơn so với kết quả trong nghiên cứu [8].

#### B. Ảnh hưởng của đường kính lỗ rãnh đĩa ma sát

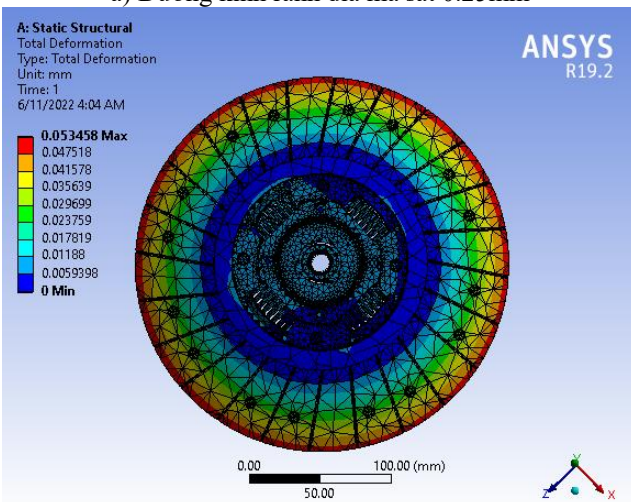
Trong phân tích này, đường kính rãnh tấm ma sát được chọn với 4 mức 0,25 mm, 0,5 mm, 0,75 mm và 1 mm. Đồng có mô đun non 128 MPa được chọn cho tất cả các bộ phận của ly hợp, độ dày của đĩa ly hợp là 3,5 mm và C là đường kính lỗ đỉnh tán tấm ma sát là 3 mm. Kết quả mô phỏng cho 4 trường hợp có đường kính rãnh tấm ma sát thay đổi từ 0,25 mm đến 1 mm như trong Hình 6. Độ biến dạng trong 4 trường hợp tăng từ 0,05 mm đến 0,055 mm khi đường kính rãnh tấm ma sát tăng từ 0,25 mm đến 1 mm. Ứng suất trong 4 trường hợp tăng từ 80,845 MPa lên 83,63 MPa khi đường kính rãnh tấm ma sát tăng từ 0,25 mm lên 1 mm. Kết quả đầu ra nhỏ hơn kết quả trong tài liệu tham khảo [9] với ứng suất và biến dạng lần lượt là 181,033 MPa và 0,087 mm.



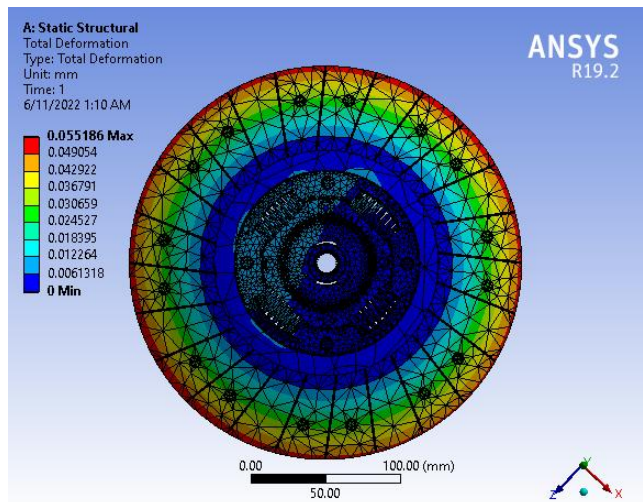
a) Đường kính rãnh đĩa ma sát 0.25mm



b) Đường kính rãnh đĩa ma sát 0.5mm

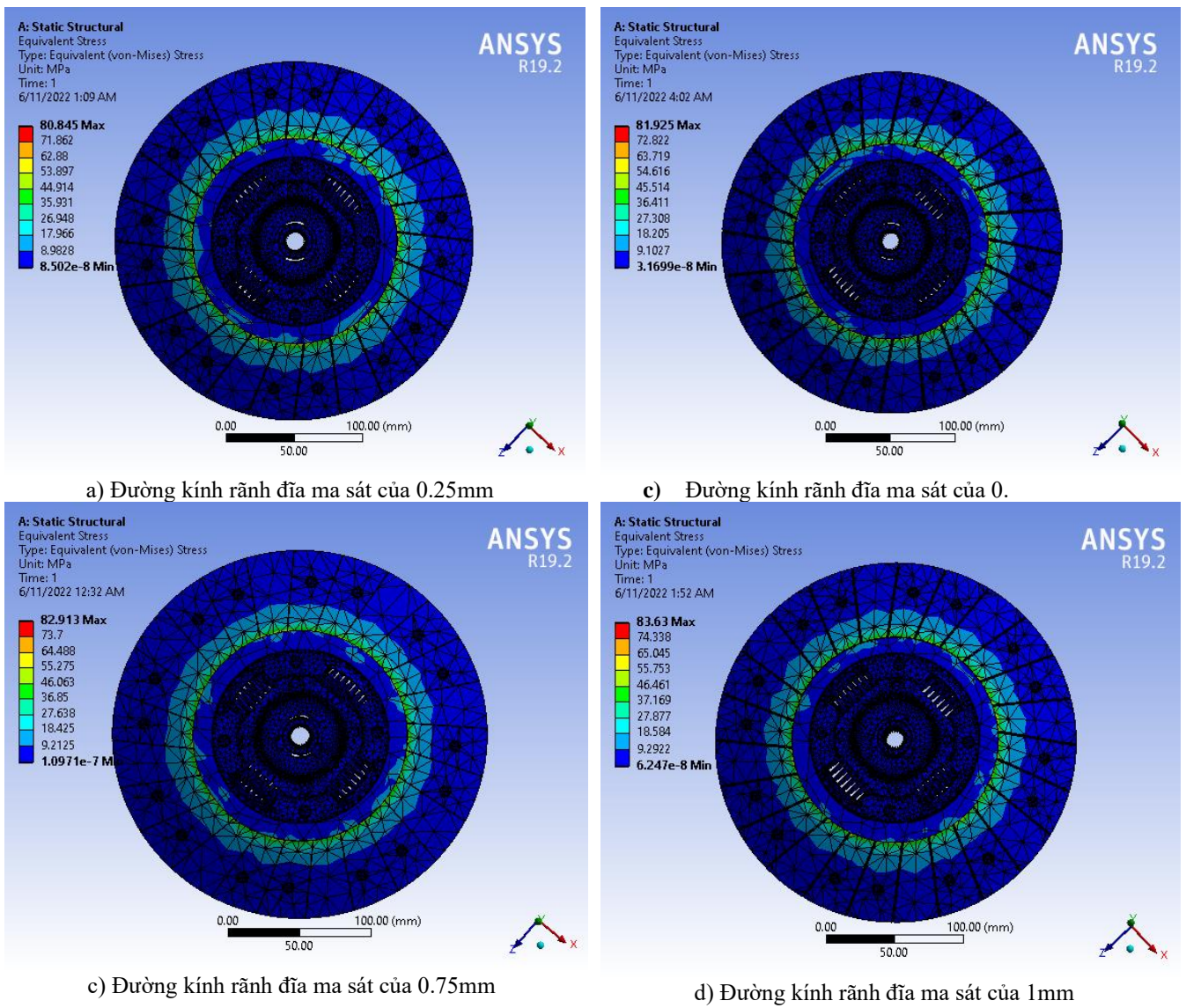


c) Đường kính rãnh đĩa ma sát 0.75mm



d) Đường kính rãnh đĩa ma sát 1mm

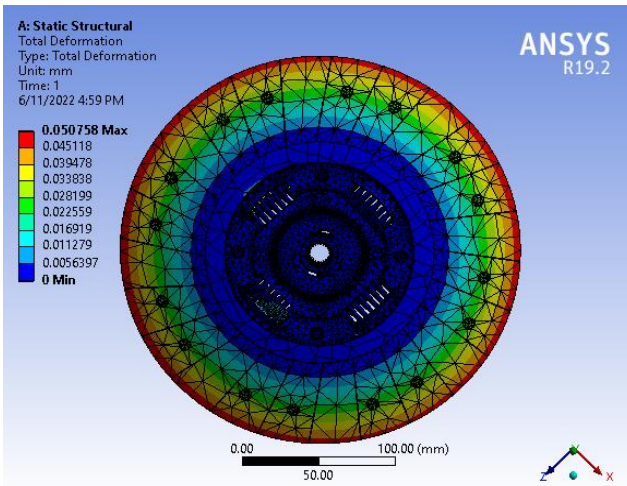
**Hình 6.** Sự biến dạng của ly hợp với đường kính rãnh đĩa ma sát khác nhau



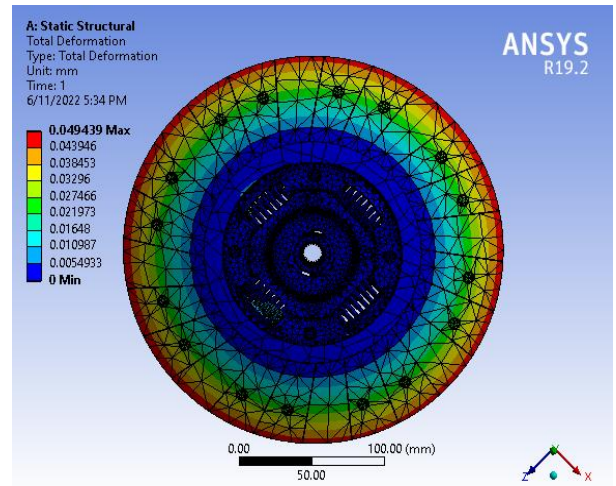
**Hình 7.** Ứng suất ly hợp với đường kính rãnh tâm ma sát khác nhau

### C. Ảnh hưởng của đường kính lỗ đỉnh tán tấm ma sát

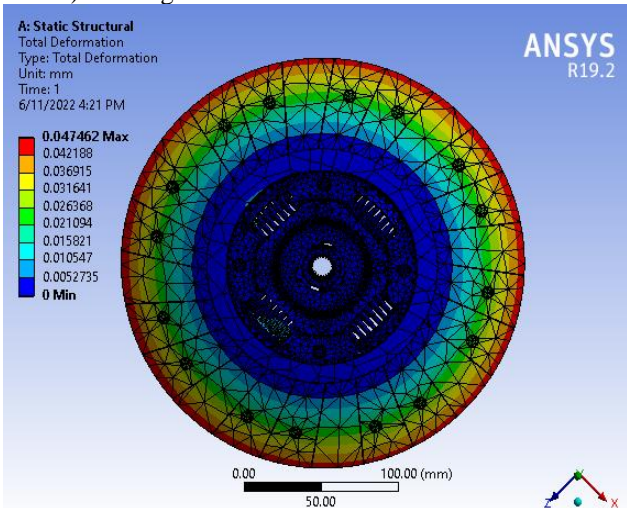
Trong phân tích, đường kính lỗ đỉnh tán tấm ma sát được chọn lần lượt là 2,5 mm, 2,75 mm, 3 mm, 3,25 mm. Kết cấu thép với mô đun trẻ là 200 GPa. Độ dày của đĩa ly hợp là 3 mm. Đường kính lỗ rãnh tâm ma sát là 0,25 mm. Kết quả mô phỏng cho 4 trường hợp khi đường kính lỗ đỉnh tán tấm ma sát thay đổi từ 2,5 mm đến 3 mm như trong Hình 8. Độ biến dạng tăng từ 0,050 mm lên 0,047 khi đường kính lỗ đỉnh tán tấm ma sát tăng từ 2,5 mm lên 3,25 mm. Hiện tượng tương tự cũng xảy ra đối với ứng suất khi đường kính lỗ đỉnh tán của tấm ma sát tăng từ 2,5 mm lên 3,25 mm thì ứng suất sẽ giảm từ 94,56 MPa xuống 82,31 MPa như minh họa trong Hình 9. Kết quả thu được nhỏ hơn so với kết quả của nghiên cứu trong tài liệu tham khảo [22] lần lượt là 194,211 MPa ứng suất và 0,821 mm biến dạng.



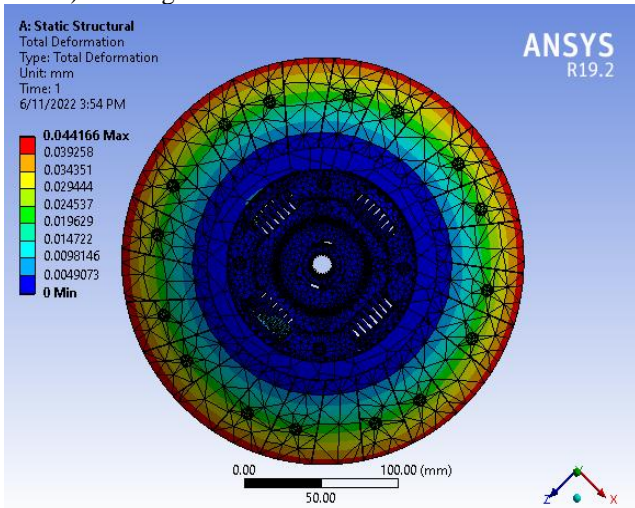
A) Đường kính của lỗ đỉnh tán 2.5mm



B) Đường kính của lỗ đỉnh tán 2.75mm

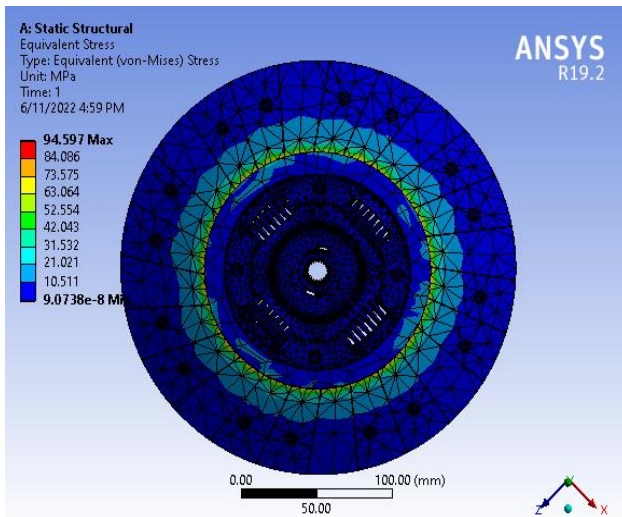


C) Đường kính của lỗ đỉnh tán 3mm

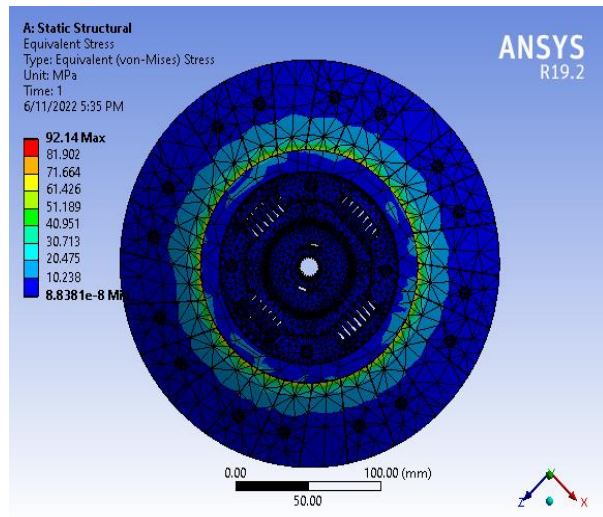


D) Đường kính của lỗ đỉnh tán 3.25mm

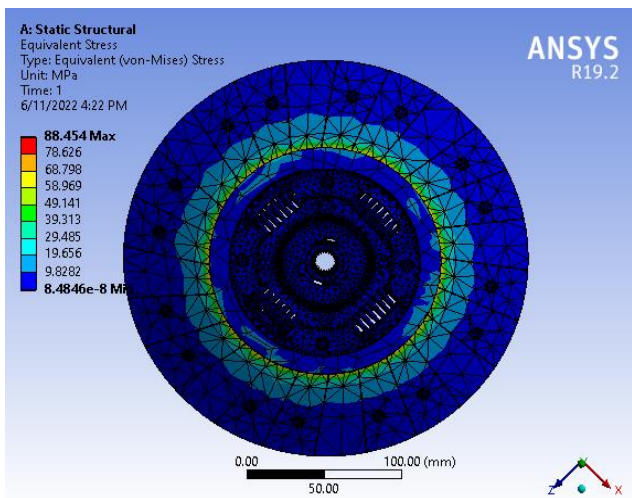
**Hình 8.** Biến dạng của đĩa ly hợp với đường kính các lỗ đỉnh tán khác nhau



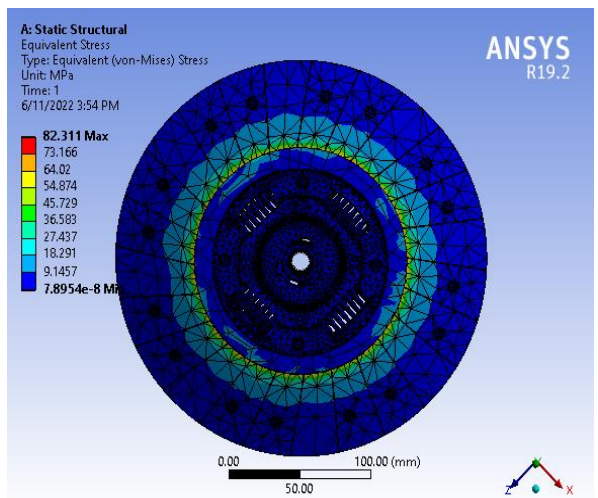
A) Đường kính của lỗ đỉnh tán 2.5 mm



B) Đường kính của lỗ đỉnh tán 2.75mm



C) Đường kính của lỗ đỉnh tán 3mm

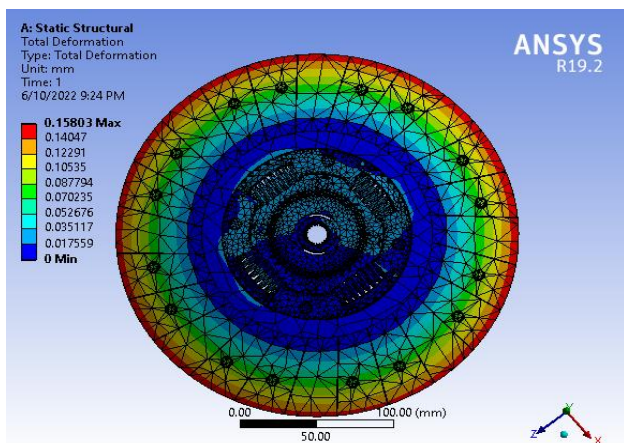


D) Đường kính của lỗ đỉnh tán 3.25mm

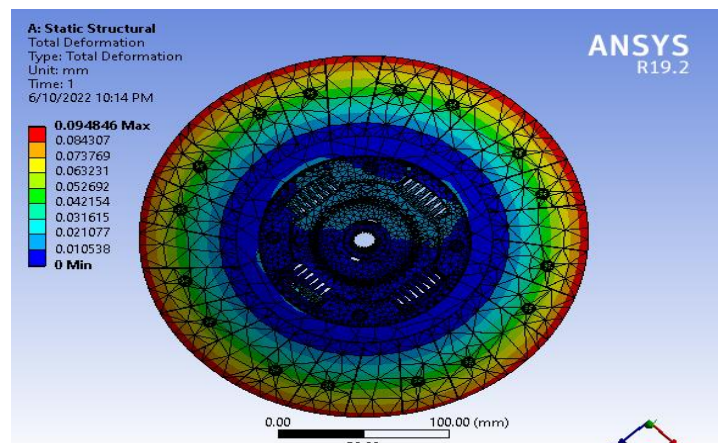
**Hình 9.** Ứng suất ly hợp với đường kính lỗ đỉnh tán khác nhau

#### D. Tác dụng của vật liệu lót tấm ma sát

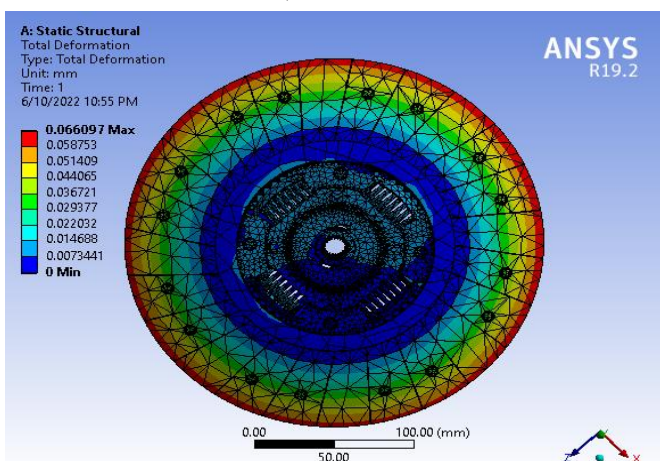
Trong quá trình phân tích, vật liệu được chọn để lót tấm ma sát và tất cả các bộ phận của bộ ly hợp là hợp kim nhôm 6061 với mô đun của thanh non là 70 GPa, mô đun của thanh non bằng gang xám là 100 GPa, Đồng có mô đun của thanh là 135 GPa, Kết cấu thép và thép 30Cr13 có mô đun trẻ là 200 GPa, gang thiêu kết có mô đun trẻ là 275,79 GPa tương ứng. Độ dày của đĩa ly hợp là 3mm, đường kính rãnh đĩa ma sát là 0,25mm và đường kính lỗ đỉnh tán là 2,75mm. Kết quả mô phỏng cho thấy biến dạng và ứng suất của đĩa ma sát giảm đáng kể khi mô đun đàn hồi của vật liệu lót đĩa ma sát tăng từ 70 GPa lên 210 GPa, cụ thể biến dạng và ứng suất giảm từ 0,158 mm xuống 0,0433 mm và 131,53 MPa đến 104,5 MPa như được trình bày trong Hình 10 và Hình 11. 6 loại vật liệu khác nhau đã được sử dụng trong nghiên cứu này. Thép 30Cr13 cho kết quả biến dạng và ứng suất thấp nhất. Biến dạng và ứng suất thu được lần lượt là 0,043 mm và 104,5 MPa. Kết quả nhỏ hơn kết quả như đã phân tích trong tài liệu tham khảo [8-10].



a) Al- 6061

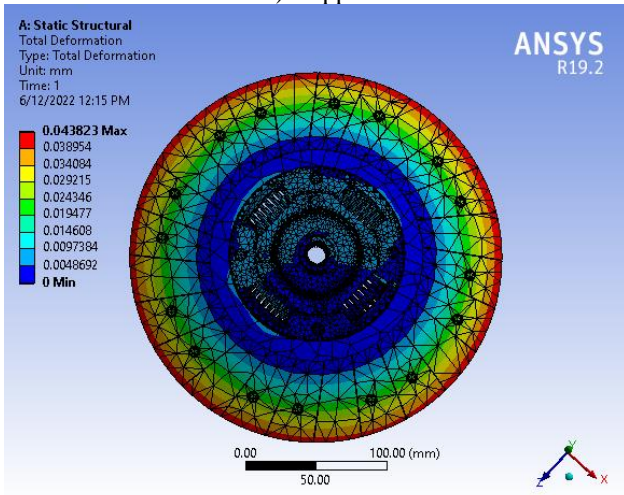


b) Gray cast iron

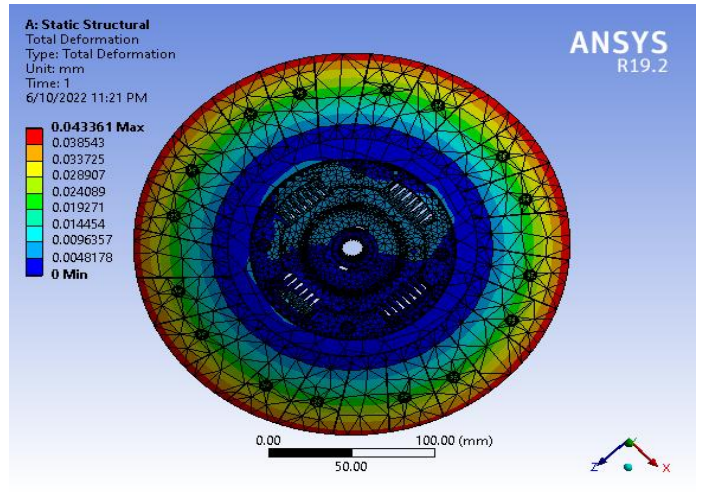


d) Steel Structural

c) Copper



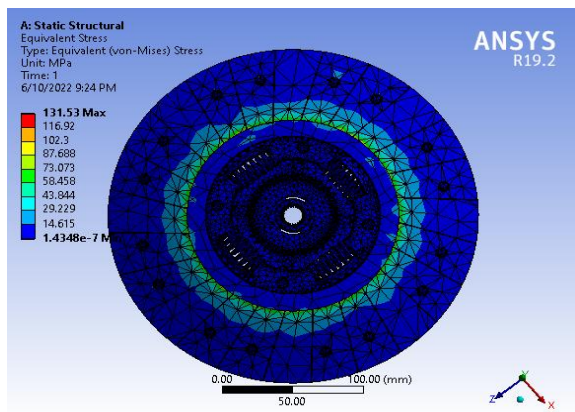
f) 30Cr13



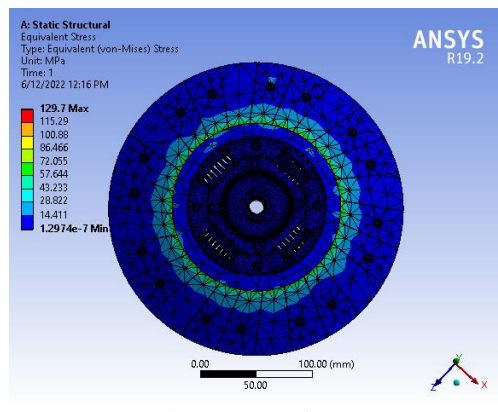
e) Sintered Iron

**Hình 10.** Sự biến dạng của ly hợp với các vật liệu lót khác nhau

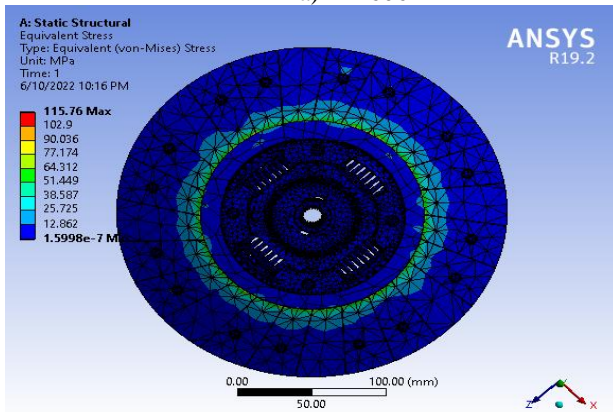




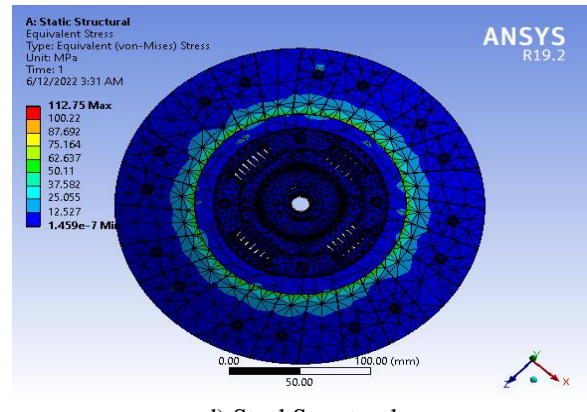
a) Al- 6061



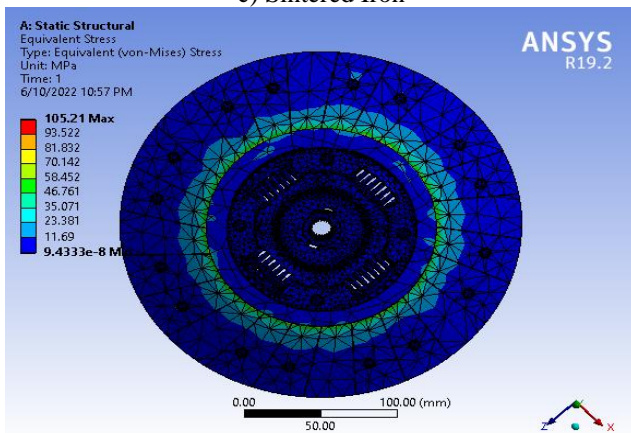
b) Gray cast iron



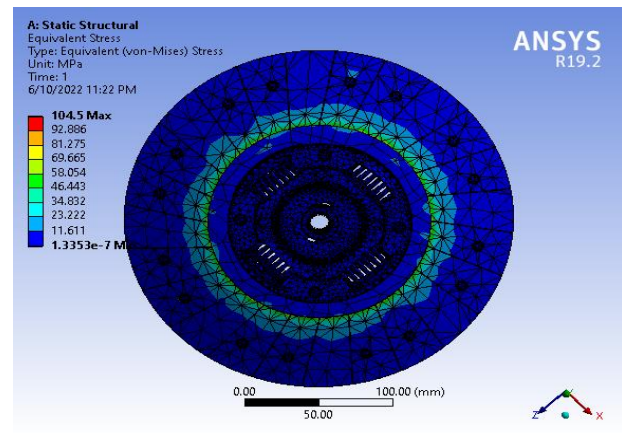
c) Sintered Iron



d) Steel Structural



e) Copper



f) 30Cr13

**Figure 11.** Ứng suất ly hợp với các vật liệu lót khác nhau

#### IV. KẾT LUẬN

Biến dạng và ứng suất của mô hình đĩa ly hợp được phân tích bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong ANSYS. Kết quả mô phỏng cho thấy kích thước thiết kế và loại vật liệu khác nhau đã ảnh hưởng đáng kể đến biến dạng và ứng suất của đĩa ly hợp ma sát. Biến dạng và ứng suất giảm đáng kể khi độ dày thay đổi từ 3 mm đến 3,7 mm. Biến dạng và ứng suất tại bề dày là 3,5 mm thu được lần lượt là 65,065 MPa và 0,0317 mm. Độ biến dạng trong 4 trường hợp tăng từ 0,05 mm lên 0,055 mm khi đường kính rãnh tằm ma sát tăng từ 0,25 mm lên 1 mm. Ứng suất trong 4 trường hợp tăng từ 80,845 MPa lên 83,63 MPa khi đường kính rãnh tằm ma sát tăng từ 0,25 mm lên 1 mm. Độ biến dạng tăng từ 0,050 mm lên 0,047 khi đường kính lỗ đỉnh tán tằm ma sát tăng từ 2,5 mm lên 3,25 mm. Hiện tượng tương tự cũng xảy ra đối với ứng suất khi đường kính của lỗ đỉnh tán tằm ma sát tăng từ 2,5 mm lên 3,25 mm thì ứng suất sẽ giảm tương ứng từ 94,56 MPa xuống 82,31 MPa. Kết quả mô phỏng cho thấy biến dạng và ứng suất của đĩa ma sát giảm đáng kể khi mô đun đàn hồi của vật liệu lót đĩa ma sát tăng từ 70 GPa lên 210 GPa, cụ thể biến dạng và ứng suất giảm từ 0,158 mm xuống 0,0433 mm và 131,53 MPa đến 104,5 MPa, tương ứng.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] S. Gouse seema begum and A. Balaraju, "Design and Analysis of Friction Clutch Plate using Ansys," *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*, vol. 2, pp. 1-5, 2015.
- [2] B.Sreevani and M. M. Mohan, "Static and Dynamic Analysis of Single Plate Clutch," *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, vol. 4, pp. 8408-8418, 2015.

- [3] Mr. Vishal J. Deshbhratar and M. N. U. Kakde, "Design and Structural Analysis of Single Plate Friction Clutch," *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 2, pp. 3726-3732, 2013.
- [4] Mahendra Sahu and A.K.Jain, "Finite Element Analysis of Single Plate Clutch by using Ansys," *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, vol. 6, pp. 1337-1346, 2018.
- [5] K. Virmani, T. Madhogaria, and P. Baskar, "Design optimization of friction lining of a clutch plate," *Materials Today: Proceedings*, vol. 46, pp. 8009-8024, 2021.
- [6] Kedar Kishor Patil, Vinit Randive, Sahil Mulla, Rajkumar Parit, Sagar Mane, and S. Kadam, "Design and analysis of single plate clutch by mathematical modelling and simulation," vol. 8, pp. 248-252, 2020.
- [7] Syambabu Nutalapati, Dr. D. Azad, and D. G. S. Naidu, "Structural analysis of friction clutch plate by changing fillet radius," *International Journal Of Engineering Research & Technology*, vol. 5, pp. 79-86, 2017.
- [8] S. Narayan, I. Grujić, N. Stojanović, K. Muhammad Usman, A. Shitu, and F. Mahroogi, "Design and Analysis of an Automotive Single Plate Clutch," *Mobility and Vehicle Mechanics*, vol. 44, pp. 13-28, 2018.
- [9] B. Nivas. M.E, M. Nithiyandam. M.E , S. Tharaknath. M Tech, and A. A. M. Tech, "Design and Analysis of Clutch Plate Using Steel Material [En – Gjs-400 -15steel]," *IOSR Journal of Dental and Medical Sciences*, vol. 13, pp. 76-78, 2014.
- [10] Oday I. Abdullah, Josef Schlattmann, and E. Pireci, "Optimization of shape and design parameters of the rigid clutch disc using FEM," *FME Transactions*, vol. 41, pp. 317-324, 2013.
- [11] M. Rohan Ramesh, K. Atharva Ravindra, B. Ashok, and C. Kannan, "Optimizing thermal performance of a dry rigid clutch by varying groove pattern and friction material," *Materials Today: Proceedings*, vol. 46, pp. 7459-7467, 2021.
- [12] L. A. Sabri, K. Topczewska, M. J. Jweeg, O. I. Abdullah, and A. M. Abed, "Analytical and Numerical Solutions for the Thermal Problem in a Friction Clutch System," *Computation*, vol. 9, p. 122, 2021.
- [13] F. Meng and J. Xi, "Numerical and Experimental Investigation of Temperature Distribution for Dry-Clutches," *Machines*, vol. 9, p. 185, 2021.
- [14] N. A. Jabbar, I. Y. Hussain, and O. I. Abdullah, "Thermal and thermoelastic problems in dry friction clutch: A comprehensive review," *Heat Transfer*, vol. 50, pp. 7855-7878, 2021.
- [15] M. Figueira, A. Ali, L. Ali, S. R. Shah, M. Khan, S. H. Imran, *et al.*, "Dry Friction Clutch Disc of an Automobile under Transient Thermal Load: A Comparison of Friction Lining Materials," *MATEC Web of Conferences*, vol. 124, p. 07003, 2017.
- [16] T. Gkinis, R. Rahmani, H. Rahnejat, and M. O'Mahony, "Heat generation and transfer in automotive dry clutch engagement," *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, vol. 19, pp. 175-188, 2018.
- [17] N. Jonoajji, Sutrisno, I. H. Siahaan, M. E. Simanjuntak, M. B. Hamonangan Sitorus, and M. Suryajaya, "Dimensional optimization of clutch disc with simulation of stress analysis (Study cases : clutch disc Hino FM 260Ti)," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 1034, p. 012005, 2021.
- [18] Salah Al-Zubaidi and O. I. Abdullah, "Investigation of thermal influence on the frictional characteristics of friction materials," *Journal of the Balkan Tribological Association*, vol. 29, pp. 14-29, 2020.
- [19] O. I. Abdullah, L. A. Sabri, and W. S. Abd Al-Sahb, "Finite Element Analysis of the Thermal Behaviour of Single-Disc Clutches during Repeated Engagements," *Tribologia*, vol. 266, pp. 9-24, 2016.
- [20] Anil Jadhav, Gauri Salvi, Santosh Ukamnal, and P.Baskar, "static structural analysis of multiplate clutch with different friction materials," *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 2, pp. 3173-3178, 2013.
- [21] Vijay Kumar Patel, Gopal Sahu, and P. K. Sen, "Review on selection criteria for different types of clutch material," *International journal of advanced research in science and engineering*, vol. 5, pp. 327-331, 2016.
- [22] Vishal J. Deshbhratar and N. U. Kakde, "Design and structural analysis of single plate friction clutch," *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 2, pp. 3726-3732, 2013.

# Thiết kế, mô phỏng ngón tay của robot vật liệu mềm

Nguyễn Tấn Ken

Khoa Công nghệ Cơ khí

Đại học Công nghiệp Thực phẩm Tp.HCM

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: kennt@hufi.edu.vn

Phan Trương Hải Phi, Phùng Quang Minh, Trần Thanh Duy, Nguyễn Phước Định Phúc

SV lớp 11DHCDT1

Email: Phantruonghaiphi@gmail.com

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Robot vật liệu mềm (Soft Robotics) là một dạng tay gắp với vật liệu chủ yếu từ silicon, Soft Robotics sử dụng nguyên lý đặt biệt để có thể kiểm soát chính xác các trạng thái “gấp” và “thả”. Bên cạnh đó với tính chất của vật liệu mềm nó mang nhiều ưu điểm hơn so với dạng tay gắp truyền thống như: Độ đàn hồi tốt, bền bỉ, dễ thay thế, không làm biến dạng vật gắp. Soft Robotics ngày càng phổ biến ngay cả trong công nghiệp hay các ngành dân dụng vì tính mới của sản phẩm. Trong hệ thống Robot vật liệu mềm gồm hai phần là hệ thống cấp khí và cơ cấu chấp hành. Bài báo này mô tả nguyên lý cũng như phương pháp để xây dựng nghiên cứu về phần cơ cấu chấp hành của Robot vật liệu mềm

**Từ khóa:** Robot mềm, Silicon, Phân tích phần tử hữu hạn

## I. GIỚI THIỆU

Lĩnh vực Robot đang trong giai đoạn tăng trưởng mạnh của quá trình phát triển công nghệ, chúng chiếm vai trò không nhỏ trong các lĩnh vực đặt thù. Từ những năm 1956 sau phát minh động cơ Servo, Robot đã không ngừng định vị vai trò và phát triển khoa học [3]. Với cường độ công việc ngày càng tăng, con người yêu cầu nhiều tính năng hơn ở lĩnh vực Robot. Trong những năm gần đây, các nhà sản xuất đã phát triển nhiều bộ điều khiển có cải thiện đáng kể bằng cách đưa vào nhiều yếu tố như động cơ, các khớp liên kết, lò xo và bánh răng. Song điều đó làm tăng độ phức tạp của cấu trúc, mặc dù các bàn tay Robot truyền thống có độ chính xác và phản ứng nhanh, nhưng chúng có thể gây ra những thực trạng chung không thể khắc phục, đơn cử như không thể tiếp xúc hoặc nắm chặt các vật dễ vỡ, cần độ chính xác cực kỳ cao tránh tình trạng quá lực hoặc quá cỡ [4]. Do đó, Robot vật liệu mềm là giải pháp để nâng cao khả năng của Robot công nghiệp nói riêng và lĩnh vực Robot nói chung, do có chất liệu mềm mại nên Robot bàn tay mềm có ưu điểm về độ dẻo dai và đàn hồi tốt, ổn định nhiệt độ, kháng môi trường, có thể điều chế dẫn điện hoặc cách điện. Không chỉ có thể cầm nắm mà còn có thể giữ được độ bền của đồ vật trong quá trình công tác[2]. Một số bài báo cũng cho thấy rằng, việc thiết kế Robot với hình dáng ngón tay giống con người và sử dụng Robot vật liệu mềm ở các phần chi đem lại cảm giác giống người thật hơn là một thiết bị với những cấu trúc máy móc[5].



Hình 1: Hình ảnh cơ cấu chấp hành[2]

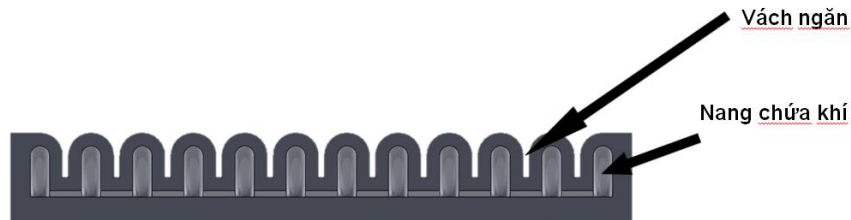
Như Hình 2, phần vách ngăn được thiết kế sâu, ngăn cách các nang chứa khí nhằm tạo độ cong cho ngón tay sau khi bơm khí vào.

## II. NGUYÊN LÝ

Robot vật liệu mềm vận hành dựa trên nguyên tắc điều khiển các van khí nén nhằm cấp và hút khí nén cho tay gắp vật liệu mềm, tay gắp vật liệu mềm được kích hoạt do sự chênh lệch mật độ của 2 bề mặt. Vật liệu mềm có hình dạng chung là một mặt có các khoang chứa rỗng cách đều nhau, thành mỏng. Mặt còn lại có cấu tạo dày đặc hơn hoặc có thể tạo từ vật liệu khác để đạt sự chênh lệch cao hơn [6].

Trong điều kiện bình thường các ngón của tay gắp được duỗi thẳng, khi được cấp khí nén các khoang chứa sẽ căng ra, tùy vào số lượng khoang chứa mà các chi có thể cong theo mong muốn của người thiết kế

Dưới đây là hình ảnh cắt lớp của ngón tay :



Hình 2: Ảnh cắt lớp ngón tay

### III. MÔ PHỎNG NGÓN TAY

#### A. Mô phỏng hoạt động của thiết kế

- **Tạo thiết kế và thêm vào mô phỏng**

Đầu tiên ta cần xây dựng ý tưởng và hình dạng ngón của tay gấp, có thể sử dụng phần mềm Inventor hoặc Solidworks để thiết kế hình dạng mong muốn, kích thước tham khảo của nhóm với ngón tay có chiều rộng 20mm, dài 97mm, cao 5mm, với kích thước này nhóm đã nghiên cứu để trợ lực cho bàn tay người cần phục hồi chức năng, tuy nhiên vẫn phải thỏa điều kiện của phân nguyên lý đã nêu ở phần trước đó.

Ta thêm thiết kế vào chương trình bằng cách vào Parts và chọn file đã vẽ trước đó và chọn “Ok”, để add thêm mặt dưới ta click phải chuột vào Parts và chọn import và chọn file như bước ban đầu.

- **Tạo thông số vật liệu**

Sau quá trình thêm thiết kế vào mô phỏng, nghiên cứu tiếp tục đi đến công đoạn thử nghiệm lực và độ cong của ngón tay. với sự giúp sức của phần mềm Abaqus, phần mềm cho phép ta xây dựng đặc tính của vật liệu và đặt lực vào thiết kế. Trước hết ta cần xây dựng thông số cho vật liệu silicon, sau khi mở file vẽ trên Abaqus ta chọn phần edit material, đặt tên là Elastosil, phần General chọn Density kết quả Material Behaviors sẽ xuất hiện mục Density, sau đó để trống chuột vào Mechanical chọn Elasticity cuối cùng chọn Hyperelastic sau quá trình này bảng Material Behaviors sẽ xuất hiện thêm dòng Hyperelastic lúc này tiếp tục khai báo mục stain energy potential là Yeoh, có thể hiểu đây ta sử dụng mô hình Yeoh bậc hai cho vật liệu siêu đàn hồi. Sau thông số của elastosil, để tăng độ chênh lệch giữa hai mặt vật liệu ta tạo thêm thông số của giấy, một lần nữa vào phần edit material, đặt lên là paper, vào phần General để điền trọng lượng riêng là 750e-12, sau đó vào mục Mechanical chọn Elasticity cuối cùng chọn Elastic, tại đây nhập dữ liệu cho Young's modulus và Poison's t, kết quả ta có ở mục Material Behaviors sẽ xuất hiện Density và Elastic.

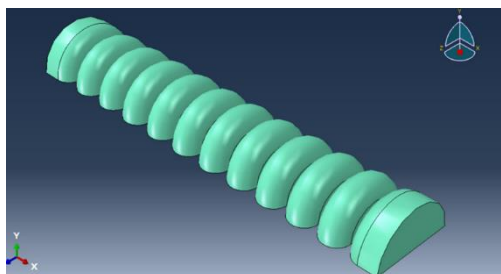
Bảng 1. Thông số vật liệu

Thông số tạo vật liệu Elastosil.	Thông số tạo vật liệu Paper
Name: Elastosil	Name: paper
General: Density	General: Density
Data: Mass Density: 1130e-12	Data Mass Density: 750e-12
Mechanical => Elasticity => Hyperelastic	Mechanical => Elasticity => Elastic
stain energy potential: Yeoh	Data:
Data:	Young's Modulus: 65000
C10: 0.11 C20: 0.02	Poison's: 0.2

Sau quá trình tạo thông số ta tiến hành tạo section, vào mục sections, create section đặt tên cho section là Sec-Elastosil, mục Category chọn Solid, mục Type chọn Homogeneous.

- **Liên kết các bộ phận**

Ta vào từng phần của mô hình và nhấn đúp vào Section Assignments, quét chọn toàn mô hình, gắn phần Elastosil.



Hình 3: Ảnh mô phỏng ngón tay mềm

- **Lắp ráp**

Ta ráp các bộ phận lại với nhau. Vào cây mô hình tìm Instances trong Assembly và chọn tất cả 3 phần. Instance type phải được đặt là “Dependent”. Bây giờ các bộ phận phải được đặt đúng vị trí tương đối với nhau. Để làm được điều này cần tổng

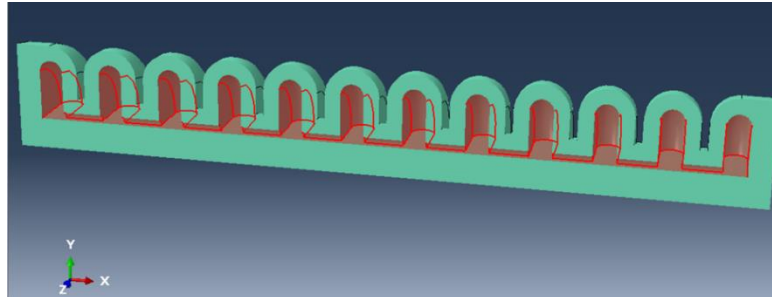
cộng 2 ràng buộc: 2 DOF tịnh tiến cho mỗi phần, liên quan đến một số phần cố định. Sử dụng công cụ face-to-face để tạo các khuôn mặt “mate” chọn Create Constraint.

Sau khi chọn được ràng buộc mong muốn nhấn Ok để hoàn tất. Tìm nút Merge/Cut instances chọn các thông tin lần lượt là Merge => Geometry, Original Instances => Suppress, Geometry => Retain, sau cùng bấm tiếp tục rồi chọn toàn bộ lắp ráp và nhấn “Done”.

- **Đặt áp lực**

Tiến hành chọn bề mặt để đặt áp lực vào mô hình, Trong phần Merged chọn Surfaces đặt tên thành “Surf-Incavity”.

Tìm Tools => View cut => Manager => chọn mặt Z-Plane. Chọn mặt đặt lực như hình bên dưới và nhấn “Done”

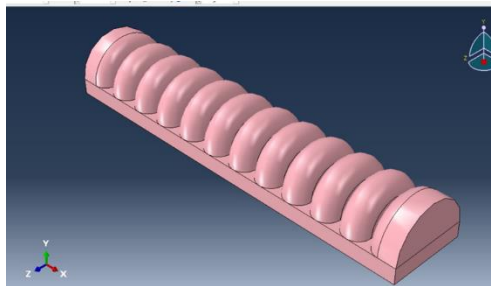


Hình 4: Ảnh mô phỏng cắt lớp

- **Chia lưới vật liệu**

Để thực hiện bước này ta double click vào Mesh tạo các thông số lần lượt là Approximate global size: 4.9, chọn Curvature control, Maximum deviation factor ( $0.0 < h/L < 1.0$ ): 0.1, Mục Minimum size control chọn By fraction of global size ( $0.0 < min < 1.0$ ): 0.1, Mục By absolute value ( $0.0 < min < global\ size$ ): 0.49.

Sau bước trên chọn vào Assign Mesh Controls rồi quét toàn bộ thiết kế, chọn “Tet” => “Use default algorithm” => “Use mapped tri meshing on bounding faces where appropriate” và chọn “Ok”.



Hình 5: Ảnh mô phỏng chia lưới

Chọn Mesh part ở phần công cụ và bấm “Yes”. Ta được hình dạng chia lưới. Chọn tiếp Assign Element Type, quét toàn bộ bề mặt ta có được bảng Element Type, chọn Hybrid formulation bấm Ok và Done

- **Tạo phần Step**

- Tìm Steps mở Step-Gravity “Continue” => ở mục “Nigeom” click chọn “ON” rồi “Ok”. Tiếp đến ngay phần Loads tạo Load-Gravity ở bảng Types for Selected Step bấm chọn “Gravity” ở dưới rồi click “Continue”. Sau đó tại Distribution: Uniform, Component 2: -9810, Amplitude: (Ramp):

- Tìm BCs mở Create Boundary Condition đặt tên là Fixed, ở các mục đặt thông tin như sau: Step: “Step-Gravity”, Category Mechanical, Types for Selected Step: Symmetry / Antisymmetry / Encastre, cuối cùng chọn tiếp tục và Done. Chọn vào ENCASTRE để xem kết quả

- **Tạo phần Step-Pressure**

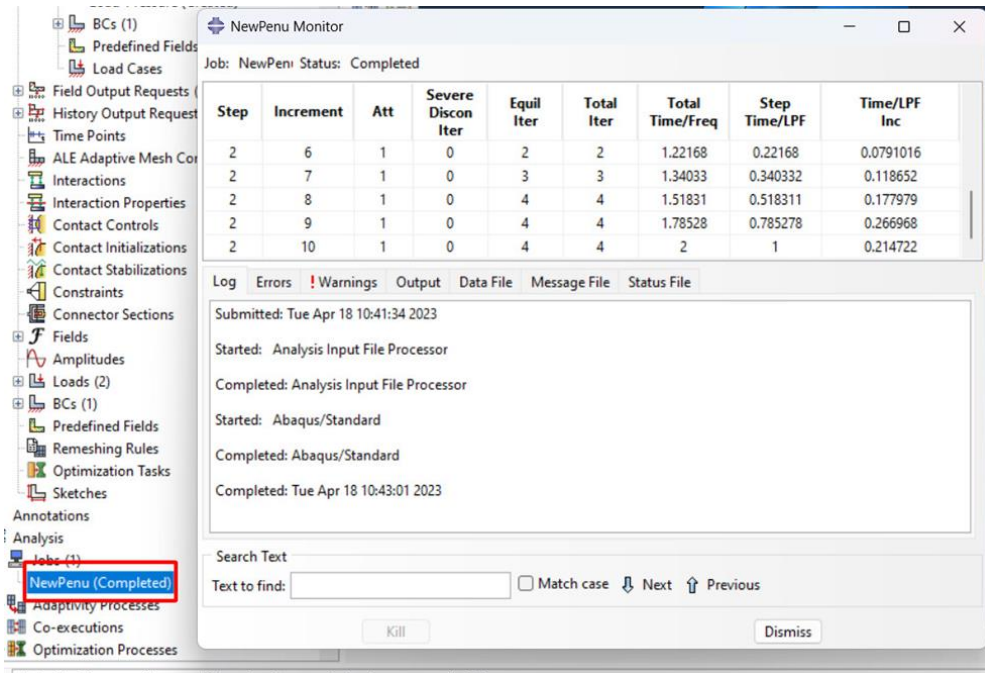
- Vào lại Step-Gravity, ở mục “Insert new step after” chọn “Step-Gravity” rồi bấm Continue => “OK”

- Phần “Load” của Step-Pressure tạo thêm Load-Pressure, đổi “Gravity” thành “Pressure” => “Continue” tìm “Surface” ở góc phải và chọn vào, chọn “Merged-1” => “Surf-incavity” rồi bấm “Continue”. Cuối cùng đến bảng Edit load điền thông số theo các vị trí sau:

- Distribution: Uniform, Magnitude: 0.03, Amplitude: (Ramp) => “Ok”

### Tạo Job chạy thử mô phỏng

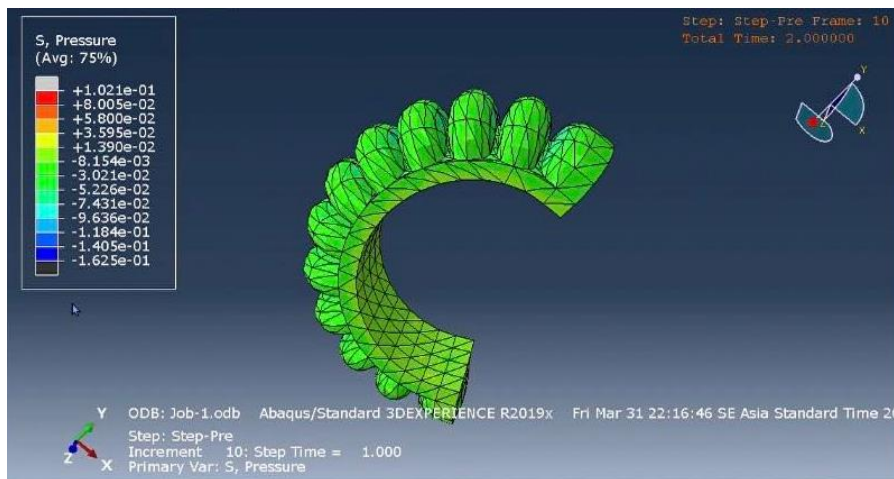
Ở cây mô hình bên trái mở Analysis chọn Jobs, đặt tên NewPenu và chọn Model-1, sau đó chọn công cụ Job Manager => “Submit” đợi Running => “Monitor” và hiện kết quả



Hình 6: Màn hình thông số chạy mô phỏng

- **Chạy thử mô phỏng**

Trên thanh công cụ , click vào phần Job Manager - > bấm Result sẽ chạy mô phỏng.



Hình 7: Kết quả chạy mô phỏng

### B. Lựa chọn vật liệu

Ở quá trình thiết kế, ta phải xác định được độ cứng mong muốn của silicon, Nghiên cứu này đã tiến hành tìm hiểu thang đo độ cứng của vật liệu silicon và kết quả cho thấy rằng, tiêu chuẩn thang đo khuyến dùng là thang đo Shore A, dưới đây là nội dung tham khảo về bảng so sánh giữa các thang đo.

Bảng 2: So sánh giữa hai thang đo shore A và shore B [4]

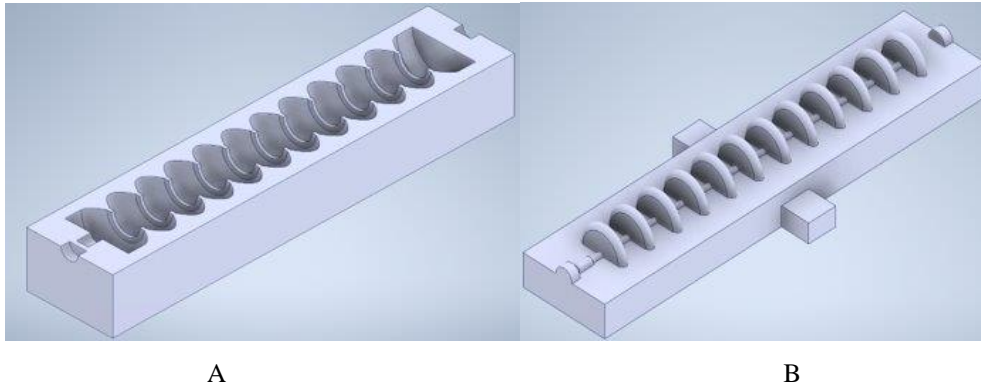
Shore A	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Shore D	6	7	8	10	12	14	16	19	22	25	29	33	39	46	58

Dựa vào Bảng 2 ta có thể thấy độ cứng shore A silicon trải dài từ 40 shore A đến 95 shore A, tuy nhiên ta có thể điều chỉnh shore của silicon theo cách ta mong muốn, Nhóm tìm thấy 2 loại silicon có độ cứng là 40 shore A và loại silicone Ecoflex 00-30 tương đương với 00 shore A.

Từ 2 loại silicon trên ta có thể tạo ra độ cứng mong muốn của silicon ở 30 Shore A với tỉ lệ pha là 25% Ecoflex 00-30 và 75% silicon 40 Shore A.

Thời gian bắt đầu đông cứng silicon từ 30-45 phút, thời gian sản phẩm thành hình là 8 đến 12 tiếng.

### C. Thiết kế khuôn mẫu



Hình 8: A khuôn cái; B khuôn đực

Cuối cùng sau khi kết quả mô phỏng đạt mong muốn, ta tiến hành thiết kế phần khuôn mẫu, ta sử dụng phần mềm Inventor, thiết kế lấy phần bù của mẫu thiết kế ta có được hình dạng của khuôn, sử dụng máy in 3d để tạo ra khuôn nhựa hỗ trợ cho việc tái sử dụng khuôn.

Do cấu tạo của ngón tay là dạng rỗng để có thể cấp khí, đồng thời vật liệu của ngón tay được làm từ silicon lỏng tác dụng với chất xúc tác để đông đặc nên phương pháp đúc khuôn là phương pháp tối ưu cho quá trình thiết kế.

Quá trình đổ khuôn cần lưu ý các nội dung như sau:

- Cần xem kỹ trước các thông tin của silicon
- Trong quá trình chờ silicon thành phẩm không được di chuyển khuôn,
- Nên để khuôn tiếp xúc với gió
- Tránh ánh sáng trực tiếp từ mặt trời

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Hồ Thị Mỹ Nữ-Phan Hoàng Phụng-Lê Văn Nam, Bàn tay nhân tạo dựa trên thiết bị truyền động khí nén, Tạp chí cơ khí Việt Nam số 293, tháng 8 năm 2022
- [2] Leslie Langnau, Silicone material enables the 3d printing of soft robotic grippers, May 14, 2018
- [3] Daniel, Tóm tắt lịch sử toàn bộ quá trình phát triển của robot, 24-04-2021
- [4] Vani Sundaram, Khoi Ly, Brian K. Johnson, Mantas Naris, Maxwell P. Anderson, James Sean Humbert, Nikolaus Correll, Mark Rentschler, Embedded Magnetic Sensing for Feedback Control of Soft HASEL Actuators, IEEE Transactions on Robotics, 10.1109/TRO.2022.3200164, 39, 1, (808-822), (2023).
- [5] Gama EN, Aviles OF and Amaya, HD 2014 Ingeniería y Desarrollo 32 279-313
- [6] Xiaolei Yue, Chen Dong, Yucheng Wang, Zhishuai Cui, Zhihui Ren and Zheng-Hui Guan, Three birds with one stone: Design and synthesis of polyurethane actuator for executing heat, light and humidity triggered deformation, Key Laboratory of Synthetic and Natural Functional Molecule of the Ministry of Education, College of Chemistry & Materials Science Northwest University, Xi'an 710127, P.R. China, Available online 3 January 2023
- [7] Phương Pháp Đo Độ Cứng SHORE, 30 tháng 10, 2011.

# Tối ưu hóa thiết kế cơ cấu khuếch đại kiểu cầu sử dụng khớp mềm

Ngoc Thai Huynh, Hoang Tran Trong Huy

Khoa Công nghệ Cơ khí

Trường Đại học Công nghiệp Thực Phẩm Thành Phố Hồ Chí Minh

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: thaihn@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Tỷ lệ khuếch đại chuyển vị cao, ứng suất thấp và tần số cao là một thách thức đối với cơ cấu mềm để hoạt động với không gian làm việc lớn. Do đó, bản lề uốn trong cơ cấu bộ khuếch đại kiểu cầu trong nghiên cứu này được thiết kế bởi SolidWorks. Chuyển vị và ứng suất chính lớn nhất của mô hình nghiên cứu được phân tích bằng phân tích phần tử hữu hạn trong ANSYS. Phân tích quan hệ màu xám với trọng số được xác định bằng phương pháp MEREC được sử dụng để tối đa hóa chuyển vị và giảm ứng suất chính. Kết quả phân tích phần tử hữu hạn cho thấy các biến thiết kế đã ảnh hưởng đáng kể đến chuyển vị và ứng suất. Kết quả tối ưu của chuyển vị và ứng suất thu được lần lượt là 0,63287 mm và 59,668 MPa. Những kết quả này cũng đã được xác minh bằng các phương pháp TOPSIS. Độ khuếch đại chuyển vị đạt được hơn 63,252 lần.

**Từ khóa:** Cơ cấu khuếch đại kiểu cầu, Phân tích quan hệ xám, TOPSIS method. Phương pháp phần tử hữu hạn

## I. GIỚI THIỆU

Độ dịch chuyển của cơ cấu mềm sử dụng bản lề uốn yêu cầu càng lớn thì càng tốt. Bởi vì độ dịch chuyển cao giúp cơ cấu có không gian làm việc lớn. Tuy nhiên, ứng suất của hệ cơ đòi hỏi phải thấp. Do đó, khớp khớp bản lề uốn được thiết kế cho cơ cấu khuếch đại kiểu cầu [1]. Mô hình phân tích phần tử hữu hạn (FEA) trong ANSYS được sử dụng để phân tích chuyển vị và ứng suất. Việc tối ưu hóa cấu trúc liên kết đã được áp dụng để chọn các khớp uốn có chuyển vị cao và cấu trúc ứng suất thấp. Tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển cao thuận lợi của cơ cấu kiểu cầu [2]. Lý thuyết trục vít đã được xác nhận bằng phân tích và thử nghiệm phần tử hữu hạn cho cơ cấu mềm kiểu cầu ba chiều với khớp nối đàn hồi hình chữ V và bản lề uốn dạng lá. Tỷ lệ khuếch đại thu được là 41 lần và tỷ lệ khuếch đại tương đối là 0,93. Phân tích phần tử hữu hạn trong ANSYS và thử nghiệm đã được sử dụng để xác nhận độ dịch chuyển cao và tần số đầu tiên cao được xác định bằng mô hình động học lý thuyết cho cơ cấu dẫn động áp điện tuân theo hai đầu ra [3]. Phương pháp mô hình cơ thể giả cứng (PRBM) và phương pháp ma trận [4] được sử dụng để phân tích độ giãn nở lớn và đột quy lớn; kết quả phân tích này thu được không gian làm việc 14,4 mrad x 16,6 mrad và được xác minh bằng phân tích phần tử hữu hạn trong ANSYS và thử nghiệm. Bản lề uốn giảm chấn giúp cơ chế tuân thủ giảm rung nhờ thiết kế cải tiến của bản lề tròn với cấu trúc phụ giống như com [5]. A loss factor mathematical model for the flexible joint was developed based on the pseudo-rigid body model. The experiment and simulation verified this mathematical model and confirmed the damping joint's effectiveness. The new mathematic model established based on assuming the member of the mechanical amplification system was fully compliant [6]. Mô hình này cũng đã so sánh với nghiên cứu trước đó và được kiểm chứng bằng phân tích và thực nghiệm phần tử hữu hạn. Phương pháp cấu trúc liên kết được sử dụng để tối đa hóa tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển của cơ chế khuếch đại cầu dựa trên hình dạng thay đổi và độ cứng của vật liệu [7]. Bản lề uốn dạng lá, bản lề uốn tròn bên phải và bản lề uốn hình chữ V được sử dụng cho cơ cấu khuếch đại kiểu cầu để tối đa hóa tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển [8, 9]. Dầm đỡ và dầm ngang cũng được sử dụng để tăng khả năng làm việc của các hệ thống cơ khí. Mô hình động-tĩnh dựa trên phương pháp ma trận tuân thủ và mô hình động dựa trên phương pháp Lagrangian đã được xác nhận bằng phân tích phần tử hữu hạn trong ANSYS và thử nghiệm. Mô hình toán học được áp dụng để xác định độ cứng và tần số cộng hưởng của cơ chế dao động với bản lề uốn [10]. FEA và thí nghiệm đã xác nhận rằng các kết cấu vi mô được lập mô hình toán học này được tạo ra trên các bề mặt hình trụ phù hợp. Để tăng sự dịch chuyển của giai đoạn chuyển động vi mô XY. Công trình nghiên cứu áp dụng mô hình tuyến tính và phi tuyến đơn giản hóa [11]. Mô hình này được thực hiện trong MATLAB trong vòng 140 giây. FEA và thử nghiệm đã xác minh kết quả. Phương pháp Taguchi và phân tích quan hệ xám dựa trên FEA đã được sử dụng để thu được tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển cao [12]. Các kết quả cũng được xác nhận bằng phân tích phương sai phân tích của hồi quy. Vi cơ cấu kẹp sử dụng bộ khuếch đại kiểu cầu và cơ cấu hình bình hành được thiết kế và sản xuất để thử nghiệm nhằm xác minh kết quả phân tích phần tử hữu hạn của ANSYS [13]. Sơ đồ bộ định vị micro-nano 6 bậc tự do được thiết kế và chế tạo cho thực nghiệm nhằm khẳng định mô hình lý thuyết phân tích lực, mô hình khuếch đại chuyển vị [14]. Kết quả FEA và kết quả thực nghiệm cũng được so sánh với nghiên cứu trước. Dầm linh hoạt và bản lề uốn được cải tiến cấu trúc cho cơ cấu với DOF xoay [15].

Các nghiên cứu trước đây đã sử dụng các lý thuyết, phương pháp phân tích, FEA và thử nghiệm để thu được tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển mong muốn. Tuy nhiên, kết quả của các phương pháp này đạt tỷ số khuếch đại không cao. Khác với các nghiên cứu trước, phân tích quan hệ màu xám đã được áp dụng để xác định tỷ lệ khuếch đại tối ưu của cơ cấu khuếch đại kiểu cầu dựa trên FEA trong ANSYS. Và kết quả tối ưu cũng đã được khẳng định bằng phương pháp TOPSIS. Phần còn lại của bài báo được trình bày như sau: thiết kế cơ cấu mềm kiểu cầu mới và mô hình phần tử hữu hạn được trình bày trong phần 2, các phương pháp



tối ưu được phân tích trong phần 3, kết quả và thảo luận được phân tích và so sánh trong phần 4, và kết luận đã được mô tả trong phần 5.

## II. THIẾT KẾ MÔ HÌNH VÀ PHÂN TÍCH PHẦN TỬ HỮU HẠN

### A. Thiết kế mô hình cơ cấu khuếch đại kiểu cầu

Mô hình ba chiều của một cơ cấu kiểu cầu được thiết kế bởi SolidWorks, như được trình bày trong Hình 1. Tổng kích thước của mô hình nghiên cứu được xác định trong Hình 2. Trong hình này, độ dày của bản lề uốn là 0.3 mm. Như đã chỉ ra trong Hình 2, kích thước của các biến thiết kế bao gồm biến  $x$  là chiều dài theo trục hoành. Biến  $y$  là khoảng cách giữa hai tâm của hai bản lề uốn theo trục tung. Biến  $z$  và biến  $t$ , tương tự biến  $y$  là khoảng cách giữa hai bản lề uốn theo trục tung. Biến  $w$  là khoảng cách giữa liên kết cứng và uốn theo trục tung. Để xác định các giá trị chuyển vị và ứng suất chính lớn nhất của mô hình nghiên cứu, bên cạnh mô hình nghiên cứu được phân tích bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong ANSYS. Mô hình phần tử hữu hạn và điều kiện biên được thiết lập trong mục 2.2.

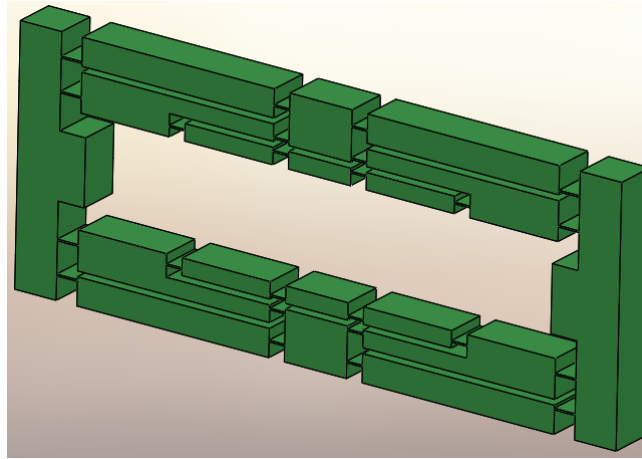


Figure 1. Three-direction modeling of bridge type amplifier mechanism

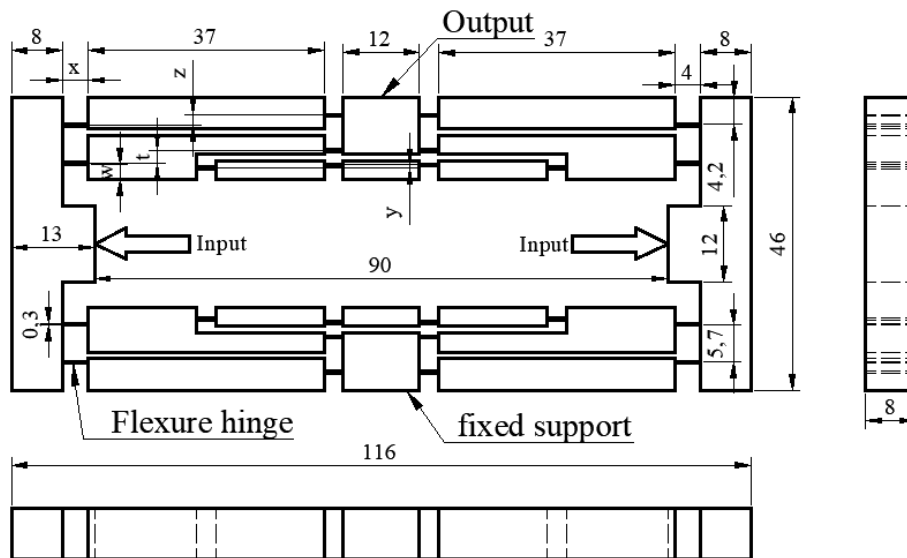
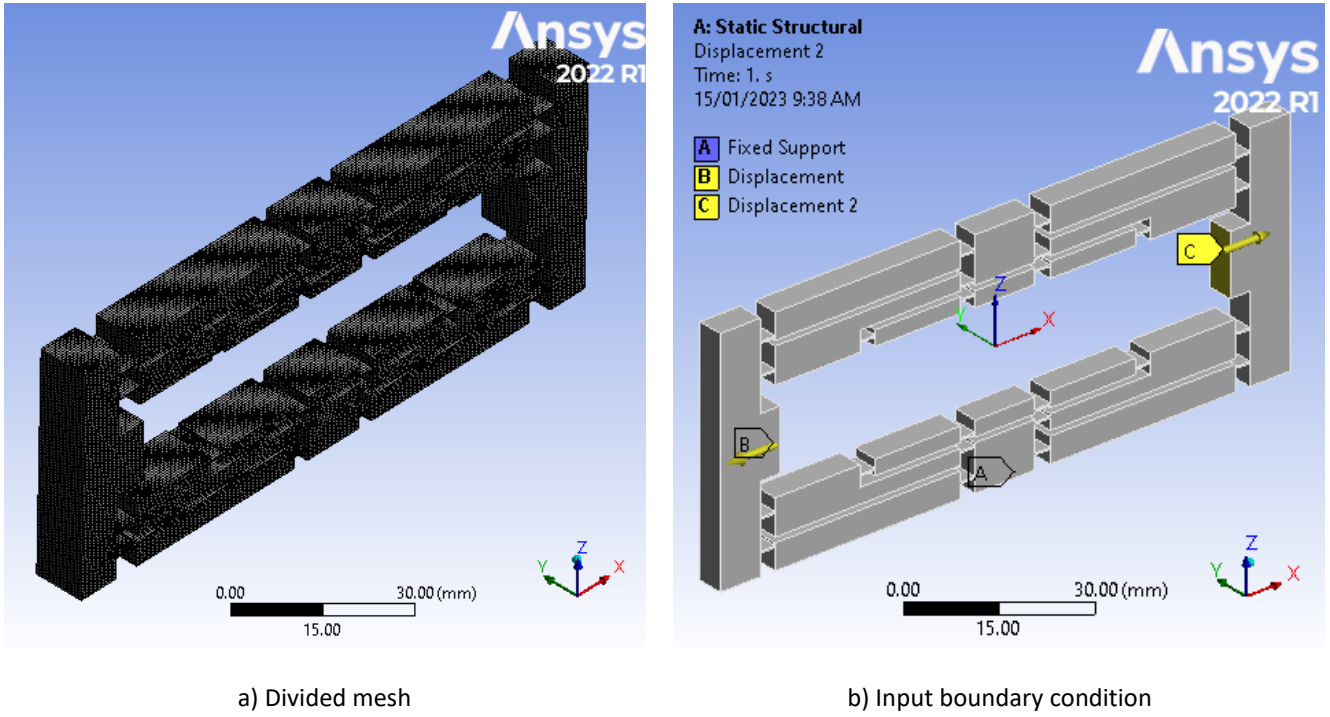


Figure 2. The projection of the bridge-type amplifier mechanism

### B. Phân tích phần tử hữu hạn

Mô hình phần tử hữu hạn được thiết lập trong ANSYS như sau:

Trước hết, vật liệu nhôm Al 6061-T6 được chọn để phân tích với mô đun đàn hồi Young là 69 GPa và tỷ lệ Poisson là 0,33; bên cạnh việc mô hình hóa được chia lưới bằng phương pháp tự động với kích thước phần tử là 0,5mm, 408384 phần tử tứ giác và 11402140 nút. Và kết quả chia lưới được minh họa trên hình 3a. Điều kiện biên cho mô hình như sau: trước hết, giá đỡ cố định được thiết lập trên bề mặt A tại vị trí như được chỉ ra trong Hình 3a và Hình 3b. Tiếp theo, chuyển vị đầu vào với 0.01 mm được đặt vào vị trí tại bề mặt B và C, như trong Hình 3b. Và cuối cùng, chọn công cụ solve để phân tích. Kết quả trong phân tích này là chuyển vị và ứng suất chính lớn nhất. Công việc này được thực hiện cho 27 trường hợp. Để chọn ra một trường hợp tối ưu, các phương pháp tối ưu đa mục tiêu đã được áp dụng như đã trình bày ở phần 3 và kết quả tối ưu được trình bày ở phần 4.



**Figure 3.** Divided mesh and input boundary condition for the displacement amplifier mechanism

### C. Xác định trọng số bằng phương pháp MEREC

Trọng số của mục tiêu tối ưu được xác định bằng phương pháp MEREC [16-19] như sau:

Bước 1: Xác định tiêu chuẩn của mục tiêu

$$h_{ij} = \frac{\min u_{ij}}{u_{ij}} \text{ nếu mục tiêu càng lớn là càng tốt} \quad (1)$$

$$h_{ij} = \frac{u_{ij}}{\max u_{ij}} \text{ nếu mục tiêu càng nhỏ càng tốt} \quad (2)$$

Trong đó  $u_{ij}$  là những giá trị biến dạng và ứng suất xác định được từ phân tích phần tử hữu hạn

Bước 2: Xác định hiệu suất tổng của tiêu chuẩn

$$S_i = \ln \left[ 1 + \left( \frac{1}{n} \sum_j |\ln(h_{ij})| \right) \right] \quad (3)$$

Bước 3: Xác định hiệu suất của tiêu chuẩn

$$S'_{ij} = \ln \left[ 1 + \left( \frac{1}{n_{k,k \neq j}} \sum_k |\ln(h_{ij})| \right) \right] \quad (4)$$

Bước 4: Xác định sai lệch

$$E_j = |S'_{ij} - S_i| \quad (5)$$

Bước 5: Tính trọng số cho mỗi tiêu chuẩn

$$w_j = \frac{E_j}{\sum_k E_k} \quad (6)$$

## III. PHƯƠNG PHÁP TỐI ƯU

### A. Phân tích quan hệ xám (GRA)

Lý thuyết phân tích quan hệ xám được áp dụng rộng rãi cho hệ thống mà mô hình không chắc chắn hoặc thông tin không đầy đủ. Nó cung cấp một giải pháp hiệu quả cho vấn đề không chắc chắn, nhiều đầu vào rời rạc. GRA một phần của lý thuyết hệ thống mờ xám phù hợp để giải quyết nhiều yếu tố [20-28], như sau:

Step 1: Xác định giá trị của hàm mục tiêu

$$D_i^* = \frac{D_i^{(0)}(k) - \min D_i^{(0)}(k)}{\max D_i^{(0)}(k) - \min D_i^{(0)}(k)} \text{ nếu mục tiêu càng lớn càng tốt} \quad (7)$$

$$D_i^* = \frac{\max D_i^{(0)}(k) - D_i^0(k)}{\max D_i^{(0)}(k) - \min D_i^{(0)}(k)} \text{ nếu mục tiêu càng nhỏ càng tốt} \quad (8)$$

Trong đó  $D_i^{(0)}(k)$  là những giá trị biến dạng và ứng suất đạt được từ ANSYS.

*Bước 2:* Xác định sai lệch:

$$\Delta_{0i} = \|D_0^*(k) - D_i^*(k)\| \quad (9)$$

$$\Delta_{\min} = \max_{\forall j \in i} \min_{\forall k} \|D_0^*(k) - D_j^*(k)\| \quad (10)$$

$$\Delta_{\max} = \max_{\forall j \in i} \max_{\forall k} \|D_0^*(k) - D_j^*(k)\| \quad (11)$$

*Bước 3:* Xác định hệ số xám (GRG) ( $\gamma$ ) như sau:

$$\gamma_i(k) = \frac{\Delta_{\min} + \xi \Delta_{\max}}{\Delta_{0i} + \xi \cdot \Delta_{\max}} \quad (12)$$

ở đây,  $\xi \in [0,1]$  là hệ số phân phối, thường dùng là 0.5.

*Bước 4:* Tính GRG ( $\psi_i$ ) như sau:

$$\psi_i = \sum_{k=1}^n w_k \gamma_i(k) \quad (13)$$

Trong đó  $n$  là số thí nghiệm,  $w_k$  là trọng số của mỗi tiêu chí và được xác định bằng phương pháp MEREC.

*Bước 5:* Xác định hạng của giá trị GRG để khẳng định giá trị tối ưu theo nguyên tắc giá trị GRG lớn nhất là giá trị tối ưu.

*B. Phương pháp TOPSIS*

Phương pháp TOPSIS [29-32] được sử dụng để xác nhận kết quả tối ưu của của chuyển vị và ứng suất của cơ cấu khuếch đại kiểu cầu như sau:

*Bước 1:* Xác định giá trị chuẩn hóa của tiêu chí

$$n_{ij} = \frac{u_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n u_{ij}^2}} \quad (14)$$

Trong đó  $u_{ij}$  là những giá trị biến dạng và ứng suất xác định được từ phân tích phần tử hữu hạn

*Bước 2:* Xác định giá trị chuẩn hóa có trọng số của tiêu chí

$$v_{ij} = W_i n_{ij}, \text{ trong đó } W_i \text{ là trọng số của mỗi tiêu chí và được xác định bởi MEREC.} \quad (15)$$

*Bước 3:* Xác định giá trị lớn nhất và nhỏ nhất theo hàm mục tiêu

$$v^+ = (v_1^+, v_2^+, \dots, v_n^+) \quad (16)$$

$$v^- = (v_1^-, v_2^-, \dots, v_n^-) \quad (17)$$

*Bước 4:* Xác định giá trị  $S_i^+$  và  $S_i^-$  của tiêu chí tối ưu

$$S_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^+)^2} \quad (18)$$

$$S_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^-)^2} \quad (19)$$

*Bước 5:* Xác định giá trị  $CC_i$

$$CC_i = \frac{S_i^-}{S_i^+ + S_i^-} \quad (20)$$

*Bước 6:* Xếp hạng  $CC_i$  để xác nhận giá trị tối ưu theo nguyên tắc giá trị  $CC_i$  cực đại là giá trị tối ưu.

## IV. NHỮNG KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

### A. Thiết lập mô phỏng

**Bảng 1.** Biến thiết kế và các mức

Biến	Ký hiệu	Đơn vị	Mức 1	Mức 2	Mức 3
Chiều dài của bản lề uốn dạng lá	x	mm	3	4	5
Khoảng cách của hai bản lề uốn thứ 1	y	mm	0.5	1	1.5
Khoảng cách của hai bản lề uốn thứ 2	z	mm	1.5	2	2.5
Khoảng cách của hai bản lề uốn thứ 3	t	mm	2	2.5	3
Khoảng cách từ khâu cứng tuyệt đối tới bản lề uốn	w	mm	2.5	3	3.5

Các biến được lựa chọn như sau: Thứ nhất, chiều dài của bản lề uốn là biến x theo phương ngang với ba mức lần lượt là 3 mm, 4 mm và 5 mm. Khi đó, biến y, như được trình bày trên Hình 2 và liệt kê trong Bảng 1, là khoảng cách giữa hai tâm của hai bản lề uốn theo trục tung với ba mức lần lượt là 0,5 mm, 1 mm và 1,5 mm. Biến z, như được trình bày trên Hình 2 và được liệt kê trong Bảng 1, là khoảng cách giữa hai tâm của hai bản lề uốn theo trục thẳng đứng với ba mức lần lượt là 0,5 mm, 1 mm và 1,5 mm. Biến t, như được trình bày trong Hình 2 và được liệt kê trong Bảng 1, là khoảng cách giữa hai tâm của hai bản lề uốn theo trục thẳng đứng với ba mức lần lượt là 0,5 mm, 1 mm và 1,5 mm. Và cuối cùng, biến w, như được trình bày trong Hình 2 và được liệt kê trong Bảng 1, là khoảng cách từ liên kết cứng đến bản lề uốn theo trục thẳng đứng với ba mức: 2,5 mm, 3 mm và 3,5 mm. 27 trường hợp được thiết kế bởi Minitab. 27 mô hình được thiết kế bằng phần mềm SolidWorks. Và sau đó, 27 trường hợp đã được nhập vào mô-đun cấu trúc tĩnh trong ANSYS để phân tích chuyển vị và ứng suất. Mô hình phần tử hữu hạn của mô-đun này đã được thiết lập như đã trình bày trong phần 2.2. kết quả mô phỏng trong ANSYS được liệt kê trong Bảng 2.

**Table 2.** L27 orthogonal array and simulation results

Thứ tự thí nghiệm	x	y	z	t	w	Di	St
1	3	0.5	1.5	2	2.5	0.6325	59.6670
2	3	0.5	2	2.5	3	0.5790	68.3140
3	3	0.5	2.5	3	3.5	0.5350	79.9870
4	3	1	1.5	2.5	3.5	0.5330	77.0280
5	3	1	2	3	2.5	0.4590	62.1470
6	3	1	2.5	2	3	0.5390	68.7810
7	3	1.5	1.5	3	3	0.4150	55.0530
8	3	1.5	2	2	3.5	0.5460	75.1630
9	3	1.5	2.5	2.5	2.5	0.4400	66.9720
10	4	0.5	1.5	2	2.5	0.6300	71.5560
11	4	0.5	2	2.5	3	0.5740	74.6320
12	4	0.5	2.5	3	3.5	0.5290	80.0570
13	4	1	1.5	2.5	3.5	0.5390	75.8450
14	4	1	2	3	2.5	0.4620	73.1460
15	4	1	2.5	2	3	0.5390	81.2750
16	4	1.5	1.5	3	3	0.4250	78.3470
17	4	1.5	2	2	3.5	0.5490	78.8970
18	4	1.5	2.5	2.5	2.5	0.4430	62.8520
19	5	0.5	1.5	2	2.5	0.6280	81.1920
20	5	0.5	2	2.5	3	0.5690	82.7960
21	5	0.5	2.5	3	3.5	0.5230	83.9400
22	5	1	1.5	2.5	3.5	0.5440	78.5560
23	5	1	2	3	2.5	0.4710	72.9750
24	5	1	2.5	2	3	0.5390	80.7790
25	5	1.5	1.5	3	3	0.4360	62.5030
26	5	1.5	2	2	3.5	0.5510	89.5540
27	5	1.5	2.5	2.5	2.5	0.4460	72.7030

### B. Kết quả xác định trọng số bằng phương pháp MEREC

Để áp dụng phương pháp tối ưu đa mục tiêu cho dữ liệu mô phỏng, trước hết trọng số cho mỗi tiêu chí cần xác định trường hợp tối ưu để lựa chọn. Trong công trình này, phương pháp MEREC được áp dụng để xác định khối lượng. Phương pháp MEREC, như được trình bày trong phần 3.1, và kết quả của các phương trình. (1-5) được liệt kê trong bảng 3. Và kết quả trọng số của hai chỉ tiêu chuyển vị và ứng suất thu được lần lượt là 0,5261 và 0,4739. **Table 3.** Kết quả xác định trọng số của phương pháp MEREC

Thứ tự thí nghiệm	hij		Si	Sij'		Ej	
	Di	St		Di	St	Di	St
1	0.6556	0.6593	0.3503	0.1916	0.1892	0.1587	0.0023
2	0.7170	0.7628	0.2637	0.1539	0.1270	0.1098	0.0269
3	0.7758	0.8932	0.1684	0.1195	0.0550	0.0489	0.0645
4	0.7786	0.8601	0.1827	0.1179	0.0726	0.0648	0.0453
5	0.9043	0.6940	0.2094	0.0491	0.1678	0.1604	0.1187
6	0.7699	0.7680	0.2333	0.1229	0.1239	0.1104	0.0011
7	1.0000	0.6147	0.2177	0.0000	0.2177	0.2177	0.2177
8	0.7595	0.8393	0.2031	0.1289	0.0840	0.0742	0.0449
9	0.9430	0.7478	0.1610	0.0289	0.1357	0.1320	0.1067
10	0.6584	0.7990	0.2785	0.1898	0.1063	0.0887	0.0835
11	0.7227	0.8334	0.2260	0.1505	0.0872	0.0755	0.0633
12	0.7843	0.8940	0.1634	0.1146	0.0545	0.0488	0.0601
13	0.7703	0.8469	0.1935	0.1226	0.0798	0.0709	0.0428
14	0.8926	0.8168	0.1467	0.0552	0.0964	0.0914	0.0412
15	0.7693	0.9076	0.1652	0.1232	0.0474	0.0420	0.0758
16	0.9755	0.8749	0.0762	0.0123	0.0647	0.0639	0.0524
17	0.7556	0.8810	0.1852	0.1311	0.0614	0.0541	0.0697
18	0.9361	0.7018	0.1906	0.0325	0.1630	0.1582	0.1305
19	0.6611	0.9066	0.2279	0.1881	0.0478	0.0398	0.1402

20	0.7292	0.9245	0.1799	0.1466	0.0385	0.0333	0.1081
21	0.7938	0.9373	0.1379	0.1093	0.0319	0.0286	0.0774
22	0.7623	0.8772	0.1834	0.1273	0.0635	0.0561	0.0638
23	0.8811	0.8149	0.1533	0.0614	0.0975	0.0919	0.0361
24	0.7696	0.9020	0.1676	0.1230	0.0503	0.0446	0.0728
25	0.9510	0.6979	0.1864	0.0248	0.1654	0.1616	0.1405
26	0.7524	1.0000	0.1330	0.1330	0.0000	0.0000	0.1330
27	0.9303	0.7002	0.1942	0.0355	0.1640	0.1587	0.1285

### C. Kết quả của phương pháp phân tích quan hệ xám

Kết quả của các phương trình. (7-9), phương trình. (12) và phương trình. (13), như được trình bày trong Bảng 4, thu được bằng cách thay thế các giá trị chuyên vị và ứng suất thu được từ Bảng 4. Trong đó  $D_i^*(1)$  và  $D_i^*(2)$ , các giá trị của hàm mục tiêu của chuyên vị, càng lớn, thì tốt hơn, trong khi ứng suất càng nhỏ thì càng tốt.  $\Delta_{oi}(1)$  và  $\Delta_{oi}(2)$  là giá trị độ lệch của hai tiêu chí.  $\gamma_i(1)$  và  $\gamma_i(2)$  là hệ số quan hệ xám của hai tiêu chí. Và cuối cùng,  $\psi_i$  là giá trị cấp độ quan hệ xám (GRG). Thứ hạng của các giá trị GRG thu được trường hợp tối ưu theo tiêu chí giá trị GRG lớn nhất là tốt nhất. Qua đó, trường hợp thứ nhất là trường hợp tối ưu

**Bảng 4.** Kết quả phân tích quan hệ xám

Thứ tự thí nghiệm	$D_i^*(1)$	$D_i^*(2)$	$\Delta_{oi}(1)$	$\Delta_{oi}(2)$	$\gamma_i(1)$	$\gamma_i(2)$	$\psi_i$	Hạng
1	1.0000	0.8840	0.0000	0.1160	1.0000	0.8117	0.9108	1
2	0.7510	0.6160	0.2490	0.3840	0.6676	0.5656	0.6193	5
3	0.5500	0.2770	0.4500	0.7230	0.5263	0.4088	0.4706	20
4	0.5410	0.3630	0.4590	0.6370	0.5214	0.4398	0.4827	17
5	0.2010	0.7940	0.7990	0.2060	0.3849	0.7082	0.5381	8
6	0.5690	0.6020	0.4310	0.3980	0.5371	0.5568	0.5464	7
7	0.0000	1.0000	1.0000	0.0000	0.3333	1.0000	0.6492	4
8	0.6030	0.4170	0.3970	0.5830	0.5574	0.4617	0.5121	13
9	0.1150	0.6550	0.8850	0.3450	0.3610	0.5917	0.4703	21
10	0.9880	0.5220	0.0120	0.4780	0.9766	0.5112	0.7561	2
11	0.7300	0.4330	0.2700	0.5670	0.6494	0.4686	0.5637	6
12	0.5230	0.2750	0.4770	0.7250	0.5118	0.4082	0.4627	22
13	0.5670	0.3970	0.4330	0.6030	0.5359	0.4533	0.4968	14
14	0.2290	0.4760	0.7710	0.5240	0.3934	0.4883	0.4384	26
15	0.5710	0.2400	0.4290	0.7600	0.5382	0.3968	0.4712	19
16	0.0480	0.3250	0.9520	0.6750	0.3444	0.4255	0.3828	27
17	0.6160	0.3090	0.3840	0.6910	0.5656	0.4198	0.4965	15
18	0.1300	0.7740	0.8700	0.2260	0.3650	0.6887	0.5184	11
19	0.9760	0.2420	0.0240	0.7580	0.9542	0.3975	0.6904	3
20	0.7070	0.1960	0.2930	0.8040	0.6305	0.3834	0.5134	12
21	0.4940	0.1630	0.5060	0.8370	0.4970	0.3740	0.4387	25
22	0.5940	0.3190	0.4060	0.6810	0.5519	0.4234	0.4910	16
23	0.2570	0.4810	0.7430	0.5190	0.4023	0.4907	0.4442	24
24	0.5700	0.2540	0.4300	0.7460	0.5376	0.4013	0.4730	18
25	0.0980	0.7840	0.9020	0.2160	0.3566	0.6983	0.5185	10
26	0.6260	0.0000	0.3740	1.0000	0.5721	0.3333	0.4589	23
27	0.1430	0.7780	0.8570	0.2220	0.3685	0.6925	0.5220	9

### D. Kết quả của phương pháp TOPSIS

Để đảm bảo trường hợp đầu tiên là trường hợp tối ưu, TOPSIS đã được sử dụng để xác nhận. Các kết quả của phương trình từ Eq. (14-20) được trình bày trong Bảng 6. Các giá trị  $CC_i^*$  được xếp hạng theo mức tối đa là giá trị tốt nhất. Trong trường hợp đầu tiên thu được  $CC_i^*$  là 0,9199 là giá trị tối đa. Như vậy trường hợp đầu tiên là trường hợp tối ưu.

**Table 6.** Results of the TOPSIS method

Thứ tự thí nghiệm	$n_{ij}$		$v_{ij}$		Ki+	Ki-	$CC_i^*$	Rank
	$D_i$	St	$D_i$	St				
1	0.2319	0.1536	0.1220	0.0728	0.0049	0.0564	0.9199	1
2	0.2121	0.1777	0.1116	0.0842	0.0194	0.0410	0.6789	3
3	0.1960	0.2081	0.1031	0.0986	0.0361	0.0260	0.4183	19
4	0.1953	0.2004	0.1028	0.0950	0.0333	0.0275	0.4526	17
5	0.1681	0.1617	0.0885	0.0766	0.0347	0.0348	0.5010	9
6	0.1975	0.1789	0.1039	0.0848	0.0248	0.0350	0.5856	4
7	0.1521	0.1432	0.0800	0.0679	0.0420	0.0425	0.5029	8
8	0.2002	0.1956	0.1053	0.0927	0.0299	0.0309	0.5085	7
9	0.1612	0.1742	0.0848	0.0826	0.0400	0.0283	0.4140	20
10	0.2310	0.1862	0.1215	0.0882	0.0204	0.0471	0.6981	2
11	0.2104	0.1942	0.1107	0.0920	0.0267	0.0358	0.5730	5
12	0.1939	0.2083	0.1020	0.0987	0.0368	0.0249	0.4040	22
13	0.1974	0.1973	0.1039	0.0935	0.0314	0.0292	0.4819	10
14	0.1703	0.1903	0.0896	0.0902	0.0393	0.0224	0.3628	25
15	0.1976	0.2115	0.1040	0.1002	0.0370	0.0261	0.4132	21
16	0.1559	0.2038	0.0820	0.0966	0.0493	0.0140	0.2208	27
17	0.2012	0.2053	0.1059	0.0973	0.0335	0.0290	0.4639	13
18	0.1624	0.1635	0.0855	0.0775	0.0378	0.0334	0.4687	12

19	0.2300	0.2112	0.1210	0.1001	0.0322	0.0423	0.5674	6
20	0.2085	0.2154	0.1097	0.1021	0.0364	0.0309	0.4591	15
21	0.1916	0.2184	0.1008	0.1035	0.0415	0.0219	0.3457	26
22	0.1995	0.2044	0.1050	0.0968	0.0336	0.0284	0.4578	16
23	0.1726	0.1899	0.0908	0.0900	0.0383	0.0231	0.3766	23
24	0.1976	0.2102	0.1039	0.0996	0.0365	0.0263	0.4185	18
25	0.1599	0.1626	0.0841	0.0771	0.0390	0.0336	0.4628	14
26	0.2021	0.2330	0.1063	0.1104	0.0453	0.0263	0.3673	24
27	0.1634	0.1631	0.0860	0.0773	0.0373	0.0336	0.4745	11

Kết quả phân tích 2 phương pháp tối ưu đa mục tiêu cho thấy trường hợp thứ nhất là trường hợp tối ưu với tổ hợp các biến thiết kế ở mức 1 là x1y1z1t1w1. Kết quả tối ưu của chuyển vị và ứng suất chính lớn nhất lần lượt là 0,63252 mm và 59,667 MPa, như được trình bày trong Hình 6 và Hình 7. Tỷ số khuếch đại dịch chuyển thu được là 63,252 lần. Tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển cao hơn nghiên cứu trước [2, 6, 8, 9, 14], trong khi chỉ có 59.667 MPa.

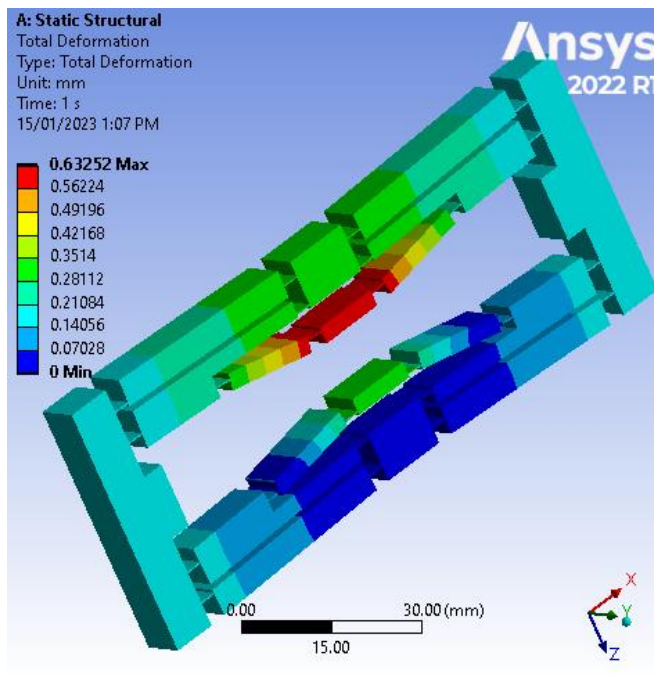


Figure 6. The optimal result of displacement

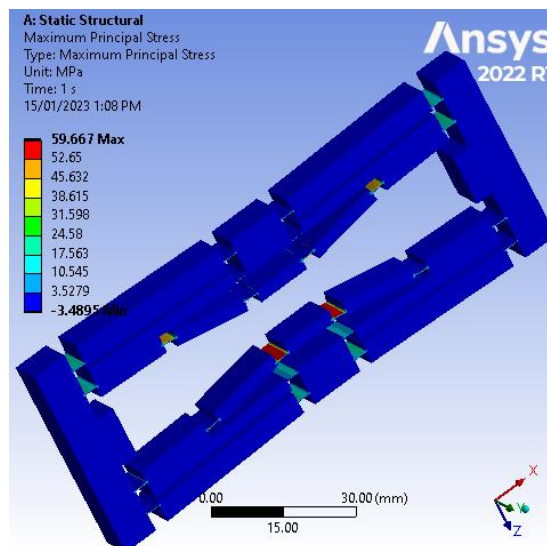


Figure 7. The optimal result of maximum principal stress

#### IV. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này có thể kết luận như sau: thứ nhất, 27 mô hình được thiết kế bởi SolidWorks dựa trên một thử nghiệm được thiết kế bởi Minitab. Sau đó, 27 mô hình được phân tích bằng mô hình phần tử hữu hạn để xác định chuyển vị và ứng suất chính lớn nhất cho 27 trường hợp. Việc xác định trường hợp tối ưu được thực hiện bằng phương pháp tối ưu hóa mục tiêu đột biến của phân tích quan hệ xám dựa trên phương pháp MERECC trọng số. Cuối cùng, trường hợp tối ưu thu được từ trường hợp đầu tiên bằng phân tích quan hệ xám. Và phương pháp tối ưu hóa đa mục tiêu TOPSIS áp dụng để xác nhận trường hợp đầu tiên. Như

vật 2 phương pháp tối ưu đa mục tiêu đều thu được trường hợp đầu tiên là trường hợp tối ưu với biến thiết kế tổ hợp ở mức 1 là  $x_1y_1z_1t_1w_1$ . Các giá trị tối ưu của chuyển vị và ứng suất chính lớn nhất thu được lần lượt là 0,63252 mm và 59,677 MPa. Tỷ lệ khuếch đại dịch chuyển của bản lề uốn cong cơ chế khuếch đại kiểu cầu mới thu được 63,252 lần.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] L. Cao, A. T. Dolovich, A. Chen, and W. Zhang, "Topology optimization of efficient and strong hybrid compliant mechanisms using a mixed mesh of beams and flexure hinges with strength control," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 121, pp. 213-227, 2018.
- [2] F. Chen, Z.-j. Du, M. Yang, F. Gao, W. Dong, and D. Zhang, "Design and analysis of a three-dimensional bridge-type mechanism based on the stiffness distribution," *Precision Engineering*, vol. 51, pp. 48-58, 2018.
- [3] S. Chen, M. Ling, and X. Zhang, "Design and experiment of a millimeter-range and high-frequency compliant mechanism with two output ports," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 126, pp. 201-209, 2018.
- [4] W. Chen, S. Chen, J. Qu, and W. Chen, "A large-range compliant remote center of motion stage with input/output decoupling," *Precision Engineering*, vol. 51, pp. 468-480, 2018.
- [5] Z. Chen, X. Jiang, and X. Zhang, "Damped circular hinge with integrated comb-like substructures," *Precision Engineering*, vol. 53, pp. 212-220, 2018.
- [6] K.-B. Choi, J. J. Lee, G. H. Kim, H. J. Lim, and S. G. Kwon, "Amplification ratio analysis of a bridge-type mechanical amplification mechanism based on a fully compliant model," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 121, pp. 355-372, 2018.
- [7] L. Clark, B. Shirinzadeh, J. Pinskiar, Y. Tian, and D. Zhang, "Topology optimisation of bridge input structures with maximal amplification for design of flexure mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 122, pp. 113-131, 2018.
- [8] W. Dong, F. Chen, F. Gao, M. Yang, L. Sun, Z. Du, *et al.*, "Development and analysis of a bridge-lever-type displacement amplifier based on hybrid flexure hinges," *Precision Engineering*, vol. 54, pp. 171-181, 2018.
- [9] F. Chen, J. Cai, W. Dong, and Z. Du, "A Generalized Mathematical Model for the Bridge-Type and Lever-Type Mechanism," vol. 11740, pp. 296-309, 2019.
- [10] Y. He, P. Zou, Z. Zhu, W.-L. Zhu, X. Yang, J. Cao, *et al.*, "Design and application of a flexure-based oscillation mechanism for surface texturing," *Journal of Manufacturing Processes*, vol. 32, pp. 298-306, 2018.
- [11] X. Herpe, R. Walker, M. Dunnigan, and X. Kong, "On a simplified nonlinear analytical model for the characterisation and design optimisation of a compliant XY micro-motion stage," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 49, pp. 66-76, 2018.
- [12] N.-T. Huynh, S.-C. Huang, and T.-P. Dao, "Optimal displacement amplification ratio of bridge-type compliant mechanism flexure hinge using the Taguchi method with grey relational analysis," *Microsystem Technologies*, vol. 27, pp. 1251-1265, 2018.
- [13] C. Liang, F. Wang, B. Shi, Z. Huo, K. Zhou, Y. Tian, *et al.*, "Design and control of a novel asymmetrical piezoelectric actuated microgripper for micromanipulation," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 269, pp. 227-237, 2018.
- [14] C. Lin, Z. Shen, Z. Wu, and J. Yu, "Kinematic characteristic analysis of a micro-/nano positioning stage based on bridge-type amplifier," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 271, pp. 230-242, 2018.
- [15] M. Ling, J. Cao, L. L. Howell, and M. Zeng, "Kinetostatic modeling of complex compliant mechanisms with serial-parallel substructures: A semi-analytical matrix displacement method," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 125, pp. 169-184, 2018.
- [16] M. Keshavarz-Ghorabae, M. Amiri, E. K. Zavadskas, Z. Turskis, and J. Antucheviciene, "Determination of Objective Weights Using a New Method Based on the Removal Effects of Criteria (MEREK)," *Symmetry*, vol. 13, p. 525, 2021.
- [17] M. Keshavarz-Ghorabae, "Assessment of distribution center locations using a multi-expert subjective-objective decision-making approach," *Sci Rep*, vol. 11, p. 19461, Sep 30 2021.
- [18] A. Borchers and T. Pieler, "Programming pluripotent precursor cells derived from Xenopus embryos to generate specific tissues and organs," *Genes (Basel)*, vol. 1, pp. 413-26, Nov 18 2010.
- [19] G. Shanmugasundar, G. Sapkota, R. Ćep, and K. Kalita, "Application of MEREK in Multi-Criteria Selection of Optimal Spray-Painting Robot," *Processes*, vol. 10, p. 1172, 2022.
- [20] N. C. Vu, N. T. Huynh, and S. C. Huang, "Optimization the first frequency modal shape of a tensural displacement amplifier employing flexure hinge by using Taguchi Method," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1303, p. 012016, 2019.
- [21] C. N. Wang, K. P. Truong, N. T. Huynh, and H. Nguyen, "Optimization on effects of design parameter on displacement amplification ratio of 2 DOF working platform employing Bridge-type compliant mechanism flexure hinge using Taguchi method," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1303, p. 012053, 2019.
- [22] C. N. Wang, K. P. Truong, N. T. Huynh, and L. Q. Nhat Hoang, "Optimization effects of design parameter on the first frequency modal of a Bridge-type compliant mechanism flexure hinge by using the Taguchi method," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1303, p. 012063, 2019.
- [23] N.-T. Huynh, S.-C. Huang, and T.-P. Dao, "Design variables optimization effects on acceleration and contact force of the double sliders-crank mechanism having multiple revolute clearance joints by use of the Taguchi method based on a grey relational analysis," *Sādhanā*, vol. 45, 2020.
- [24] N. T. H. and Q. M. Nguyen, "Application of grey relational approach and artificial neural network to optimise design parameters of bridge-type compliant mechanism flexure hinge," *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, vol. 18, pp. 8505-8522, 2021.
- [25] T. V. T. Nguyen, N.-T. Huynh, N.-C. Vu, V. N. D. Kieu, and S.-C. Huang, "Optimizing compliant gripper mechanism design by employing an effective bi-algorithm: fuzzy logic and ANFIS," *Microsystem Technologies*, vol. 27, pp. 3389-3412, 2021.
- [26] Q. P. Tran, N. T. Huynh, and S. C. Huang, "Artificial neural network base on grey relational analysis estimate displacement of bridge-type amplifier," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 1113, p. 012007, 2021.
- [27] C. N. Wang, F. C. Yang, V. T. T. Nguyen, Q. M. Nguyen, N. T. Huynh, and T. T. Huynh, "Optimal Design for Compliant Mechanism Flexure Hinges: Bridge-Type," *Micromachines (Basel)*, vol. 12, Oct 23 2021.
- [28] M. H. Vu, N. T. Huynh, K. N. Nguyen, A. S. Tran, and Q. M. Nguyen, "Optimal Stress and Strain of Helical Gear and Rack in the Steering System," *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, vol. 9, pp. 697-706, 2022.
- [29] T. Niranjana, B. Singaravel, and S. Srinivasulu Raju, "Optimization of hole quality parameters using TOPSIS method in drilling of GFRP composite," *Materials Today: Proceedings*, vol. 62, pp. 2109-2114, 2022.
- [30] T. Prabhuram, S. Prathap Singh, J. Immanuel Durairaj, D. Elilraja, M. Chrispin Das, and D. Arthur Jebastine Sunderraj, "Optimization of operation parameters in machining of functionally graded metal matrix composite using TOPSIS," *Materials Today: Proceedings*, vol. 62, pp. 429-433, 2022.
- [31] G. Singh, A. Kumar, V. Aggarwal, and S. Singh, "Experimental investigations and optimization of machining performance during turning of EN-31 steel using TOPSIS approach," *Materials Today: Proceedings*, vol. 48, pp. 1089-1094, 2022.
- [32] K. T. G. B. A. A, and A. S., "Optimization of Machining parameters in wet and cryogenic Machining using TOPSIS approach," *Materials Today: Proceedings*, vol. 62, pp. 1157-1162, 2022.

# TÍNH TOÁN VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG BẰNG PHẦN MỀM INVENTOR

Huỳnh Văn Nam

Khoa Công nghệ Cơ Khí

Trường Đại học Công nghiệp Thực phẩm Thành phố Hồ Chí Minh

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: namhv@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Bài viết giới thiệu việc tính toán và mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng bằng phần mềm Inventor. Quá trình tính toán được thực hiện nhanh chóng, chính xác, giảm thời gian và công sức so với tính toán thủ công. Mô phỏng trên phần mềm Inventor cho phép biết trước được kết quả thiết kế bằng mô hình ảo trên máy tính, từ đó có thể hiệu chỉnh trước khi chế tạo, nhằm giảm chi phí sản xuất và hạ giá thành sản phẩm. Việc tính toán và mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng bằng Inventor còn có thể dùng trong việc nghiên cứu, giảng dạy và học tập.

**Từ khóa:** Bộ truyền động bánh răng; phần mềm Inventor, thiết kế cơ khí.

## I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, bộ truyền động bánh răng dùng rất phổ biến và được tính toán theo 3 phương pháp: Phương pháp thủ công, truyền thống; Phương pháp tính bằng các chương trình do nhà thiết kế xây dựng và Phương pháp dùng các phần mềm cơ khí thông dụng. Mỗi phương pháp này đều có những ưu, nhược điểm riêng, tùy từng trường hợp mà người thiết kế sử dụng phương pháp nào.

Inventor là phần mềm cơ khí chuyên dùng được dùng rất phổ biến hiện nay. Phần mềm này cho phép tính toán các bộ truyền cơ khí thông dụng như bộ truyền động đai, bộ truyền động bánh răng, trục vít... Đồng thời, cho phép mô phỏng quá trình tháo lắp, mô phỏng chuyển động, mô phỏng động học và động lực học các sản phẩm cơ khí. Việc dùng Inventor để tính toán và mô phỏng động lực học các bộ truyền cơ khí, cho phép thực hiện tính toán nhanh chóng, chính xác, tránh được sai sót nhầm lẫn, đồng thời xem trước được hoạt động của các bộ truyền bằng mô hình ảo, từ đó có thể hiệu chỉnh thiết kế, trước khi chế tạo thực, nhằm tiết kiệm chi phí sản xuất và hạ giá thành sản phẩm.

Bài báo này trình bày phương pháp tính toán và mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng bằng phần mềm Inventor. Phương pháp này có thể sử dụng trong thực tiễn sản xuất, cũng như trong công tác nghiên cứu, giảng dạy và học tập.

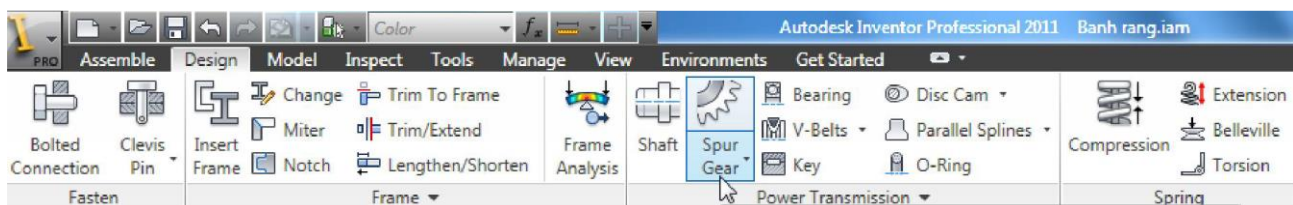
## II. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG BẰNG PHẦN MỀM INVENTOR

### A. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Để thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng cần xác định trước các thông số đầu vào: Công suất  $P(kW)$  hoặc mômen xoắn  $T(N.m)$ , số vòng quay  $n(vg/phút)$ , tỷ số truyền  $u$ .

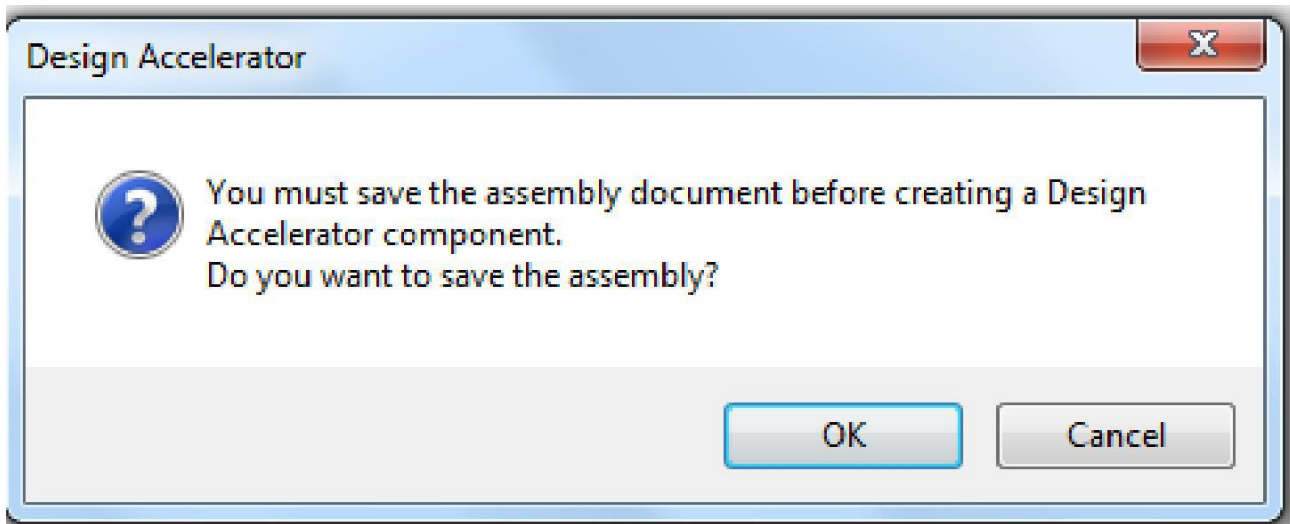
Khởi động Inventor vào môi trường lắp ghép Assembly.

Kích chọn lệnh Design \Spur Gear hình 1



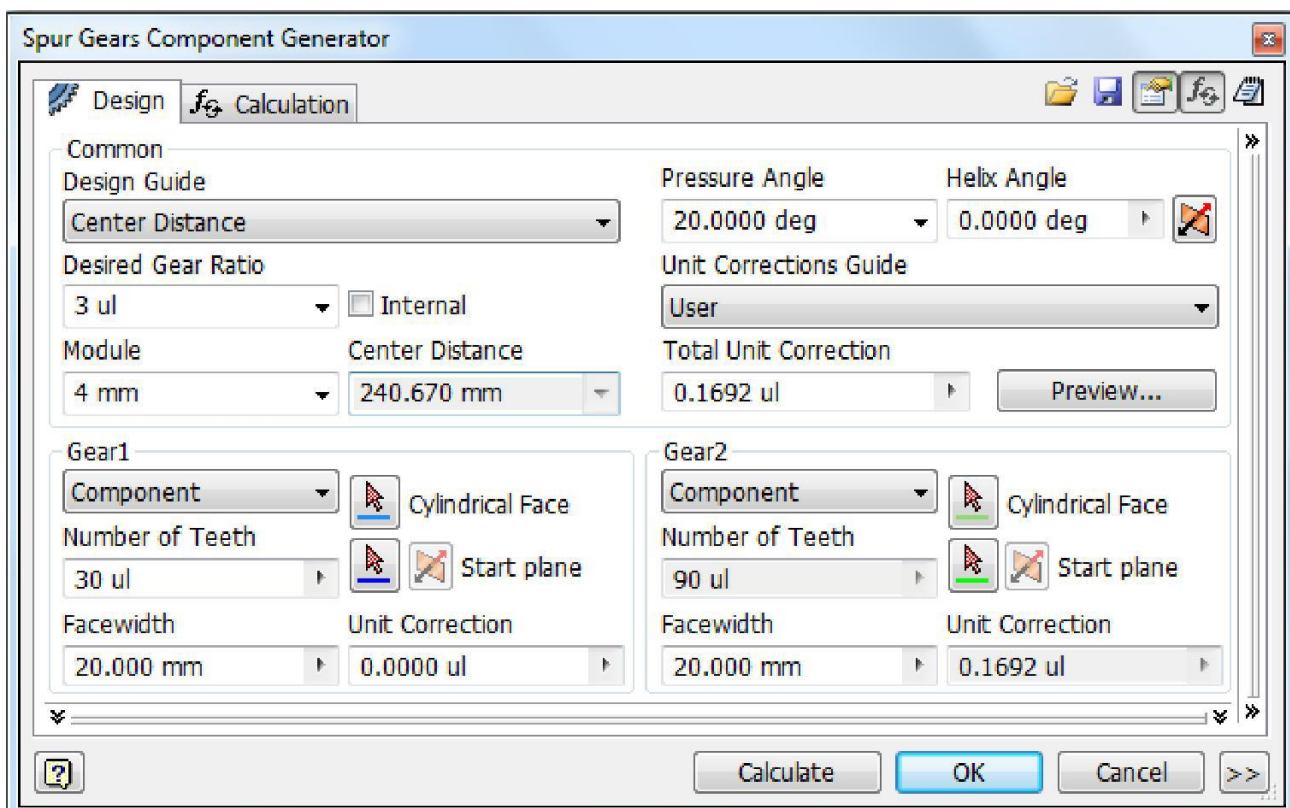
Hình 1 Các môđun tính toán, thiết kế và phân tích trong lĩnh vực kỹ thuật





Hình 2 Dòng nhắc lưu File trước khi thiết kế

Bạn chọn Ok, sau đó chọn thư mục lưu, đặt tên File thiết kế, ví dụ bạn đặt tên: Bộ truyền bánh răng, xong nhấn Save>Yes để bắt đầu thiết kế, khi đó sẽ xuất hiện hộp thoại như hình 3



Hình 3 Hộp thoại thiết kế bộ truyền bánh răng

Ý nghĩa của các tùy chọn trên hộp thoại hình 3:

B. Thẻ *Design Guide*: hướng dẫn thiết kế, gồm các tùy chọn

– *Module and Number of Teeth (m & z)*: tính mô đun và số răng dựa vào các thông số đầu vào.

– *Number of Teeth (z)*: tính số răng

– *Center Distance (aw)*: tính khoảng cách trục

– *Total Unit Correction*: tính hệ số dịch chỉnh

– *Module (m)*: tính mô đun.

\* *Design Gear Ratio*: nhập tỷ số truyền bánh răng thiết kế

\* *Internal*: bộ truyền ăn khớp trong

\* *Pressure Angle ( $\alpha_w$ )*: góc ăn khớp, có giá trị tiêu chuẩn: 14.5°, 20°, 25°, 30°, thông thường hay sử dụng góc 20°

\* Helix Angle ( $\beta$ ): góc nghiêng răng, theo tài liệu Inventor góc  $\beta$ :  $0^\circ$ - $55^\circ$ . Theo tài liệu cơ sở thiết kế máy: bộ truyền bánh răng nghiêng  $\beta$  nên chọn khoảng  $8^\circ$ - $20^\circ$  và trong bộ truyền chữ V có thể chọn  $\beta$  đến  $40^\circ$ . Nếu muốn đổi hướng nghiêng bạn nhấn nút đảo hướng bên cạnh

\* Total Unit Correction ( $\Sigma x$ ): hệ số dịch chỉnh

\* Preview: hiển thị hộp thoại có hình ảnh cho chúng ta xem các thông số thiết kế của cặp bánh răng và mô phỏng chuyển động ăn khớp của chúng. Tùy chọn này được chọn sau khi bạn đã tính toán xong.

\* Gear 1, Gear 2: chỉ ra kiểu thiết kế bánh răng, bạn nên chọn mặc định là Component

– *Component*: thành phần của bộ truyền

– *Feature*: dạng hình học

– *No model*: chỉ tính toán các thông số, không xuất hiện hình ảnh bánh răng khi thiết kế xong.

\* Cylindrical Face: chọn vị trí đặt bánh răng là mặt của trục (lắp bánh răng lên trục đã có)

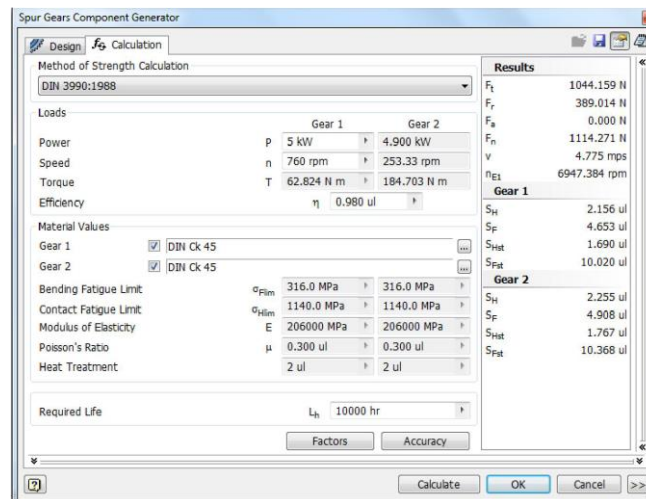
\* Start plant: chọn vị trí đặt bánh răng là mặt phẳng của của môi trường thiết kế (YZ, XZ, Y) hay mặt phẳng làm việc

\* Number of Teeth: số răng

\* Facewidth (b): bề rộng của bánh răng

\* Để xem các thông số của bộ truyền bạn kích vào nút more

### C. Thẻ Calculation: tính toán



Hình 4 Các tùy chọn thẻ tính toán

Ý nghĩa của các tùy trong thẻ Calculation hình 4

\* Method of Strength Calculation: chọn phương pháp tính bền. Inventor cung cấp cho bạn nhiều lựa chọn tính toán theo các tiêu chuẩn như: ANSI, ISO, DIN và CSN. Ở Việt Nam thường chọn theo tiêu chuẩn ISO.

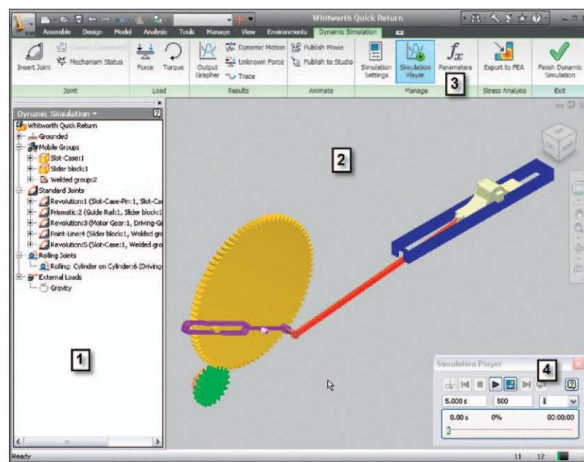
\* Loads: tại ô này bạn nhập các thông số tính toán như: công suất P, số vòng quay n, hiệu suất  $\eta$

\* Material Values: bạn chọn vật liệu cho từng loại bánh răng theo chuẩn SI.

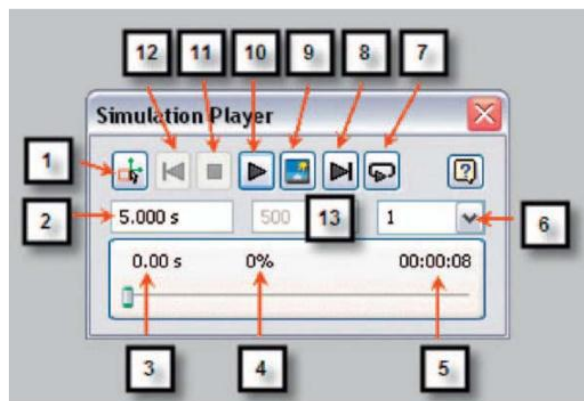
### B. Mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng

Để mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng, có thể sử dụng mô đun Dynamic Simulation. Mô đun này có thể truy cập trong môi trường Assembly environment của Inventor.

Môi trường Dynamic Simulation được trình bày trên hình 5



Hình 5 Môi trường Dynamic Simulation: 1 - trình duyệt mô phỏng động lực học; 2 – cửa sổ đồ họa mô phỏng động lực học; 3 – dải thực đơn; 4 – bảng điều khiển mô phỏng động lực



Hình 6 Bảng điều khiển mô phỏng động lực

1- Construction Mode (Chế độ chỉnh sửa) - Sau khi kết thúc quá trình mô phỏng, chế độ chỉnh sửa phải được lựa chọn để hiệu chỉnh các thông số mô phỏng.

2 – Final Time (Thời gian mô phỏng) – Xác định thời gian chạy mô phỏng.

3 – Simulation time (Bước thời gian mô phỏng) – Bước thời gian mô phỏng (Giá trị chỉ đọc được, không chỉnh sửa được).

4 – Percentage of Realized Simulation (Phần trăm đã chạy mô phỏng) – Giá trị chỉ đọc, không chỉnh sửa được, cho biết phần trăm mô phỏng đã hoàn thành.

5 – Real Time – Giá trị chỉ đọc, không chỉnh sửa được, cho biết thời gian thực đã trôi qua khi mô phỏng.

6 – Filter (Bộ lọc) – Thường được đặt giá trị 1. Có thể thay đổi giá trị khác 1; nếu đặt giá trị 10 thì trình mô phỏng sẽ bỏ qua tất cả các khung hình giữa 1 và 10 trong quá trình mô phỏng phát lại.

7 - Continuous Playback of simulation – Phát lại liên tục khi mô phỏng.

8 - Advances to end of simulation – Kết thúc ngay quá trình mô phỏng.

9 - Deactivate screen refresh at each time step (Hủy kích hoạt làm tươi màn hình tại mỗi bước thời gian) – Ngăn chặn việc làm tươi màn hình tại mỗi bước thời gian, hỗ trợ việc tăng tốc mô phỏng.

10 - Play simulation – Chạy mô phỏng.

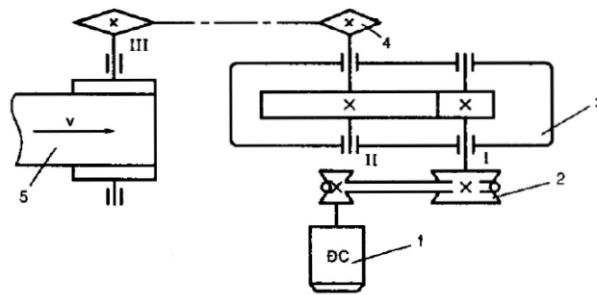
11 - Stop simulation – Dừng mô phỏng.

12 - Rewind simulation to beginning – Tua lại mô phỏng từ đầu.

13 - Images – Thường con số này càng cao thì mô phỏng càng mượt, nhưng thời gian khởi động mô phỏng sẽ lâu hơn.

### III. VÍ DỤ TÍNH TOÁN VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG BẰNG PHẦM MỀM INVENTOR

Tính toán và thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng trong hộp giảm tốc của hệ thống truyền động cho băng tải như hình 7. Các số liệu cho ở bảng 1. Tuổi thọ  $L=8000h$ , giả sử tải trọng thay đổi theo bậc với  $T_1=T$ ;  $T_2=0,6T$ ;  $T_3=0,4T$  và  $t_1=0,3tck$ ;  $t_2=0,3 tck$ ;  $t_4=0,4tck$



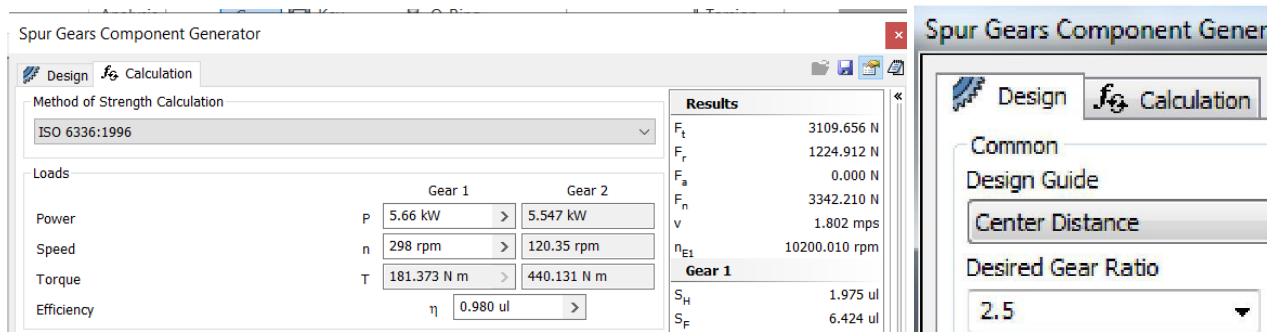
Hình 7 Hệ thống truyền động cho băng tải: 1- Động cơ; 2- Bộ truyền đai; 3- Hộp giảm tốc; 4- Bộ truyền xích; 5- Băng tải

Bảng 1 Thông số kỹ thuật của hệ thống

Trục Thông số	Động cơ	I	II	III
Công suất P (kW)	6,02	5,66	5,43	5
Tỷ số truyền u	3,25	2,5	2,5	
Momen xoắn T (N.mm)	59391	181385	434855,4	1001048,2
Số vòng quay n (vg/ph)	968	298	119,2	47,7

A. Nhập các thông số thiết kế cho trước

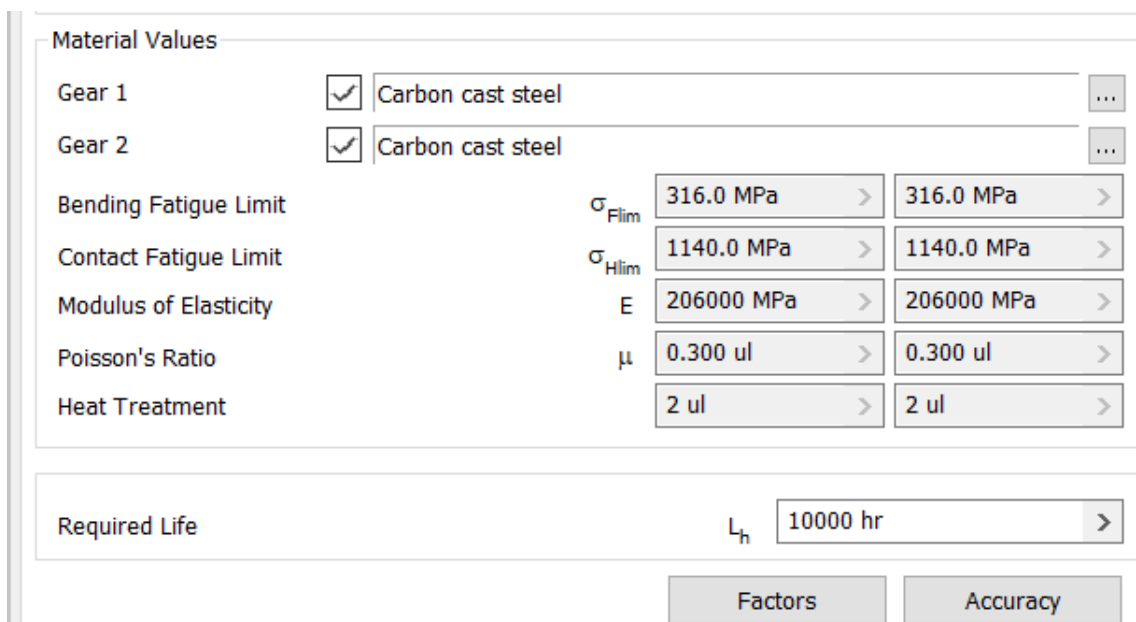
- Công suất:  $P=5,66\text{kW}$
- Số vòng quay:  $n=298$  (vg/ph)
- Tỷ số truyền:  $u=2,5$  trong Inventor tỷ số truyền được ký hiệu là i



Hình 8 Nhập các thông số thiết kế

B. Chọn vật liệu bánh răng

Bạn có thể chọn vật liệu bánh răng theo nhiều tiêu chuẩn khác nhau trong thư viện.



C. Nhập các thông số thể Design

a. Khoảng cách trục: khoảng cách trục sơ bộ theo [1]

$$a_w = 50(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\Psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

Theo bảng 6.15/231[1] do bánh răng nằm đối xứng ở các ổ trục nên  $\Psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$ , chọn  $\Psi_{ba} = 0,4$  theo tiêu chuẩn, khi đó  $\Psi_{bd}$  được tính theo công thức

$$\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{ba}(u + 1)}{2} = 0,7$$

Dựa vào  $\Psi_{bd}$  tra bảng 6.4 chọn  $K_{H\beta} = 1.02$  (chú ý nên chọn trong khoảng giữa). Trong đó u là tỉ số truyền đề bài cho:  $u = 2,5$   
 Chọn  $[\sigma_H] = 420MPa$ . Khoảng cách bộ truyền bánh răng được xác định

$$a_w = 50(2.5 + 1) \sqrt{\frac{181373 * 1.02}{0.4 * 420^2 * 2.5}} = 177,79$$

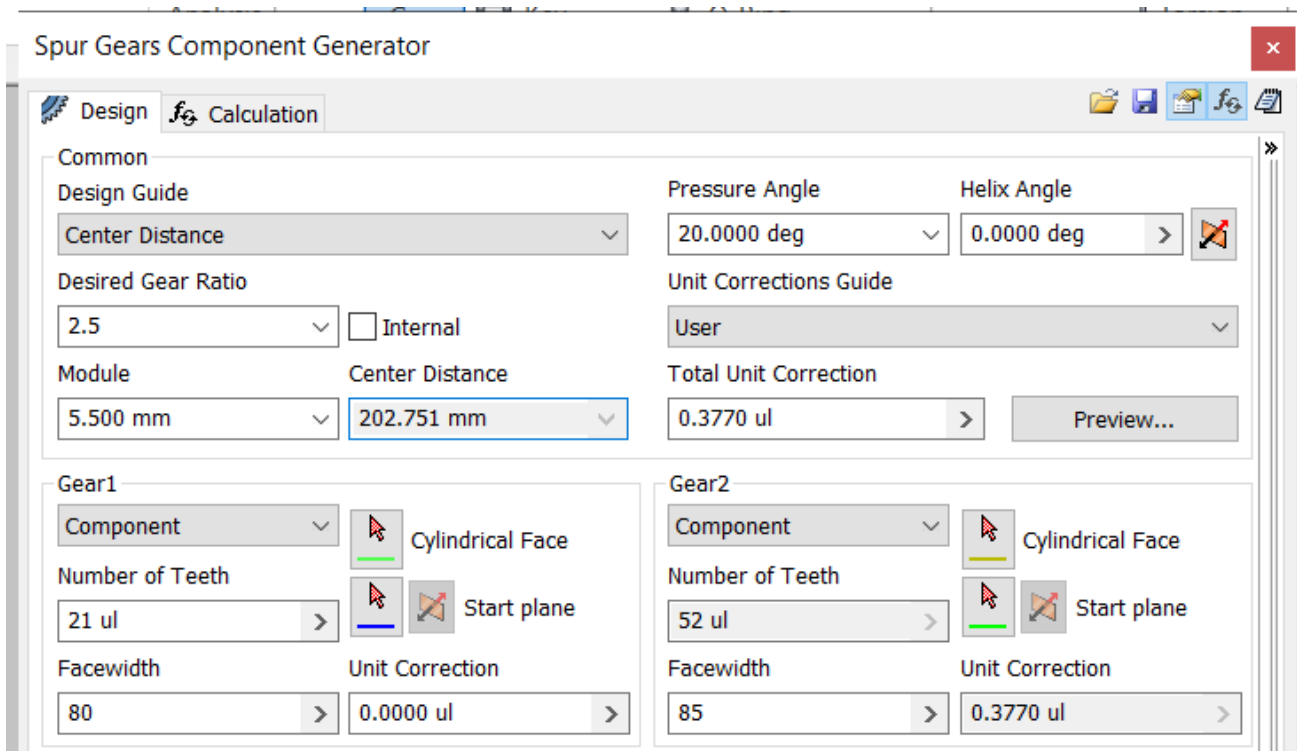
Chọn  $a_w = 200mm$

b. Chiều rộng vành răng [1]

- Bánh bị dẫn:  $b_2 = \Psi_{ba} a = 0.4 * 200 = 80mm$

- Bánh dẫn:  $b_1 = b_2 + 5 = 85mm$

c. Góc ăn khớp Pressure Angle ( $\alpha_w$ ): có giá trị tiêu chuẩn:  $14.5^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ , thông thường hay sử dụng góc  $20^\circ$  [1]



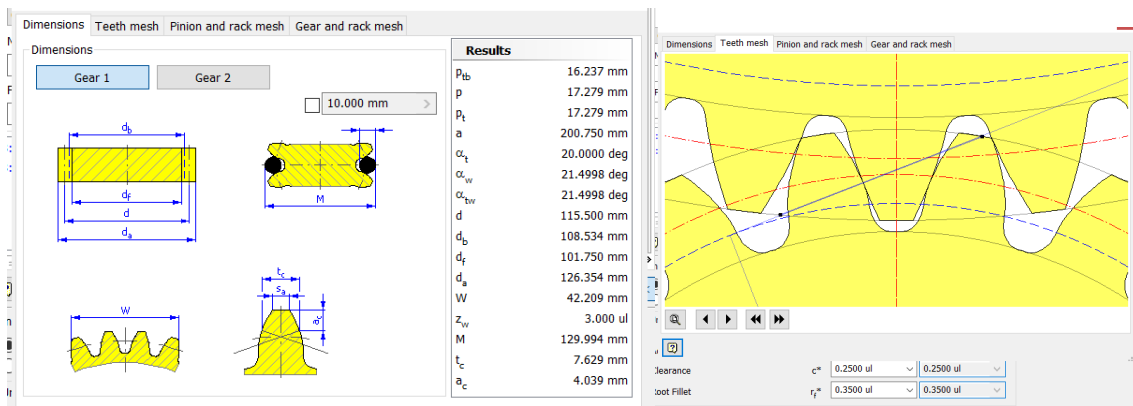
Hình 10 Nhập bề rộng vành răng

D. Nhập các thông số thể Calculation

E. Nhập hiệu suất bộ truyền của bánh răng: Bạn nhập  $\eta = 0.98$

F. Xong nhấn Caculate để tính toán, phần mềm Inventor sẽ tự động tính toán và báo kết quả.

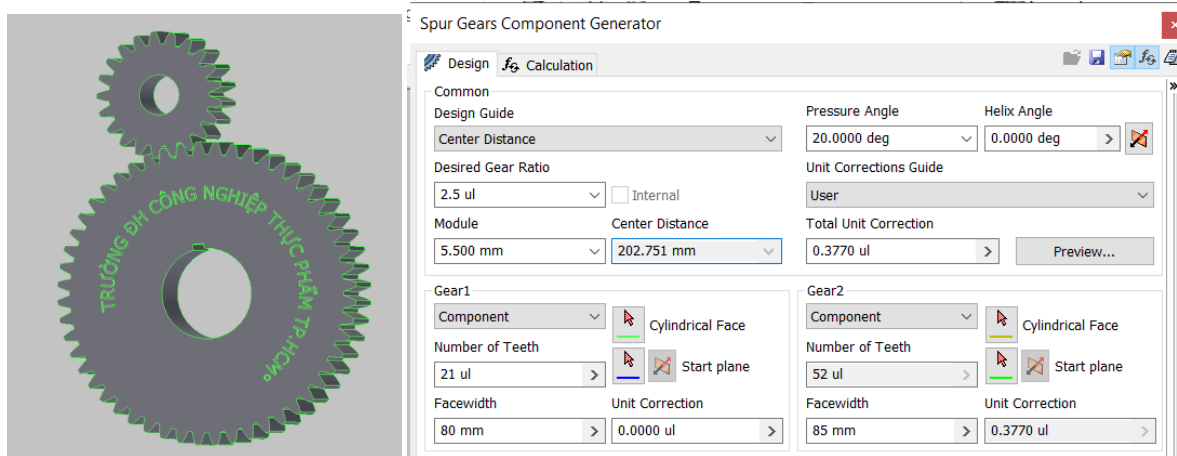
G. Kích vào Preview để xem trước các thông số của cặp bánh răng, kiểm tra góc ăn khớp ...



Hình 11 Các thông số và hình mô phỏng cặp bánh răng ăn khớp

### H. Xuất kết quả

Sau khi thực hiện tính toán, phần mềm sẽ cho kết quả và mô hình 3D của bộ truyền động bánh răng, tương ứng với số liệu của kết quả tính toán. Mô hình 3D được trình bày trên hình 12, còn kết quả có thể truy xuất bằng cách nhấn vào biểu tượng quyển sách “Results” nằm trên góc phải màn hình của trang Calculation.



Hình 12 Mô hình 3D bộ truyền bánh răng và “Results” kết quả

## IV. KẾT LUẬN

Bài báo đã giải quyết các vấn đề sau:

1. Trình bày phương pháp tính toán và mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng bằng phần mềm Inventor.
2. Trình bày ví dụ tính toán bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng với những số liệu cụ thể. Việc tính toán được thực hiện nhanh chóng, chính xác, trực quan. Kết quả tính toán gồm: Các thông số của bánh dẫn, bánh bị dẫn, các thông số về kiểm nghiệm độ bền và mô hình 3D của bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng, tương ứng với kết quả tính toán.
3. Trình bày ví dụ mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng, dựa trên kết quả tính toán ở trên. Kết quả mô phỏng cho phép hình dung trực quan chuyển động của bộ truyền động bánh răng, cùng với các thông số động lực học của nó.
3. Phương pháp tính toán và mô phỏng động lực học bộ truyền động bánh răng trình bày trong bài báo này có thể sử dụng trên thực tiễn sản xuất, cũng như trong công tác nghiên cứu, giảng dạy và học tập.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2008), *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*, tập 1 và 2, Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Hữu Lộc (2007), *Mô hình hóa sản phẩm cơ khí với Autodesk Inventor*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ Thuật, Tp. Hồ Chí Minh.
- [3]. Nguyễn Hữu Lộc (2006), *Thiết Kế Sản Phẩm Với Autodesk Inventor*, Nhà xuất bản Tổng Hợp TP. Hồ Chí Minh, Tp. Hồ Chí Minh.

## PHỤ LỤC

### Project Info

#### ☐ Guide

Design Guide - Center Distance

Unit Corrections Guide - User

Type of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Check Calculation

Method of Strength Calculation - ISO 6336:1996

#### ☐ Common Parameters

Gear Ratio	$i$	2.4762 ul
Desired Gear Ratio	$i_{in}$	2.5000 ul
Module	$m$	5.500 mm
Helix Angle	$\beta$	0.0000 deg
Pressure Angle	$\alpha$	20.0000 deg
Center Distance	$a_w$	202.751 mm
Product Center Distance	$a$	200.750 mm
Total Unit Correction	$\Sigma x$	0.3770 ul
Circular Pitch	$p$	17.279 mm
Base Circular Pitch	$p_{tb}$	16.237 mm
Operating Pressure Angle	$\alpha_w$	21.4998 deg
Contact Ratio	$\varepsilon$	1.5900 ul
Limit Deviation	$f_x$	0.0140 mm

of Axis Parallelity		
Limit Deviation of Axis Parallelity	$f_y$	0.0070 mm

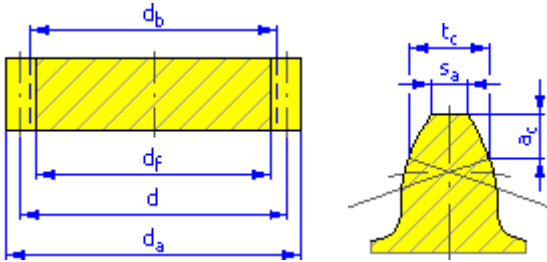
### ☐ Gears

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	$z$	21 ul	52 ul
Unit Correction	$x$	0.0000 ul	0.3770 ul
Pitch Diameter	$d$	115.500 mm	286.000 mm
Outside Diameter	$d_a$	126.354 mm	301.002 mm
Root Diameter	$d_f$	101.750 mm	276.397 mm
Base Circle Diameter	$d_b$	108.534 mm	268.752 mm
Work Pitch Diameter	$d_w$	116.651 mm	288.851 mm
Facewidth	$b$	80.000 mm	85.000 mm
Facewidth Ratio	$b_r$	0.6926 ul	0.2797 ul
Addendum	$a^*$	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	$c^*$	0.2500 ul	0.2500 ul
Root Fillet	$r_f^*$	0.3500 ul	0.3500 ul
Tooth Thickness	$s$	8.639 mm	10.149 mm
Tangential Tooth Thickness	$s_t$	8.639 mm	10.149 mm
Chordal Thickness	$t_c$	7.629 mm	8.962 mm



Chordal Addendum	$a_c$	4.039 mm	5.870 mm
Chordal Dimension	W	42.209 mm	110.963 mm
Chordal Dimension Teeth	$z_w$	3.000 ul	7.000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	129.994 mm	304.600 mm
Wire Diameter	$d_M$	10.000 mm	10.000 mm
Limit Deviation of Helix Angle	$F_\beta$	0.0140 mm	0.0180 mm
Limit Circumferential Run-out	$F_r$	0.0220 mm	0.0380 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	$f_{pt}$	0.0090 mm	0.0110 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	$f_{pb}$	0.0085 mm	0.0100 mm
Virtual Number of Teeth	$z_v$	21.000 ul	52.000 ul
Virtual Pitch Diameter	$d_n$	115.500 mm	286.000 mm
Virtual Outside Diameter	$d_{an}$	126.354 mm	301.002 mm
Virtual Base Circle Diameter	$d_{bn}$	108.534 mm	268.752 mm
Unit Correction without Tapering	$x_z$	0.4263 ul	-0.5234 ul
Unit Correction without Undercut	$x_p$	-0.2086 ul	-2.0217 ul

Unit Correction Allowed Undercut	$x_d$	-0.3785 ul	-2.1917 ul
Addendum Truncation	k	0.0132 ul	0.0132 ul
Unit Outside Tooth Thickness	$s_a$	0.7157 ul	0.7200 ul
Tip Pressure Angle	$\alpha_a$	30.7990 deg	26.7653 deg



### ☐ Loads

		Gear 1	Gear 2
Power	P	5.660 kW	5.547 kW
Speed	n	298.00 rpm	120.35 rpm
Torque	T	181.373 N m	440.131 N m
Efficiency	$\eta$	0.980 ul	
Radial Force	$F_r$	1224.912 N	
Tangential Force	$F_t$	3109.656 N	
Axial Force	$F_a$	0.000 N	
Normal Force	$F_n$	3342.210 N	
Circumferential Speed	v	1.802 mps	
Resonance Speed	$n_{E1}$	10200.010 rpm	

### ☐ Material

		Gear 1	Gear 2
		Carbon cast steel	Carbon cast steel
Ultimate Tensile Strength	$S_u$	590 MPa	590 MPa
Yield Strength	$S_y$	300 MPa	300 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	$\mu$	0.300 ul	0.300 ul
Bending Fatigue Limit	$\sigma_{Flim}$	316.0 MPa	316.0 MPa
Contact Fatigue Limit	$\sigma_{Hlim}$	1140.0 MPa	1140.0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	600 ul	600 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	$N_{Flim}$	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	$N_{Hlim}$	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	$q_F$	6.0 ul	6.0 ul
Wöhler Curve Exponent	$q_H$	10.0 ul	10.0 ul

for Contact			
Type of Treatment	type	2 ul	2 ul

**Strength Calculation**

**Factors of Additional Load**

Application Factor	$K_A$	1.200 ul	
Dynamic Factor	$K_{Hv}$	1.059 ul	1.059 ul
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1.911 ul	1.617 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1.221 ul	1.221 ul
One-time Overloading Factor	$K_{AS}$	1.000 ul	

**Factors for Contact**

Elasticity Factor	$Z_E$	189.812 ul	
Zone Factor	$Z_H$	2.398 ul	
Contact Ratio Factor	$Z_e$	0.896 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	$Z_B$	1.099 ul	1.000 ul
Life Factor	$Z_N$	1.000 ul	1.033 ul
Lubricant Factor	$Z_L$	0.962 ul	
Roughness Factor	$Z_R$	1.000 ul	
Speed Factor	$Z_v$	0.955 ul	

Helix Angle Factor	$Z_{\beta}$	1.000 ul	
Size Factor	$Z_X$	1.000 ul	1.000 ul
Work Hardening Factor	$Z_W$	1.000 ul	

#### ☐ Factors for Bending

Form Factor	$Y_{Fa}$	2.762 ul	2.122 ul
Stress Correction Factor	$Y_{Sa}$	1.576 ul	1.884 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	$Y_{Sag}$	1.000 ul	1.000 ul
Helix Angle Factor	$Y_{\beta}$	1.000 ul	
Contact Ratio Factor	$Y_{\epsilon}$	0.722 ul	
Alternating Load Factor	$Y_A$	1.000 ul	1.000 ul
Production Technology Factor	$Y_T$	1.000 ul	1.000 ul
Life Factor	$Y_N$	1.000 ul	1.000 ul
Notch Sensitivity Factor	$Y_{\delta}$	1.132 ul	1.157 ul
Size Factor	$Y_X$	1.000 ul	1.000 ul
Tooth Root Surface Factor	$Y_R$	1.000 ul	

#### ☐ Results

Factor of Safety from Pitting	$S_H$	1.975 ul	2.241 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	$S_F$	6.424 ul	7.596 ul
Static Safety in Contact	$S_{Hst}$	1.584 ul	1.740 ul
Static Safety in Bending	$S_{Fst}$	14.187 ul	16.413 ul
Check Calculation	<b>Positive</b>		

### ☐ Summary of Messages

9:08:34 AM  
Design:  
Gear 1: The Unit  
Correction  
(x) is less than the Unit  
Correction without  
Tapering  
( $x_z$ )

9:08:34 AM  
Calculation:  
Calculation indicates  
design compliance!

# ỨNG DỤNG PHẦN MỀM AUTODESK MOLDFLOW INSIGHT TRONG PHÂN TÍCH CAE CHO SẢN PHẨM NHỰA ÉP PHUN

Phan Hoàng Phụng

Khoa Công nghệ Cơ Khí

Trường Đại học Công nghiệp thực phẩm Tp. Hồ Chí Minh.

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: phungph@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## Tóm tắt

Trong quá trình thiết kế và chế tạo khuôn cho các sản phẩm nhựa ép phun, có rất nhiều yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng của sản phẩm, quan trọng nhất là các yếu tố liên quan đến dòng chảy nhựa trong quá trình điền đầy lòng khuôn như: nhiệt độ khối, áp suất phun, tỷ lệ co ngót,... Hiện nay có rất nhiều phần mềm CAD/CAE (Computer Aided Design/Computer Aided Engineering) để giải quyết, tối ưu các vấn đề trên, nhưng trong bài báo này tác giả tập trung nghiên cứu ứng dụng phần mềm Autodesk Moldflow Insight trong phân tích CAE cho sản phẩm nhựa ép phun. Kỹ thuật mô phỏng phân tích dòng chảy trên phần mềm Autodesk Moldflow Insight (AMI) giúp ta xác định được các phạm vi thông số như: nhiệt độ khuôn, nhiệt độ nóng chảy, tốc độ dòng chảy và thời gian làm mát... hợp lý khi tiến hành ép phun cho chi tiết. Các kết quả mô phỏng đã chứng tỏ được thiết kế và phương pháp phân tích là hợp lý và có khả năng trong ứng dụng thực tiễn thiết kế khuôn nhựa. Phương pháp mô phỏng này có thể xem là quy trình tổng quát để áp dụng vào quá trình thiết kế khuôn ép nhựa.

**Từ khóa:** mô phỏng dòng chảy nhựa, Autodesk Moldflow Insight, CAE, CAD/CAE

## I. GIỚI THIỆU

Hiện nay thiết kế và phát triển sản phẩm chiếm vị trí rất quan trọng trong sản xuất cơ khí, góp phần đổi mới và sáng tạo, nâng cao năng lực cạnh tranh cho doanh nghiệp. Ứng dụng công nghệ CAE hỗ trợ quá trình thiết kế, phân tích kỹ thuật giúp giảm thời gian đưa sản phẩm ra thị trường, hơn nữa giảm thiểu các rủi ro về kỹ thuật và chi phí cho quá trình sản xuất chế tạo. Các ngành công nghiệp nhựa, đồ gia dụng, và phụ trợ khác... đang phát triển mạnh mẽ cần áp dụng các kỹ thuật tạo mẫu tiên tiến nhất để đáp ứng nhu cầu sản xuất cao và hiệu quả kinh tế. Sản phẩm nhựa rất đa dạng về kích thước, hình dáng, và mẫu mã phức tạp đáp ứng được nhu cầu của khách hàng. CAE có khả năng giảm sự phức tạp quá trình thiết kế cũng như quản lý kích thước sản phẩm ở nhiều cấp độ khác nhau [1].

CAE là một công cụ rất phổ biến để phân tích dòng chảy nhựa trong quá trình thiết kế khuôn ép nhựa bằng cách nhập và chỉnh sửa các thông số đầu vào của quá trình ép phun để dự đoán kết quả của quá trình. CAE có thể trợ giúp người ép phun dự đoán và xác định các thông số ép phun có ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm, tìm ra hướng xử lý và tối ưu hóa thông số ép phun [2]. Nhiều nhà thiết kế đã áp dụng công cụ này vào quá trình thiết kế và sản xuất để giảm chi phí sản xuất và các rủi ro trong quá trình chế tạo sản phẩm. Năm 2011, W. Kuang và cộng sự [3] triển khai công nghệ CAE để phân tích cho vỏ máy ảnh kỹ thuật số. Autodesk Moldflow Insight (AIM) là một trong những phần mềm phân tích dòng chảy nhựa tốt nhất, được nhiều nhà thiết kế tin dùng vì có độ chính xác cao. G. Singh và cộng sự [4] hầu hết thấy rằng phần mềm Autodesk Moldflow Insight đã cho ra báo cáo phân tích mô phỏng với kết quả tốt so với bất kỳ phần mềm nào khác. AIM về cơ bản đã dự đoán chính xác các thông số: thời gian điền đầy, áp suất điền đầy và đưa ra kết quả mong muốn cho các nhà sản xuất.

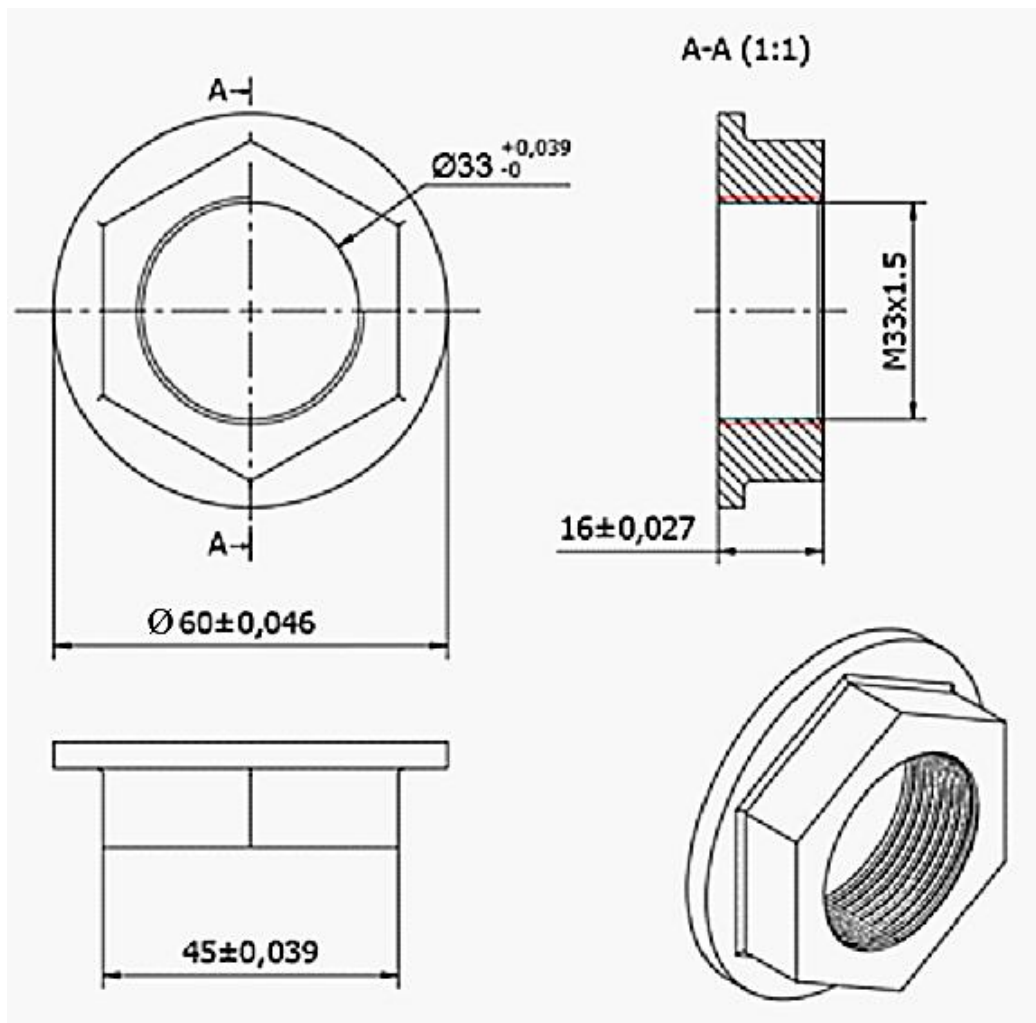
Quá trình ép phun thường được biết đến như một quá trình tạo hình dựa vào việc tạo áp suất cao từ hệ thống phun nhựa nóng chảy vào khoang trống có hình dạng của chi tiết cần sản xuất, sau đó làm nguội nhựa để định hình cho sản phẩm. Phương pháp này được áp dụng rất phổ biến trong ngành sản xuất nhựa do thời gian sản xuất ngắn, có thể tạo hình các chi tiết có hình dạng phức tạp và năng suất cao. [5] Vào năm 2017, nghiên cứu chỉ ra rằng ép phun là các quy trình tạo hình dạng lưới chính cho polyme nhiệt dẻo với hơn 30% tất cả các phần nhựa đã được sử dụng phương pháp này trong gia công phần nhựa. Bài báo này nghiên cứu ứng dụng của việc phân tích CAE vào quá trình ép nhựa để xác định được phạm vi 4 tham số chính ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm: nhiệt độ khuôn, nhiệt độ nóng chảy, tốc độ dòng chảy và thời gian làm mát.

## II. THIẾT KẾ SẢN PHẨM, THIẾT KẾ LÒNG KHUÔN VÀ HỆ THỐNG KÊNH DẪN NHỰA

Ứng dụng phần mềm AMI chạy mô phỏng để xác định các thông số thiết kế cơ bản có ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm khi ép phun. Dựa trên mục tiêu phân tích, kết luận phạm vi tối ưu các tham số thiết kế như: nhiệt độ khuôn, nhiệt độ nóng chảy, tốc độ dòng chảy và thời gian làm mát... Để đạt được kết quả tốt nhất, một số yếu tố phải phải được tính toán và cài đặt vào phần mềm như hệ thống kênh dẫn, cuống phun, miệng phun, ...Việc lựa chọn vật liệu nhựa cũng là một yếu tố chính trong việc phát triển chất lượng sản phẩm. Như đã được nói bởi các nhà nghiên cứu trước đây, chất lượng của sản phẩm nhựa phụ thuộc vào thông số quá trình, tính năng vật liệu và khuôn thiết kế [6].

### A. Thiết kế sản phẩm nhựa

Để ứng dụng phần mềm Autodesk Moldflow Insight tác giả thiết kế sản phẩm nổi ren như hình 1. Chi tiết được làm từ nhựa ABS - Acrylonitrin Butadien Styren. Đặc tính của nhựa ABS được nêu trong bảng 1.



Hình 1. Bản vẽ chi tiết của sản phẩm

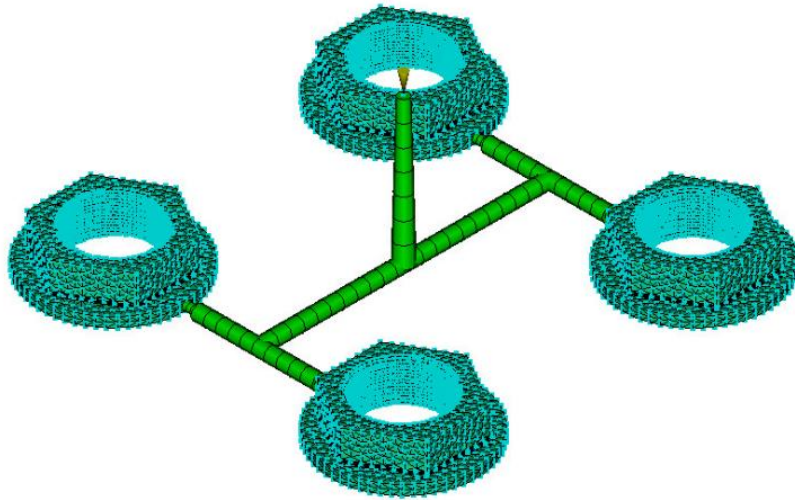
Bảng 1. Đặc tính của nhựa ABS

Đặc tính	Giá trị
Nhiệt độ nóng chảy (°C)	210
Nhiệt độ khuôn ép (°C)	40-80
Độ bền kéo (MPa)	2200
Tỷ lệ co ngót (%)	0.4-0.9
Mật độ (kg/m <sup>3</sup> )	1.165
Modun (MPa)	65
Chỉ số dòng chảy (g/phút)	4.5

### B. Thiết kế lòng khuôn và hệ thống kênh dẫn nhựa

Trong nghiên cứu này, phần mềm Autodesk Moldflow Insight được sử dụng để thiết kế một khuôn hai tấm với 4 lòng khuôn. Hệ thống cổng phun nhựa đơn. Sản phẩm được chia lưới với 8316 phần tử tam giác, điểm phun chọn ở phần tử 6550. Số lòng khuôn là 4, đường kính kênh dẫn chính là 4.5mm, chiều dài là 100mm, kênh dẫn phụ có đường kính 3.5mm và chiều dài mỗi đoạn kênh dẫn phụ là 50mm.





Hình 2. Bố trí lòng khuôn, kênh dẫn, cuống phun cho sản phẩm

Lòng khuôn được làm từ vật liệu Thép P20, đặc tính được nêu ở bảng 2.

Bảng 2. Đặc tính thép P20

Đặc tính	Giá trị
Mật độ khuôn (g/m <sup>3</sup> )	7.8
Nhiệt khuôn riêng (J/Kgs)	460
Độ dẫn nhiệt (w/moC)	29
Modun đàn hồi (MPa)	2.105
Hệ số giãn nở nhiệt của khuôn	0.33

### C. Thiết lập máy ép phun

Thông số máy ép phun được thiết lập mặc định trong phần mềm AMI. Bảng 3 thể hiện thông số của máy ép phun trong quá trình chạy mô phỏng.

Bảng 3. Thông số máy ép trong mô phỏng

Thông số	Giá trị
Giới hạn áp suất tối đa (MPa)	180
Tỷ lệ tăng cường trục vít	10
Thời gian phản hồi của máy	0.01
Lực kẹp tối đa (tấn)	700

### D. Tham số quy trình

Việc xác định các tham số quy trình trong nghiên cứu này được tham khảo qua một vài lần mô phỏng, và đưa ra phạm vi các tham số ổn định nhất. Bảng 4 là tổng hợp phạm vi của 4 thông số: nhiệt độ khuôn, nhiệt độ nóng chảy, tốc độ dòng chảy và thời gian làm mát. Trong phạm vi đó sản phẩm cho ra là ít lỗi nhất.

Bảng 4. Phạm vi tham số quá trình

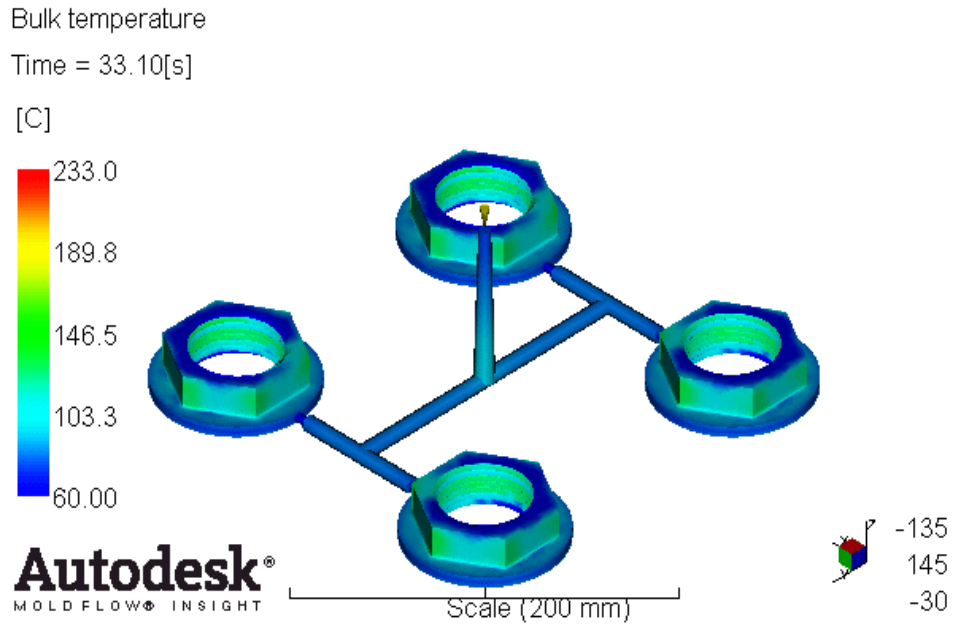
Thông số	Tối thiểu	Tối đa
Nhiệt độ khuôn (°C)	35.86	76.98
Nhiệt độ nóng chảy (°C)	97.44	230.7
Tốc độ dòng chảy (cm <sup>3</sup> /s)	0.7432	26.39
Thời gian làm mát (s)	25.1	26.26

## III. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Dựa vào thông số các tham số đã đề cập ở bảng 4, sau khi chạy mô phỏng, kết quả thu thập được về nhiệt độ khối, thời gian điền đầy, co ngót thể tích và đường hàn được trình bày như phân dưới đây.

### A. Nhiệt độ khối (bulk temperature)

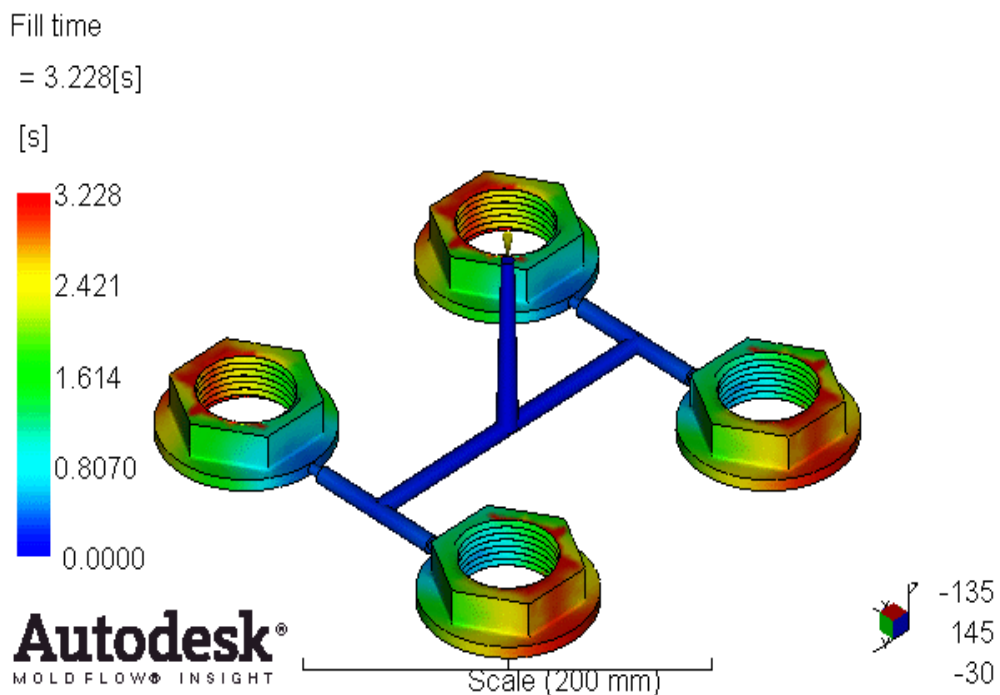
Đối với nghiên cứu này, nhiệt độ khối cho 4 mẫu là từ 60 °C đến 233 °C như trong hình 2. Bắt đầu với nhiệt độ cao hơn và mất 33.10s để nguội xuống 60 °C. Thông qua kết quả này, nhiệt độ khối phải cao hơn nhiệt độ suy giảm để đảm bảo sản phẩm được co ngót đồng đều.



Hình 3. Nhiệt độ khối của sản phẩm

#### B. Thời gian điền đầy (fill time)

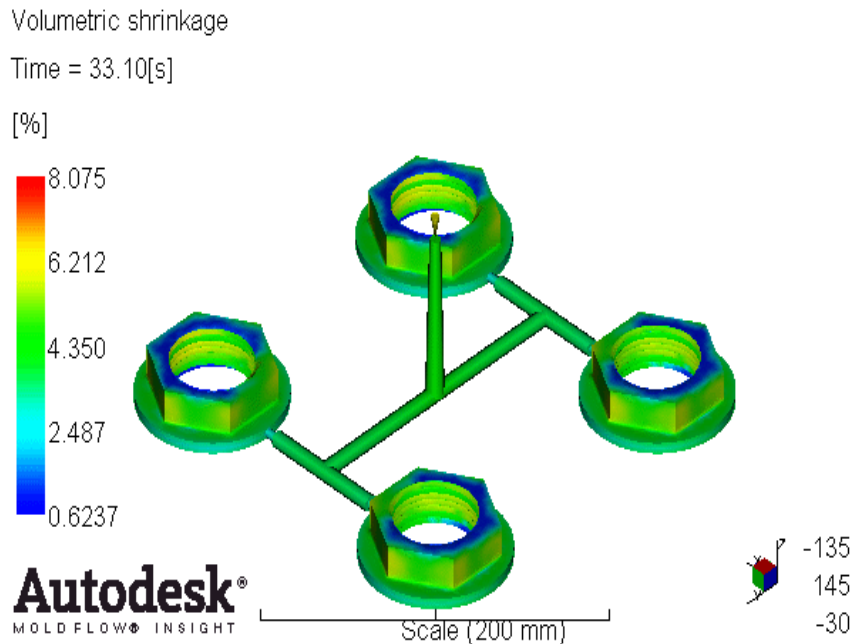
Thời gian điền đầy được thu thập và kết quả cho 4 mẫu là 3.228s. Các lòng khuôn đều được điền đầy với khoảng thời gian như nhau, từ hình 3 có thể thấy các chi tiết ở từng lòng khuôn có sự thay đổi màu sắc là như nhau, phần xa miệng phun màu đỏ với thời gian điền đầy là lâu nhất.



Hình 4. Thời gian điền đầy

#### C. Co ngót thể tích (volumetric shrinkage)

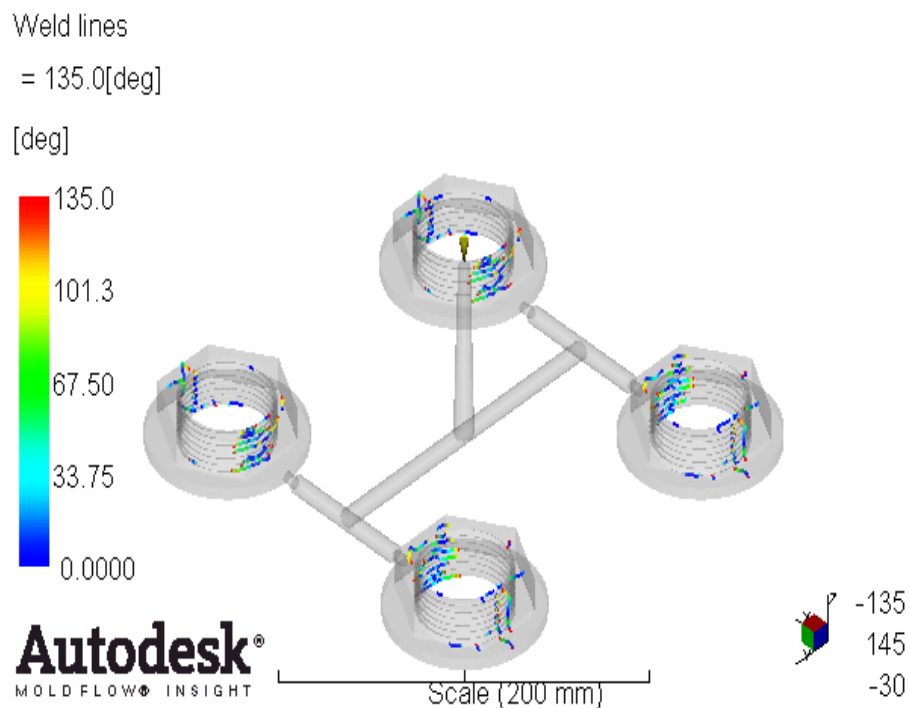
Độ co rút theo thể tích là sự thay đổi thể tích của vật liệu nhựa khi chuyển giai đoạn từ lỏng sang rắn. Hình 4 cho thấy tỷ lệ co rút trong 4 lòng khuôn sau khi được điền đầy và làm nguội ở 33.1s với giá trị là 8.075%.



Hình 5. Độ co ngót của sản phẩm

#### D. Đường hàn (weld line)

Hình 6 biểu thị đường hàn của sản phẩm, tại vị trí giao nhau của dòng nhựa khi được bơm vào lòng khuôn, tại đó có sự không đồng đều về nhiệt độ của nhựa nên tạo ra đường hàn, ở chi tiết này đường hàn xuất hiện ở đường thẳng xa vị trí của miệng phun với giá trị từ 0deg đến 135deg.



Hình 6. Đường hàn sản phẩm

Việc sử dụng CAE với phương pháp CFD để mô phỏng dòng chảy nhựa cho khuôn ép phun đã được báo cáo trong bài nghiên cứu này. Sử dụng AMI với 4 tham số chính: nhiệt độ độ khuôn, nhiệt độ nóng chảy, tốc độ dòng chảy và thời gian làm mát đã được thiết lập để đạt được mục tiêu nghiên cứu. Kết quả là, phạm vi của từng tham số là 35.86°C đến 76.98°C đối với nhiệt độ khuôn, nhiệt độ nóng chảy từ 97.44°C đến 230.7°C, tốc độ dòng chảy là từ 0.7432cm<sup>3</sup>/s đến 26.39 cm<sup>3</sup>/s và thời gian làm mát là 25.1s đến 26.26s. Với phạm vi tham số đã nêu trên thì sản phẩm cho ra được hạn chế lỗi nhất. Qua đó, có thể thấy việc mô phỏng dòng chảy nhựa với phương pháp CFD giúp người thiết kế tối ưu được các lỗi thường gặp trong quá trình thiết kế khuôn ép nhựa: lỗi rỗ khí, đường hàn, hút áp suất, ... giảm thiểu chi phí trong quá trình thiết kế, sản xuất và nâng cao năng suất làm việc. Phân tích CAE là một bước quan trọng trong quá trình thiết kế, chế tạo khuôn ép nhựa.

#### IV. KẾT LUẬN

Bài báo đã nghiên cứu kỹ thuật mô phỏng phân tích dòng chảy nhựa trên phần mềm Autodesk Moldflow Insight (AMI) giúp người thiết kế xác định được các phạm vi thông số cơ bản trong quá trình ép để đảm bảo chất lượng sản phẩm nhựa. Các kết quả mô phỏng đã chứng tỏ được thiết kế và phương pháp phân tích là hợp lý và có khả năng trong ứng dụng thực tiễn trong thiết kế khuôn mẫu nhựa. Phương pháp mô phỏng này có thể xem là quy trình tổng quát để áp dụng vào quá trình thiết kế khuôn ép nhựa.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] A. Mosavi, *"Decision-making models for optimal engineering design and their applications,"* ed: Doctoral Dissertation, University of Debrecen, Hungary, 2013.
- [2] TS. Phạm Sơn Minh, Ths. Trần Minh Thế Uyên, 2014 *"Giáo trình thiết kế và chế tạo khuôn phun ép nhựa"*, Nhà xuất bản xuất bản Đại học quốc gia Tp. Hồ Chí Minh.
- [3] W. Kuang, L. Chen, Z. Xian, and Y. Chen, *"Implement of CAD/CAM/CAE integrated technology for out shell of digital camera"*, in *Procedia Engineering*, 2011.
- [4] G. Singh and A. Verma, *"A Brief Review on injection moulding manufacturing process"*, *Mater. Today Proc.*, vol. 4, no. 2, pp. 1423–1433, 2017.
- [5] M. S. Adenan, M. Z. Azlan, J. B. Saedon, and M. Azuddin, *"Design and Analysis on Disposable Mouth Mirror"*, *Int. J. Eng. Technol.*, vol. 7, pp. 1541–1544, 2018.
- [6] M. H. N. Hidayah, Z. Shayfull, S. M. Nasir, M. Fathullah, and M. H. M. Hazwan, *"Warpage analysis in injection moulding process"*, *AIP Conf. Proc.*, vol. 1885, 2017.

# THIẾT KẾ CÁN H TAY ROBOT NĂM BẬC TỰ DO

Nguyễn Tấn Ken

Khoa Công nghệ Cơ Khí

Trường Đại học Công nghiệp thực phẩm Tp. Hồ Chí Minh.

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

kennt@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Bài báo này trình bày chi tiết phương pháp thiết kế, chế tạo và lập trình của hệ thống cánh tay robot năm bậc tự do. Toàn bộ phần cứng và lập trình hệ thống của cánh tay robot được thực hiện trên phần mềm mô phỏng. Đó là một dạng cánh tay robot dịch vụ, nó có thể thực hiện các chức năng sau: Viết chữ nghệ thuật, di chuyển một vật từ nơi này đến nơi khác một cách chính xác, và có thể định vị chính xác các vị trí trong không gian. Hệ thống cánh tay robot dựa trên cơ chế năm động cơ servo, và các thiết bị khác. Phần mềm điều khiển được thiết kế giả lập trên matlab.

**Từ khóa:** Hệ thống cánh tay robot 5 bậc tự do, động cơ servo

## I. GIỚI THIỆU

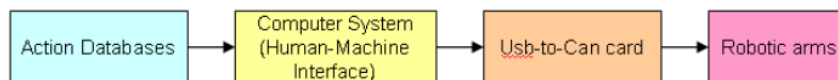
Trước đây, robot công nghiệp đã được ứng dụng rộng rãi trong sản xuất công nghiệp và xây dựng, chẳng hạn như ngành thép, ô tô, điện tử và chất bán dẫn, và là trọng tâm chính của nghiên cứu phát triển. Tuy nhiên, để cải thiện chất lượng cuộc sống, các tổ chức nghiên cứu gần đây đã bắt đầu chú ý đến việc thiết kế và sản xuất robot dịch vụ.

Trong những năm gần đây, số lượng các cuộc thi robot, dự án nghiên cứu, bài báo và luận án tiến sĩ đã tăng lên [1-6]. Phương pháp điều khiển cánh tay robot đa chức năng với nhiều ngón tay được đề xuất bởi R.Wang và các cộng sự [1]. C. Kou và các cộng sự của ông [2] đã đề xuất một cánh tay robot giống con người bảy bậc tự do và giới thiệu các phương pháp điều khiển và thiết kế cơ khí của nó. M. Jasour [3] trình bày điều khiển dự báo mô hình phi tuyến (NMPC) cho các cánh tay robot dự phòng. G. Hirzinger và các cộng sự [4] mô tả những nỗ lực thiết kế và phát triển gần đây trong phòng thí nghiệm robot DLR nhằm hướng tới một thế hệ robot siêu nhẹ “cơ điện tử” mới với các bàn tay có khớp nối.

Trong bài báo này, một cánh tay robot được đề xuất dựa trên các vấn đề thiết kế theo hướng dịch vụ để cánh tay robot này có thể mô phỏng một số hành vi như các chi của con người.

## II. MÔ TẢ HỆ THỐNG

Sơ đồ chức năng của hệ thống robot được thể hiện trong hình.1.

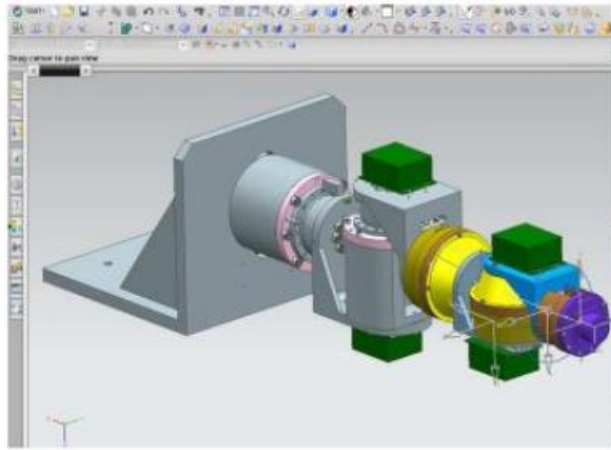


Hình 1. Sơ đồ chức năng của hệ thống robot.

**Hệ thống máy tính:** Trung tâm điều khiển hệ thống robot bao gồm giao diện, bộ phận điều khiển cánh tay robot và bộ phận liên kết của hệ thống con, được giả lập trên Matlab. Theo yêu cầu chức năng được chỉ định, hệ thống máy tính thực hiện các chương trình liên quan và liên kết đến cơ sở dữ liệu hành động, sau đó tín hiệu điều khiển được truyền đến cánh tay robot.

**Cơ sở dữ liệu hoạt động:** Các phương thức hoạt động và quy trình di chuyển của từng trục của cánh tay robot được lập trình bằng Windows Access theo yêu cầu của các chức năng robot được chỉ định.

**Thiết kế cơ khí:** Bài báo này đề xuất một cánh tay robot giống con người. Cánh tay này được thiết kế như một cấu trúc cơ học năm bậc tự do, bao gồm khung vai, phần vai, phần khuỷu tay, phần cổ tay và cuối cùng là phần kẹp. Hình ảnh thiết kế CAD được hiển thị trong hình. 2.



Hình 2. Ảnh thiết kế CAD cánh tay robot năm bậc tự do

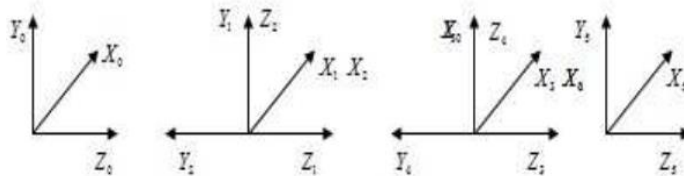
Đặc biệt, năm trục của cánh tay robot được thiết lập theo cấu trúc trục hướng. Trục của mỗi khớp vuông góc với các khớp liền kề. Cánh tay robot sử dụng cấu trúc này giống với cánh tay người và có thể vươn tới nhiều điểm trong không gian.

### III. PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ

Sau đây, các phương pháp thiết kế được mô tả.

#### Mô hình động học nghịch đảo.

Để mô tả vị trí và hướng của mỗi cặp động học, bài báo này đã sử dụng biểu diễn Denavit-Hartenberg (DH). Theo quy tắc DH, mọi hệ tọa độ chung được xây dựng trong Hình 3. Do các động cơ trục hướng, các điểm gốc của hệ tọa độ 1 và hệ tọa độ 2, hệ tọa độ 3 và hệ tọa độ 4 được chồng lên nhau.



Hình 3. Hệ tọa độ chung

Biểu diễn DH của cánh tay robot được đặc trưng theo bảng DH, như trong Bảng 1.

$${}^{i-1}\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \cos\theta_i & -\sin\theta_i & 0 & a_{i-1} \\ \sin\theta_i \cos\alpha_i & \cos\theta_i \cos\alpha_i & -\sin\alpha_i & -d_i \sin\alpha_i \\ \sin\theta_i \sin\alpha_i & \cos\theta_i \sin\alpha_i & \cos\alpha_i & d_i \cos\alpha_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^{i-1}\mathbf{L} & {}^{i-1}\mathbf{P} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Theo bảng DH, ma trận chuyển tiếp của hệ tọa độ liền kề được thể hiện trong (1).

Bảng 1. Thông số DH của năm khớp

	$\theta_i$	$d_{i-1}$	$a_i$	$\alpha_i$	giới hạn (°)
1	$\theta_1$	266	0	0	-67,5~+67,5
2	$\theta_2$	0	0	$-\pi/2$	-67,5~+67,5
3	$\theta_3$	256,6	0	$\pi/2$	-60~+60
4	$\theta_4$	0	0	$-\pi/2$	-60~+60
5	$\theta_5$	208,5	0	$\pi/2$	-180~+180

${}^{i-1}\mathbf{L}$  biểu diễn ma trận chuyển tiếp 3x3 của hệ tọa độ i so với hệ tọa độ i-1.

${}^{i-1}\mathbf{P}$  biểu diễn vector tọa độ của điểm gốc của hệ tọa độ i so với hệ tọa độ i-1. Các tham số trong Bảng 1 thay cho các tham số trong phương trình (1), như trong phương trình (2).

$$\begin{aligned}
{}^0_1\mathbf{T} &= \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & -\sin\theta_1 & 0 & 0 \\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} {}^1_2\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_2 \\ -\sin\theta_2 & -\cos\theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} {}^2_3\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -\sin\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -d_3 \\ \sin\theta_3 & \cos\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
{}^3_4\mathbf{T} &= \begin{bmatrix} \cos\theta_4 & -\sin\theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_4 \\ -\sin\theta_4 & -\cos\theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} {}^4_5\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos\theta_5 & -\sin\theta_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -d_5 \\ \sin\theta_5 & \cos\theta_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} {}^0_5\mathbf{T} = {}^0_1\mathbf{T} {}^1_2\mathbf{T} {}^2_3\mathbf{T} {}^3_4\mathbf{T} {}^4_5\mathbf{T}
\end{aligned} \tag{2}$$

Mặt khác, động học ngược được áp dụng cho điều khiển quỹ đạo cánh tay robot nhiều bậc tự do. Biểu diễn DH được sử dụng để xây dựng động học thuận. Ma trận định hướng và vị trí hiệu ứng cuối đã cho được hiển thị trong (3). Động học nghịch đảo của cánh tay robot này là tính góc quay  $\theta_i$  của năm khớp ( $i = 1, 2, \dots, 5$ ), theo như phương trình (3).

Qua tính toán  $\theta_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 5$ ), được thể hiện trong các phương trình (4) tới (9).

$$\mathbf{T}_{end} = {}^0_5\mathbf{T} = \begin{bmatrix} {}^0_5\mathbf{L} & {}^0_5\mathbf{P} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & P_x \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & P_y \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & P_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$\tan\theta_1 = \frac{P_y - d_5 r_{23}}{P_x - d_5 r_{13}} \tag{4}$$

$$\sin\theta_2 = \frac{(P_x - d_5 r_{13})\cos\theta_1 + (P_y - d_5 r_{23})\sin\theta_1}{d_3} \tag{5}$$

$$\tan\theta_3 = \frac{r_{23}\cos\theta_1 - r_{13}\sin\theta_1}{(r_{13}\cos\theta_1 + r_{23}\sin\theta_1)\cos\theta_2 - r_{33}\sin\theta_2} \tag{6}$$

$$\tan\theta_4 = \frac{(r_{13}\cos\theta_1 + r_{23}\sin\theta_1)\cos\theta_2 - r_{33}\sin\theta_2}{[r_{33}\cos\theta_2 + (r_{13}\cos\theta_1 + r_{23}\sin\theta_1)\sin\theta_2]\cos\theta_3} \tag{7}$$

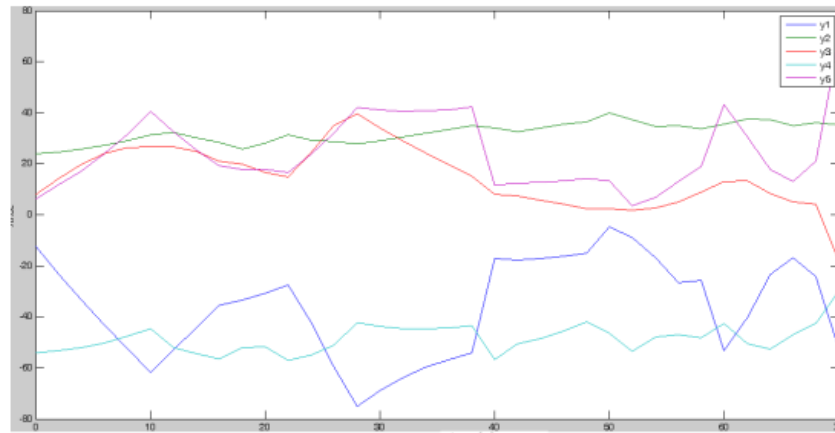
$$\tan\theta_5 = \frac{(r_{21}\cos\theta_1 - r_{11}\sin\theta_1)\cos\theta_3 - (r_{22}\cos\theta_1 - r_{12}\sin\theta_1)\sin\theta_3\cos\theta_4}{(r_{22}\cos\theta_1 - r_{12}\sin\theta_1)\cos\theta_3 + (r_{21}\cos\theta_1 - r_{11}\sin\theta_1)\sin\theta_3\cos\theta_4} \tag{8}$$

$$\begin{cases} \theta_1 = \arctan\left(\frac{P_y - d_5 r_{23}}{P_x - d_5 r_{13}}\right) \\ \theta_2 = \arctan\left(\frac{(P_x - d_5 r_{13})\cos\theta_1 + (P_y - d_5 r_{23})\sin\theta_1}{P_x - d_5 r_{13}}\right) \\ \theta_3 = \arctan\left(\frac{r_{23}\cos\theta_1 - r_{13}\sin\theta_1}{(r_{13}\cos\theta_1 + r_{23}\sin\theta_1)\cos\theta_2 - r_{33}\sin\theta_2}\right) \\ \theta_4 = \arctan\left(\frac{(r_{13}\cos\theta_1 + r_{23}\sin\theta_1)\cos\theta_2 - r_{33}\sin\theta_2}{[r_{33}\cos\theta_2 + (r_{13}\cos\theta_1 + r_{23}\sin\theta_1)\sin\theta_2]\cos\theta_3}\right) \\ \theta_5 = \arctan\left(\frac{(r_{21}\cos\theta_1 - r_{11}\sin\theta_1)\cos\theta_3 - (r_{22}\cos\theta_1 - r_{12}\sin\theta_1)\sin\theta_3\cos\theta_4}{(r_{22}\cos\theta_1 - r_{12}\sin\theta_1)\cos\theta_3 + (r_{21}\cos\theta_1 - r_{11}\sin\theta_1)\sin\theta_3\cos\theta_4}\right) \end{cases} \tag{9}$$

Tóm lại, các góc khớp của  $\theta_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 5$ ), được xác định trực tiếp theo hướng (vector) của bộ tạo đầu cuối. Lưu ý rằng tất cả các vị trí kỳ dị đều được tránh và được chỉ định trước trong quá trình đánh giá động học nghịch đảo.

#### IV. KẾT QUẢ

Viết chữ nghệ thuật là một chức năng tiêu biểu của cánh tay robot của này. Yêu cầu cánh tay thể hiện tốc độ và độ chính xác của chuyển động. Cánh tay robot được yêu cầu viết các ký tự tiếng Anh “Italic”. Cần một phút để hoàn thành hai ký tự có kích thước 10\*10 cm cho mỗi từ này. Chúng tôi đã mô phỏng quá trình này bằng matlab và mối quan hệ giữa góc quay của năm động cơ và thời gian được hiển thị trong Hình 4. Phương pháp này có thể được áp dụng cho cánh tay robot để viết bất kỳ ký tự nào (bất kỳ ngôn ngữ nào) và vẽ hình ảnh trên các đối tượng 3D được liệt kê trong một cơ sở dữ liệu.



Hình 4. Ghi góc vận động khi viết chữ nghệ thuật

Tóm lại, các công nghệ được phát triển cho cánh tay robot năm bậc tự do bao gồm thiết kế cấu trúc cánh tay robot, thiết kế cơ khí dẫn động cấp, xây dựng mô hình động học nghịch đảo và điều khiển chuyển động quỹ đạo thời gian thực. Công việc trong tương lai sẽ tập trung vào tốc độ cao hơn và mức độ điều khiển chuyển động chính xác cao hơn trong không gian. Ngày càng có nhiều chức năng hữu ích sẽ được phát triển.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Rong-Jyue Wang, Jun-Wei Zhang, Jia-Ming Xu, và Hsin-Yu Liu, “The Multiple-Function Intelligent Robotic Arms”, FUZZ-IEEE 2009, Hàn Quốc, 20-24 tháng 8 năm 2009
- [2]. Chung-Hsien Kuo, Yu-Wei Lai, Kuo-Wei Chiu, Shih-Tseng Lee, “Motion Planning and Control of Interactive Humanoid Robotic Arms”, IEEE International Conference on Advanced Robotics and its Social Impacts Đài Bắc, Đài Loan, 23-25 tháng 8 năm 2008
- [3]. Ashkan M. Jasour, Mohammad Farrokhi, “ Path Tracking and Obstacle Avoidance for Redundant Robotic Arms Using Fuzzy NMPC”, Hội nghị kiểm soát của Mỹ năm 2009 Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, Hoa Kỳ, 10-12 tháng 6 năm 2009
- [4]. G. Hirzinger, J. ButterfaB, M. Grebenstein, I. Schafer, N. Sporer, M Fischer, L. Hong, A. Albu-Schiiffner, M. Schedl, P. Neumann, “Space Robotics – Driver for a New Mechatronic Generation of Light-Weight Arms and Multifingered Hands”, Hội nghị quốc tế IEEWASME về Kỹ yếu cơ điện tử thông minh tiên tiến, Como, Ý, 8-12 tháng 7 năm 2001
- [5]. URL: <http://www.arm.com/>
- [6]. URL: <http://www.copleycontrols.com>



# TỐI ƯU HÓA CẤU TRÚC CỦA TẮM ĐỠ BẰNG ABAQUS

Đinh Lê Cao Kỳ, Nguyễn Văn Thanh

Khoa Công nghệ Cơ khí

Trường Đại học Công nghiệp Thực phẩm TP. Hồ Chí Minh

140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam

Email: kydlc@hufi.edu.vn

Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023

## TÓM TẮT

Giảm trọng lượng chi tiết máy là một trong những xu hướng lớn nhất hiện nay. Ứng suất và biến dạng của tấm đờ được xác định bằng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (FEM). Tối ưu hóa cấu trúc (topology) là một phương pháp có thể thu được các chi tiết nhẹ hơn trong khi vẫn giữ được độ an toàn và độ bền của các thành phần. Bài viết này đề cập đến việc tối ưu hóa cấu trúc của một tấm đờ thường thấy trong ngành cơ khí chế tạo máy. Việc xác minh tính phù hợp của mô hình mới được tối ưu hóa sẽ được thực hiện trên cơ sở mô phỏng cấu trúc theo bài toán tĩnh bằng Abaqus. Kết quả tối ưu đạt được chi tiết có trọng lượng nhẹ hơn mà vẫn đảm bảo độ bền.

**Từ khóa:** tối ưu, cấu trúc, tối ưu hóa, mô phỏng, FEM, Abaqus

## I. GIỚI THIỆU

Tối ưu hóa cấu trúc là một trong những phương pháp thiết kế đã phát triển nhanh chóng trong những thập kỷ gần đây. Mục tiêu chính của tối ưu hóa cấu trúc là tìm cách bố trí vật liệu tối ưu trên một miền thiết kế cụ thể với các điều kiện biên cho trước. Phương pháp này thường được sử dụng để cải thiện các tính năng tổng thể như độ cứng, khả năng biến dạng và khả năng chịu ngoại lực của chi tiết máy [1, 2]. Các phương pháp tối ưu hóa cấu trúc được chia thành ba loại sau: tối ưu hóa kích thước, tối ưu hóa hình dạng và tối ưu hóa cấu trúc. Trong tối ưu hóa kích thước điển hình, mục đích là tìm độ dày tối ưu của cấu trúc. Mặt khác, mục tiêu của tối ưu hóa hình dạng là tìm ra hình dạng tối ưu của kết cấu. Tối ưu hóa cấu trúc liên quan đến việc xác định các tính năng như hình dạng, vị trí, kích thước và các vị trí rỗng trong cấu trúc [1, 3].

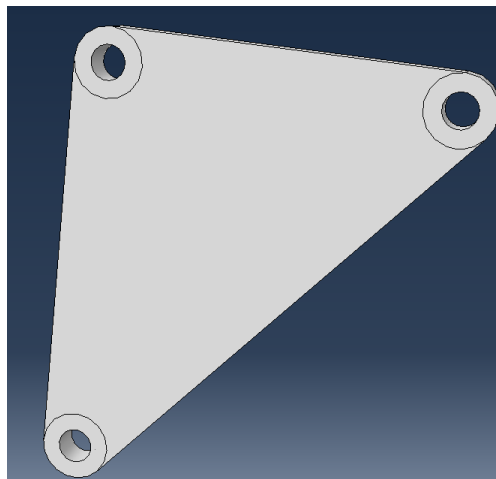
Mục tiêu chính của tối ưu hóa cấu trúc là tìm cách bố trí tối ưu của một cấu trúc trong một khu vực xác định. Các tham số đầu vào khi thiết kế là tải trọng tác dụng, khối lượng kết cấu và các ràng buộc thiết kế như vị trí và kích thước của một số vùng không được phép thay đổi khi tối ưu [4,5].

Trong bài báo này, việc tối ưu hóa sẽ tập trung vào cấu trúc của một tấm đờ đã được thiết kế bằng các phương pháp thông thường. Sử dụng phần mềm mô phỏng Abaqus, thiết kế cấu trúc tấm đờ mới dựa trên các điều kiện biên nhằm mục đích giảm trọng lượng tấm đờ.

## II. MÔ HÌNH, VẬT LIỆU VÀ ĐIỀU KIỆN BIÊN

### A. Mô hình

Trong nghiên cứu, phần mềm Abaqus được sử dụng để mô phỏng tấm đờ (Hình 1) chịu ứng suất bởi hai lực theo phương khác nhau. Khối lượng và thể tích của tấm đờ được tính toán là  $5.79e-3$  kg và  $0.739$  cm<sup>3</sup> trước khi tối ưu.



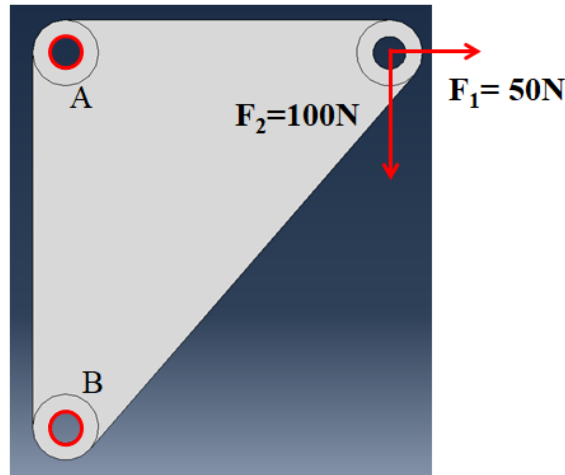
Hình 1. Mô hình tấm đờ

## B. Vật liệu và điều kiện biên

Giá đỡ được làm bằng vật liệu thép. Tính chất cơ học của vật liệu được trình bày trong Bảng 1. Việc tối ưu hóa cấu trúc của tấm đỡ sẽ được thực hiện trên cơ sở mô phỏng bài toán tĩnh với việc sử dụng phần mềm mô phỏng Abaqus. Tải trọng tác dụng là hai lực có độ lớn  $F_x = 50\text{N}$  và  $F_y = 100\text{N}$  được thể hiện trong Hình.2. Ràng buộc 6 bậc tự do được áp dụng tại các lỗ A và B nhằm cố định tấm đỡ trong quá trình thực hiện mô phỏng.

Bảng. 1 Tính chất cơ học của vật liệu

Khối lượng riêng $[\text{kg}/\text{cm}^3]$	Ứng suất chảy $[\text{MPa}]$	Môđun đàn hồi $[\text{GPa}]$	Hệ số Poisson
7800	235	207	0.3

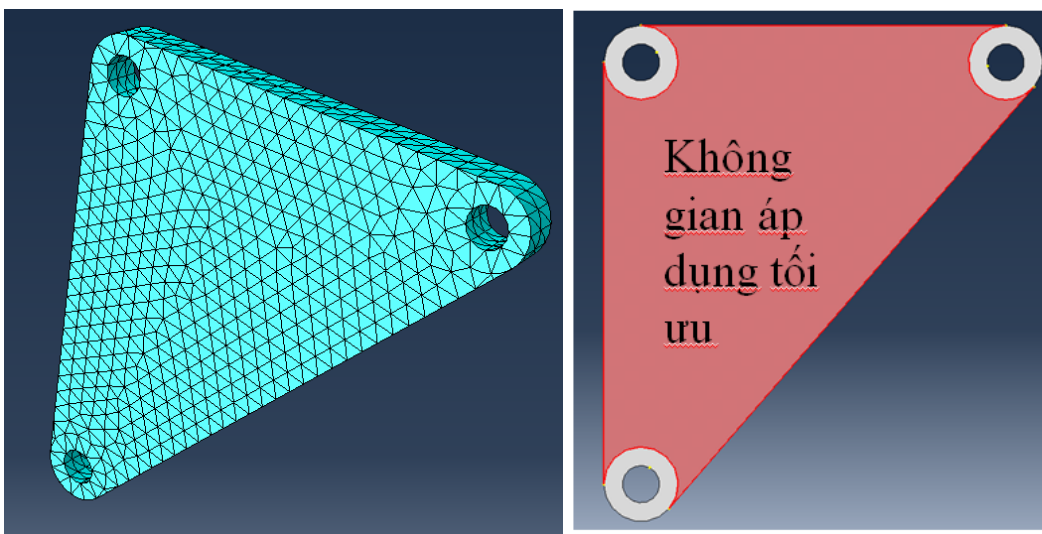


Hình 2. Điều kiện biên của mô hình

## III. MÔ PHỎNG VÀ TỐI ƯU HÓA CẤU TRÚC

Phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) thường được sử dụng như một phần của quy trình thiết kế hai giai đoạn cho các bài toán tối ưu hóa kích thước, hình dạng, và cấu trúc. Trong các mô phỏng, phần tử tứ diện được sử dụng với kích thước là  $0,1\text{ mm}$  trong việc chia lưới mô hình (hình 3a).

Quá trình tối ưu hóa cấu trúc được thực hiện với nhiều chu kỳ, bắt đầu với việc chia lưới của cấu trúc của đối tượng cần tối ưu, tiến hành phân tích khả năng làm việc của đối tượng dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn, thay đổi mật độ của các phần tử dựa trên thuật toán tối ưu hóa đã xác định và lặp lại quy trình bằng một lưới mới dựa trên cấu trúc mới được hình thành. Không gian thiết kế trong quá trình TO được chia thành hai vùng chính. Vùng đầu tiên đại diện cho “không gian thiết kế” cụ thể là vị trí các phần tử mà mật độ của chúng được phép sửa đổi (thêm hay bớt) khi tối ưu, trong khi vùng thứ hai đại diện cho “không gian không thiết kế”, cụ thể là vùng bao gồm các phần tử không thể sửa đổi. Hình 3b cho thấy các bề mặt có thể được tối ưu hóa được đánh dấu màu đỏ và những bề mặt không áp dụng đối với quá trình tối ưu hóa được đánh dấu màu xám. Mục tiêu là tối ưu hóa hình dạng và trọng lượng của tấm đỡ bằng việc thêm hay bớt vật liệu vào các phần tử trong bề mặt tối ưu hóa nhằm đạt được thiết kế mong muốn. Trong đó, khối lượng được giữ lại ít nhất 50% khối lượng so với thiết kế ban đầu của mô hình.

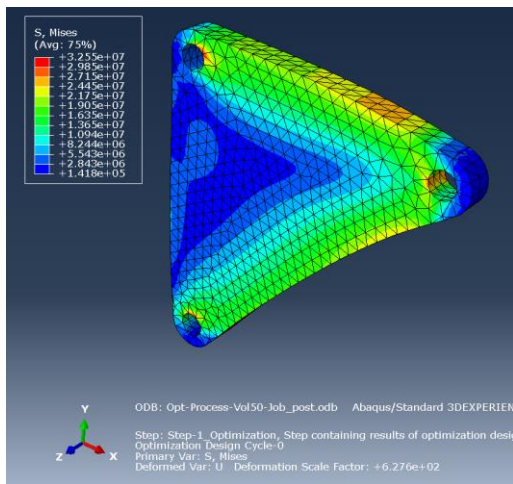


Hình 3. Chia lưới mô hình và bề mặt áp dụng tối ưu

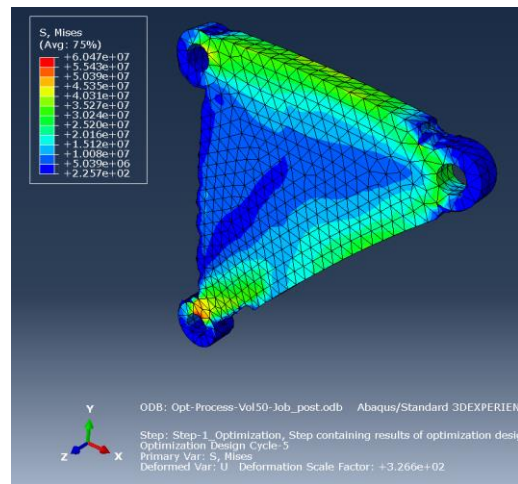
Tối ưu hóa cấu trúc là tìm hàm phân bố vật liệu tối ưu thỏa mãn điều kiện ràng buộc trong toàn miền thiết kế. Mục tiêu của tối ưu hóa cấu trúc là cực tiểu năng lượng biến dạng của cấu trúc thiết kế và hàm ràng buộc là mật độ của vật liệu (thể tích). Nhiều loại kết cấu tổ hợp có thể được xem xét để có được hình dạng kết cấu tối ưu thỏa mãn các mục tiêu và ràng buộc với sự trợ giúp của việc phát triển nhiều thuật toán tối ưu hóa cấu trúc. Sơ đồ tối ưu hóa tiến hóa là một phương pháp khác đang được nghiên cứu để đạt được kết quả tối ưu hóa cấu trúc.

Đối với mỗi chu kỳ tính toán, quá trình tối ưu hóa bao gồm: (i) tạo các thuộc tính vật liệu và phần tử mới trong quá trình tối ưu hóa cấu trúc; (ii) sửa đổi tọa độ của các nút trong quá trình tối ưu hóa hình dạng nhằm tạo ra mô hình mới; (iii) phân tích mô hình mới được tạo ra; (iv) và ghi nhận và đánh giá kết quả phân tích.

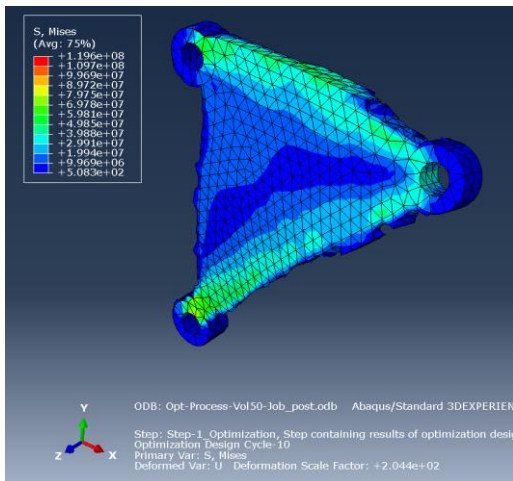
Giá trị ứng suất lớn nhất khi chưa tối ưu là 32.6 MPa như hình 4a. Vùng có ứng suất màu xanh có ứng suất khá nhỏ (< 10MPa), không đáng kể so với giới hạn chảy của vật liệu được sử dụng. Ở chu kỳ thứ 5, ứng suất lớn nhất ghi nhận được là 60.5MPa, trong khi đó, thể tích tối ưu thu được là 66.6% so với thể tích ban đầu (hình 5b). Ở chu kỳ thứ 10 và chu kỳ thứ 14, giá trị tối ưu về thể tích lần lượt là 54.2% và 50.8%, và ứng suất lớn nhất tương ứng là 119.6MPa và 138.8MPa (hình 5c và d).



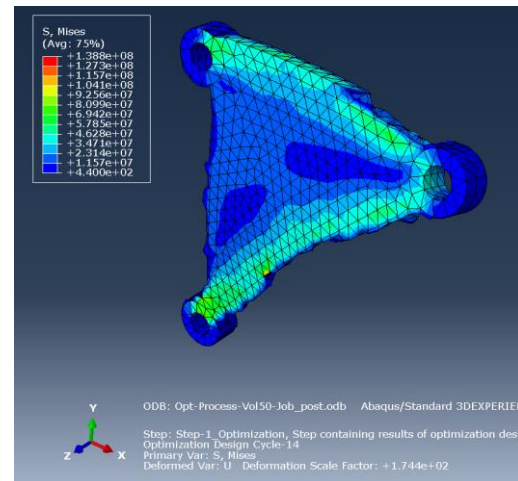
a) Ban đầu, V=100%



b) Chu kỳ thứ 5, V=66.6%



c) Chu kỳ thứ 10, V=54.2%



d) Chu kỳ thứ 14, V=50.8%

Hình 4. Kết quả tối ưu cấu trúc của tấm đỡ

So với mô hình ban đầu, có thể thấy ứng suất lớn nhất có sự tăng lên rõ rệt khi thể tích giảm xuống. Tuy nhiên, giá trị ứng suất lớn nhất vẫn chưa vượt quá khả năng chịu tải cho vật liệu.

Một số điều quan trọng cần xem xét khi thực hiện tối ưu hóa cấu trúc:

(1) Chia lưới: Kết quả tối ưu hóa cấu trúc khi phân tích phần tử hữu hạn có thể bị ảnh hưởng bởi mật độ lưới của cấu trúc. Vì vậy nên xem xét các dạng lưới khác nhau ảnh hưởng như thế nào đến kết quả phân tích của cấu trúc mà đang được thiết kế.

(2) Kích thước phần tử tối thiểu: Tối ưu hóa cấu trúc có thể tạo ra độ dày cấu trúc rất nhỏ bằng việc chia mịn lưới khi thiết kế mà rất khó để sản xuất trong thực tế. Như vậy, nên xem xét tính khả thi về phương diện sản xuất trước khi thực hiện quyết định độ mịn của lưới khi tối ưu.

(3) Tính khả thi trong chế tạo: Phương pháp chế tạo theo tính năng hình dạng thường được xác định trước như ép đùn, đúc nên xem xét cấu trúc tối ưu có khả thi về mặt chế tạo bằng các phương pháp hiện có.

#### **IV. KẾT LUẬN**

Trong bài báo này, một mô hình tấm đỡ được thiết kế dựa trên kết quả mô phỏng bài toán tĩnh khi sử dụng tối ưu hóa cấu trúc trong phần mềm Abaqus. Kết quả phân tích tối ưu hóa cấu trúc phụ thuộc rất nhiều vào điều kiện biên. Khi tiến hành thiết kế tối ưu hóa cấu trúc, các điều kiện biên ảnh hưởng đến cấu trúc tối ưu hóa cần phải được xem xét và áp dụng một cách chính xác. Trong quá trình thiết kế tối ưu hóa cấu trúc, việc tối ưu giúp đạt được độ cứng của cấu trúc và giảm trọng lượng hợp lý, đáp ứng yêu cầu của độ tin cậy của cấu trúc khi thiết kế tối ưu hóa. Mục tiêu chính là giảm thể tích (trọng lượng) của tấm đỡ trong khi vẫn duy trì hoạt động an toàn của nó. Mô hình tấm đỡ mới được tạo bởi mô-đun tối ưu hóa cấu trúc cho thấy thể tích giảm khoảng 50% trong khi ứng suất lớn nhất vẫn nằm trong khả năng chịu tải của vật liệu.

#### **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- [1]. Lin, D.Y., “Automotive Engine Bracket Topology Optimization And Finite Element Analysis,” Zhejiang University of Technology, Hangzhou, 2013.
- [2]. Kang, Y.C., “Suspension Control Arm Multi-objective Topology Optimization”, PLA University of Technology, vol.12, 2014, pp. 32-37.
- [3]. X-duan, Sheppard T, “Shape optimization using FEA software-A v-shaped anvil as an example,” Journals of Material Processing technology, vol. 12, 2002, pp. 426-431.
- [4]. RONG, Y.i et.al, “Structural topology optimization with an adaptive design domain,” Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol.389, 2022.
- [5]. Po W.i et.al, “Topology Optimization Design of Automotive Engine Bracket,” Energy and Power Engineering, vol.8, 2016.

# TÌM HIỂU ỨNG DỤNG PHẦN MỀM SSCNC GIA CÔNG TRÊN MÁY TIỆN CNC

**Huỳnh Văn Nam**

*Khoa Công nghệ Cơ khí*

*Trường Đại học Công nghiệp Thực phẩm Thành phố Hồ Chí Minh*

*140 Lê Trọng Tấn, Phường Tây Thạnh, Quận Tân Phú, TP. Hồ Chí Minh 700000, Việt Nam*

*Email: namhv@hufi.edu.vn*

*Ngày nhận bài: 29/4/2023 ; Ngày chấp nhận đăng: 04/5/2023, ngày xuất bản: 08/05/2023*

## **Tóm tắt:**

Phần mềm SSCNC mô phỏng chân thực đến 90% máy tiện CNC trong thực tế, hạn chế tối thiểu các sai sót, sử dụng rất phù hợp trong các phòng thực hành CNC tại các trường đào tạo ngành cơ khí. Bài viết giới thiệu ứng dụng phần mềm SSCNC phiên bản 7.1.1 mô phỏng gia công cơ khí trên máy tiện CNC.

**Từ khóa:** sscnc, tiện cnc, gia công cơ khí.


## **I. ĐẶT VẤN ĐỀ**

Hiện nay, việc gia công cơ khí trên các máy CNC rất phổ biến, để gia công trên các máy CNC cần phải có chương trình (Code), chương trình có thể được thiết lập từ các phần mềm cadcam như Mastercam, Pro/e Wildfire, ... hoặc có thể được thiết lập trực tiếp trên bảng điều khiển của máy CNC. Tuy nhiên dù là chương trình được thiết lập bằng phần mềm hay thực tiếp từ bảng điều khiển thì cần phải gá dao, gá phôi, thiết lập offset dao, chạy kiểm tra, v.v. Công việc này thực hiện trên máy CNC thực tế mất rất nhiều thời gian và khó quản lý các sai sót.

Bài báo này giới thiệu phần mềm SSCNC mô phỏng các quá trình gá phôi, gá dao, offset dao, v.v. trên máy tiện CNC nhằm rút ngắn thời gian, hạn chế sai sót, tăng hiệu quả sử dụng máy tiện CNC, hơn hết là giải quyết vấn đề thiếu máy công cụ CNC trong các lớp học thực hành.

## **II. HƯỚNG DẪN SỬ DỤNG PHẦN MỀM SSCNC**

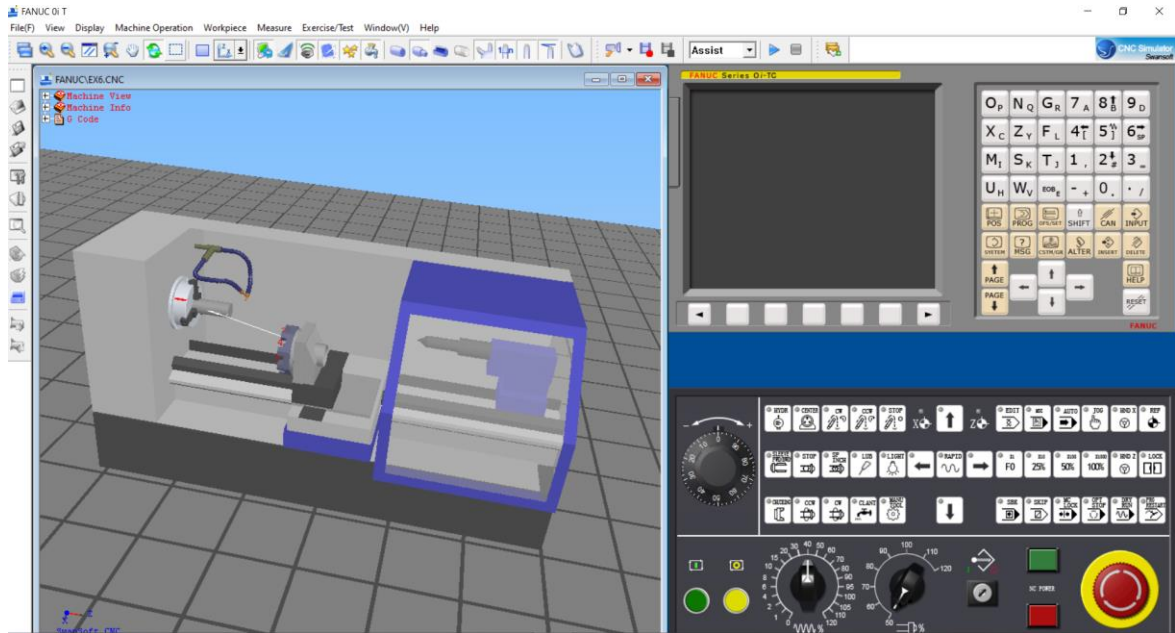
### *A. Khởi động SSCNC*

Từ Desktop ta chọn biểu tượng , xuất hiện hộp thoại như hình 1 để chọn loại máy cần sử dụng. SSCNC cung cấp cả máy tiện và phay CNC, ta chọn FANUC OiT (máy tiện), FANUC OiM (máy phay), sau đó chọn Run.



*Hình 1. Chọn loại máy CNC*

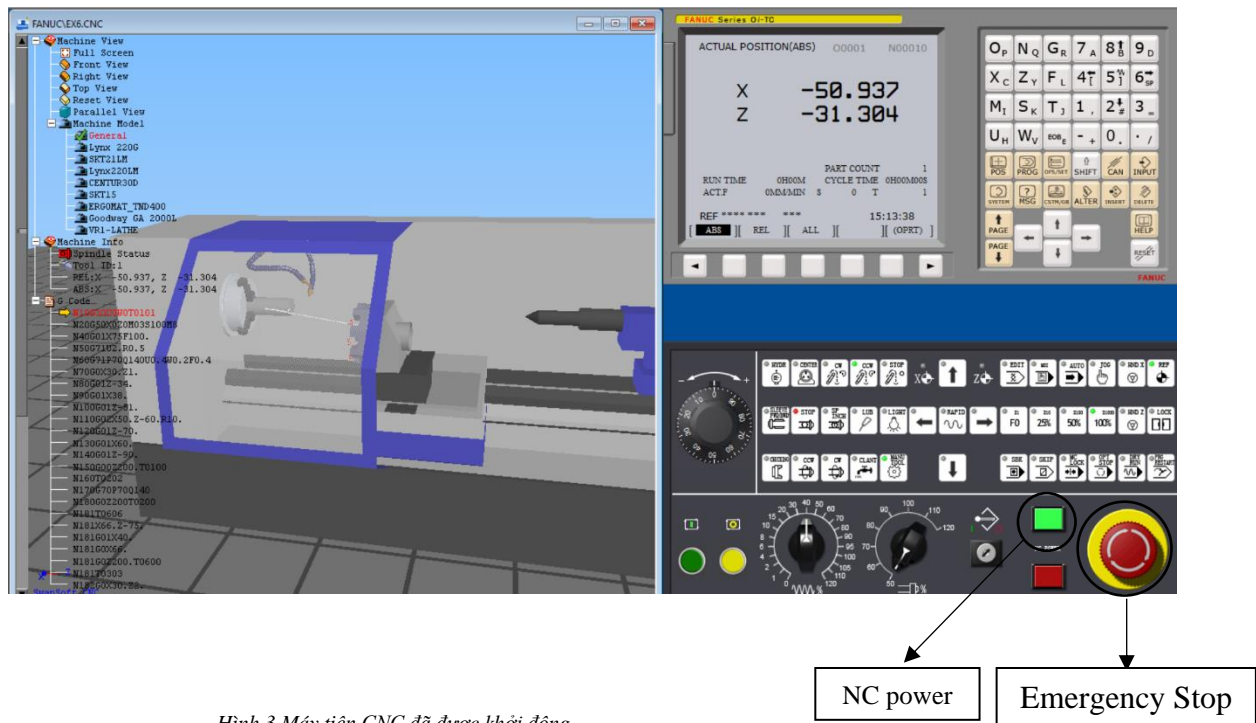
Sau khi chọn loại máy tiện FANUC OiT xuất hiện hộp máy tiện CNC như hình 2, từ đây ta thao tác, vận hành tương tự máy tiện CNC.



Hình 2 Máy tiện CNC trên SSCNC

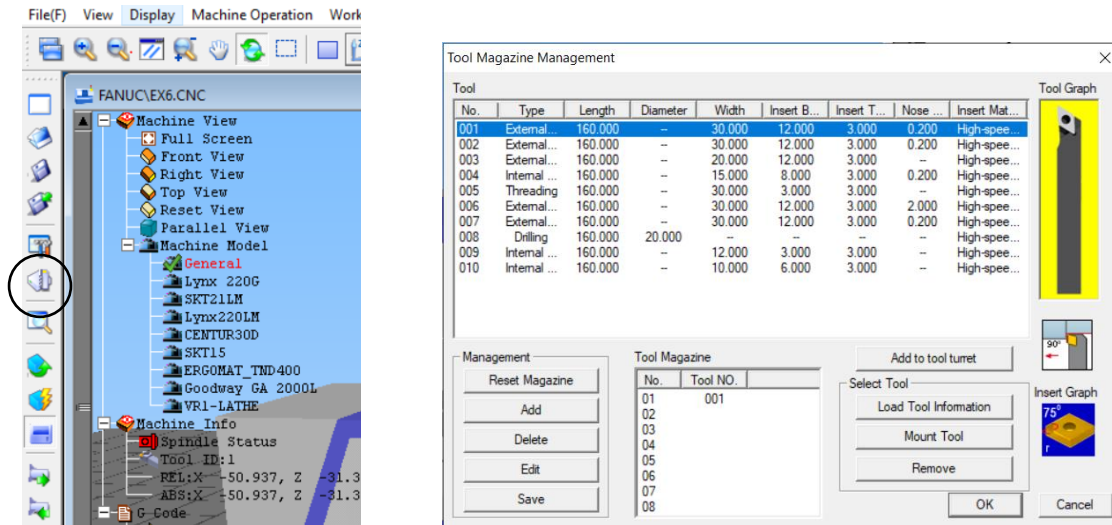
B. Khởi động, gá dao, gá phôi máy tiện CNC

a. Chọn NC power\ Emergency Stop như hình 3



Hình 3 Máy tiện CNC đã được khởi động

b. Gá dao: SSCNC trang bị cho người dùng một số dụng cụ cắt như dao tiện ngoài, tiện rãnh, tiện ren, khoan lỗ, tiện lỗ, v.v. Bảng chọn dao như hình 4.

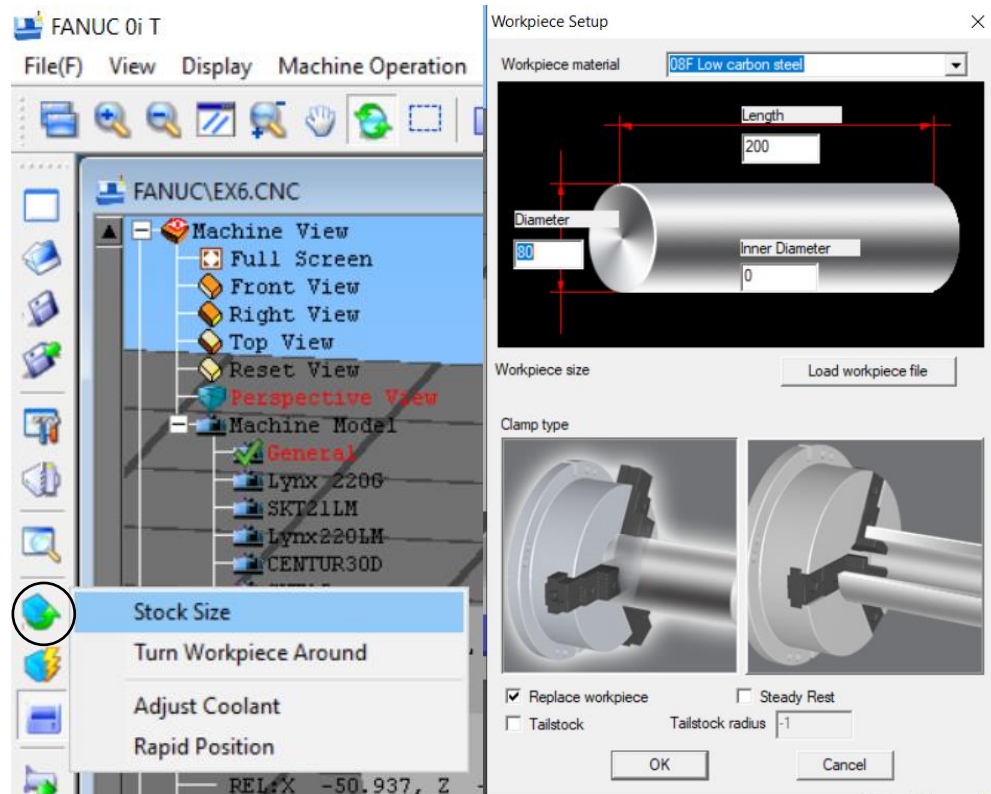


Hình 4 Chọn dụng cụ cắt

c. Gá phôi: Trên SSCNC ta có thể thiết lập đường kính và chiều dài của phôi trong hộp thoại như hình 5

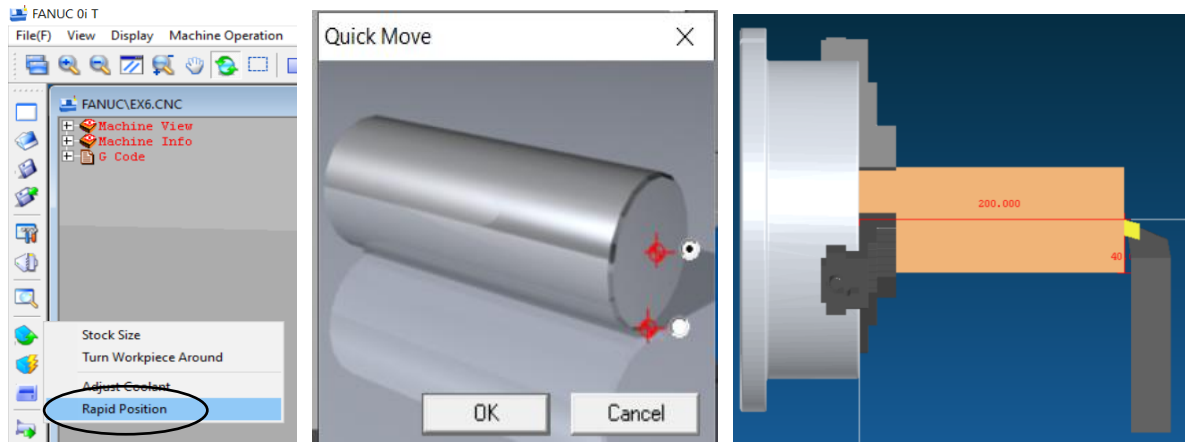
Diameter: Nhập đường kính phôi

Length: Nhập chiều dài phôi



Hình 5 Thiết lập kích thước phôi

d. Offset dụng cụ cắt (xác định điểm không chi tiết W): trên thực tế có nhiều cách để xác định điểm W của chi tiết, tuy nhiên việc này mất nhiều thời gian, trên SSCNC cho phép ta làm điều đó rất nhanh chóng.



Hình 6 Hộp thoại offset dụng cụ cắt (xác định điểm W)

### III. VÍ DỤ ỨNG DỤNG

Dùng phần mềm SSCNC mô phỏng gia công chi tiết như hình 7.

Chương trình như sau:

```

O0001
G91G28Z0;
T0101;
M03S1000;
G00G54X65Z2M08;
G71U2R1;
G71P1Q2U0W0F0.1;
N1G00X16;
G01Z0;
X20Z-2;
Z-20;
X25;
X30Z-45;
Z-50;
G02X40Z-55R5;
G01X45;
G03X55Z-60R5;
G01Z-70;
N2X65;
G91G28Z0;
M05M09;
M30;

```

KHOA	TRƯỜNG ĐẠI CN THỰC PHẨM TP. HCM			
CN CƠ KHÉ				
Người vẽ	Huỳnh Văn Nam		Tỉ lệ	1:1
Thiết kế			Vật liệu	POM trắng
P.k.thuật		Ngày vẽ	S lượng	01/SV
		Mon 11	Tr lượng	

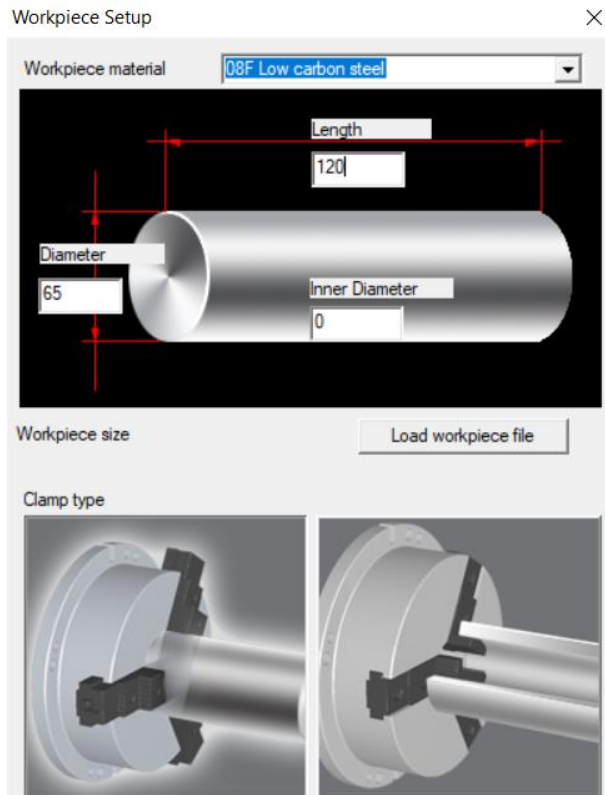
Hình 7 Bản vẽ chi tiết

#### A. Khai báo kích thước phôi

Diameter: Nhập đường kính phôi 65

Length: Nhập chiều dài phôi 120



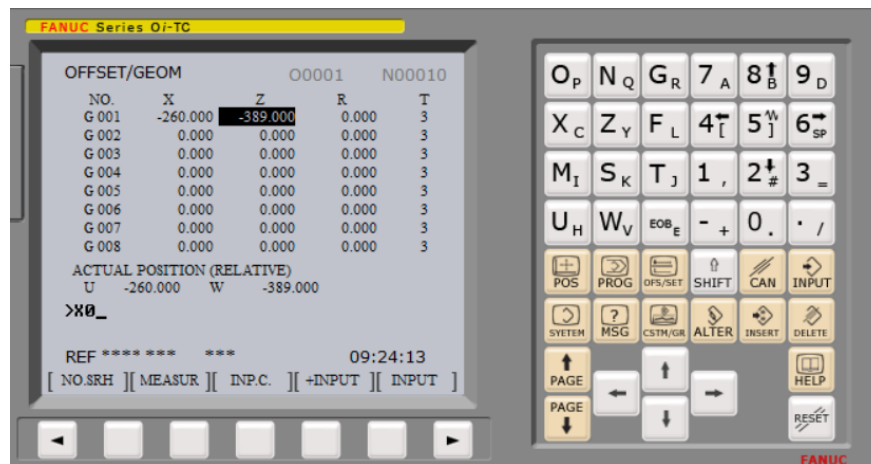


Hình 8 Khai báo kích thước phôi

### B. Offset dụng cụ cắt

Đưa dụng cụ cắt đến vị trí tâm phôi (điểm W) sau đó ta chọn:

- Đối với trục X: Offset\Geom\X0\Measur
- Đối với trục Z: Offset\Geom\Z0\Measur



Hình 9 Offset dụng cụ cắt

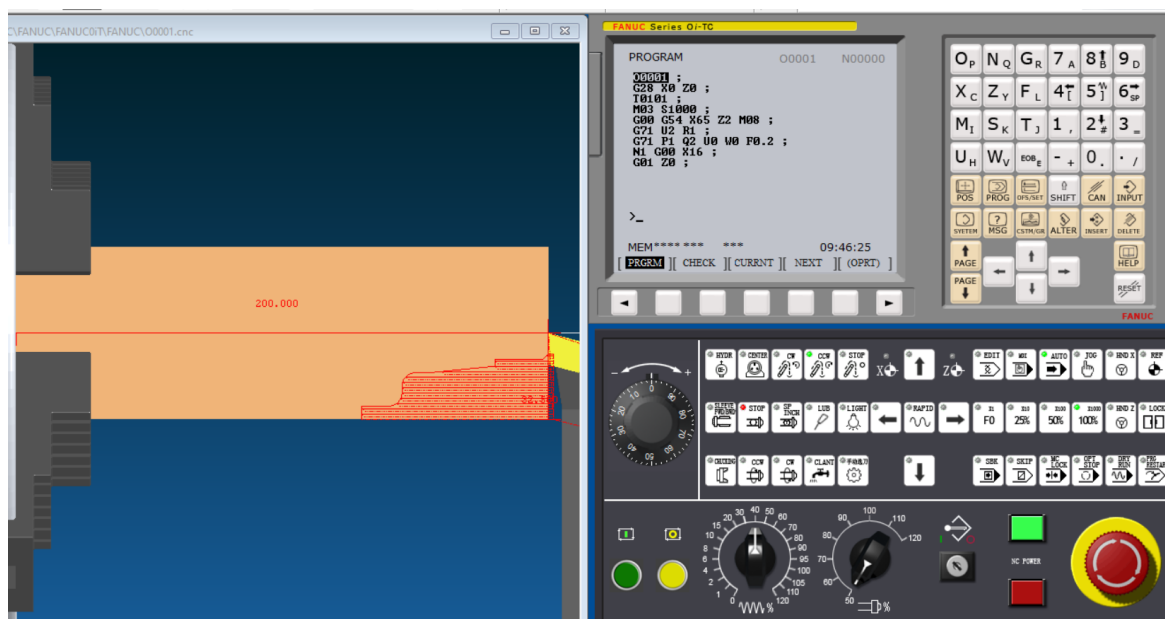
### C. Nhập chương trình vào bộ nhớ

Chọn chế độ Edit\Prog\O0001\Insert

Chương trình như sau:

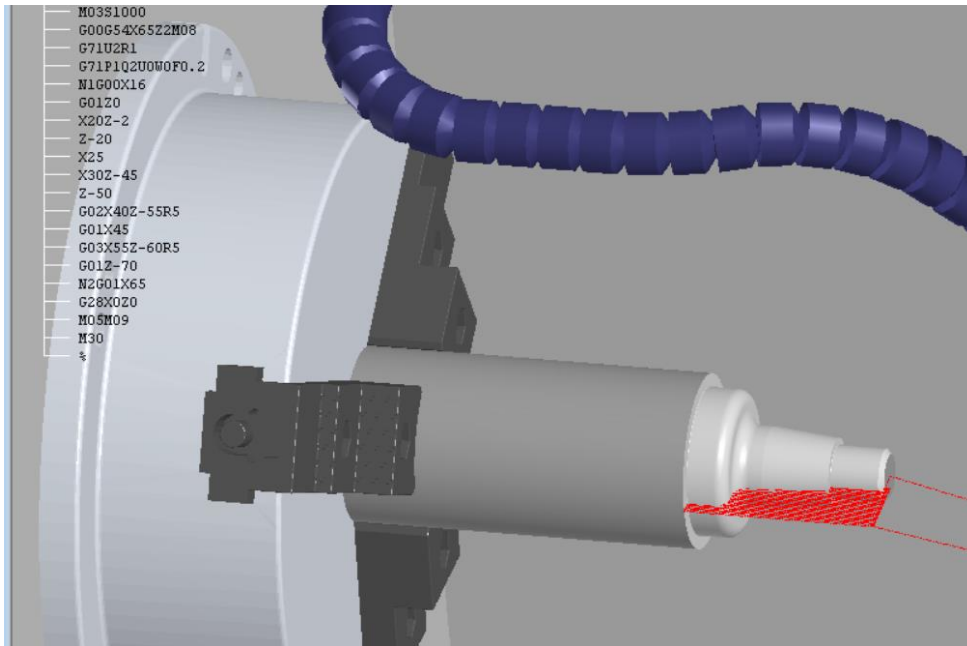
Chương trình như sau:

O0001  
 G91G28Z0;  
 T0101;  
 M03S1000;  
 G00G54X65Z2M08;  
 G71U2R1;  
 G71P1Q2U0W0F0.1;  
     N1G00X16;  
     G01Z0;  
     X20Z-2;  
     Z-20;  
     X25;  
     X30Z-45;  
     Z-50;  
     G02X40Z-55R5;  
     G01X45;  
     G03X55Z-60R5;  
     G01Z-70;  
     N2X65;  
 G91G28Z0;  
 M05M09;  
 M30;



Hình 10 Nhập chương trình NC vào bộ nhớ

Chọn Auto để chạy chương trình, ta được kết quả.



*Hình 11 Kết quả chi tiết sau khi gia công*

#### IV. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày tổng quát về quá trình vận hành, lập trình và gia công trên máy tiện CNC, qua đây ta có một cái nhìn tổng quát về phần mềm SSCNC, áp dụng vào các phòng dạy thực hành tiện CNC tại các cơ sở đào tạo hiện này là rất phù hợp.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Huỳnh Văn Nam, Công nghệ CAD/CAM/CNC, lưu hành nội bộ, trường Đại học Công nghiệp Thực phẩm TP HCM, 2017
- [2]. GS. TS. Nguyễn Đắc Lộc (chủ biên), Sổ tay công nghệ chế tạo máy 1-2, NXB Khoa học kỹ thuật, 2012
- [3]. Phần mềm SSCNC: [ttp://www.swansc.com/en/](http://www.swansc.com/en/)