

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHỆ KỸ THUẬT  
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

PHAN THANH VŨ

NGHIÊN CỨU PHÁT TRIỂN CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH  
MÔ-MEN CHO CÁC ỨNG DỤNG TRONG CƠ SINH HỌC

LUẬN ÁN TIẾN SĨ  
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ

Tp. Hồ Chí Minh, tháng năm 2026

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHỆ KỸ THUẬT  
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

**PHAN THANH VŨ**

**NGHIÊN CỨU PHÁT TRIỂN CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH  
MÔ-MEN CHO CÁC ỨNG DỤNG TRONG CƠ SINH HỌC  
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ - 9520103**

Người hướng dẫn khoa học 1: PGS. TS. PHẠM HUY TUÂN

Người hướng dẫn khoa học 2: TS. TRƯƠNG VĂN MẾN

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Tp. Hồ Chí Minh, tháng    năm 2026

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT  
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM  
Độc lập – Tự do – Hạnh phúc

Số: 3068/QĐ-DHSPKT

Tp. Hồ Chí Minh, ngày 10 tháng 10 năm 2022

### QUYẾT ĐỊNH

Về việc bổ sung người hướng dẫn luận án tiến sĩ

**HIỆU TRƯỞNG TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH**

Căn cứ Luật Giáo dục đại học ngày 18/6/2012 và Luật sửa đổi, bổ sung một số điều của Luật Giáo dục đại học ngày 19/11/2018;

Căn cứ Nghị định 99/2019/NĐ-CP ngày 30/12/2019 của Chính phủ Quy định chi tiết và hướng dẫn thi hành một số điều của Luật sửa đổi, bổ sung một số điều của Luật giáo dục đại học;

Căn cứ Nghị quyết số 11/NQ-HDT ngày 08/01/2021 của Hội đồng trường ban hành Quy chế tổ chức và hoạt động của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM;

Căn cứ Nghị quyết số 98/NQ-HDT ngày 15 tháng 6 năm 2022 của Hội đồng trường về công tác cán bộ lãnh đạo trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh;

Căn cứ Thông tư số 08/2017/TT-BGDĐT ngày 04 tháng 4 năm 2017 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc Ban hành Quy chế tuyển sinh và đào tạo trình độ tiến sĩ;

Căn cứ Quyết định số 1557/QĐ-ĐHSPKT ngày 30/8/2017 của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh về việc ban hành Quy định đào tạo tiến sĩ của trường đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM;

Theo đề nghị của của NCS, Trưởng khoa Cơ khí chế tạo máy và Trưởng phòng Đào tạo.

### QUYẾT ĐỊNH:

**Điều 1.** Bổ sung người hướng dẫn thứ hai luận án tiến sĩ cho:

Nghiên cứu sinh : Phan Thanh Vĩ

Ngành : Kỹ thuật cơ khí Khoa: 2020 – 2023

Tên luận án : Nghiên cứu phát triển cơ cấu dẫn hồi ổn định momen cho các ứng dụng trong cơ sinh học

Người HD thứ nhất (HD chính): PGS.TS. Phạm Huy Tuân

Người HD thứ hai : TS. Trương Văn Mến

Thời gian thực hiện : 01/10/2020 đến 30/9/2023

**Điều 2.** Giao cho Phòng Đào tạo quản lý, thực hiện theo đúng Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ của Bộ Giáo dục & Đào tạo và Nhà trường đã ban hành.

**Điều 3.** Trưởng các đơn vị: phòng Đào tạo, khoa/viện quản ngành, phòng KHTC và các Ông (Bà) có tên ở Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành quyết định này.

Nơi nhận:

- BGH (để chỉ đạo);
- Như điều 3;
- Lưu: VT, DT (3b).





4/2009 – 3/2010	Công ty Động cơ và Máy nông nghiệp miền Nam (Vikyno & Vinapro)	Kỹ sư thiết kế (Trung tâm R&D)
10/2012 đến nay	Khoa Cơ khí chế tạo máy – ĐH Công nghệ kỹ thuật TP.HCM	Giảng viên

#### IV. QUÁ TRÌNH NGHIÊN CỨU KHOA HỌC

1. Các đề tài nghiên cứu khoa học đã và đang tham gia (thuộc danh mục Hội đồng Chức danh giáo sư nhà nước quy định):

TT	Tên đề tài nghiên cứu	Năm bắt đầu/Năm hoàn thành	Đề tài cấp (NN, Bộ, ngành, trường)	Trách nhiệm tham gia trong đề tài
1	Nghiên cứu ứng dụng tối ưu hóa hình dạng và kích thước để thiết kế cơ cấu ổn định momen dùng cơ cấu đàn hồi. <T2024-03>	2024-2025	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài
2	Thiết kế, chế tạo cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men bằng phương pháp CBCM <T2022-78>	2022-2023	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài
3	Nghiên cứu công nghệ gia công có dao động hỗ trợ giúp nâng cao năng suất và độ chính xác trong gia công cơ khí <B2021-SPK-02>	2021-2022	Cấp bộ	Thành viên
4	Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi ổn định momen với khoảng ổn định lớn <T2020-17>	2020-2021	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài
5	Nghiên cứu thiết kế, chế tạo cơ cấu mềm ổn định momen ứng dụng cho các thiết bị y sinh hỗ trợ phục hồi chức năng <T2019-02GVT>	2019-2020	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài

6	Nghiên cứu tính toán, thiết kế dây chuyền sản xuất gạch không nung <T2018-04>	2018-2019	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài
7	Thiết kế, chế tạo đồ gá gia công cơ phục vụ giảng dạy môn học Công nghệ chế tạo máy <T2017-15>	2017-2018	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài
8	Tính toán, thiết kế máy suốt và phân loại hạt tiêu dùng cho hộ gia đình <T2016-54>	2016-2017	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài
9	Thiết kế, chế tạo đồ gá gia công cơ khí phục vụ giảng dạy môn học Đồ án công nghệ chế tạo máy <T2015-22>	2015-2016	Cấp trường	Chủ nhiệm đề tài

2. Các công trình khoa học đã công bố (thuộc danh mục Hội đồng Chức danh giáo sư nhà nước quy định): Tên công trình, năm công bố, nơi công bố.

TT	Tên công trình	Năm công bố	Tên tạp chí
1	Robust design and optimization of a large-stroke compliant constant-torque mechanism under fabrication uncertainties	2025	<i>Mechanism and Machine Theory</i> , vol. 215, p. 106179, 2025/11/01/ 2025, doi: <a href="https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2025.106179">https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2025.106179</a> . (SCIE, Q1, IF 5.3)
2	Design of a Novel Large-Stroke Compliant Constant-Torque Mechanism Based on Chained Beam-Constraint Model	2023	<i>Journal of Mechanisms and Robotics</i> , vol. 16, no. 8, 2023, doi: 10.1115/1.4063980 (SCIE, Q1, IF 3.2)
3	Design Optimization of Compliant Mechanisms for Vibration-Assisted Machining Applications Using a Hybrid Six	2023	<i>Journal of Machine Engineering</i> , vol. 23, no. 2, pp. 135-158, 2023, doi: 10.36897/jme/166500. (Scopus, Q2)

	Sigma, RSM-FEM, and NSGA-II Approach		
4	Design and Optimization of a Large-Stroke Compliant Constant-Torque Mechanism	2022	<i>Journal of Technical Education Science</i> , (68), 93–100. <a href="https://doi.org/10.54644/jte.68.2022.1098">https://doi.org/10.54644/jte.68.2022.1098</a>
5	Optimization Design of a Carbon Fibre Prosthetic Foot for Amputee	2020	<i>Acta Scientific Orthopaedics</i> 3.10 (2020): 16-21.
6	Design and Analysis of a Compliant Constant-Torque Mechanism for Rehabilitation Devices	2020	<i>Advanced Materials. Springer Proceedings in Materials</i> , vol 6. Springer, Cham, pp 541-549 <b>(Scopus Indexed)</b>
7	Design and Analysis of a Compliant Gripper Integrated with Constant-Force and Static Balanced Mechanism for Micro Manipulation	2018	Proceedings of the 4 <sup>nd</sup> International Conference on Green Technology and Sustainable Development, 23-24 Nov. 2018, Hochiminh City, Vietnam
8	Phase Stress Determination for Triple Phase Ceramic Wc-Tic-Co Using X-Ray Diffraction-Isotropic Case	2014	Proceedings of The 2 <sup>nd</sup> International Conference on Green Technology and Sustainable Development, 110-115, Oct. 30th, 2014

# LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan đây là công trình nghiên cứu của tôi.

Các số liệu, kết quả nêu trong Luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác.

*Tp. Hồ Chí Minh, ngày tháng năm 2026*

Phan Thanh Vũ

## LỜI CẢM ƠN

Trước tiên, em xin gửi lời cảm ơn chân thành đến hai thầy hướng dẫn là PGS. TS. Phạm Huy Tuân và TS. Trương Văn Mến (Đại học Trà Vinh). Nhờ những sự hướng dẫn, hỗ trợ và dìu dắt của hai thầy mà em mới có thể hoàn thành được luận án này. Đặc biệt, PGS. TS. Phạm Huy Tuân không chỉ là người thầy hướng dẫn khoa học với phong cách làm việc rất chuyên nghiệp và khoa học, mà còn là người đồng nghiệp, người anh với những chia sẻ rất thân tình trong cuộc sống.

Em xin gửi lời cảm ơn đến Ban lãnh đạo trường Đại Học Công nghệ Kỹ Thuật TP. Hồ Chí Minh và Ban chủ nhiệm Khoa Cơ Khí Chế Tạo Máy đã tạo điều kiện cho em trong suốt quá trình học tập. Em cũng xin gửi lời cảm ơn đến TS. Nguyễn Văn Khiển (ĐH Công Thương TP.HCM) vì những chia sẻ thật bổ ích. Xin cảm ơn ThS. Trần Thái Sơn, ThS. Nguyễn Văn Sơn, PGS. TS. Phạm Sơn Minh và TS. Trần Minh Thế Uyên đã tạo điều kiện cho em được sử dụng các thiết bị đo lường thí nghiệm. Em xin cảm ơn các thầy cô giáo trong các hội đồng đánh giá báo cáo Tổng quan, Chuyên đề 1, Chuyên đề 2 và Bảo vệ cấp Cơ sở đã cho em những góp ý chân thành và quý báu. Xin gửi lời cảm ơn các em sinh viên đã hỗ trợ một số công việc thực nghiệm cho luận án.

Cuối cùng, xin cảm ơn những người thân trong gia đình, đặc biệt là vợ và hai con thân yêu đã luôn đồng hành, chia sẻ khó khăn trong suốt quá trình nghiên cứu và hoàn thành luận án này.

# TÓM TẮT

Cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men (CCTM) là một loại cơ cấu có khả năng tạo ra mô-men đầu ra gần như không đổi trong một khoảng chuyển vị góc quay đầu vào. Đặc điểm này giúp CCTM trở nên ưu việt trong nhiều ứng dụng yêu cầu duy trì mô-men ổn định. Khi được thiết kế dưới dạng cơ cấu đàn hồi, CCTM thừa hưởng các ưu điểm quan trọng như chế tạo nguyên khối, không ma sát, không khe hở, không cần bôi trơn và hoạt động không gây tiếng ồn, từ đó giúp giảm chi phí sản xuất và lắp ráp. Đặc biệt, khả năng thu nhỏ dễ dàng của cơ cấu đàn hồi mở rộng phạm vi ứng dụng của CCTM trong nhiều lĩnh vực, bao gồm thiết bị hỗ trợ chức năng khớp, tay gấp ổn định lực, cơ cấu triệt tiêu dao động xoắn, v.v.

Một trong những lợi ích quan trọng của CCTM là khả năng cải thiện hiệu suất của các thiết bị hỗ trợ chức năng. Khi tích hợp vào các thiết bị hỗ trợ khớp gối, CCTM giúp giảm sự phụ thuộc vào động cơ và hệ thống điều khiển, tạo ra thiết bị nhỏ gọn, cơ động hơn. So với các cơ cấu sử dụng lò xo truyền thống, CCTM mang lại trải nghiệm vận động tự nhiên hơn nhờ duy trì mô-men hỗ trợ ổn định trong suốt quá trình di chuyển.

Để tăng cường tính ứng dụng thực tiễn của CCTM, nghiên cứu này tập trung vào thiết kế các cơ cấu có kích thước nhỏ gọn nhưng vẫn đảm bảo khoảng làm việc ổn định mô-men lớn. Đây là một thách thức do phạm vi làm việc rộng có thể dẫn đến ứng suất lớn, vượt quá giới hạn cho phép. Bên cạnh đó, quá trình phân tích và tính toán với các trường hợp biến dạng rất lớn cũng gặp nhiều khó khăn. Nhằm giải quyết các vấn đề này, luận án đề xuất ba quy trình tổng hợp CCTM hoàn toàn tự động trên phần mềm MATLAB:

1. Kết hợp phương pháp phần tử hữu hạn trên ABAQUS với giải thuật di truyền GA.
2. Kết hợp phương pháp mô hình ràng buộc dầm liên kết (CBCM) để tính toán chuyển vị góc quay, mô-men và ứng suất với giải thuật di truyền đa mục tiêu NSGA-II.
3. Kết hợp phương pháp CBCM với phân tích độ tin cậy FORM và giải thuật NSGA-II nhằm tối ưu hóa thiết kế trong điều kiện có xét đến các yếu tố ngẫu nhiên.

Kết quả thu được từ các quy trình là bốn CCTM mới đã đề xuất, trong đó đáng chú ý nhất là:

- CCTM-3 với thiết kế đơn giản, khoảng làm việc ổn định mô-men lên đến  $80^\circ$ , khoảng gia tải nhỏ (chỉ  $5^\circ$ ), từ đó giúp cho khoảng làm việc ổn định mô-men lớn, chiếm 94,1% tổng phạm vi làm việc.
- CCTM-4 với khoảng làm việc ổn định mô-men đạt  $88^\circ$ , sai số nhỏ hơn 3% so với giá trị mô-men mong muốn và kích thước nhỏ gọn vượt trội so với các thiết kế trước đây. Đặc biệt, quá trình tối ưu hóa CCTM-4 đã tính đến sai số gia công gây ra bởi các yếu tố ngẫu nhiên, đảm bảo độ tin cậy đạt 99,88%.

Các thực nghiệm cũng đã được tiến hành để đánh giá lại các kết quả tính toán lý thuyết và mô phỏng, từ đó một lần nữa khẳng định tính chính xác và hiệu quả của các quy trình tổng hợp được đề xuất.

Ngoài ra, luận án cũng đề xuất một ứng dụng của CCTM trong cơ sinh học là thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp cơ cấu ổn định mô-men có kết cấu đơn giản hơn so với các thiết bị hỗ trợ sử dụng động cơ kết hợp cảm biến điều khiển. Thiết bị này giúp cho những người lớn tuổi, người đột quỵ và những người bị yếu chức năng vận động khớp gối thực hiện các vận động hàng ngày như đi lại, đi lên xuống cầu thang, đi đường dốc, ... một cách dễ dàng và thoải mái.

# ABSTRACT

The compliant constant-torque mechanism (CTCM) is a type of mechanism capable of generating an output torque that remains nearly constant over a range of input angular displacements. This characteristic makes CTCMs highly advantageous for applications requiring stable torque. When designed as a compliant mechanism, CTCMs inherit several key benefits, including monolithic fabrication, zero friction, no backlash, no need for lubrication, and silent operation, leading to reduced manufacturing and assembly costs. Additionally, the ease of miniaturization in compliant mechanisms expands the applicability of CTCMs across various fields, such as mobility-assisted devices, force-stabilizing grippers, and torsional vibration isolators.

One of the significant advantages of CTCMs lies in enhancing the performance of mobility-assisted devices. When integrated into knee joint mobility-assisted devices, CTCMs reduce reliance on motors and sensor-based control systems, resulting in more compact and portable devices. Compared to traditional spring-based mechanisms, CTCMs provide a more natural movement experience by maintaining a nearly constant assistive torque throughout the motion cycle.

To enhance the practical applicability of CTCMs, this study focuses on designing mechanisms that are compact while maintaining a large constant-torque working range. This presents a significant challenge, as increasing the working range often leads to higher stress levels, potentially exceeding the range of elastic deformation. Additionally, analyzing and computing large deformation cases in such mechanisms is complex. To address these challenges, this dissertation proposes three fully automated CTCM synthesis procedures implemented in MATLAB:

1. Combining the finite element method (FEM) in ABAQUS with the genetic algorithm (GA).
2. Integrating the chained beam-constraint model (CBCM) for displacement, torque, and stress calculations with the multi-objective genetic algorithm NSGA-II.

3. Combining the CBCM method with the first-order reliability method (FORM) and NSGA-II to optimize designs under uncertain manufacturing conditions.

The synthesis results yielded four new CTCMs, among which the most notable are:

- CTCM-3, featuring a simple design, a constant-torque working range of up to  $80^\circ$ , and a small preload range (only  $5^\circ$ ), resulting in a large constant-torque working range that accounts for 94.1% of the total operational range.
- CTCM-4, with a constant-torque working range of  $88^\circ$ , a torque deviation of less than 3% from the desired value, and a significantly more compact size than previously published CTCMs. Furthermore, the optimization process for CTCM-4 incorporated manufacturing uncertainties, ensuring a reliability level of 99.88%.

Theoretical calculations and simulation results were validated through experimental testing, further confirming the effectiveness and accuracy of the proposed synthesis methodologies.

In addition, the dissertation proposes an application of the CCTM in biomechanics — a wearable knee-assist device that integrates a CCTM and features a simpler structure compared to motor-driven and sensor-controlled exoskeletons. This device assists elderly individuals, stroke patients, and those with weakened knee joint function in performing daily activities such as walking, climbing stairs, and moving on slopes more easily and comfortably.

# MỤC LỤC

LÝ LỊCH KHOA HỌC.....	i
LỜI CAM ĐOAN.....	v
LỜI CẢM ƠN.....	vi
TÓM TẮT.....	vii
ABSTRACT.....	ix
MỤC LỤC.....	xi
DANH SÁCH CÁC CHỮ VIẾT TẮT.....	xiv
DANH MỤC CÁC HÌNH ẢNH.....	xv
DANH MỤC CÁC BẢNG.....	xviii
MỞ ĐẦU.....	1
1. Lý do chọn đề tài.....	1
2. Mục tiêu của đề tài.....	2
3. Nhiệm vụ nghiên cứu.....	2
4. Phạm vi nghiên cứu.....	3
5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu.....	3
6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài nghiên cứu.....	4
7. Cấu trúc của luận án.....	5
Chương 1 TỔNG QUAN.....	7
1.1 Cơ cấu đàn hồi.....	7
1.1.1 Khái niệm chung.....	7
1.1.2 Ưu điểm của cơ cấu đàn hồi.....	9
1.1.3 Hạn chế của cơ cấu đàn hồi.....	9
1.1.4 Ứng dụng của cơ cấu đàn hồi.....	9
1.2 Cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men.....	11
1.2.1 Giới thiệu.....	11
1.2.2 Cơ cấu đàn hồi dạng cục bộ.....	15

1.2.3	Cơ cấu đàn hồi dạng phân tán .....	17
1.2.4	Cơ cấu đàn hồi mô-men dạng lò xo chữ C .....	22
1.3	Đánh giá về cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men .....	23
<b>Chương 2 CƠ SỞ LÝ THUYẾT .....</b>		<b>30</b>
2.1	Đường cong Bezier .....	30
2.1.1	Dạng tổng quát đường cong Bezier .....	30
2.1.2	Đường cong Bezier bậc nhất .....	30
2.1.3	Đường cong Bezier bậc hai .....	31
2.1.4	Đường cong Bezier bậc ba .....	32
2.1.5	Các tính chất của đường cong Bezier: .....	33
2.2	Giải thuật di truyền GA và NSGA-II .....	34
2.3	Phương pháp phân tử hữu hạn .....	36
2.4	Phương pháp Chained Beam-Constraint-Model (CBCM) .....	37
2.5	Tối ưu hóa theo độ tin cậy .....	39
2.6	Phương pháp phân tích độ tin cậy bậc nhất FORM .....	42
2.7	Vật liệu PEEK .....	43
<b>Chương 3 THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH MÔ-MEN DƯỚI TRÊN GIẢI THUẬT DI TRUYỀN .....</b>		<b>46</b>
3.1	Phương hướng chung .....	46
3.2	Tối ưu hóa cơ cấu bằng GA và FEM .....	46
3.2.1	Cơ cấu CCTM dùng cho thiết bị luyện tập chức năng (CCTM-1) .....	48
3.2.2	Cơ cấu CCTM hai giai đoạn (CCTM-2) .....	54
3.3	Tối ưu hóa cơ cấu bằng NSGA-II và CBCM .....	62
3.3.1	Giới thiệu .....	62

3.3.2	Thiết kế và tối ưu hóa (CCTM-3) .....	62
3.3.3	Kết quả và thảo luận.....	73
3.3.4	Khảo sát mỗi sơ bộ của cơ cấu CCTM.....	83
Chương 4	THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH MÔ-MEN DỰA TRÊN ĐỘ TIN CẬY .....	86
4.1	Giới thiệu .....	86
4.2	Thiết kế và tối ưu hóa (CCTM-4).....	87
4.2.1	Ý tưởng thiết kế.....	87
4.2.2	Phân tích mô hình với CBCM.....	88
4.2.3	Tối ưu hóa cơ cấu theo độ tin cậy .....	96
4.3	Kết quả tối ưu hóa.....	103
4.4	Kiểm chứng kết quả với FEM và thực nghiệm .....	106
Chương 5	ỨNG DỤNG CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH MÔ-MEN VÀO THỰC TẾ	116
5.1	Tiêu chuẩn về ứng dụng các thiết bị trong cơ sinh học .....	116
5.2	Thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối .....	117
5.2.1	Giới thiệu.....	117
5.2.2	Thiết kế, chế tạo .....	120
5.3	Hạn chế trong việc ứng dụng CCTM vào thực tế.....	123
Chương 6	KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN .....	126
6.1	Kết luận.....	126
6.2	Hướng phát triển.....	128
	TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	129
	DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH CÔNG BỐ.....	143

## DANH SÁCH CÁC CHỮ VIẾT TẮT

Chữ viết tắt	Chữ đầy đủ (tiếng Anh)	Nghĩa tiếng Việt
BM	Bistable Mechanism	Cơ cấu ổn định hai vị trí
CBCM	Chained Beam-Constraint-Model	Mô hình ràng buộc dầm theo chuỗi
CCTM	Compliant Constant-Torque Mechanism	Cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men
CFM	Constant-Force Mechanism	Cơ cấu ổn định lực
CNC	Computer Numerical Control	Điều khiển số bằng máy tính
CM	Compliant Mechanism	Cơ cấu đàn hồi
CTM	Constant-Torque Mechanism	Cơ cấu ổn định mô-men
CoV	Coefficient of Variation	Hệ số biến thiên
FEM	Finite Element Method	Phương pháp phần tử hữu hạn
GA	Genetic Algorithm	Giải thuật di truyền
MEMS	Microelectromechanical Systems	Hệ thống vi cơ điện tử
NCS		Nghiên cứu sinh
NSGA-II	Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm II	Thuật toán di truyền sắp xếp không bị chi phối II
PEEK	Polyether Ether Ketone	
RBDO	Reliability-Based Design Optimization	Tối ưu hóa thiết kế dựa theo độ tin cậy
STD	Standard Deviation	Độ lệch chuẩn

## DANH MỤC CÁC HÌNH ẢNH

Hình 1.1 Cơ cấu ổn định lực dạng cơ cấu khâu cứng truyền thống [1].....	8
Hình 1.2 Cơ cấu ổn định lực dạng cơ cấu đàn hồi dùng ổn định lực cho robot đánh bóng [2].....	8
Hình 1.3 Thiết bị hỗ trợ phục hồi chức năng sử dụng động cơ và hệ điều khiển hồi tiếp [52] .....	12
Hình 1.4 Đồ thị mô-men xoắn – góc quay của cơ cấu ổn định mô-men.....	13
Hình 1.5 Các ứng dụng tiềm năng của CTM: (a) Cơ cấu cân bằng trọng lực, (b) Thiết bị hỗ trợ di chuyển, (c) Thiết bị tập luyện phục hồi chức năng, (d) Cân bằng động mô-men xoắn [8].....	13
Hình 1.6 Phân loại cơ cấu CTM .....	14
Hình 1.7 Cơ cấu CTM kết hợp độ cứng [8] .....	15
Hình 1.8 Cơ cấu CTM dùng cam [8].....	16
Hình 1.9 Cơ cấu lò xo quay phi tuyến ổn định mô-men [68].....	16
Hình 1.10 Cơ cấu CTM nhờ ma sát [8] .....	17
Hình 1.11 Các cơ cấu CCTM dùng thanh cong .....	19
Hình 1.12 Cơ cấu CCTM dùng trong điều khiển vị trí .....	20
Hình 1.13 Cơ cấu CCTM có mô-men bằng không .....	21
Hình 1.14 Cơ cấu CTM dùng trong tìm phẫu thuật.....	21
Hình 1.15 Các loại lò xo ổn định mô-men dạng chữ C .....	22
Hình 2.1 Các dạng đường cong Bezier.....	32
Hình 2.2 Đồ thị hàm cơ sở của đường cong Bezier bậc ba .....	33
Hình 2.3 Lược đồ giải thuật GA.....	35
Hình 2.4 Mô hình dầm công xôn phân tích bằng CBCM [103] .....	37
Hình 2.5 Mô tả một kết quả $x^*$ bất kỳ của bài toán tối ưu hóa [105].....	41
Hình 2.6 Mô tả một kết quả tối ưu $x^*$ bất kỳ của bài toán tối ưu hóa RBDO [106].....	42
Hình 3.1 Lưu đồ thuật toán tối ưu hóa bằng giải thuật di truyền .....	47
Hình 3.2 a) Mô hình thiết bị luyện tập chức năng, b) phương án thiết kế CCTM-1 .....	48

Hình 3.3 Sơ đồ các biến thiết kế và điều kiện biên một nhánh của CCTM-1 .....	49
Hình 3.4 Đường cong Bezier của cơ cấu CCTM-1 (a) và kết quả mô phỏng từ ABAQUS (b).....	52
Hình 3.5 Mô hình 3D của cơ cấu CCTM-1 .....	52
Hình 3.6 Đồ thị mối liên hệ giữa Mô-men – Góc quay của CCTM-1 .....	53
Hình 3.7 Mối quan hệ của Mô-men – Góc quay của cơ cấu CCTM hai giai đoạn.....	54
Hình 3.8 Ý tưởng thiết kế cơ cấu CCTM hai giai đoạn a) Mô tả trạng thái biến dạng “bật” (buckling) của một thanh và b) ý tưởng kết cấu của CCTM-2 .....	55
Hình 3.9 Biến thiết kế và điều kiện biên một nhánh của cơ cấu CCTM-2 .....	56
Hình 3.10 Biên dạng đường cong Bezier của CCTM-2 (a) và kết quả mô phỏng 1D từ ABAQUS (b) .....	59
Hình 3.11 Mô hình 3D của cơ cấu CCTM-2 (a) và sự biến dạng của các phần tử đàn hồi ở mô hình 3D (b) .....	59
Hình 3.12 Kết quả mô phỏng mối liên hệ giữa Mô-men – Góc quay của CCTM-2.....	61
Hình 3.13 Ý tưởng thiết kế cơ cấu CCTM khoảng ổn định lớn.....	63
Hình 3.14 Biến thiết kế của đường cong Bezier.....	65
Hình 3.15 Chia phần tử cho dầm tại ở trạng thái chưa biến dạng tại vị trí ban đầu (a) và vị trí đã xoay đi (b) .....	67
Hình 3.16 Phần tử thứ $i$ .....	67
Hình 3.17 Lưu đồ qui trình tối ưu hóa NSGA-II dựa trên CBCM.....	73
Hình 3.18 Sự phân bố dân số của một vài thế hệ trong quá trình tiến hóa.....	75
Hình 3.19 Đường cong Bezier tối ưu (a) và mô hình 3D của CCTM (b) .....	76
Hình 3.20 Kết quả từ quá trình tối ưu hóa NSGA-II dựa trên CBCM .....	76
Hình 3.21 Kết quả mô phỏng từ phần mềm ABAQUS .....	77
Hình 3.22 Cơ cấu CCTM chế tạo thực tế .....	78
Hình 3.23 Thiết lập thí nghiệm: (a) thiết kế, (b) thực tế .....	78
Hình 3.24 Tua vít điện tử GLK 060 của hãng KTC (Nguồn: <i>ktc.jp</i> ) .....	79
Hình 3.25 CCTM ở các vị trí khác nhau: (a) vị trí ban đầu góc quay $0^\circ$ , (b) vị trí biến dạng góc quay $85^\circ$ .....	81

Hình 3.26 Các kết quả từ CBCM, FEM và thực nghiệm .....	81
Hình 3.27 Máy thử nghiệm mới cho cơ cấu CCTM: (a) mô hình thiết kế trên CAD; (b) thiết bị thực tế .....	84
Hình 4.1 Ý tưởng thiết kế CCTM-4 với (a) cơ cấu hoàn chỉnh và (b) một nhánh.....	87
Hình 4.2 Các biến thiết kế của cơ cấu CCTM-4 .....	89
Hình 4.3 Các thông số dùng để mô hình hóa cơ cấu.....	89
Hình 4.4 Giảm độ lệch của các phần tử (a) phần tử 1, (b) phần tử 2, (c) phần tử 3, (d) phần tử 4.....	90
Hình 4.5 Giảm độ lệch của phần tử 5.....	91
Hình 4.6 Chia phần tử cho dầm cong.....	92
Hình 4.7 Phần tử thứ $i$ của dầm cong.....	92
Hình 4.8 Lưu đồ giải thuật tối ưu hóa theo độ tin cậy bằng NSGA-II.....	101
Hình 4.9 Kết quả mô-men, ứng suất thu được từ tối ưu hóa theo độ tin cậy .....	105
Hình 4.10 Phân tích các thành phần ứng suất theo CBCM.....	105
Hình 4.11 Kết quả tối ưu một nhánh và mô hình 3D của cơ cấu .....	106
Hình 4.12 Kết quả mô phỏng trên ABAQUS.....	107
Hình 4.13 (a) Quét biên dạng 3D cơ cấu và (b) so sánh biên dạng 2D của cơ cấu thực tế và cơ cấu thiết kế.....	107
Hình 4.14 Thiết lập thí nghiệm đo mô-men .....	110
Hình 4.15 Hình ảnh CCTM-4 ở vị trí ban đầu và biến dạng ở $50^\circ$ và $100^\circ$ .....	110
Hình 4.16 So sánh mô-men giữa CBCM, FEM và thực nghiệm .....	111
Hình 4.17 Góc bo tại giao điểm ba dầm khi gia công thực tế.....	113
Hình 4.18 So sánh cơ cấu CCTM-4 với các CCTM đã công bố.....	114
Hình 4.19 Sự phát triển của luận án thông qua bốn CCTM đã tổng hợp.....	115
Hình 5.1 Đại trượng khớp gối Power Knee ( <i>Nguồn: besport.vn</i> ) .....	119
Hình 5.2 Thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp cơ cấu CCTM đang được mang trên chân người (a) và cách thức thiết bị hoạt động (b).....	120
Hình 5.3 Cấu tạo thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM.....	122
Hình 5.4 Thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM được chế tạo thực tế .....	122

## DANH MỤC CÁC BẢNG

Bảng 1.1 Phân loại và ứng dụng của cơ cấu đàn hồi.....	10
Bảng 1.2 Tóm tắt các CCTM tổng hợp từ việc tối ưu hóa các dầm cong.....	25
Bảng 3.1 Mô hình tối ưu hóa của cơ cấu CCTM-1 .....	50
Bảng 3.2 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM-1.....	51
Bảng 3.3 Mô hình tối ưu hóa của cơ cấu CCTM-2 .....	57
Bảng 3.4 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM-2.....	58
Bảng 3.5 Sai số giá trị mô-men đầu ra .....	62
Bảng 3.6 Mô hình tối ưu hóa của cơ cấu CCTM hành trình lớn.....	74
Bảng 3.7 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM hành trình lớn .....	75
Bảng 3.8 Sai số giá trị mô-men đầu ra .....	82
Bảng 3.9 So sánh cơ cấu CCTM-3 và các CCTM đã công bố.....	83
Bảng 4.1 Mô hình tối ưu hóa CCTM-4 theo độ tin cậy .....	98
Bảng 4.2 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM-4.....	104
Bảng 4.3 Đánh giá bề rộng của các dầm đàn hồi .....	108
Bảng 4.4 Đánh giá sai lệch vị trí của các dầm cong thực tế.....	108

# MỞ ĐẦU

## 1. Lý do chọn đề tài

Cơ cấu đàn hồi (Compliant Mechanism – CM) là loại cơ cấu có khả năng truyền hoặc biến đổi chuyển động dựa trên sự biến dạng đàn hồi, cho phép tích trữ và giải phóng năng lượng bên trong chính các phần tử cấu trúc. Nhờ vào đặc điểm này, cơ cấu đàn hồi có thể được chế tạo nguyên khối, giúp giảm thiểu ma sát, mài mòn, đơn giản hóa quá trình lắp ráp và hạ thấp chi phí chế tạo so với các cơ cấu khâu cứng truyền thống. Đặc biệt, đối với các ứng dụng có yêu cầu thu nhỏ kích thước, việc sử dụng cơ cấu đàn hồi mang lại lợi thế đáng kể, bởi trong trường hợp này, chế tạo và lắp ráp các chi tiết nhỏ theo phương pháp truyền thống sẽ gặp nhiều khó khăn và thách thức.

Cơ cấu ổn định mô-men (Constant-Torque Mechanism – CTM) là cơ cấu có khả năng tạo ra một mô-men gần như không đổi trong một khoảng góc quay đầu vào nhất định. Nhờ đặc tính này, CTM trở thành một giải pháp hiệu quả cho các thiết bị cần kiểm soát mô-men mà không phụ thuộc vào hệ thống cảm biến hay điều khiển phức tạp, từ đó góp phần đơn giản hóa kết cấu và giảm chi phí thiết bị.

Khi CTM được thiết kế dưới dạng cơ cấu đàn hồi, ta có cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men (CCTM – Compliant Constant-Torque Mechanism). CCTM kết hợp được cả ưu điểm của cơ cấu đàn hồi lẫn khả năng duy trì mô-men không đổi, khiến nó trở thành một hướng nghiên cứu đầy tiềm năng trong lĩnh vực cơ sinh học. Trong thập kỷ qua, mặc dù cơ cấu đàn hồi ổn định lực (Compliant Constant-Force Mechanism – CCFM), vốn hoạt động với chuyển vị tịnh tiến, đã nhận được nhiều sự quan tâm nghiên cứu, nhưng CCTM – với đầu vào là chuyển động quay – vẫn chưa được khai thác đầy đủ. Đặc biệt, CCTM có thể ứng dụng hiệu quả trong các thiết bị hỗ trợ phục hồi chức năng khớp, giúp giảm trọng lượng, tăng tính cơ động và cải thiện hiệu suất hoạt động của thiết bị.

Tuy nhiên, một trong những hạn chế lớn của cơ cấu đàn hồi nói chung và CCTM nói riêng là phạm vi hoạt động bị giới hạn do phải làm việc trong vùng đàn hồi của

vật liệu. Điều này làm giảm đáng kể tính ứng dụng của CCTM trong thực tế. Do đó, việc nghiên cứu và phát triển các thiết kế CCTM có khoảng làm việc lớn, đồng thời vẫn đảm bảo ứng suất trong giới hạn cho phép và kết cấu nhỏ gọn, là một yêu cầu cấp thiết.

Mặt khác, hầu hết các CCTM có khoảng ổn định lớn hiện nay đều được chế tạo bằng phương pháp phay CNC từ vật liệu nhựa. Quá trình gia công này có thể gây ra sai lệch hình học của các dầm đàn hồi do lực cắt tác động, từ đó ảnh hưởng đến khả năng hoạt động và hiệu suất của cơ cấu. Tuy nhiên, cho đến nay, chưa có nghiên cứu nào xem xét một cách toàn diện ảnh hưởng của yếu tố gia công đến chất lượng thực tế của CCTM trong quá trình thiết kế tối ưu. Do đó, ngoài việc tìm ra các giải pháp thiết kế nhằm mở rộng phạm vi hoạt động của CCTM, cần phải nghiên cứu thêm các yếu tố ngẫu nhiên xảy ra trong quá trình gia công để đảm bảo rằng cơ cấu sau chế tạo vẫn đạt được các yêu cầu thiết kế đề ra.

## **2. Mục tiêu của đề tài**

### **Mục tiêu chung**

Nghiên cứu thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu CCTM có khoảng ổn định lớn và kích thước nhỏ gọn, phù hợp để ứng dụng trong các thiết bị cơ sinh học. Giải pháp thiết kế phải đảm bảo cơ cấu duy trì được đặc tính làm việc mong muốn ngay cả khi xuất hiện các sai số ngẫu nhiên phát sinh trong quá trình gia công, thông qua tiếp cận tối ưu hóa dựa trên phân tích độ tin cậy.

### **Mục tiêu cụ thể**

- Đề xuất và mô tả tối thiểu 2–3 cấu hình thiết kế mới của CCTM nhằm tăng chuyển vị góc quay ổn định mô-men (hơn  $65^\circ$ ) và giảm kích thước đường kính ngoài của cơ cấu (không quá 100 mm) so với các thiết kế hiện có.
- Phát triển mô hình tính toán nhanh, chính xác cho chuyển vị, mô-men và ứng suất của CCTM dựa trên phương pháp mô hình ràng buộc dầm liên kết CBCM (Chained Beam-Constraint Model), có khả năng mô tả biến dạng lớn.

- Thiết lập quy trình phân tích độ tin cậy (dựa trên FORM) để đánh giá và đưa ràng buộc độ tin cậy vào quá trình thiết kế.
- Tích hợp CBCM và FORM vào giải thuật tối ưu đa mục tiêu NSGA-II để thực hiện tối ưu hóa theo độ tin cậy.
- Chế tạo mẫu thử nghiệm, thực hiện thử nghiệm đo đạc để so sánh kết quả mô phỏng và xác nhận tính hiệu quả của thiết kế tối ưu.
- Đề xuất, thiết kế ít nhất một ứng dụng thực tế trong thiết bị cơ sinh học có tích hợp CCTM.

### **3. Nhiệm vụ nghiên cứu**

Để đạt được các mục tiêu nghiên cứu trên, luận án này thực hiện các nhiệm vụ nghiên cứu sau đây:

- Thu thập, hệ thống hóa các nghiên cứu liên quan đến cơ cấu ổn định mô-men và ứng dụng trong cơ sinh học, từ đó xác định các tiêu chí thiết kế.
- Đề xuất các thiết kế mới cho CCTM có khả năng giảm ứng suất tập trung nhằm tăng chuyển vị góc quay mà vẫn giữ được sự nhỏ gọn của cơ cấu.
- Xây dựng mô hình tính toán chuyển vị, mô-men và ứng suất của CCTM dựa trên phương pháp CBCM.
- Phân tích độ tin cậy cho CCTM dựa theo phương pháp độ tin cậy bậc nhất (FORM).
- Tích hợp mô hình tính toán CBCM và phân tích độ tin cậy FORM vào giải thuật tối ưu hóa đa mục tiêu NSGA-II.
- Thiết kế tối ưu hóa CCTM theo độ tin cậy dựa trên phương pháp CBCM bằng giải thuật NSGA-II.
- Chế tạo CCTM theo phương án tối ưu và tiến hành thử nghiệm đo mô-men, chuyển vị.
- Thiết kế tích hợp CCTM vào ít nhất một ứng dụng cơ sinh học. Tiến hành đánh giá ban đầu và thảo luận về khả năng triển khai tiếp theo.

### **4. Phạm vi nghiên cứu**

### **Đối tượng nghiên cứu**

- Các cấu trúc cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men có chuyển vị lớn và nguồn biến dạng chính là uốn thanh/dầm.
- Ưu tiên các cấu trúc có khả năng tích hợp vào thiết bị cơ sinh học (hình dạng và kích thước nhỏ gọn, phạm vi góc chuyển đổi phù hợp).

### **Phương pháp và công cụ**

- Phân tích tĩnh và tĩnh động học dựa trên CBCM để mô tả chuyển vị lớn; so sánh đánh giá bằng phần tử hữu hạn (FEM) khi cần.
- Phân tích độ tin cậy sử dụng phương pháp FORM cho ràng buộc thiết kế.
- Tối ưu hóa đa mục tiêu sử dụng NSGA-II với tích hợp ràng buộc độ tin cậy.
- Thiết kế, mô phỏng và chế tạo mẫu thử nghiệm để xác nhận mô hình.

### **Vật liệu và điều kiện làm việc**

- Xem xét các vật liệu đàn hồi phù hợp và lựa chọn cụ thể dựa trên yêu cầu từng trường hợp thiết kế.
- Nghiên cứu tập trung ở điều kiện tải tĩnh.

### **Giả thiết và giới hạn**

- Phân tích độ tin cậy tập trung vào nguồn biến thiên chính là sai số hình học và kích thước dầm do các nguyên nhân ngẫu nhiên phát sinh trong quá trình gia công chế tạo.
- Phạm vi thử nghiệm giới hạn ở mức chứng minh nguyên lý và thực hiện trong điều kiện tải tĩnh. Các tác động về tốc độ quay khi thử nghiệm không được xét đến.

### **Loại trừ**

- Các nghiên cứu về điều khiển điện - điện tử, hệ thống điều khiển chủ động, hoặc phân tích toàn hệ thống y sinh phức tạp vượt ngoài mục tiêu cơ bản về thiết kế cơ cấu CCTM.

## **5. Hướng tiếp cận và phương pháp nghiên cứu**

Luận án kế thừa các nghiên cứu hiện có để chọn lọc, hình thành ý tưởng và tiến hành thiết kế, tối ưu hóa theo mục tiêu đề ra. Quá trình thực hiện được tiến hành từ

từ qua các bước: Ban đầu sẽ là thiết kế tối ưu một CCTM mới, sau đó phát triển lên thành CCTM với khoảng làm việc lớn và cuối cùng là một CCTM với khoảng làm việc lớn có xét đến các sai số ngẫu nhiên xảy ra trong quá trình gia công.

Để đạt được các mục tiêu trên thì luận án sẽ sử dụng song song hai phương pháp: phương pháp giải tích và phương pháp số để tối ưu hóa. Với phương pháp giải tích, luận án sẽ sử dụng mô hình CBCM. Phương pháp số sẽ dựa trên phân tích phần tử hữu hạn nhờ vào phần mềm ABAQUS kết hợp với tối ưu hóa bằng giải thuật di truyền NSGA-II với sự trợ giúp của MATLAB. Cuối cùng sẽ tiến hành thực nghiệm để kiểm chứng lại kết quả mô phỏng.

## **6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài nghiên cứu**

### **Ý nghĩa khoa học**

- Luận án đã đề xuất được các thiết kế CCTM mới có khoảng làm việc lớn và nhỏ gọn hơn so với các nghiên cứu trước đây. Trong số đó, một số kết cấu có ý nghĩa trong việc cung cấp các ý tưởng tiếp tục phát triển CCTM, giúp tăng khoảng làm việc ổn định mô-men và giảm ứng suất như: sử dụng nối tiếp các dầm đàn hồi biến dạng tuần tự hoặc sử dụng các dầm thẳng đóng vai trò như khớp xoay linh hoạt thay cho việc gài cố định một đầu của dầm đàn hồi.
- Phân tích tĩnh động học bằng phương pháp CBCM cho CCTM được đề xuất và tích hợp vào giải thuật di truyền đa mục tiêu NSGA-II nhằm tận dụng ưu điểm về thời gian tính toán của phương pháp này để tăng số lượng thế hệ tiến hóa của giải thuật từ đó giúp thu được các thiết kế tốt hơn nhanh hơn.
- Kết hợp phương pháp phân tích độ tin cậy FORM, mô hình hóa theo CBCM và tối ưu hóa theo giải thuật di truyền NSGA-II để tạo thành bài toán thiết kế tối ưu hóa đa mục tiêu theo độ tin cậy cho CCTM. Mô hình tối ưu hóa này giúp thu được CCTM có xét đến các yếu tố ngẫu nhiên xảy ra trong quá trình gia công, đảm bảo cho CCTM sau khi gia công đạt các mục tiêu thiết kế. Phương pháp này sẽ mở ra xu hướng nghiên cứu mới về việc thiết kế tối ưu theo độ tin cậy cho các cơ cấu đàn hồi nói chung và cơ cấu CCTM nói riêng.

- Phương pháp phân tích đánh giá sai số về hình dáng và kích thước sau khi gia công cho các dầm mỏng có dạng cong bất kỳ đã được đề xuất. Phương pháp này giúp đánh giá được độ chính xác gia công của các cơ cấu đàn hồi với những dạng hình học phức tạp vốn không thể kiểm tra bằng các dụng cụ đo lường cơ khí thông thường.

### **Ý nghĩa thực tiễn**

- Luận án đã đề xuất ứng dụng CCTM trong cơ sinh học: Thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM giúp người suy giảm chức năng khớp gối thực hiện các hoạt động đi lại hàng ngày dễ dàng hơn.
- Kết quả của nghiên cứu này sẽ là một tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu tiếp theo trong lĩnh vực cơ cấu đàn hồi nói chung và cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men nói riêng.

### **7. Cấu trúc của luận án**

Luận án bao gồm phần Mở đầu và 6 Chương.

- Mở đầu
- Chương 1: Tổng quan
- Chương 2: Cơ sở lý thuyết
- Chương 3: Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men dựa trên giải thuật di truyền
- Chương 4: Thiết kế và tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men dựa trên độ tin cậy
- Chương 5: Ứng dụng cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men vào thực tế
- Chương 6: Kết luận và hướng phát triển

# Chương 1

## TỔNG QUAN

### 1.1 Cơ cấu đàn hồi

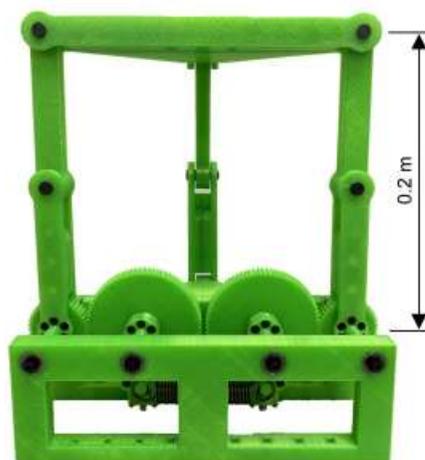
#### 1.1.1 Khái niệm chung

Cơ cấu là một nhóm các khâu liên kết bởi các khớp có nhiệm vụ truyền hay biến đổi chuyển động, lực hay mô-men. Cơ cấu khâu cứng truyền thống gồm những khâu cứng tuyệt đối liên kết với nhau bằng các khớp truyền thống như khớp bản lề, khớp tịnh tiến, khớp trụ, khớp cầu, khớp các-đăng,... Một ví dụ về cơ cấu truyền thống được trình bày trên Hình 1.1 là cơ cấu ổn định lực được sử dụng khớp nối Sarrus với bánh răng và lò xo [1].

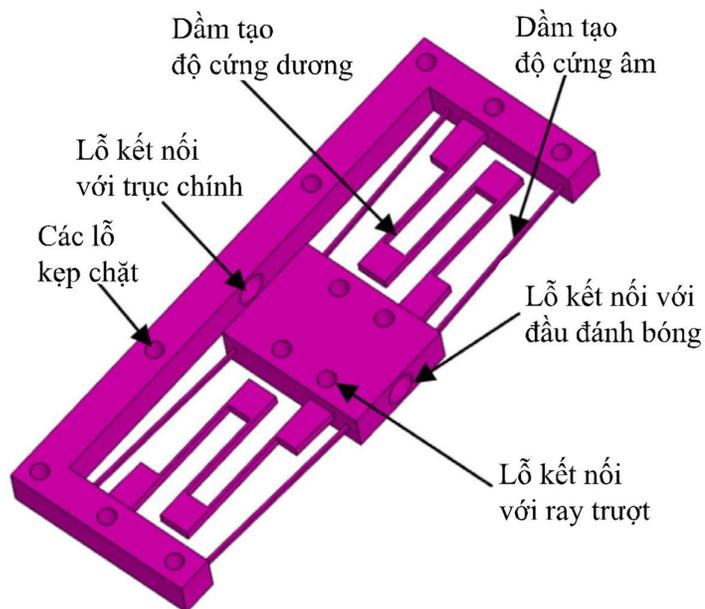
Cơ cấu đàn hồi hay còn gọi là cơ cấu mềm (flexure mechanism/compliant mechanism) cũng cho phép truyền hay biến đổi chuyển động, lực và mô-men. Tuy nhiên không giống cơ cấu cứng truyền thống, cơ cấu đàn hồi có thể thực hiện ít nhất một hoặc một vài chuyển động nhờ vào sự biến dạng của các khớp đàn hồi (flexure joints) chứ không chỉ dựa vào các khớp động thường dùng. Một ví dụ minh họa cho cơ cấu đàn hồi như thể hiện ở Hình 1.2. Cơ cấu này vẫn có khả năng ổn định lực nhưng được thiết kế nguyên khối bằng cơ cấu đàn hồi nên kết cấu đơn giản hơn so với cơ cấu khâu cứng trên Hình 1.1, nhờ đó nó có thể tích hợp vào robot đánh bóng giúp lực tác dụng từ đầu đánh bóng lên chi tiết gia công gần như không thay đổi [2].

Cơ cấu đàn hồi có thể phân thành dạng đàn hồi một phần hoặc đàn hồi hoàn toàn bao gồm: (1) cơ cấu đàn hồi do dùng khớp đàn hồi, (2) cơ cấu đàn hồi do dùng khâu đàn hồi. Loại (2) có cấu tạo bao gồm các khâu cứng và đàn hồi xen kẽ nhau. Tính “đàn hồi” của cơ cấu ở đây là sự kết hợp giữa các khớp động truyền thống (khớp xoay, khớp trượt, ...) với các khâu đàn hồi để thực hiện chuyển động của nó. Cơ cấu đàn hồi hoàn toàn thì phụ thuộc hoàn toàn vào sự biến dạng của các khâu đàn hồi khi thực hiện một chuyển động nào đó.

Chuyển động của cơ cấu đàn hồi làm cho các khâu của nó biến dạng và tích trữ năng lượng đàn hồi. Phần năng lượng này sau đó sẽ được giải phóng để giúp cơ cấu thực hiện một chức năng nào đó.



Hình 1.1 Cơ cấu ổn định lực dạng cơ cấu khâu cứng truyền thống [1]



Hình 1.2 Cơ cấu ổn định lực dạng cơ cấu đàn hồi dùng ổn định lực cho robot đánh bóng [2]

### **1.1.2 Ưu điểm của cơ cấu đàn hồi**

- Việc sử dụng các cơ cấu đàn hồi sẽ giúp giảm sai số nhờ giảm số chi tiết trong quá trình lắp ráp, đơn giản hóa quá trình sản xuất nhưng vẫn có khả năng tăng hiệu quả sử dụng nhờ tăng được độ chính xác do loại trừ được khe hở tại các khớp nối như ở các khớp truyền thống, giảm mài mòn do không có sự trượt tương đối giữa các khâu nối với nhau.

- Một lợi thế nữa của cơ cấu đàn hồi đó là khả năng thu nhỏ của thiết bị.

- Tính chất đàn hồi luôn có sẵn trong từng loại vật liệu, tạo điều kiện thuận lợi cho việc chế tạo khớp nối đàn hồi từ các loại vật liệu tùy theo yêu cầu cụ thể.

- Cơ cấu đàn hồi được chế tạo nguyên khối nên không gây ra tiếng ồn khi hoạt động, không ma sát, không khe hở và không cần bôi trơn định kỳ.

### **1.1.3 Hạn chế của cơ cấu đàn hồi**

- Cơ cấu đàn hồi vẫn có một số nhược điểm: không bền nếu tải lớn quá, vấn đề ứng suất đặc biệt trong trường hợp biến dạng lớn.

- Ngoài ra, cơ cấu đàn hồi còn có một hạn chế nữa là quy trình thiết kế, tổng hợp cơ cấu vẫn chưa được thống nhất và tiêu chuẩn. Từ đó dẫn đến việc nở rộ các phương pháp thiết kế khác nhau của mỗi nhóm nghiên cứu. Đây cũng là hướng khai thác mà các nhóm nghiên cứu trên thế giới tập trung trong những năm gần đây.

### **1.1.4 Ứng dụng của cơ cấu đàn hồi**

Tổng hợp về sự phân loại và ứng dụng cơ cấu đàn hồi được mô tả trong Bảng 1.1 bên dưới. Cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men là một hướng nghiên cứu được quan tâm nhiều hiện nay và nó cũng là hướng nghiên cứu của luận án, sẽ được trình bày kỹ hơn ở phần tiếp theo.

Bảng 1.1 Phân loại và ứng dụng của cơ cấu đàn hồi

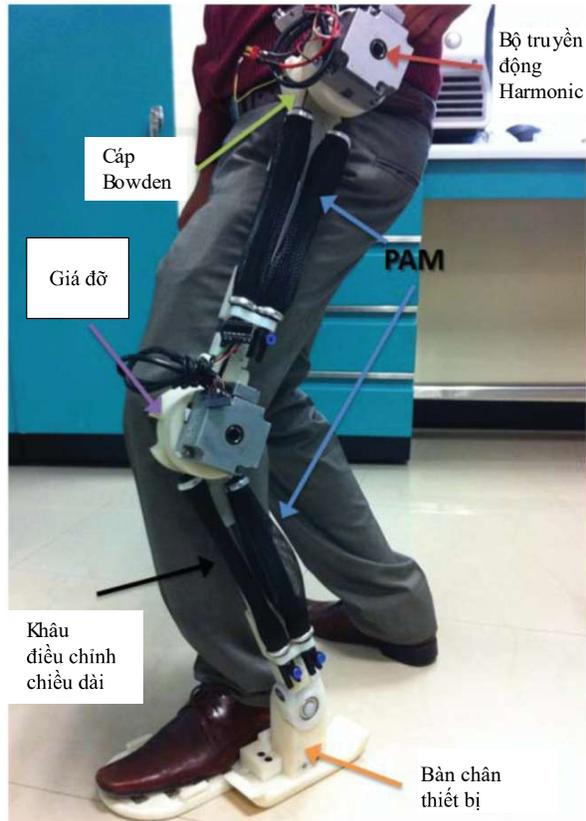
<b>A. Phân loại</b>		<b>Mô tả</b>
<b>1. Theo mức độ đàn hồi</b>	<b>Cơ cấu đàn hồi một phần</b> (Partially Compliant)	Kết hợp cả phần cứng và phần đàn hồi, sử dụng biến dạng đàn hồi ở một số khu vực để tạo ra chuyển động [3, 4].
	<b>Cơ cấu đàn hồi hoàn toàn</b> (Fully Compliant)	Hoàn toàn dựa vào biến dạng đàn hồi để tạo chuyển động, không sử dụng khớp cứng. Thường có kết cấu nguyên khối, giúp tăng độ tin cậy và dễ chế tạo [5].
<b>2. Theo sự phân bố vùng đàn hồi</b>	<b>Đàn hồi tập trung</b> (Lumped Compliance)	Tính đàn hồi tập trung tại các khu vực cụ thể (như bản lề/rãnh đàn hồi), phần còn lại của kết cấu là cứng [6].
	<b>Đàn hồi phân bố</b> (Distributed Compliance)	Tính đàn hồi phân bố trên toàn bộ hoặc phần lớn kết cấu, mang lại chuyển động mượt mà và tăng độ bền với tải trọng tuần hoàn [7, 8].
<b>3. Các loại cơ cấu đàn hồi đặc biệt</b>	<b>Cơ cấu hai vị trí ổn định</b> (BM)	Có hai vị trí cân bằng ổn định, cho phép chuyển đổi giữa các trạng thái mà không cần năng lượng duy trì [9-12]
	<b>Cơ cấu nhiều vị trí ổn định</b>	Có nhiều hơn hai vị trí cân bằng ổn định, thích hợp cho các ứng dụng yêu cầu chuyển trạng thái linh hoạt [5, 13-18].
	<b>Cơ cấu ổn định lực</b> (CFM)	Tạo lực đầu ra gần như không đổi trong một khoảng chuyển vị xác định, phù hợp với các ứng dụng yêu cầu tiếp xúc nhẹ hoặc cần kiểm soát lực tiếp xúc [2, 19-28].

	<b>Cơ cấu ổn định mô-men (CTM)</b>	Cung cấp mô-men xoắn đều trong suốt quá trình quay, ứng dụng trong các hệ thống quay chính xác [8, 20, 27, 29-33].
<b>B. Các hướng ứng dụng của cơ cấu đàn hồi</b>	<b>Sản phẩm dân dụng</b>	Bản lề trong hàng tiêu dùng, cơ cấu kẹp, thiết bị gấp [34].
	<b>Thiết bị chính xác</b>	Hệ thống căn chỉnh quang học, thiết bị định vị độ phân giải cao [6, 35-38].
	<b>Thiết bị y sinh</b>	Dụng cụ phẫu thuật [39, 40], chân tay giả [41], cơ cấu gấp siêu nhỏ (micro grippers), hệ thống phân phối thuốc, các ứng dụng cấy ghép bên trong cơ thể [42].
	<b>Gia công cơ khí</b>	Hệ thống gá [43], cách ly rung động [44], dụng cụ cắt đàn hồi [45].
	<b>MEMS (Hệ vi cơ điện tử)</b>	Thiết bị đàn hồi siêu nhỏ dùng cho cảm biến, cơ cấu chấp hành và cơ cấu lọc [46-48]
	<b>Công nghệ nano</b>	Bộ định vị nano [49, 50], cần đo của kính hiển vi lực nguyên tử (AFM) [51].

## 1.2 Cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men

### 1.2.1 Giới thiệu

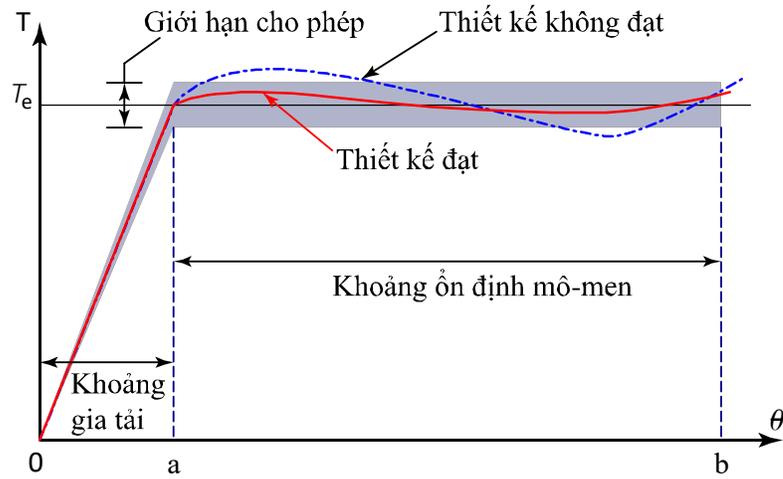
Thông thường, để tạo ra được sự ổn định lực để bảo vệ quá tải do tăng lực thì người ta hay sử dụng các cảm biến lực kết hợp với các hệ thống điều khiển hồi tiếp [52-55] như ví dụ Hình 1.3. Các hệ thống này luôn phải cần nguồn năng lượng để duy trì cho các động cơ và cảm biến. Nếu chúng được sử dụng trong các thiết bị hỗ trợ tập luyện phục hồi chức năng thì sẽ làm cho thiết bị trở nên cồng kềnh, kém cơ động và giá thành đắt đỏ. Nếu hệ thống điều khiển này sử dụng trong các tay máy hoặc tay kẹp (kìm) có kích thước nhỏ thì càng làm tăng các nhược điểm nêu trên của nó vì yêu cầu cảm biến phải có kích thước nhỏ phù hợp để gắn lên các thiết bị đầu cuối này.



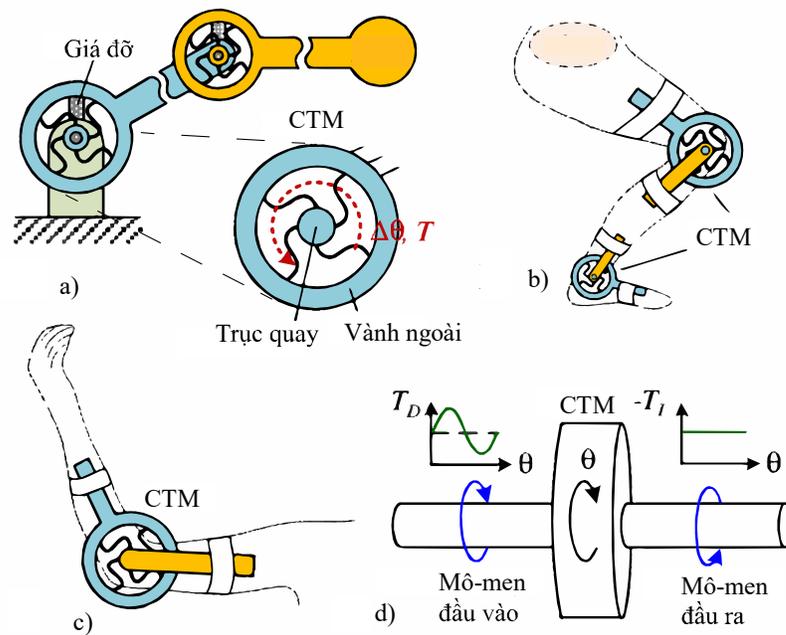
Hình 1.3 Thiết bị hỗ trợ phục hồi chức năng sử dụng động cơ và hệ điều khiển hồi tiếp [52]

Để có thể tạo ra một sự ổn định lực mà không cần tới hệ thống điều khiển như trên thì khái niệm về cơ cấu ổn định lực ra đời. Cơ cấu này không tuân thủ theo định luật Hooke như các cơ cấu đàn hồi thông thường. Chúng sẽ giúp duy trì một giá trị lực nhất định trong khoảng làm việc của cơ cấu, do đó cơ cấu này còn được gọi là cơ cấu có độ cứng gần bằng không (quasi-zero stiffness mechanism). Đối với cơ cấu đàn hồi ổn định lực, do cần phải có năng lượng để làm biến dạng các phần tử đàn hồi nên trước khi đạt sự ổn định, cơ cấu sẽ trải qua giai đoạn đặt tải trọng ban đầu (preload region hoặc pre-stress region). Cơ cấu ổn định lực thường được gắn vào các tay máy để ngăn ngừa quá tải khi thay đổi kích thước kẹp hoặc gấp [2, 21, 22, 25, 56-62]. Hoặc nó có thể được ứng dụng trong các kim phẫu thuật nội soi nhằm tránh sự quá

lực gây tổn thương các bộ phận nội tạng trong cơ thể bệnh nhân [27, 63, 64]. Ngoài ra, nó còn được ứng dụng vào các bộ định vị điều khiển chính xác vị trí [9, 65, 66].



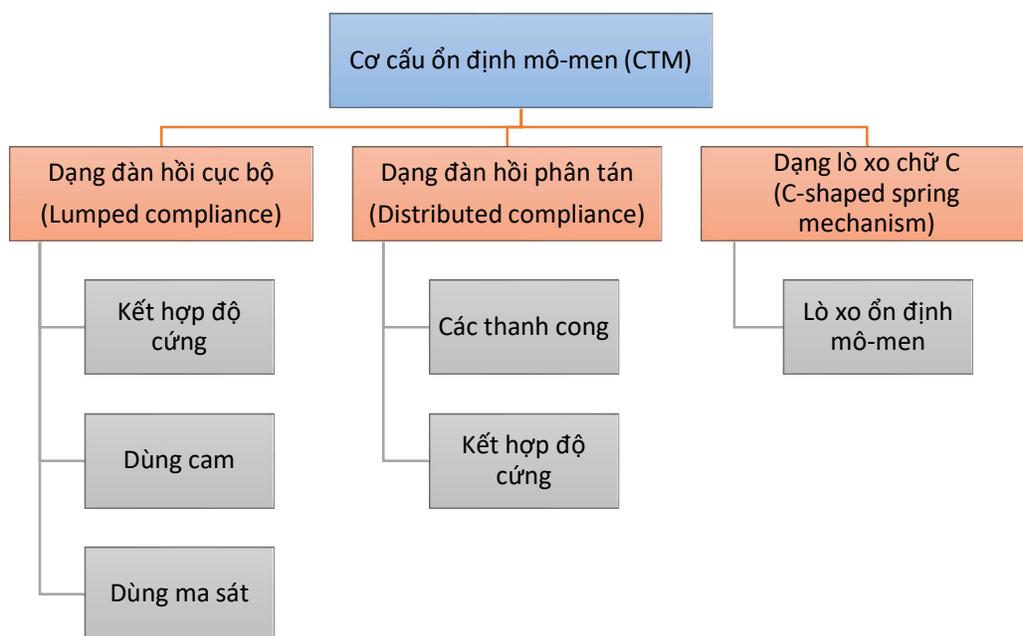
Hình 1.4 Đồ thị mô-men xoắn – góc quay của cơ cấu ổn định mô-men



Hình 1.5 Các ứng dụng tiềm năng của CTM: (a) Cơ cấu cân bằng trọng lực, (b) Thiết bị hỗ trợ di chuyển, (c) Thiết bị tập luyện phục hồi chức năng, (d) Cân bằng động mô-men xoắn [8]

CTM là một dạng của CFM, thay vì các phần tử đàn hồi được biến dạng do chuyển động tịnh tiến của cơ cấu, thì ở đây chuyển vị đầu vào sẽ là chuyển động quay quanh một trục. Giống như mô tả ở trên, sau khi vượt qua giai đoạn gia tải, cơ cấu sẽ không thay đổi giá trị mô-men xoắn mặc dù góc quay tiếp tục tăng. Hình 1.4 mô tả đặc tính của cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men. Cơ cấu ổn định mô-men có rất nhiều ứng dụng [8, 67] từ các thiết bị trong đời sống hàng ngày: cuộn thước dây, cần câu cá, dây an toàn trên xe ô tô; đến các ứng dụng trong kỹ thuật như cơ cấu ổn định mô-men động giúp làm ổn định mô-men khi mô-men đặt vào có dao động (Hình 1.5); các ứng dụng trong y học như trong các thiết bị phục hồi chức năng [30].

Các phân tích trên cho thấy CTM là giải pháp cơ khí thụ động đầy tiềm năng để tạo mô-men ổn định mà không cần hệ thống điều khiển, nhưng hiệu quả của chúng phụ thuộc chặt chẽ vào thiết kế hình học và đặc tính đàn hồi của cơ cấu.



Hình 1.6 Phân loại cơ cấu CTM

Tiếp theo, ta sẽ tiến hành tổng hợp các công trình nghiên cứu liên quan đến cơ cấu CTM, từ đó đưa ra các đánh giá để xác định hướng nghiên cứu cho luận án. Về tổng quát, cơ cấu CTM được tạo ra theo hai dạng là sử dụng các phần tử đàn hồi cục

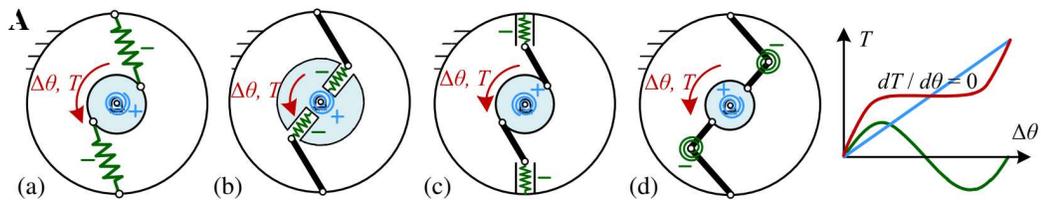
bộ hoặc đàn hồi phân tán. Trong mỗi kiểu lại được tổng hợp theo các cách khác nhau và được trình bày trên Hình 1.6.

### 1.2.2 Cơ cấu đàn hồi dạng cục bộ

Cơ cấu đàn hồi dạng cục bộ (lumped compliance) là dạng cơ cấu đàn hồi mà sự biến dạng đàn hồi tập trung tại một vài điểm trong cơ cấu. Các điểm biến dạng này đối với cơ cấu đàn hồi hoàn toàn (fully compliant mechanism) được gọi là các khớp đàn hồi (flexible hinge), còn đối với các cơ cấu trình bày phía dưới thì đó là các lò xo. Các phần còn lại của cơ cấu được coi như khâu cứng dùng để dẫn hướng, giúp ổn định cấu trúc hoặc kết nối các phần của cơ cấu. Cơ cấu CTM dạng cục bộ này được chia ra ba dạng là *cơ cấu kết hợp độ cứng*, *cơ cấu dùng cam* và *cơ cấu dùng ma sát*.

#### 1.2.2.1 Cơ cấu kết hợp độ cứng

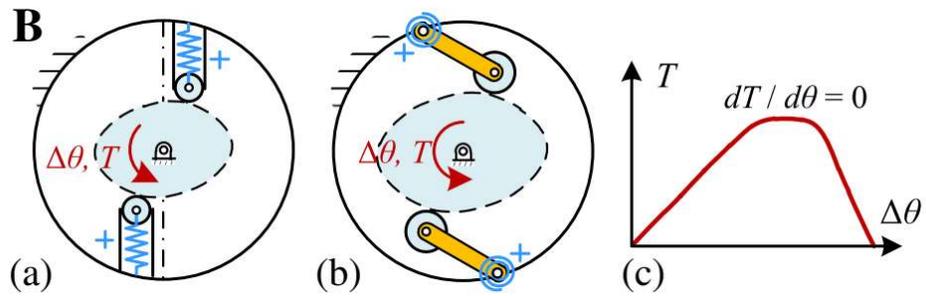
Cơ cấu loại này là sự kết hợp giữa các phần tử tạo ra độ cứng âm và các phần tử tạo ra độ cứng dương để cho ra cơ cấu có mô-men đầu ra không đổi, được biểu diễn như đồ thị trên Hình 1.7. Với các Hình 1.7 a) đến c), cơ cấu tạo ra độ cứng âm là các lò xo tịnh tiến (linear spring) sẽ kết hợp với cơ cấu tạo ra độ cứng dương là lò xo xoắn (torsion spring). Hình 1.7 d) cũng tương tự nhưng cả độ cứng dương và âm được ra từ các lò xo xoắn.



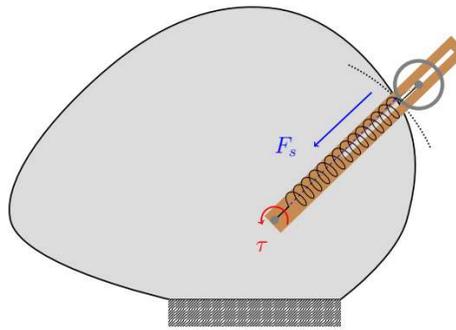
Hình 1.7 Cơ cấu CTM kết hợp độ cứng [8]

#### 1.2.2.2 Cơ cấu dùng cam

Với việc thiết kế biên dạng cam phù hợp, kết hợp với các lò xo thì cơ cấu này cũng tạo ra được khoảng có mô-men không đổi (Hình 1.8) [8]. Một cơ cấu ổn định mô-men khác sử dụng cam kết hợp có khoảng làm việc ổn định lên đến  $270^\circ$  được trình bày trong tài liệu [68] và thể hiện như Hình 1.9.



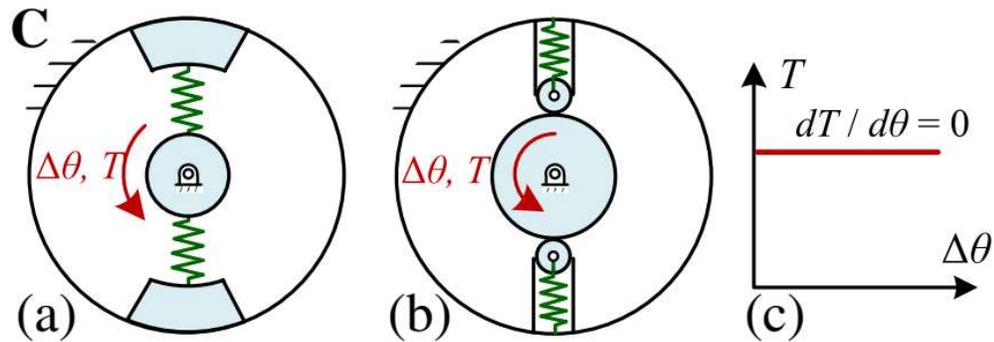
Hình 1.8 Cơ cấu CTM dùng cam [8]



Hình 1.9 Cơ cấu lò xo quay phi tuyến ổn định mô-men [68]

### 1.2.2.3 Cơ cấu dùng ma sát

Với cơ cấu này, các lò xo đã được gia tải trước. Hình 1.10 a), các lò xo một đầu được gắn vào trục bên trong, đầu còn lại đẩy vào các chi tiết ép ma sát vào vành ngoài cố định. Khi đó, trục phía trong muốn quay được cần phải thắng được mô-men ma sát do các chi tiết ép này với vành ngoài. Hình 1.10 b) tương tự nhưng ở đây là ma sát được tạo ra từ con lăn gắn với lò xo đang ép lên trục quay phía trong. Cơ cấu kiểu này không có khoảng gia tải ban đầu, mô-men hoàn toàn không thay đổi trong suốt quá trình làm việc của cơ cấu (Hình 1.10 c). Cơ cấu này hay được sử dụng khi cần sự ổn định cho cơ cấu, nghĩa là nếu mô-men tác động không lớn hơn mô-men ma sát thì cơ cấu sẽ vẫn không dịch chuyển. Một ứng dụng có thể kể đến bản lề ma sát (frictional hinge) [69].



Hình 1.10 Cơ cấu CTM nhờ ma sát [8]

Mặc dù các CTM dạng cục bộ có nguyên lý đơn giản nhưng các hạn chế về ma sát, lắp ghép và độ bền khiến hướng tiếp cận này ít phù hợp cho các ứng dụng yêu cầu độ chính xác và độ tin cậy cao.

### 1.2.3 Cơ cấu đàn hồi dạng phân tán

Ngược lại với cơ cấu dạng cục bộ ở trên, cơ cấu đàn hồi dạng phân tán (distributed compliance) có sự biến dạng của toàn bộ các phần tử đàn hồi, thông thường đó là các thanh mỏng. Nhờ khả năng biến dạng lớn và phân bố ứng suất tốt, các CCTM dạng đàn hồi phân tán được xem là hướng tiếp cận triển vọng nhất để đạt khoảng làm việc ổn định mô-men lớn. Cơ cấu kiểu này được sử dụng nhiều trong các cơ cấu CCTM và được tổng hợp theo hai phương thức sau: *cơ cấu dùng các thanh cong* và *cơ cấu kết hợp độ cứng*.

#### 1.2.3.1 Cơ cấu dùng các thanh cong

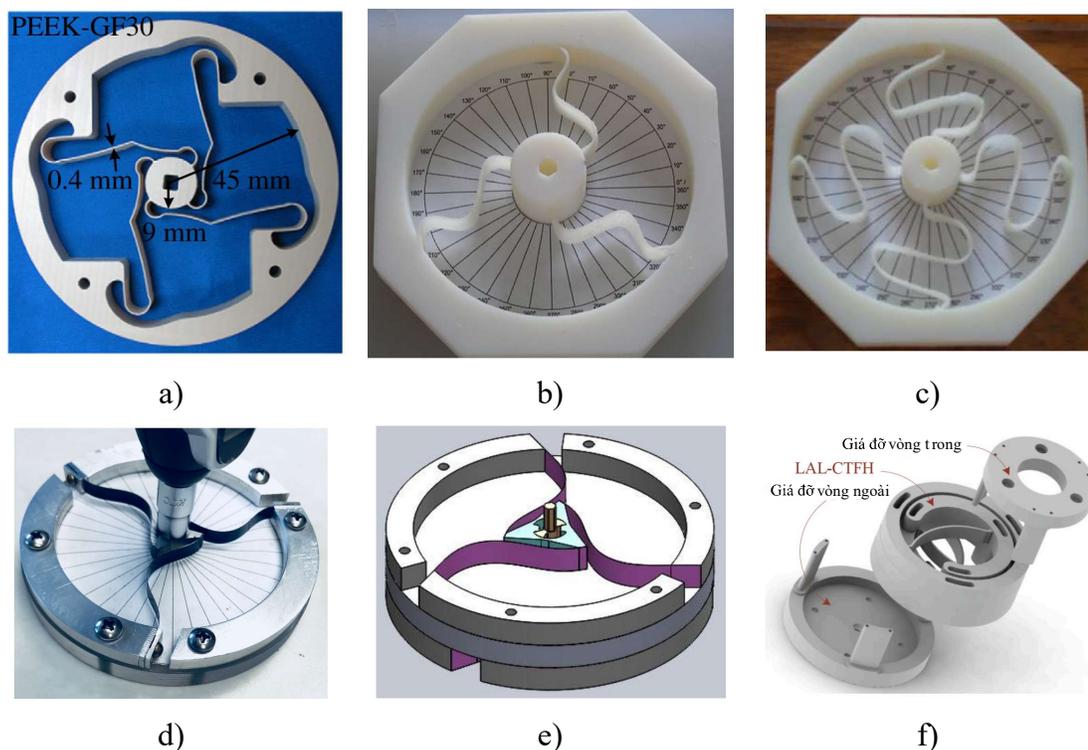
Với nhóm này, các thanh cong đàn hồi sẽ được lựa chọn, tối ưu hình dạng và kích thước để tạo ra được mô-men đầu ra không thay đổi. Trong nhóm này có hai loại đường cong, một là đường cong có bề dày (tiết diện cắt ngang) không đổi [8, 30, 31, 33, 70-72] và loại có bề dày thay đổi [32].

Đầu tiên phải kể đến thiết kế của Hou C.W và cộng sự [8]. Trong công trình này, các tác giả đã đề xuất hai kết cấu của CCTM sử dụng các thanh cong (Hình 1.11 a). Sau đó một kết cấu được chọn để tiến hành gia công thực nghiệm bằng ba loại vật liệu là POM, PEEK và PEEK-GF30. Kết quả cho thấy vật liệu PEEK và PEEK-GF30

có các cơ tính phù hợp với CCTM và độ ổn định của cơ cấu của nghiên cứu này đạt được khá tốt, từ  $20^\circ - 70^\circ$ . Tuy nhiên, cơ cấu CCTM trong nghiên cứu này có bề rộng khá nhỏ, chỉ 0,4 mm nên giá trị mô-men đạt được nhỏ và cũng giúp giảm ứng suất trong cơ cấu. Các cơ cấu của nghiên cứu này được gia công bằng phương pháp phay CNC.

Nhóm nghiên cứu của Zhou H. cùng các cộng sự đã công bố 4 cơ cấu CCTM như sau:

- Năm 2016, đứng đầu là tác giả Prakash H. N. đã công bố một cơ cấu CCTM sử dụng các đường spline có bề dày thay đổi [32] (Hình 1.15 b). Cơ cấu này được in 3D bằng vật liệu Stratasys PolyJet cho ra độ ổn định tương đối trong khoảng từ  $20^\circ - 60^\circ$ .
- Năm 2017, đứng đầu là tác giả Reddy B. P. đã công bố cơ cấu CCTM hoạt động theo hai chiều, nghĩa là cơ cấu có thể làm việc khi quay cùng chiều hoặc ngược chiều kim đồng hồ. Các cơ cấu trong nghiên cứu này được thiết kế theo đường cong spline với bề dày không thay đổi và được chế tạo bằng phương pháp in 3D (Hình 1.11 c). Cơ cấu này làm việc trong khoảng khá nhỏ, từ  $0 - 40^\circ$  và khoảng ổn định mô-men không thực sự tốt [70].
- Năm 2018, nhóm này công bố hai cơ cấu CCTM sử dụng các thanh đường cong đã nén sẵn (precompressed beams) [33, 72]. Với đặc điểm này, cơ cấu sẽ không phải trải qua giai đoạn gia tải ban đầu mà đạt được ngay giá trị ổn định mô-men mong muốn. Ở đây, các thanh thẳng sẽ được nén lại thành các thanh cong và tiếp tục được tối ưu để uốn nắn tạo thành đường cong cho ra giá trị mô-men đầu ra không đổi. Hai cơ cấu này khác nhau ở chỗ, một cơ cấu chỉ hoạt động theo một chiều (Hình 1.11 d), cơ cấu còn lại hoạt động theo hai chiều quay (Hình 1.11 e). Cơ cấu hoạt động theo hai chiều quay được tạo thành bằng cách ghép chồng hai cơ cấu quay theo một chiều nên kết cấu khá phức tạp. Ứng suất của các cơ cấu dạng nén sẵn này khá lớn nên vật liệu được sử dụng là thép lò xo gia nhiệt xanh AISI 1095 (blue tempered spring steel).



Hình 1.11 Các cơ cấu CCTM dùng thanh cong

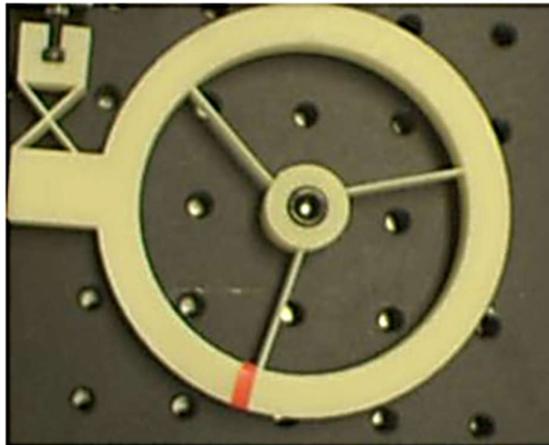
Năm 2022, một cơ cấu CCTM sử dụng đường cong dạng cung tròn được công bố [71]. Ở đây, tác giả ghép chồng ba kết cấu lại với nhau, trong đó mỗi kết cấu bao gồm một đường cong dạng cung tròn kết hợp với vòng tròn trong và vòng tròn ngoài. Ba kết cấu này chồng lên nhau với khoảng cách  $120^\circ$  để tạo thành một cơ cấu CCTM xoay quanh một trục (Hình 1.11 f). Nếu như các công trình khác về cơ cấu CCTM chỉ sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn dựa trên phần mềm ANSYS hoặc ABAQUS kết hợp các công cụ tối ưu của MATLAB để tối ưu kết cấu thì đây là công trình sử dụng phương pháp phân tích mô hình hóa kết cấu. Phương pháp mô hình hóa được sử dụng là phương pháp mô hình vật thể giả cứng (pseudo-rigid-body model - PRBM). Cơ cấu này cũng đã được chế tạo bằng phương pháp in 3D cho ra khoảng ổn định trong khoảng từ  $12^\circ - 38^\circ$ .

Các nghiên cứu trên cho thấy dầm cong cho phép mở rộng khoảng làm việc của CCTM, tuy nhiên việc tối ưu hóa hình dạng phức tạp và chi phí tính toán lớn vẫn là rào cản chính cần được khắc phục.

### 1.2.3.2 Cơ cấu kết hợp độ cứng

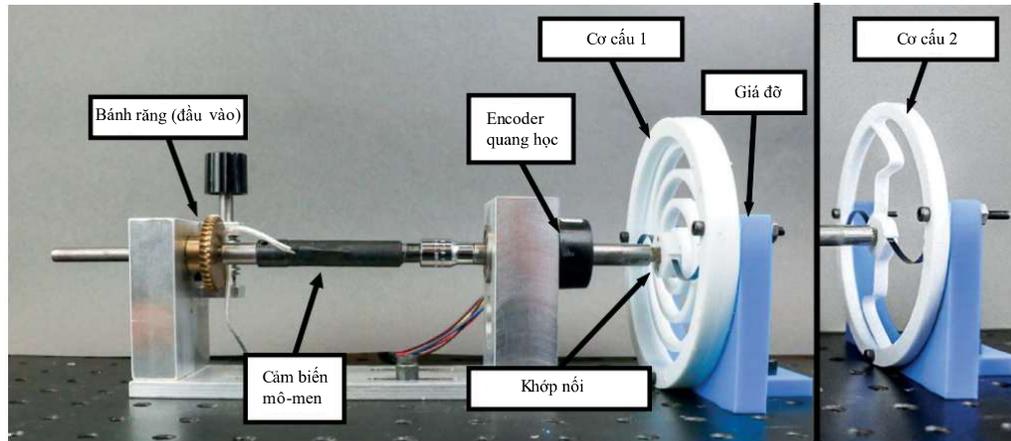
Cơ cấu CCTM sẽ được tạo ra nhờ sự kết hợp giữa cơ cấu có độ cứng âm và cơ cấu có độ cứng dương. Độ cứng âm được tạo ra bằng: (1) cơ cấu ổn định hai vị trí, (2) sử dụng các lò xo đã được nén lại, (3) các thanh đàn hồi đã được nén sẵn.

Năm 2018, Wang P. và cộng sự đã nghiên cứu ra cơ cấu ổn định mô-men bằng cách kết hợp độ cứng, trong đó độ cứng âm được tạo ra nhờ vào cơ cấu ổn định hai vị trí (bistable mechanism) [73]. Với cơ cấu ổn định hai vị trí, khi nó “bật” để chuyển sang vị trí ổn định tiếp theo thì độ cứng sẽ giảm. Khi đó, kết hợp với độ cứng dương được tạo ra từ các thanh đàn hồi dạng thẳng sẽ tạo ra được mô-men có giá trị không đổi (Hình 1.12). Vì cơ cấu này sử dụng các thanh thẳng nên sự biến dạng của các thanh sẽ bị giới hạn hơn so với cơ cấu dạng thanh cong từ đó làm giảm góc độ làm việc của cơ cấu ( $40^\circ$ ).



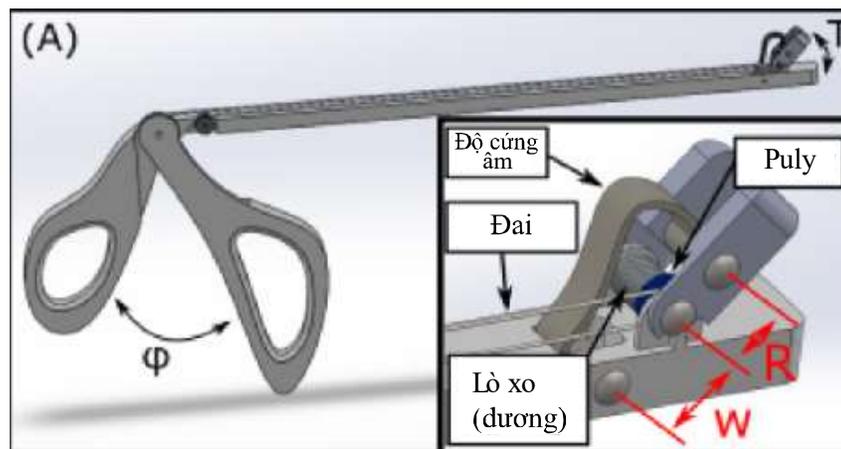
Hình 1.12 Cơ cấu CCTM dùng trong điều khiển vị trí

Năm 2020, nhóm tác giả Bilancia P. và cộng sự đã dùng các thanh mỏng đàn hồi được nén sẵn để làm cơ cấu có độ cứng âm (Hình 1.13). Các thanh này được kết hợp với các hai loại cơ cấu có độ cứng dương để tạo ra cơ cấu ổn định mô-men. Điều đặc biệt hơn, cơ cấu CCTM được tính toán để có giá trị mô-men bằng 0 trên toàn bộ khoảng làm việc của nó từ  $0 - 40^\circ$  [74].



Hình 1.13 Cơ cấu CCTM có mô-men bằng không

Một ứng dụng của dạng kết hợp này được dùng trong kìm gấp phẫu thuật như Hình 1.14. Ở đây, bộ phận tạo ra độ cứng dương là lò xo và độ cứng âm được tạo ra bởi một thanh đàn hồi đã được tối ưu hóa [27].

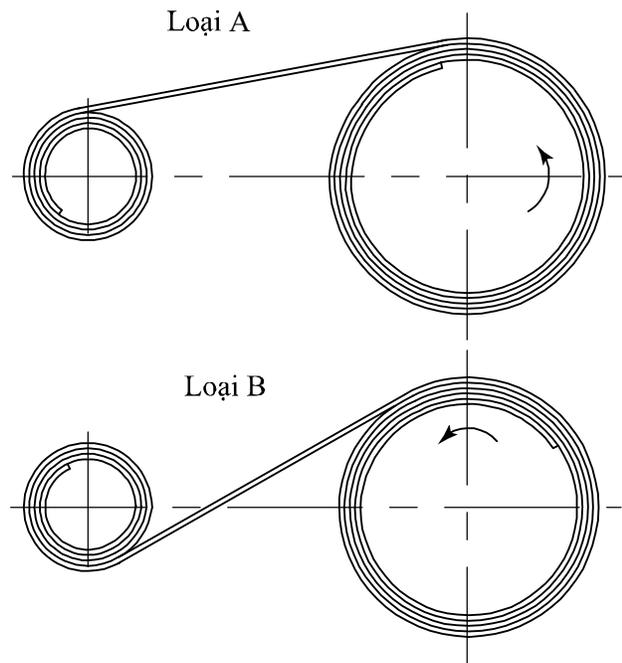


Hình 1.14 Cơ cấu CTM dùng trong kìm phẫu thuật

So với cơ cấu dùng dầm cong, các CCTM kết hợp độ cứng thường có hành trình làm việc hạn chế hơn, do đó ít phù hợp với các ứng dụng yêu cầu góc quay lớn và kết cấu nhỏ gọn.

### 1.2.4 Cơ cấu đàn hồi mô-men dạng lò xo chữ C

Cơ cấu lò xo chữ C gồm ba dạng: lò xo ổn định mô-men, lò xo lưu trữ năng lượng (power spring) và cơ cấu xích và bánh côn (fusee and chain) [29]. Trong đó lò xo lưu trữ năng lượng chỉ giúp lưu trữ và giải phóng năng lượng nên không phải là cơ cấu ổn định mô-men. Cơ cấu xích và bánh côn có khả năng ổn định mô-men bằng cách tính toán bù trừ mô-men của các cơ cấu cơ khí nên không được xem là cơ cấu đàn hồi.



Hình 1.15 Các loại lò xo ổn định mô-men dạng chữ C

Lò xo ổn định mô-men dạng chữ C được xem là cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men. Nó được cấu tạo gồm một dải thép đàn hồi cuộn quanh trục lưu trữ và sau đó được dẫn ra, cuộn vào quanh trục đầu ra. Khi kéo dải thép bung ra khỏi trục lưu trữ và bắt đầu chuyển tiếp sang trục đầu ra, nó có xu hướng đàn hồi để trở lại hình dạng cuộn ban đầu. Lực đàn hồi này gần như không đổi trên toàn bộ khoảng biến dạng của lò xo tạo ra mô-men không đổi. Loại lò xo này còn được gọi là động cơ lò xo ổn định mô-men (spring motor), gồm hai dạng bố trí chính là loại A (A-motor) [75] và loại B (B-motor) [76], khác nhau về hướng truyền mô-men giữa trục lưu trữ và trục đầu ra,

như mô tả trên Hình 1.15 . Loại cơ cấu này đã được thương mại hóa, bán sẵn trên thị trường với ưu điểm quay được nhiều vòng, nên có nhiều ứng dụng trong thực tế như trong dây đai an toàn trên xe ô tô, cơ cấu quán rèm cửa tự động hoặc trong thước cuộn, ...

Mặc dù đã được thương mại hóa, các cơ cấu lò xo chữ C có kích thước và nguyên lý hoạt động khác biệt so với CCTM dạng trục quay đơn, nên không phải là trọng tâm nghiên cứu của luận án.

### **1.3 Đánh giá về cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men**

Các phần tử đàn hồi trong các cơ cấu CCTM phải hoạt động trong giới hạn đàn hồi của vật liệu. Hơn nữa, trước khi đạt đến giá trị ổn định, cơ cấu CCTM phải trải qua giai đoạn gia tải, khoảng này thường chiếm khoảng một phần ba tổng khoảng chuyển vị của cơ cấu. Điều này làm hạn chế các lĩnh vực làm việc và khả năng ứng dụng của cơ cấu CCTM. Một vài nghiên cứu đã loại bỏ khoảng gia tải này, sử dụng các thanh nén sẵn (pre-compressed beams), tuy nhiên các kết quả nhận được vẫn chưa tốt [33, 72, 74]. Ngoài ra, khoảng làm việc của những cơ cấu CCTM này cũng không vượt quá  $60^\circ$ . Với cơ cấu CCFM/CCTM loại kết hợp độ cứng, một cách tiếp cận khác để mở rộng khoảng làm việc là sử dụng các loại cơ cấu độ cứng âm nhiều giai đoạn [9, 22] hoặc nối tiếp các thanh cong để cho chúng biến dạng tuần tự [31]. Kết quả, các khoảng làm việc của những cơ cấu này bị chia ra làm nhiều giai đoạn.

Các thanh cong có những ưu điểm của biến dạng lớn và sự phân bố ứng suất đồng đều hơn so với các dạng thanh thẳng [77, 78]; do đó, chúng được dùng rộng rãi trong các cơ cấu CCTM. Vì thế, mô hình hóa biến dạng phi tuyến là nhiệm vụ chính trong thiết kế các cơ cấu CCTM. Sáu nhóm phương pháp chính để thực thi nhiệm vụ này được trình bày trong tài liệu tham khảo [79], bao gồm (1) phương pháp vật thể giả cứng, (2) mô hình ràng buộc dầm (beam constraint model) (BCM), (3) các giải pháp tích phân elip (elliptic integral solutions), (4) phương pháp phần tử hữu hạn phi tuyến tính, (5) thuật toán chuỗi (chain algorithm) và (6) các giải pháp dựa trên cực tiểu năng lượng (energy-minimization-based solutions).

Gần đây, mô hình CBCM đã được phát triển để xác định mối quan hệ lực – biến dạng của các trường hợp biến dạng lớn. Đây là một phương pháp được bắt nguồn từ mô hình ràng buộc dầm BCM (beam-constraint model), cái mà chỉ đúng cho biến dạng nhỏ và vừa (biến dạng không quá 10% chiều dài dầm) [80, 81]. Mô hình CBCM đã được chứng minh là một phương pháp đơn giản và chính xác trong phân tích biến dạng lớn cho các thanh thẳng [82], dầm cong dạng cung tròn [21], và các dầm cong bất kỳ [83]. Hơn nữa, thời gian tính toán của nó đã được xác nhận nhanh hơn phương pháp phân tích phần tử hữu hạn phi tuyến [24, 82, 83], điều này rất có lợi cho việc kết hợp nó với các giải thuật tối ưu hóa nhằm tăng số vòng lặp tìm kiếm để cho kết quả tốt hơn khi thiết kế các cơ cấu CCTM. Do đó, CBCM là phương pháp phù hợp để mô hình hóa biến dạng lớn của dầm cong với độ chính xác cao và chi phí tính toán thấp, rất thích hợp để tích hợp vào các bài toán tối ưu hóa CCTM.

Như đã tổng hợp ở trên, đa số cơ cấu CCTM được tạo nên từ việc tối ưu hóa các dầm cong vì nó cho kết cấu nhỏ gọn và khoảng làm việc lớn hơn so với cơ cấu kiểu kết hợp độ cứng. Bên cạnh đó, các cơ cấu CCTM loại này hoạt động dựa trên một trục quay duy nhất nên nhỏ gọn hơn loại lò xo ổn định mô-men dạng chữ C. Đây cũng là mục tiêu và hướng nghiên cứu của luận án. Do đó, để có cái nhìn trực quan hơn, nghiên cứu sinh (NCS) đã xem xét các CCTM hiện có (loại CCTM tổng hợp từ dầm cong được tối ưu hóa), được thể hiện trong Bảng 1.2. Prakashah [32] đã dùng một đường spline bậc ba với năm điểm nội suy để hình thành nên đường cong. Hou [8] đã đề xuất hai loại dầm cong. Loại I là đường cong gồm năm cung tròn ghép lại. Loại II đơn giản hơn khi thay thế ba cung tròn ở giữa bằng một đoạn thẳng từ đó tạo nên loại dầm cong được ghép nối từ cung tròn-đường thẳng-cung tròn (circular-line-circular beam). Prakashah [32] đã sử dụng một đường cong spline bậc ba có bề rộng thay đổi với năm điểm nội suy để xây dựng dầm. Các dầm có bề rộng thay đổi cần nhiều tham số hơn để kiểm soát chiều rộng của chúng, vì vậy các dầm này phức tạp hơn so với các dầm có chiều rộng không đổi. Qiu [71] đã xây dựng cơ cấu CCTM dựa trên các đường cong khá đơn giản bằng cách ghép nối đoạn thẳng-cung tròn-đoạn thẳng; tuy nhiên, xét về tổng thể cấu trúc của cơ cấu thì khá phức tạp vì nó phải lắp

ghép khá nhiều chi tiết với nhau. Điều này làm mất đi tính ưu việt của CM đó là tính nguyên khối.

Bảng 1.2 Tóm tắt các CCTM tổng hợp từ việc tối ưu hóa các dầm cong

Công trình	Đặc điểm của dầm đàn hồi	Phương pháp tối ưu hóa	Khoảng ổn định mô-men (độ)	Đường kính ngoài (mm)	Vật liệu
Hou [8]	Năm cung tròn ghép lại (Loại I)	Generalized Multiple Shooting Method	50	90	POM, PEEK, PEEK-GF30
	Cung tròn - đường thẳng - cung tròn (Loại II)	+ <i>fmincon</i> (MATLAB)	Không được chế tạo		
Prakashah [32]	Spline bậc ba	FEA (ANSYS) + <i>fmincon</i> (MATLAB)	40	80	Stratasys PolyJet (in 3D)
Qiu [71]	Thanh thẳng – cong – thanh thẳng (kết cấu lắp ráp)	Mô hình khâu giả cứng + (giải thuật tối ưu không được trình bày)	26	60	PA12
Gandhi [33]	Dùng dầm thẳng nén lại tạo dầm cong	Công cụ tối ưu trực tiếp trên ANSYS Workbench	60	80	Thép lò xo 1095 – ram xanh
Reddy [70]	Spline với 9 điểm điều khiển	Công cụ tối ưu trực tiếp trên ANSYS Workbench	$\pm 40$ (quay 2 chiều)	100	Nhựa kỹ thuật (in 3D)

Với biến dạng rất lớn của cơ cấu CCTM thì vật liệu để chế tạo là một vấn đề rất quan trọng. Vật liệu đó phải có giá trị  $\sigma_y/E$  càng lớn càng tốt để đảm bảo khả năng uốn của vật liệu lớn nhất trước khi bước qua giai đoạn chảy dẻo [34]. Qua rất nhiều công trình nghiên cứu đã công bố về CCTM, hầu như vật liệu polyme là phù hợp nhất với loại cơ cấu này. Tuy nhiên, nếu mô đun đàn hồi  $E$  của vật liệu quá nhỏ sẽ làm cho giá trị mô-men đầu ra của CCTM nhỏ, từ đó làm giảm sự đa dạng trong ứng dụng loại cơ cấu này vào thực tế. Hiện tại thì polyether ether ketone (PEEK) vẫn là loại vật liệu tốt nhất để chế tạo CCTM vì có mô đun đàn hồi lớn hơn so với các loại nhựa khác (như POM, TPU, ABS) và giới hạn chảy khá lớn nên được nhiều tác giả sử dụng để thiết kế các cơ cấu CCTM có hành trình làm việc lớn như [8] hoặc các công trình

thời gian rất gần đây (năm 2024-2025) [84-86]. Đây cũng là loại vật liệu được dùng để chế tạo các CCTM hành trình lớn trong luận án này.

Mặc dù PEEK có cơ tính rất phù hợp nhưng việc gia công vật liệu này với các thanh dầm mỏng đàn hồi là một thách thức. Vì là nhựa nên không thể dùng phương pháp không có lực cắt như gia công bằng tia lửa điện. Hơn nữa, với đặc điểm biến dạng lớn của cơ cấu CCTM, các dầm đàn hồi thường sẽ có bề rộng không lớn hơn 0,7 mm và bề dày (kích thước hướng ra khỏi mặt phẳng) không nhỏ hơn 5 mm để đảm bảo các phần tử đàn hồi chỉ biến dạng uốn trong mặt phẳng [8, 84, 85]. Với sự chênh lệch bề dày và bề rộng lớn như vậy thì cũng không thể sử dụng phương pháp gia công bằng tia laser cho loại cơ cấu này. Hiện tại phương pháp in 3D đã phát triển rất nhanh với đa dạng các loại vật liệu và hình thức in cho độ chính xác cao. Tuy nhiên, với vật liệu nhựa PEEK có bề dày không quá 0,7 mm thì qua in thử nghiệm ta thấy các cơ sở in 3D ở nước ta không thể in bằng phương pháp FDM vì khi đó các sợi nhựa sẽ tách ra, không liên kết được với nhau nên không sử dụng được. Với phương pháp in 3D bằng công nghệ thiêu kết vật liệu thì cũng chỉ in được nhựa có cơ tính tương tự PEEK với bề dày tối thiểu là 0,8 mm. Do đó, phương pháp gia công phay trên máy CNC vẫn đang được sử dụng để gia công nhựa PEEK cho các cơ cấu CCTM. Nhược điểm của phương pháp này là có lực cắt tác động, sẽ làm thay đổi vị trí các điểm trên các dầm đàn hồi từ đó làm thay đổi biên dạng của các dầm cong này. Chưa kể bề rộng của các dầm cong cũng có thể ảnh hưởng vì các nguyên nhân ngẫu nhiên làm cho lực tác động không đều nhau trên chiều dài của dầm. Hầu hết các sai lệch sinh ra khi thực nghiệm cơ cấu CCTM so với các giá trị tính toán mô phỏng đều có nguyên nhân chính là do sai số gia công và các nguyên nhân ngẫu nhiên khác như cơ tính của vật liệu hoặc sự sai lệch trong thao tác đo kiểm [8, 74, 84-86]. Nếu các nguyên nhân gây sai số ngẫu nhiên này không được xét đến như các ràng buộc trong quá trình tối ưu thì có thể cơ cấu khi gia công xong không còn giữ được đặc tính ổn định mô-men của nó nữa. Điều này có thể xảy ra vì các bài toán tối ưu thông thường thường sẽ cho ra giá trị tối ưu nằm ở ranh giới của miền an toàn và miền không an toàn. Chỉ cần một sai lệch nhỏ nằm trong sự phân bố ngẫu nhiên của các biến số tối

ưu cũng làm cho thiết kế rơi vào miền không an toàn. Do đó việc đảm bảo các giá trị tối ưu nhận được phải nằm sâu trong miền an toàn để chắc chắn đạt được các yêu cầu của cơ cấu khi xảy ra các yếu tố ngẫu nhiên như trình bày ở trên là điều rất cần thiết. ***Đây được gọi là bài toán tối ưu có xét đến độ tin cậy. Mặc dù tối ưu hóa theo độ tin cậy đã được phát triển rộng rãi trong cơ học kết cấu, hướng tiếp cận này hầu như chưa được áp dụng cho CCTM, tạo ra một khoảng trống nghiên cứu mà luận án hướng tới giải quyết.***

Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu dựa trên độ tin cậy RBDO (Reliability-based Design Optimization) đòi hỏi chi phí tính toán khá lớn vì phải thực hiện hai chu trình tính toán: chu trình tối ưu hóa và chu trình đánh giá độ tin cậy. Có nhiều phương pháp khác nhau được đề xuất để giải quyết các vấn đề phân tích độ tin cậy, trong đó phổ biến nhất là các phương pháp độ tin cậy bậc nhất (FORM - First Order Reliability Method), phương pháp độ tin cậy bậc hai (SORM - Second Order Reliability Method) [87] và phương pháp mô phỏng Monte Carlo (MCS - Monte Carlo Simulation) [88]. Để lồng ghép hai chu trình tìm kiếm tối ưu và phân tích độ tin cậy nhằm tạo nên bài toán RBDO, ba phương pháp chính đã được đề xuất: giải thuật vòng lặp kép (DLM - Double Loop Method) [89], giải thuật vòng lặp đôi tách (DDLDM - Decouple Double Loop Method) hay còn được gọi là giải thuật vòng lặp tuần tự SORA (Sequential Optimization and Reliability Assessment) [90], và giải thuật vòng lặp đơn (SLDM - Single Loop Deterministic Method) [91]. Trong ba giải thuật này, giải thuật vòng lặp kép là phương pháp truyền thống và đơn giản nhất nhưng chi phí tính toán cao hơn so với hai phương pháp còn lại. Giải thuật vòng lặp đơn được xem là một trong những phương pháp hiệu quả nhất vì loại bỏ được chu trình phân tích độ tin cậy trong quá trình tối ưu hóa nhờ vào việc chuyển đổi không gian thiết kế khả thi thành không gian thiết kế tin cậy rồi tiến hành thực hiện chu trình tối ưu hóa xác định thông thường bị ràng buộc bởi không gian thiết kế đáng tin cậy [92]. Tuy nhiên, việc lập trình tính toán cho phương pháp này tương đối phức tạp.

Trong lĩnh vực cơ sinh học, việc tạo mô-men hỗ trợ cho các khớp có thể được thực hiện thông qua nhiều hướng tiếp cận khác nhau, bao gồm các hệ thống hỗ trợ

chủ động sử dụng nguồn năng lượng ngoài (powered assist) [93-95], các cơ cấu bán chủ động hoặc biến thiên độ cứng (variable stiffness, quasi-passive) [96-98], và các cơ cấu đàn hồi bị động [99, 100]. Các hệ thống hỗ trợ chủ động cho phép điều khiển mô-men linh hoạt theo từng pha chuyển động, tuy nhiên thường có kết cấu phức tạp, khối lượng lớn, tiêu thụ năng lượng cao và đặt ra các yêu cầu nghiêm ngặt về an toàn khi tương tác với người sử dụng. Các cơ cấu biến thiên độ cứng hoặc bán chủ động giúp cải thiện hiệu quả sử dụng năng lượng so với hệ chủ động, nhưng đặc tính mô-men hỗ trợ vẫn thay đổi theo chuyển vị hoặc trạng thái điều khiển, do đó khó đảm bảo chuyển động ổn định và nhất quán trong toàn bộ khoảng làm việc. Ngược lại, cơ cấu CCTM cho phép duy trì giá trị mô-men hỗ trợ gần như không đổi trong một khoảng chuyển vị xác định nhờ đặc tính cơ học nội tại, không phụ thuộc vào hệ điều khiển phức tạp. Lợi thế này đặc biệt quan trọng trong các ứng dụng cơ sinh học, nơi sự ổn định của mô-men giúp chuyển động trở nên mượt mà, tự nhiên và an toàn hơn khi tương tác trực tiếp với cơ thể người. Do đó, so với các phương pháp xử lý mô-men biến thiên, hướng tiếp cận dựa trên cơ cấu CCTM cho thấy nhiều tiềm năng trong việc nâng cao hiệu quả và độ tin cậy của các thiết bị hỗ trợ vận động.

Tóm lại, về hướng nghiên cứu thiết kế tối ưu cơ cấu CCTM ta thấy còn tồn tại một số vấn đề sau:

- Việc tối ưu các cơ cấu CCTM sử dụng các dầm cong còn phức tạp, làm tăng số lượng biến thiết kế dẫn đến bài toán tối ưu sẽ phức tạp, chi phí tính toán lớn.
- Kích thước các cơ cấu CCTM vẫn còn lớn, khoảng làm việc ổn định mô-men còn nhỏ từ đó làm giảm khả năng ứng dụng của cơ cấu.
- Một số CCTM kết cấu phức tạp, phải lắp ráp làm mất đi tính ưu việt của cơ cấu đàn hồi là tính nguyên khối.
- ***Chưa có công trình nào tích hợp CBCM vào giải thuật tối ưu*** để khai thác hiệu quả tính toán của phương pháp này nhằm giảm chi phí tính toán cho bài toán tối ưu hóa.

- Chưa có công trình nào xem xét sự thay đổi của các yếu tố ngẫu nhiên ảnh hưởng làm thay đổi hình dáng, kích thước đã tối ưu từ đó làm cho cơ cấu có thể không đảm bảo các mục tiêu thiết kế hoặc tệ hơn là mất đi tính ổn định mô-men.

Từ những hạn chế nêu trên, luận án được định hướng phát triển các cơ cấu CCTM mới có kết cấu đơn giản, nhỏ gọn, chế tạo nguyên khối, đạt khoảng làm việc ổn định mô-men lớn (trên  $65^\circ$ ), đồng thời kết hợp các phương pháp phân tích và tối ưu hóa tiên tiến nhằm nâng cao hiệu quả tính toán và độ tin cậy của thiết kế.

Trên cơ sở đó, luận án tập trung giải quyết bài toán thiết kế tối ưu CCTM theo hướng khắc phục các hạn chế của các công trình đã công bố, đặc biệt là vấn đề độ phức tạp kết cấu, hiệu quả tính toán và độ tin cậy của thiết kế. Khác với các nghiên cứu trước chủ yếu dựa trên mô phỏng phần tử hữu hạn thuần túy hoặc các kết cấu lắp ghép, luận án tiếp cận theo hướng tích hợp phương pháp phân tích dầm theo lý thuyết CBCM trực tiếp vào các giải thuật tối ưu, từ đó nâng cao hiệu suất tính toán và cho phép tổng hợp các CCTM nguyên khối, nhỏ gọn, có khoảng làm việc ổn định mô-men lớn.

Các đóng góp mới của luận án thể hiện ở việc đề xuất các quy trình tổng hợp và tối ưu hóa CCTM dựa trên CBCM, bao gồm cả tối ưu hóa đa mục tiêu và tối ưu hóa theo độ tin cậy, cho phép xét đến ảnh hưởng của các yếu tố ngẫu nhiên trong chế tạo. Những kết quả này không chỉ mang ý nghĩa phương pháp luận trong thiết kế cơ cấu đàn hồi mà còn mở ra tiềm năng ứng dụng của CCTM trong các thiết bị hỗ trợ chức năng khớp, góp phần nâng cao tính thực tiễn của cơ cấu.

## Chương 2

# CƠ SỞ LÝ THUYẾT

### 2.1 Đường cong Bezier

Bezier là một kỹ sư của hãng ô tô Renault nước Pháp, đưa ra công thức xác định đường cong tham số Bezier vào những năm 1960. Các dạng của đường cong Bezier được thể hiện như sau:

#### 2.1.1 Dạng tổng quát đường cong Bezier

Đường cong Bezier có các điểm điều khiển hoặc đỉnh điều khiển, là một tập hợp có thứ tự các điểm  $(C_0, \dots, C_n)$ , dựa vào đó để xấp xỉ đường cong, đường cong Bezier có dạng hàm đa thức bậc  $n$ , được xác định bởi  $n + 1$  điểm điều khiển:

$$Q(q) = \sum_{i=0}^n C_i B_{i,n}(q) \quad (2.1)$$

trong đó, các véc-tơ  $C_i$  biểu diễn  $n + 1$  điểm điều khiển.

Hàm  $B_{i,n}(q)$  là hàm cơ sở của đường cong Bezier và được mô tả bằng đa thức Bernstein:

$$B_{i,n}(q) = V_n^i q^i (1 - q)^{n-i} \quad 0 \leq q \leq 1 \quad (2.2)$$

trong đó  $n$  là bậc của đa thức và

$$V_n^i = \frac{n!}{i!(n-i)!} \quad i = 0, \dots, n \quad (2.3)$$

là hệ số nhị thức.

#### 2.1.2 Đường cong Bezier bậc nhất

Trường hợp có hai điểm điều khiển  $C_0, C_1$ , khi đó  $n + 1 = 2$ , nên bậc  $n$  của đa thức là 1 (Hình 2.1a). Khai triển phương trình (2.1):

$$Q(q) = C_0 B_{0,1} + C_1 B_{1,1} \quad (2.4)$$

Dựa trên đa thức Bernstein (phương trình (3.2)), ta có 2 hàm cơ sở:

$$\begin{aligned} B_{0,1} &= \frac{1!}{0!1!} q^0 (1-q)^1 = (1-q) \\ B_{1,1} &= \frac{1!}{1!0!} q^1 (1-q)^0 = q \end{aligned} \quad (2.5)$$

Từ đây suy ra phương trình đoạn thẳng xấp xỉ hai điểm:

$$Q(q) = (1-q)C_0 + qC_1 = C_0 + q(C_1 - C_0) \quad (2.6)$$

Biểu diễn ở dạng ma trận:

$$Q(q) = [q \quad 1] \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

### 2.1.3 Đường cong Bezier bậc hai

Trường hợp ba điểm điều khiển  $C_0, C_1, C_2$ , khi đó  $n + 1 = 3$ , nên bậc  $n$  của đa thức là 2 (Hình 2.1b). Khai triển phương trình (2.1):

$$Q(q) = C_0 B_{0,2} + C_1 B_{1,2} + C_2 B_{2,2} \quad (2.8)$$

Dựa trên đa thức Bernstein (phương trình (2.2)), ta có 3 hàm cơ sở:

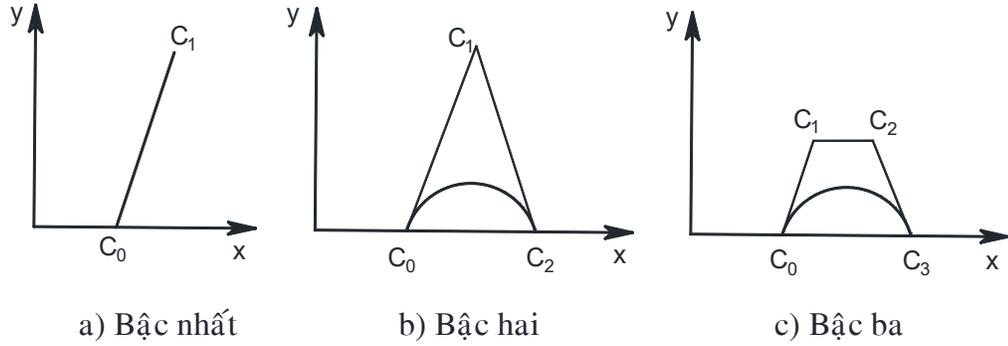
$$\begin{aligned} B_{0,2} &= \frac{2!}{0!2!} q^0 (1-q)^2 = (1-q)^2 \\ B_{1,2} &= \frac{2!}{1!1!} q^1 (1-q)^1 = 2q(1-q) \\ B_{2,2} &= \frac{2!}{2!0!} q^2 (1-q)^0 = q^2 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Từ đây suy ra phương trình đường cong bậc hai xấp xỉ ba điểm:

$$Q(q) = (1-q)^2 C_0 + 2q(1-q)C_1 + q^2 C_2 \quad (2.10)$$

Biểu diễn ở dạng ma trận:

$$Q(q) = [q^2 \quad q \quad 1] \begin{bmatrix} 1 & -2 & 1 \\ -2 & 2 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} \quad (2.11)$$



Hình 2.1 Các dạng đường cong Bézier

### 2.1.4 Đường cong Bézier bậc ba

Trường hợp ba điểm điều khiển  $C_0, C_1, C_2, C_3$ , khi đó  $n + 1 = 4$ , nên bậc  $n$  của đa thức là 3 (Hình 2.1c). Khai triển phương trình (2.1):

$$Q(q) = C_0B_{0,3} + C_1B_{1,3} + C_2B_{2,3} + C_3B_{3,3} \quad (2.12)$$

Dựa trên đa thức Bernstein phương trình (2.2), ta có 4 hàm cơ sở (Hình 2.2):

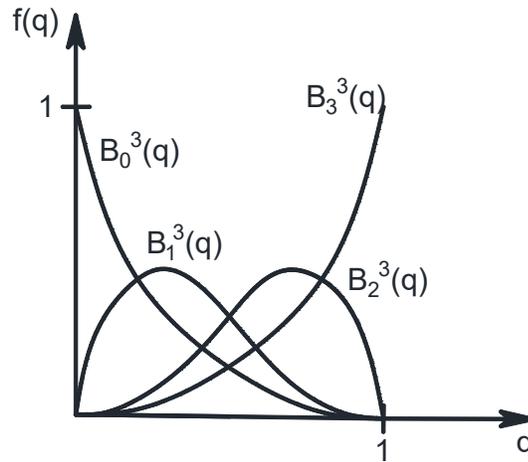
$$\begin{aligned} B_{0,3} &= \frac{3!}{0!3!}q^0(1-q)^3 = (1-q)^3 \\ B_{1,3} &= \frac{3!}{1!2!}q^1(1-q)^2 = 3q(1-q)^2 \\ B_{2,3} &= \frac{3!}{2!1!}q^2(1-q) = 3q^2(1-q) \\ B_{3,3} &= \frac{3!}{3!0!}q^3(1-q)^0 = q^3 \end{aligned} \quad (2.13)$$

Thay các phương trình này vào phương trình (2.12), suy ra:

$$Q(q) = (1-q)^3C_0 + 3q(1-q)^2C_1 + 3q^2(1-q)C_2 + q^3C_3 \quad (2.14)$$

Biểu diễn ở dạng ma trận:

$$Q(q) = [q^3 \quad q^2 \quad q \quad 1] \begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 \\ 3 & -6 & 3 & 0 \\ -3 & 3 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \\ C_2 \\ C_3 \end{bmatrix} \quad (2.15)$$



Hình 2.2 Đồ thị hàm cơ sở của đường cong Bezier bậc ba

Đồ thị các hàm cơ sở của đường cong Bezier bậc ba trên Hình 2.2. Mỗi điểm điều khiển có trọng số bằng hàm cơ sở liên kết với nó và ảnh hưởng của mỗi điểm được thay đổi như các biến tham số  $q$  thay đổi từ 0 đến 1.

### 2.1.5 Các tính chất của đường cong Bezier:

**Nội suy điểm cuối:** Đường cong đi qua các điểm cuối (Hình 2.1):

$$Q(0) = C_0 \text{ và } Q(1) = C_n$$

Các hàm cơ sở Bezier  $B_{i,n}(q)$  tạo ra một đa thức bậc  $n$  cho  $n + 1$  điểm điều khiển và buộc đường cong Bezier đi qua các điểm điều khiển đầu và cuối.

**Tiếp tuyến các điểm cuối:** Các hàm cơ sở còn buộc đường cong Bezier tiếp xúc với các đoạn thẳng nối hai điểm, điểm điều khiển đầu tiên và cuối cùng.

$$Q'(0) = n(C_1 - C_0) \text{ và } Q'(1) = n(C_n - C_{n-1})$$

Nếu điểm đầu và điểm cuối của đa giác điều khiển trùng nhau thì đường cong sẽ khép kín.

### Các tính chất của đa thức Bernstein:

- Luôn dương:

$$B_{i,n}(q) \geq 0 \quad \text{với } i = 0, \dots, n \text{ và } 0 \leq q \leq 1 \quad (2.16)$$

- Tính chất đối xứng:

$$B_{i-1,n}(q) = B_{i,n}(1 - q) \quad \text{với } i = 0, \dots, n \quad (2.17)$$

- Tính chất chuẩn hóa:

$$\sum_{i=0}^n B_{i,n}(q) = 1 \quad \text{với } 0 \leq q \leq 1 \quad (2.18)$$

- Độ quy:

Đa thức Bernstein bậc  $n$  có thể biểu diễn qua đa thức bậc  $n - 1$ :

$$0 \quad \text{với } i = 0, \dots, n$$

trong đó  $B_{-1,n-1}(q) = 0$  và  $B_{n,n-1}(q) = 0$

Khi di chuyển vị trí của một điểm điều khiển sẽ làm thay đổi hình dạng của toàn bộ đường cong hay nói cách khác đường cong Bezier thiếu sự điều khiển cục bộ.

Việc sử dụng đường cong Bezier trong mô tả biên dạng cơ cấu đàn hồi không chỉ thuận lợi về hình học và đại số, mà còn mang lại các lợi ích gián tiếp về cơ học: giảm tập trung ứng suất nhờ biên dạng trơn, dễ điều chỉnh để đạt phân bố độ cứng tối ưu, và giảm số biến hình học trong quá trình tối ưu hóa cơ học. Những yếu tố này giúp cải thiện hiệu suất và tuổi thọ của cơ cấu so với các dạng đường cong khác.

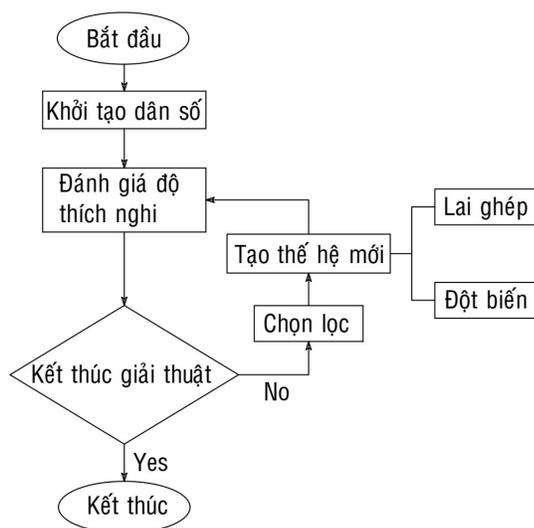
## 2.2 Giải thuật di truyền GA và NSGA-II

Giải thuật di truyền (Genetic Algorithm) là một phương pháp tối ưu hóa dựa vào quy luật đấu tranh sinh tồn trong tự nhiên. Ý tưởng của nó xuất phát từ quan niệm cho rằng quá trình tiến hóa tự nhiên là quá trình hoàn hảo nhất, hợp lý nhất và tự nó đã mang tính tối ưu. Sinh sản và chọn lọc tự nhiên là hai quá trình cơ bản của tiến hóa tự nhiên, nhằm tạo ra các thế hệ sau tốt hơn thế hệ trước để thích nghi với sự thay đổi của môi trường. Những cá thể nào không đáp ứng được sẽ chịu sự đào thải tự nhiên của môi trường. Do đó, càng tiến hóa thì sẽ càng tạo ra được các thế hệ tốt hơn, khỏe mạnh hơn, hoàn chỉnh hơn.

Thế hệ cha mẹ tiến hành lai ghép để tạo thế hệ con. Thế hệ con có thể mang các đặc điểm giống bố mẹ, được gọi là di truyền; hoặc cũng có thể có những đặc điểm

hoàn toàn mới so với bố mẹ, được gọi là đột biến. Mặc dù xác suất xảy ra đột biến là khá nhỏ so với di truyền, tuy nhiên nó đóng vai trò rất quan trọng trong quá trình tiến hóa. Do đó, có thể nói di truyền và đột biến có vai trò quan trọng như nhau trong quá trình tiến hóa. Nhìn chung, các thuật toán tiến hóa có thể có những điểm khác biệt nhau nhưng đều mô phỏng bốn quá trình cơ bản: lai ghép, đột biến, sinh sản và chọn lọc tự nhiên.

Cấu trúc của một giải thuật di truyền được trình bày tổng quát như Hình 2.3. Đầu tiên, dựa vào các thông số đầu vào, giải thuật sẽ tiến hành khởi tạo thế hệ đầu tiên và tính toán hàm mục tiêu để đánh giá độ thích nghi của các cá thể trong thế hệ này. Kiểm tra điều kiện kết thúc giải thuật có thể là mức độ hội tụ hoặc số thế hệ tiến hóa tối đa. Nếu các điều kiện này chưa thỏa thì giải thuật tiếp tục chọn lọc để tạo thế hệ mới thông qua hai quá trình lai ghép và đột biến cho đến khi đạt được điều kiện kết thúc giải thuật.



Hình 2.3 Lược đồ giải thuật GA

Nếu GA chỉ dùng để giải quyết cho các bài toán tối ưu một mục tiêu thì các phiên bản phát triển của nó là NSGA (Non – Dominated Sorting Genetic Algorithm) và NSGA-II lại được dùng để tối ưu hóa cho các bài toán đa mục tiêu. Trong đó NSGA chỉ khác phương pháp GA ở bước lựa chọn nên nó kế thừa được những ưu

điểm của phương pháp GA. Tuy nhiên, phương pháp NSGA vẫn tồn tại những hạn chế như: hiệu suất tính toán, phụ thuộc tham số điều khiển và khả năng duy trì sự đa dạng trong quần thể. Để khắc phục những hạn chế của NSGA, giải thuật di truyền sắp xếp không vượt trội II (Non – Dominated Sorting Genetic Algorithm – II) đã được đề xuất [101]. Phương pháp này với nhiều kỹ thuật nâng cao giúp cải thiện hiệu suất và chất lượng giải pháp, đảm bảo sự đa dạng và duy trì được các cá thể tốt qua các thế hệ.

Đối với việc tối ưu hóa cơ cấu CCTM theo giải thuật di truyền trong luận án này, việc khởi tạo dân số được MATLAB thực hiện bằng cách thay đổi các giá trị tọa độ của các điểm điều khiển để tạo nên các đám đàn hồi khác nhau. Các giá trị tọa độ này được ràng buộc nằm trong không gian thiết kế. Độ thích nghi được đánh giá thông qua việc so sánh các giá trị mục tiêu của bài toán tối ưu hóa.

### **2.3 Phương pháp phần tử hữu hạn**

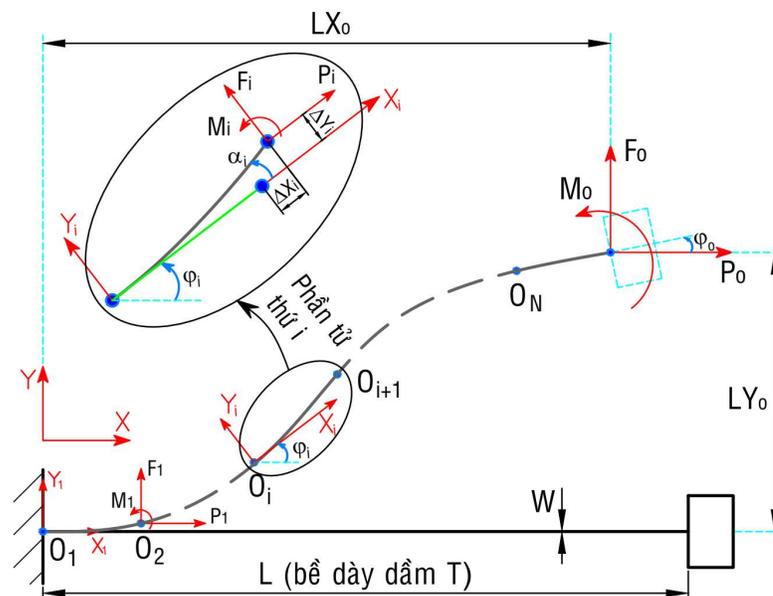
Phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) là phương pháp số gần đúng để giải các bài toán được mô tả bởi các phương trình vi phân đạo hàm riêng trên miền xác định có hình dạng và điều kiện biên bất kỳ mà nghiệm chính xác không thể tìm được bằng phương pháp giải tích.

Cơ sở của phương pháp này là làm rời rạc hóa miền xác định của bài toán, bằng cách chia nó thành nhiều miền con (phần tử). Các phần tử này được liên kết với nhau tại các điểm nút chung. Trong phạm vi của mỗi phần tử, nghiệm được chọn là một hàm số nào đó được xác định thông qua các giá trị chưa biết tại các điểm nút của phần tử gọi là hàm xấp xỉ thoả mãn điều kiện cân bằng của phần tử. Tập tất cả các phần tử có chú ý đến điều kiện liên tục của sự biến dạng và chuyển vị tại các điểm nút liên kết giữa các phần tử. Kết quả dẫn đến một hệ phương trình đại số tuyến tính mà ẩn số chính là các giá trị của hàm xấp xỉ tại các điểm nút. Giải hệ phương trình này sẽ tìm được các giá trị của hàm xấp xỉ tại các điểm nút của mỗi phần tử, nhờ đó hàm xấp xỉ hoàn toàn được xác định trên mỗi một phần tử.

Trong bài toán phân tích mối quan hệ mô-men và ứng suất với chuyển vị góc quay đầu vào, phương pháp phần tử hữu hạn trong phần mềm ABAQUS sẽ được sử dụng để tích hợp vào phần mềm MATLAB thực hiện quá trình tối ưu hóa hoặc là một công cụ để kiểm chứng sự chính xác của mô hình tính toán bằng phân tích lý thuyết với CBCM. Để có sự thống nhất với phần tử dạng hai nút của phương pháp CBCM hoặc để tăng tốc khi sử dụng ABAQUS vào quá trình tối ưu hóa, phần tử tuyến tính hai nút B21 trong ABAQUS sẽ được sử dụng.

## 2.4 Phương pháp Chained Beam-Constraint-Model (CBCM)

Tác giả Chen và các cộng sự đã dựa trên BCM để phát triển phương pháp CBCM để xác định mối quan hệ lực – biến dạng của các trường hợp biến dạng lớn [82, 83, 102, 103]. Hình 2.4 thể hiện một dầm công xôn có chiều dài  $L$ , bề rộng  $W$  và chiều dày (hướng ra ngoài mặt phẳng) là  $T$ . Ở đầu tự do của dầm chịu tác động của các lực  $P_o, F_o$  và mô-men  $M_o$  làm cho dầm bị biến dạng thể hiện bằng các đại lượng tương ứng là  $X_o, Y_o$  và góc  $\varphi_o$ .



Hình 2.4 Mô hình dầm công xôn phân tích bằng CBCM [105]

Trong phương pháp CBCM, dầm được chia thành  $N$  phần tử, mỗi phần tử có chiều dài  $L_i$  và được áp dụng mô hình BCM [104]. Phần tử thứ  $i$  ( $O_i O_{i+1}$ ) sẽ gắn với một hệ tọa độ cục bộ  $O_i X_i Y_i$  tại nút  $O_i$ , và chịu các lực  $P_i, F_i$  và mô-men  $M_i$  tại nút  $O_{i+1}$ . Gọi  $\Delta X_i, \Delta Y_i$  và  $\alpha_i$  là các biến dạng theo trục  $X_i, Y_i$  và góc quay sau biến dạng của phần tử thứ  $i$ .

Mối quan hệ lực – biến dạng của mỗi phần tử nhận được từ BCM [106]:

$$\begin{bmatrix} f_i \\ m_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 12 & -6 \\ -6 & 4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} + p_i \begin{bmatrix} 6/5 & -1/10 \\ -1/10 & 2/15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

$$+ p_i^2 \begin{bmatrix} -1/700 & 1/1400 \\ 1/1400 & -11/6300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix}$$

$$\delta x_i = \frac{t^2 p_i}{12 L_i^2} - \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \delta y_i & \alpha_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 6/5 & -1/10 \\ -1/10 & 2/15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$- p_i \begin{bmatrix} \delta y_i & \alpha_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1/700 & 1/1400 \\ 1/1400 & -11/6300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix}$$

trong đó các thông số về lực  $F_i, P_i, M_i$  và các thông số về biến dạng  $\Delta X_i, \Delta Y_i, \alpha_i$  của phần tử thứ  $i$  đã được chuẩn hóa (normalized) như sau:

$$p_i = \frac{P_i L_i^2}{EI}; f_i = \frac{F_i L_i^2}{EI}; m_i = \frac{M_i L_i}{EI}; \delta x_i = \frac{\Delta X_i}{L_i}; \delta y_i = \frac{\Delta Y_i}{L_i}; \alpha_i = \alpha_i \quad (2.21)$$

Tương tự cho toàn bộ dầm:

$$p_o = \frac{P_o L_o^2}{EI}; f_o = \frac{F_o L_o^2}{EI}; m_o = \frac{M_o L_o}{EI}; \delta x_o = \frac{\Delta X_o}{L_o}; \delta y_o = \frac{\Delta Y_o}{L_o}; \alpha_o = \alpha_o \quad (2.22)$$

Mối quan hệ giữa các phần tử được thể hiện bằng các phương trình cân bằng tĩnh. Phương trình cân bằng tĩnh của đầu dầm như sau:

$$p_1 = p_o, f_1 = f_o, m_o = m_N \quad (2.23)$$

Phương trình cân bằng tĩnh giữa phần tử thứ nhất và phần tử thứ  $i$  ( $i = 2, 3, \dots, N$ ) như sau:

$$\begin{bmatrix} \cos\varphi_i & \sin\varphi_i & 0 \\ -\sin\varphi_i & \cos\varphi_i & 0 \\ (1 + \delta x_i) & -\delta y_i & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_i \\ p_i \\ m_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ p_1 \\ m_{i-1} \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

Với  $\varphi_i$  là góc xoay đi của hệ trục tọa độ cục bộ  $O_iX_iY_i$  so với hệ tọa độ toàn cục  $OXY$  và được thể hiện như sau:

$$\varphi_1 = 0, \varphi_i = \sum_{k=1}^{i-1} \alpha_k \quad (i = 2, 3, \dots, N) \quad (2.25)$$

Các phương trình thể hiện các ràng buộc hình học của toàn bộ dầm được xác định như sau:

$$\sum_{i=1}^N \begin{bmatrix} \cos\varphi_i & -\sin\varphi_i \\ \sin\varphi_i & \cos\varphi_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (1 + \delta x_i) \\ \delta y_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_o \\ y_o \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

$$\sum_{i=1}^N \alpha_i = \varphi_o \quad (2.27)$$

Các phương trình (2.19 - 2.20), (2.23 - 2.24) và (2.26 - 2.27) tạo thành các phương trình của CBCM, gồm có  $(6N + 3)$  phương trình. Như vậy, trong tổng số 6 thông số lực và biến dạng:  $p_o, f_o, m_o, x_o, y_o$  và  $\varphi_o$ , chỉ cần cho ba thông số ta có thể xác định được 3 thông số còn lại [105].

Vậy, bản chất của mô hình tính toán theo CBCM là chia nhỏ dầm thành các phần tử, mỗi phần tử sẽ tính toán mối quan hệ lực – chuyển vị theo BCM. Khi đó, các phần tử sẽ được liên kết với nhau thông qua các phương trình cân bằng tĩnh và ràng buộc hình học. Đây là điểm khác biệt của mỗi mô hình và cũng là đóng góp mới của luận án này khi áp dụng CBCM vào các dầm cong Bezier của cơ cấu CCTM.

## 2.5 Tối ưu hóa theo độ tin cậy

Một mô hình bài toán tối ưu hóa thông thường có thể được định nghĩa như sau:

$$\text{Mục tiêu} \quad \text{Min/Max } f_m(x) \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (2.28)$$

Chịu ràng buộc

$$g_j(x) \leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (2.29)$$

$$h_k(x) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (2.30)$$

$$x_i^{\min} \leq x_i \leq x_i^{\max} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.31)$$

Trong đó:

$x$  là vec-tơ chứa các biến thiết kế

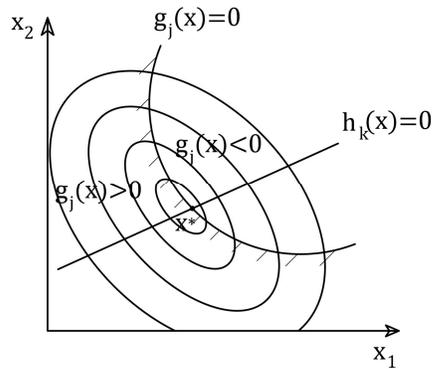
$x_i^{\min}$ ,  $x_i^{\max}$  là cận trên và cận dưới của biến thiết kế thứ  $i$

$f_m(x)$  là các hàm mục tiêu

$g_j(x) \leq 0$  là các hàm ràng buộc dạng bất đẳng thức

$h_k(x) = 0$  lần lượt là các hàm ràng buộc dạng đẳng thức

Ý nghĩa của bài toán là tìm kiếm các giá trị của biến thiết kế trong không gian thiết kế sao cho đạt được cực tiểu hoặc cực đại các hàm mục tiêu  $f_m(x)$  thỏa mãn các điều kiện ràng buộc  $g_j(x)$  và  $h_k(x)$ . Ở đây, các giá trị thiết kế hay tham số của mô hình bài toán là những giá trị cố định và không thay đổi trong quá trình thiết kế hay sử dụng và một nghiệm tối ưu bất kỳ của bài toán này được biểu diễn như Hình 2.5. Ta thấy, các kết quả tối ưu nhận được thường sẽ nằm ở ranh giới của các ràng buộc hoặc ranh giới của miền an toàn và không an toàn. Do đó, khi các biến thiết kế hoặc các thông số trong mô hình bài toán thay đổi ngẫu nhiên có thể làm cho kết quả tối ưu rơi vào miền không an toàn.



Hình 2.5 Mô tả một kết quả  $x^*$  bất kỳ của bài toán tối ưu hóa [107]

Với những phân tích trên thì việc xem xét sự thay đổi ngẫu nhiên của các biến thiết kế hoặc các thông số trong mô hình bài toán tối ưu như các ràng buộc bổ sung là điều cần thiết, giúp đưa các kết quả tối ưu nhận được đảm bảo nằm sâu bên trong vùng an toàn. Bài toán này được gọi là tối ưu hóa theo độ tin cậy RBDO (Reliability Based Design Optimization). Các ràng buộc trong bài toán tối ưu theo độ tin cậy này còn được gọi là các hàm trạng thái giới hạn, phân chia giữa vùng phá hủy và vùng an toàn của kết cấu.

Mô hình của bài toán RBDO được mô tả như sau [108]:

$$\text{Mục tiêu} \quad \text{Min/Max } f_m(d, x, p) \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (2.32)$$

$$\text{Biến thiết kế} \quad DVs = \{d, \mu_x\}$$

$$\text{Chịu ràng buộc} \quad \text{Prob}\{g_i(d, x, p) \leq 0\} \geq r_i^* \quad i = 1, 2, \dots, L \quad (2.33)$$

Trong đó:

$x$  là vec-tơ chứa các giá trị vừa là biến thiết kế vừa là biến ngẫu nhiên

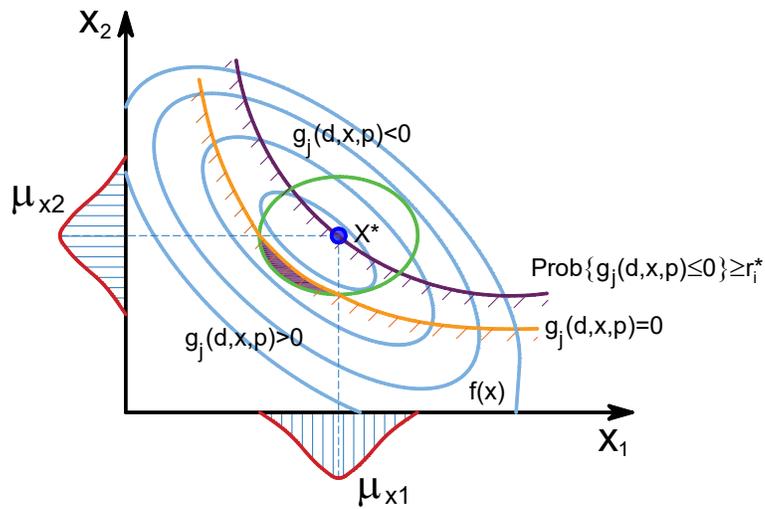
$p$  là vec-tơ chứa các tham số ngẫu nhiên

$d$  là vec-tơ chứa các biến thiết kế không phải biến ngẫu nhiên

$f_m(d, x, p)$  là các hàm mục tiêu (có  $M$  hàm mục tiêu)

$Prob\{g_i(d, x, p) \leq 0\} \geq r_i^*$  là các hàm ràng buộc có xem xét đến sự thay đổi của các yếu tố ngẫu nhiên để đảm bảo bài toán đạt được độ tin cậy  $r_i^*$ . Giá trị phần trăm độ tin cậy  $r_i^*$  được tính thông qua chỉ số độ tin cậy  $\beta^*$  với  $r_i^* = \Phi(\beta^*)$ .

Ý nghĩa của bài toán RBDO cũng tương tự như bài toán tối ưu hóa thông thường đó là tìm giá trị của các biến thiết kế trong không gian thiết kế thỏa mãn các ràng buộc nhằm đạt được giá trị cực tiểu hoặc cực đại của các hàm mục tiêu. Tuy nhiên, vì có xét đến sự thay đổi của các đại lượng ngẫu nhiên nên giúp đưa các giá trị thiết kế vào sâu trong vùng an toàn với phần trăm độ tin cậy cho trước (phần màu xanh nằm phía trên hàm ràng buộc  $g_i(d, x, p)$  như biểu diễn trên Hình 2.6).



Hình 2.6 Mô tả một kết quả tối ưu  $x^*$  bất kỳ của bài toán tối ưu hóa RBDO [108]

## 2.6 Phương pháp phân tích độ tin cậy bậc nhất FORM

Phương pháp phân tích độ tin cậy bậc nhất FORM sử dụng khoảng cách ngắn nhất từ điểm gốc tọa độ  $O$  trong không gian chuẩn hóa  $\mathbf{U}$  đến hàm trạng thái giới hạn, xác định thông qua các điểm thiết kế nằm trên hàm trạng thái này. Để thực hiện phương pháp, hàm trạng thái giới hạn sẽ được xấp xỉ tuyến tính với điểm lựa chọn ban đầu và các điểm trung gian cho đến khi tìm ra điểm thiết kế. Quá trình xác định điểm thiết kế sẽ trải qua các bước lặp lại của phương pháp này. Phương pháp FORM có thể được mô tả một cách ngắn gọn như sau:

Đầu tiên, thiết lập hàm trạng thái giới hạn  $g(x)$  trong không gian  $\mathbf{X}$  với các biến  $x_i$ . Sau đó, chuyển hàm trạng thái này sang không gian chuẩn hóa  $\mathbf{U}$  bằng công thức  $u_i = (x_i - \mu_{x_i})/\sigma_{x_i}$  với  $\mu_{x_i}, \sigma_{x_i}$  lần lượt là giá trị trung bình và độ lệch chuẩn của biến ngẫu nhiên  $x_i$ . Ở đây,  $u_i$  là các biến chuẩn hóa không thứ nguyên có giá trị trung bình là 0 và độ lệch chuẩn là 1.

Dựa trên khai triển chuỗi Taylor bậc một, hàm trạng thái giới hạn  $g(u)$  trong không gian chuẩn hóa  $\mathbf{U}$  được xấp xỉ như một hàm tuyến tính:

$$g(u) = g(u^*) + \nabla g(u^*)(u - u^*)^T \quad (2.34)$$

trong đó  $u^* = (u_1^*, u_2^*, \dots, u_n^*)$  là vectơ chứa các giá trị hiện tại của biến chuẩn hóa  $u_i$ ;  $\nabla g(u^*)$  là gradient của  $g(u)$  tại  $u^*$ , và được xác định bởi công thức

$$\nabla g(u^*) = \left[ \frac{\partial g}{\partial u_1}, \frac{\partial g}{\partial u_2}, \dots, \frac{\partial g}{\partial u_n} \right]_{u^*} \quad (2.35)$$

FORM sẽ tìm điểm thiết kế MPP  $u^*$  (Most Probable Point) là điểm có mật độ xác suất hư hỏng cao nhất trên hàm trạng thái giới hạn  $g(u) = 0$ . Khi đó, việc tìm điểm thiết kế MPP  $u^*$  tương đương với việc giải bài toán tối ưu:

$$\min \beta(u) = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \quad \text{chịu ràng buộc } g(u) = 0 \quad (2.36)$$

Quá trình xác định điểm thiết kế MPP  $u^*$  ta thu được chỉ số độ tin cậy  $\beta$  thông qua kết quả của bài toán tối ưu hóa (2.34) Từ chỉ số độ tin cậy  $\beta$ , xác suất hư hỏng  $P_f$  của kết cấu sẽ được xác định bằng hàm tích lũy Gaussian tiêu chuẩn như sau:

$$P_f \approx \Phi(\beta) \quad \text{với} \quad \Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (2.37)$$

## 2.7 Vật liệu PEEK

Vật liệu đóng vai trò then chốt trong thiết kế các cơ cấu đàn hồi, đặc biệt đối với cơ cấu CCTM vốn làm việc trong điều kiện biến dạng lớn và chịu tải lặp. Trong luận án này, vật liệu được lựa chọn là polyether ether ketone (PEEK) không gia cường (unfilled PEEK), một loại polyme nhiệt dẻo bán tinh thể thuộc nhóm polyaryletherketone (PAEK), với các thông số cơ học được tổng hợp từ các tài liệu

và datasheet đã công bố [8, 109, 110]. PEEK được biết đến với sự cân bằng giữa độ bền cơ học, khả năng biến dạng đàn hồi lớn, độ ổn định nhiệt và tính trơ hóa học, đồng thời đã được chứng nhận là vật liệu tương thích sinh học (biocompatible) trong nhiều ứng dụng y sinh. Do đó, đã được ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực y sinh, chẳng hạn như cấy ghép chỉnh hình và thiết bị hỗ trợ phục hồi chức năng [111, 112].

Về mặt cơ học, PEEK có độ bền kéo trung bình khoảng 110 MPa, giới hạn chảy trong điều kiện uốn nằm trong khoảng 172 – 210 MPa, mô-đun đàn hồi khoảng 3,6 – 4,0 GPa và độ giãn dài khi đứt đạt 20 – 40%. Trong luận án này, giá trị mô-đun đàn hồi được lấy 210 MPa, là giới hạn chảy của vật liệu trong điều kiện uốn, phù hợp với trạng thái làm việc chủ yếu của các phần tử đàn hồi trong cơ cấu CCTM. Các đặc tính này cho phép PEEK duy trì khả năng chịu tải ổn định trong khi vẫn đáp ứng yêu cầu biến dạng lớn của cơ cấu.

Ngoài ra, PEEK có khả năng kháng môi và mài mòn tốt, tỷ trọng thấp (khoảng 1,30 g/cm<sup>3</sup>) và duy trì tính chất cơ học trong dải nhiệt độ làm việc liên tục lên đến 250–260°C, mang lại lợi thế rõ rệt so với kim loại trong các ứng dụng cần giảm khối lượng và làm việc lâu dài dưới tải động. Đặc biệt, đối với cơ cấu CCTM hành trình lớn, tiêu chí lựa chọn vật liệu  $\sigma_y/E$  được xem là một chỉ số quan trọng phản ánh khả năng biến dạng đàn hồi cho phép. So với các vật liệu polyme kỹ thuật phổ biến khác như POM hay PEEK gia cường sợi thủy tinh (PEEK-GF30), PEEK không gia cường cho giá trị  $\sigma_y/E$  lớn hơn, qua đó phù hợp hơn với yêu cầu làm việc của cơ cấu [8].

Cần lưu ý rằng việc lựa chọn vật liệu có tỷ lệ  $\sigma_y/E$  lớn cũng đồng nghĩa với việc chấp nhận mô-đun đàn hồi tương đối thấp, dẫn đến độ cứng tổng thể của cơ cấu giảm. Tuy nhiên, trong luận án này, sự đánh đổi này được cân nhắc một cách có chủ đích nhằm ưu tiên khả năng biến dạng lớn và ổn định mô-men của CCTM, trong khi các yêu cầu về độ bền và độ cứng tổng thể được đảm bảo thông qua thiết kế hình học và tối ưu hóa kết cấu.

**Kết luận:** Chương này đã tổng hợp các kiến thức nền tảng cho việc thiết kế tối ưu cơ cấu CCTM bao gồm các kiến thức về đường cong Bezier, giải thuật di truyền

GA và NSGA-II, phương pháp CBCM, phương pháp phân tử hữu hạn, bài toán tối ưu hóa theo độ tin cậy, phương pháp phân tích độ tin cậy bằng FORM và vật liệu chế tạo CCTM.

# Chương 3

## THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH MÔ-MEN DỰA TRÊN GIẢI THUẬT DI TRUYỀN

### 3.1 Phương hướng chung

Qui trình thiết kế tối ưu CCTM dựa trên giải thuật di truyền được thực hiện theo các bước sau:

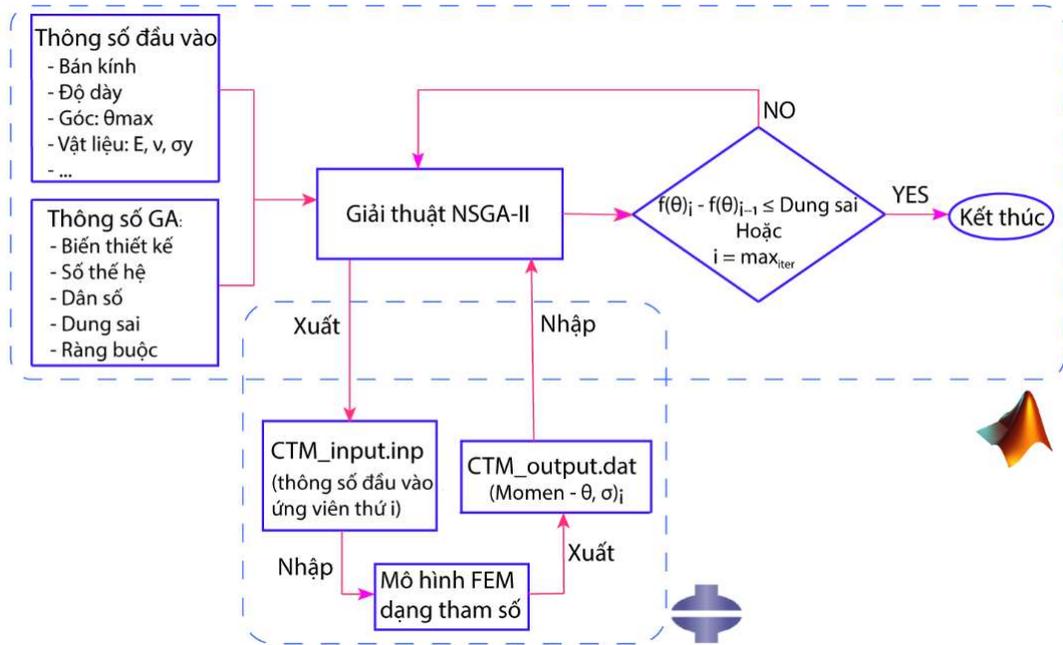
- Bước 1: Đề xuất kết cấu sơ bộ của cơ cấu
- Bước 2: Xác định các biến thiết kế của cơ cấu
- Bước 3: Xác định giới hạn biên cho các biến thiết kế
- Bước 4: Xác định hàm mục tiêu và các hàm ràng buộc khác
- Bước 5: Cài đặt các thông số và tiến hành chạy giải thuật tối ưu
- Bước 6: Đọc dữ liệu và đánh giá kết quả

Trong quá trình thực hiện tối ưu hóa, mối quan hệ giữa ứng suất, mô-men đầu ra và chuyển vị góc quay sẽ được *tính toán thông qua FEM hoặc tính bằng mô hình CBCM. Chương này sẽ trình bày các thiết kế được tối ưu bằng cả hai cách này.*

### 3.2 Tối ưu hóa cơ cấu bằng GA và FEM

Trong hướng nghiên cứu này, các biến thiết kế được tham số hóa và tối ưu bằng giải thuật di truyền để tìm ra kích thước và hình dạng của các phần tử đàn hồi. Quá trình tối ưu hóa được thực hiện tự động bằng MATLAB và ABAQUS thông qua lưu đồ được trình bày ở Hình 3.1.

Dựa vào các thông số sơ bộ ban đầu, một phiên bản thiết kế đầu tiên sẽ được hình thành bằng cách sử dụng MATLAB. Đồng thời, phương pháp phân tích phần tử hữu hạn bởi ABAQUS được sử dụng để tìm được đồ thị mối quan hệ giữa mô-men và chuyển vị đầu vào (góc quay). Ứng suất của các phần tử đàn hồi sẽ được đánh giá để đảm bảo cơ cấu hoạt động trong vùng giới hạn đàn hồi.



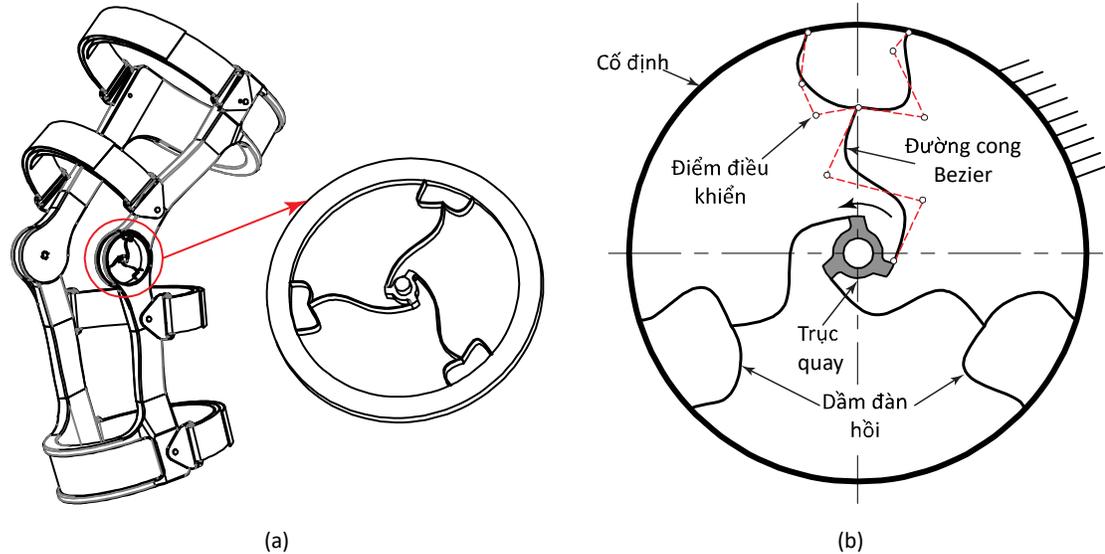
Hình 3.1 Lưu đồ thuật toán tối ưu hóa bằng giải thuật di truyền

Thông số đầu vào để thực hiện tối ưu hóa GA được chia ra thành hai khối nhằm giúp cho người đọc dễ dàng hiểu được lưu đồ. Khối “Thông số đầu vào” và “Thông số GA” lần lượt để xác định cho hình dạng của cơ cấu và các thông số của giải thuật GA. Ở vòng đầu tiên, MATLAB sẽ xuất ra tập tin code “CTM\_input.inp” để định nghĩa cho mô hình mô phỏng dựa trên thông số thiết kế được tạo ra bởi GA. Mô hình dưới dạng code này sau đó được đưa vào ABAQUS để thực hiện quá trình phân tích. Đồ thị mô tả mối quan hệ giữa mô-men xoắn và góc độ được xuất ra từ file mô phỏng để đánh giá theo hàm mục tiêu đã định nghĩa. Sau đó nó được GA tính toán dựa vào giá trị phù hợp (fitness value) để sắp xếp thiết kế này trong thế hệ hiện tại. Giải thuật di truyền NSGA-II tạo ra con cháu bằng việc sử dụng một dạng cụ thể của lai ghép (crossover) hoặc đột biến (mutation) và sau đó chọn lọc thế hệ kế tiếp. Giải thuật kết thúc khi hiệu số của hàm mục tiêu giữa hai thế hệ liên tiếp nhỏ hơn dung sai, sự tiến hóa hội tụ hoặc đạt số vòng lặp ( $\max_{\text{iter}}$ ).

Trong phần này, NCS sẽ ứng dụng phương pháp này cho hai trường hợp nghiên cứu cụ thể để thiết kế tối ưu ra hai cơ cấu CCTM, gọi là CCTM-1 và CCTM-2.

### 3.2.1 Cơ cấu CCTM dùng cho thiết bị luyện tập chức năng (CCTM-1)

Bệnh nhân sau khi phẫu thuật các khớp, ở giai đoạn phục hồi, các khớp cần phải được hoạt động để chống xơ cứng khớp. Trong trường hợp này, các thiết bị luyện tập hỗ trợ phải kiểm soát lực để không gây đau đớn cho bệnh nhân khi tập luyện. Việc kiểm soát lực này có thể được thực hiện một cách đơn giản bằng một khớp quay có vai trò ổn định mô-men như Hình 3.2(a) [30].



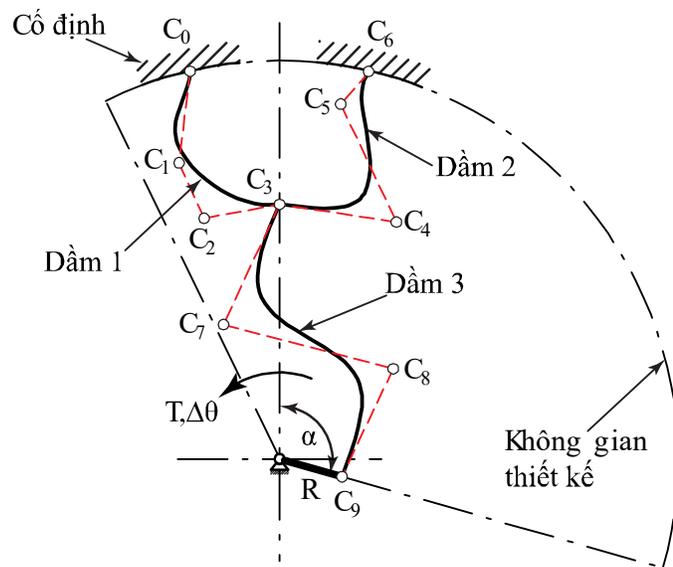
Hình 3.2 a) Mô hình thiết bị luyện tập chức năng, b) phương án thiết kế CCTM-1

#### 3.2.1.1 Thiết kế CCTM-1

Cơ cấu CCTM-1 gồm ba nhánh, mỗi nhánh là sự kết hợp của ba đường cong Bezier như Hình 3.2(b). Vành tròn ngoài của cơ cấu sẽ được cố định, khi đó tác động một góc quay vào trục của nó sẽ nhận được một mô-men có giá trị tăng dần, khoảng này được gọi là giai đoạn gia tải ban đầu. Khi hết giai đoạn này, mặc dù góc quay tiếp tục tăng ta vẫn sẽ nhận được mô-men có giá trị giống nhau, đây là khoảng làm việc của cơ cấu (Hình 1.4).

Vì cơ cấu gồm ba nhánh đối xứng qua tâm nên ta chỉ cần sử dụng một nhánh để phân tích tìm ra biên dạng cho đường cong Bezier. Để tìm được biên dạng đường cong Bezier, ta tiến hành tham số hóa tọa độ các điểm điều khiển của nó. Các tọa độ này được gọi là các biến thiết kế. Trong thiết kế này, mỗi nhánh của cơ cấu bao gồm

ba đường cong Bezier với tổng cộng mười điểm điều khiển được ký hiệu  $C_i(x, y)$  ( $i = 0 \div 9$ ). Cả ba đường cong này đều là đường cong Bezier bậc ba với bốn điểm điều khiển cho mỗi đường và cùng có chiều rộng bằng nhau ký hiệu là  $w$ . Điểm  $C_3$  được bố trí nằm ngay trên đường tâm đứng và là điểm chung của cả ba đường cong. Các điểm này được giới hạn trong khoảng làm việc hay còn gọi là giới hạn biên của kết cấu, được thể hiện trên Hình 3.3. Ở đây, vòng tròn ngoài của cơ cấu có gắn hai điểm  $C_0$  và  $C_6$  được xem như một phần của giới hạn biên. Điểm  $C_9$  sẽ được quay quanh đường tròn có bán kính  $R$ . Đây cũng là nơi để đặt trục quay cho cơ cấu khi hoạt động.



Hình 3.3 Sơ đồ các biến thiết kế và điều kiện biên một nhánh của CCTM-1

### 3.2.1.2 Tối ưu hóa CCTM-1

Thiết kế này có 20 biến thiết kế bao gồm chiều rộng đồng nhất của các đường cong Bezier ( $w$ ) và 19 giá trị  $x, y$  là tọa độ của 10 điểm điều khiển của ba đường cong trong một nhánh vì điểm  $C_3$  chỉ có một tọa độ  $y$  còn tọa độ  $x$  của nó bằng 0. Thứ tự các biến thiết kế tối ưu của các đường cong Bezier được thể hiện trên Hình 3.3. Nhiệm vụ tối ưu là làm sao giảm sự thay đổi mô-men trong khoảng làm việc của cơ cấu bất kể sự thay đổi của góc quay đầu vào với hàm mục tiêu theo phương trình (3.1).

$$\text{Minf}(\theta) = \int_a^b (T - T_e)^2 d\theta \quad (3.1)$$

Mô hình tối ưu của thiết kế được thể hiện trên Bảng 3.1 bên dưới. Trong đó, giá trị R được chọn trước là 15 mm. Hàm ràng buộc  $g_1$  nhằm đảm bảo vị trí của các điểm điều khiển, tránh việc các điểm điều khiển thay đổi thứ tự làm cho đường cong sẽ không khả thi trong thực tế. Hàm ràng buộc  $g_2$  không chế chiều rộng của các đường cong hay chính là các phần tử đàn hồi biến dạng. Hàm ràng buộc  $g_3$  nhằm đảm bảo cơ cấu hoạt động trong vùng giới hạn đàn hồi.

Bảng 3.1 Mô hình tối ưu hóa của cơ cấu CCTM-1

<p><b>1. Mục tiêu:</b></p> <p>– Cực tiểu sai số mô-men đầu ra theo phương trình (3.1)</p>
<p><b>2. Biến thiết kế:</b></p> <p>– Điểm điều khiển: <math>C_i(x, y)</math> (<math>i = 0 \div 9</math>)</p> <p>– Bề dày trong mặt phẳng (In-plane thickness): <math>w</math></p>
<p><b>3. Ràng buộc:</b></p> <p>i. <math>g_1: C_i(x) &lt; 0</math> (<math>i = 0 \div 2; 7</math>); <math>C_i(x) &gt; 0</math> (<math>i = 4 \div 6; 8</math>)</p> <p>ii. <math>g_2: 0.7 \leq w \leq 1.5</math> (mm)</p> <p>iii. Ứng suất lớn nhất trong CCTM, <math>g_3: \sigma_{max} &lt; \sigma_y/SF</math></p>

### 3.2.1.3 Kết quả CCTM-1

Thông qua giải thuật di truyền, ta sử dụng phần mềm MATLAB và ABAQUS để tối ưu hóa biên dạng và kích thước chiều rộng của cơ cấu. Trong quá trình tối ưu hóa, số lượng thế hệ được thiết lập là 25 và dân số của mỗi thế hệ là 40. Kết quả giá trị tối ưu của các biến thiết kế cho cơ cấu này được trình bày trong Bảng 3.2.

Mô phỏng phần tử hữu hạn được thực hiện bằng phần mềm Abaqus/Standard, sử dụng bộ giải ẩn (implicit) cho bài toán tĩnh phi tuyến (*Static, General*) với tùy chọn tính năng phi tuyến hình học (Non-linear Geometry) nhằm xét đến ảnh hưởng của

biến dạng lớn của các dầm đàn hồi. Các bộ phận của cơ cấu được mô hình hóa bằng phần tử dầm tuyến tính hai nút B21, cho phép mô tả chuyển vị lớn trong khi vẫn giả thiết biến dạng nhỏ. Vật liệu được giả thiết là đàn hồi tuyến tính, đẳng hướng.

Tải tác dụng được áp đặt theo dạng điều khiển chuyển vị (displacement-controlled) nhằm đảm bảo tính ổn định số trong quá trình phân tích phi tuyến. Vành tròn ngoài của cơ cấu được cố định hoàn toàn, loại bỏ các chuyển động vật rắn không mong muốn. Để tạo chuyển động quay kích thích cơ cấu, một điểm tham chiếu được đặt tại tâm hình học của cơ cấu và được liên kết động học (kinematic coupling) với các nút tương ứng của cơ cấu đàn hồi. Chuyển vị góc được gán tại điểm tham chiếu, từ đó được truyền tới các dầm đàn hồi thông qua ràng buộc coupling, gây ra biến dạng của cơ cấu.

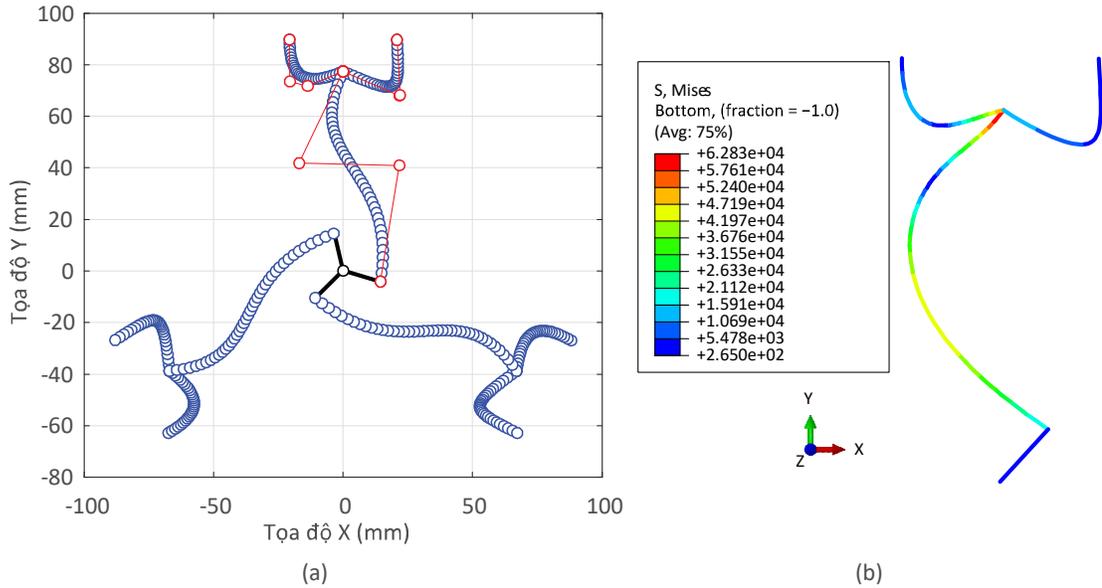
Hệ phương trình cân bằng phi tuyến được giải theo từng bước gia tải tăng dần bằng bộ giải Abaqus/Standard với các tiêu chuẩn hội tụ mặc định. Mô-men phản lực tại điểm tham chiếu được trích xuất để xây dựng quan hệ mô-men – góc quay của cơ cấu.

Bảng 3.2 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM-1

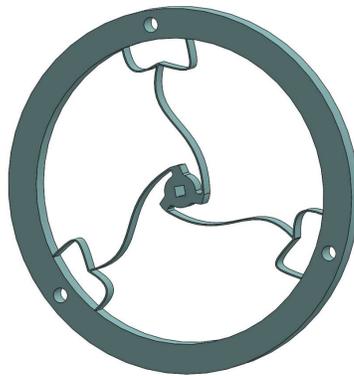
<b>Biến thiết kế</b>	<b>Giá trị (mm)</b>	<b>Biến thiết kế</b>	<b>Giá trị (mm)</b>
$C_0(x, y)$	(-20,69; 89,76)	$C_5(x, y)$	(21,99; 68,23)
$C_1(x, y)$	(-20,56; 73,49)	$C_6(x, y)$	(20,80; 89,64)
$C_2(x, y)$	(-13,68; 71,76)	$C_7(x, y)$	(-16,96; 41,85)
$C_3(x, y)$	(0,00; 77,37)	$C_8(x, y)$	(21,74; 40,95)
$C_4(x, y)$	(21,80; 68,00)	$C_9(x, y)$	(14,43; -4,10)
<b>w</b>	0,90		

Biên dạng các đường cong Bezier và hình ảnh mô phỏng ứng suất bằng phương pháp phần tử hữu hạn thông qua ABAQUS được thể hiện như Hình 3.4. Chiều dày (chiều cao) của cơ cấu ở đây có giá trị  $t = 10 \text{ mm}$ . Giá trị  $t$  này sẽ ảnh hưởng đến

giá trị mô-men đầu ra của cơ cấu. Càng tăng  $t$  thì mô-men càng tăng và ngược lại. Kết quả mô phỏng cho thấy ứng suất lớn nhất của cơ cấu xấp xỉ  $63 \text{ MPa}$ , nằm trong giới hạn cho phép của hàm ràng buộc  $g_3: \sigma_{max} < \sigma_y/SF \approx 63,3 \text{ MPa}$ , trong đó  $\sigma_y = 76 \text{ MPa}$  là giới hạn đàn hồi của vật liệu POM, còn  $SF = 1,2$  là hệ số an toàn.



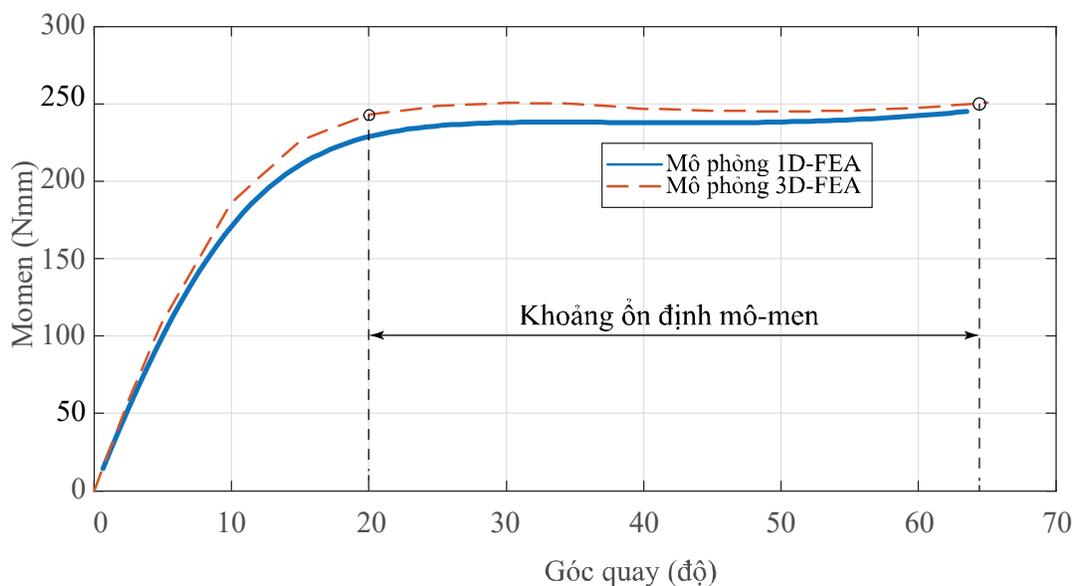
Hình 3.4 Đường cong Bezier của cơ cấu CCTM-1 (a) và kết quả mô phỏng từ ABAQUS (b)



Hình 3.5 Mô hình 3D của cơ cấu CCTM-1

Để tăng tính chính xác cho cơ cấu trước khi tiến hành chế tạo thực tế, một mô hình 3D của cơ cấu CCTM-1 (Hình 3.5) dựa trên kết quả tối ưu hóa ở trên được xây

dựng và tiến hành mô phỏng để so sánh với mô hình 1D. Các điều kiện biên của mô phỏng 3D giống như trên, chỉ thay đổi phần tử dạng solid C3D10. Kết quả mô phỏng của cả phần tử solid 3D và phần tử thanh 1D được thể hiện trên Hình 3.6. Kết quả cho thấy có sự tương thích khá tốt giữa hai mô hình. Độ ổn định mô-men của cơ cấu đạt được 2/3 so với toàn bộ khoảng chuyển vị của góc quay đầu vào, từ 20° đến hơn 60°. Giá trị mô-men trên mô hình 3D hơi lớn hơn so với mô hình 1D, với giá trị mô-men ổn định lần lượt là 247 Nmm và 242 Nmm cho hai mô hình. Sự sai lệch mô-men giữa hai mô hình có thể xuất phát từ nguyên nhân độ cứng của các dầm trên mô hình 3D cao hơn do có các cung bo (fillet) tại giao điểm giữa các dầm và giữa dầm với vòng trong và vòng ngoài. Trong khi đó, các giao điểm này trên mô hình 1D chỉ là một điểm lý tưởng. Sai số lớn nhất của mô-men đầu ra trong khoảng ổn định mô-men so với giá trị mô-men ổn định là 5% tại vị trí góc quay 20° của mô phỏng 1D. Giá trị mô-men ổn định có thể thay đổi cho phù hợp với nhu cầu ứng dụng bằng cách tăng giảm chiều dày  $t$  của cơ cấu. Giá trị  $t$  tăng sẽ làm tăng giá trị mô-men và ngược lại.



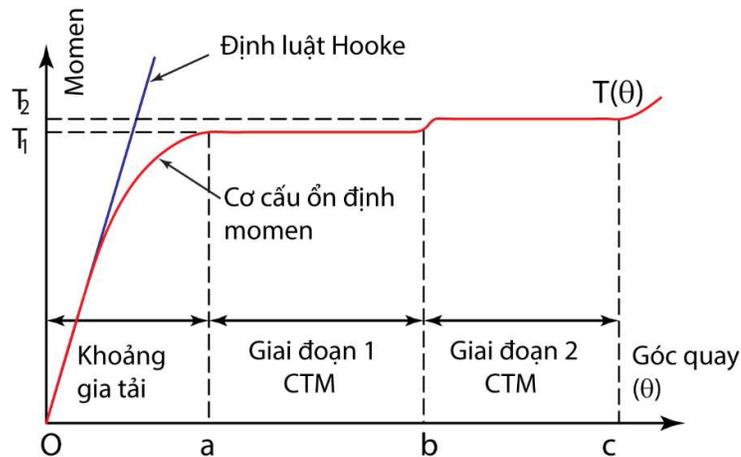
Hình 3.6 Đồ thị mối liên hệ giữa Mô-men – Góc quay của CCTM-1

### 3.2.2 Cơ cấu CCTM hai giai đoạn (CCTM-2)

#### 3.2.2.1 Thiết kế CCTM-2

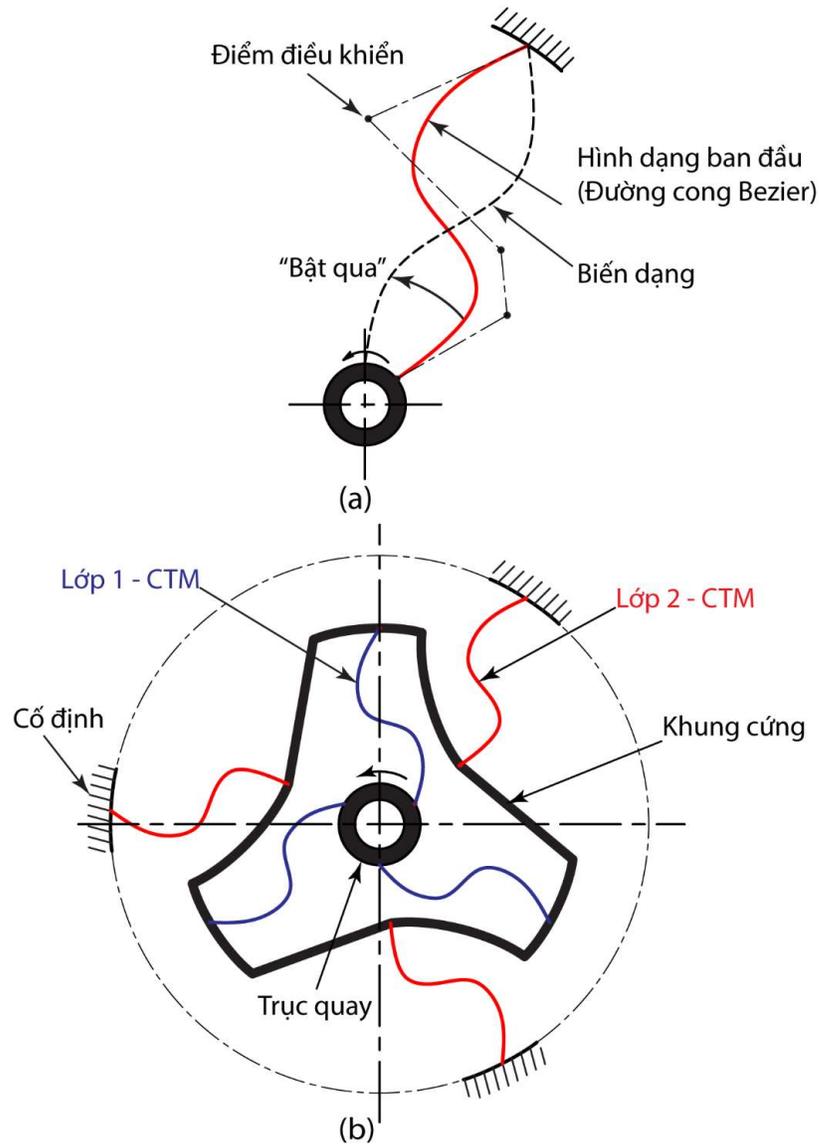
Cơ cấu CCTM-1 ở trên, giống với các cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men khác, khoảng làm việc của cơ cấu thường không lớn vì bị giới hạn bởi giới hạn đàn hồi của vật liệu. Điều này làm giảm khả năng ứng dụng của cơ cấu CCTM trong các trường hợp cần khoảng ổn định lớn hơn.

Dựa trên ý tưởng cơ cấu CFM có khoảng ổn định lớn của tác giả Qingsong Xu [9], một cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men hai giai đoạn (two-stage CCTM) được đề xuất thực hiện ở thiết kế này (Hình 3.7). Cơ cấu này giúp làm tăng khoảng làm việc bằng cách nối tiếp các dầm mảnh biến dạng thành hai lớp và biến dạng tuần tự, từ đó giúp làm tăng khoảng làm việc của cơ cấu.



Hình 3.7 Mối quan hệ của Mô-men – Góc quay của cơ cấu CCTM hai giai đoạn

Phương án thiết kế của cơ cấu CCTM hai giai đoạn được mô tả như Hình 3.8, trong đó các dầm đàn hồi được chia làm hai lớp. Các phần tử đàn hồi này được tham số hóa từ đường cong Bezier, khi biến dạng sẽ bị “bật” sang hình thái ổn định khác. Khi các đường cong này “bật” sang trạng thái khác (Hình 3.8 (a)) thì độ cứng nó sẽ giảm (độ cứng âm) và sẽ được kết hợp với đoạn độ cứng tăng (độ cứng dương) của các thanh ở lớp khác làm kéo dài khoảng ổn định mô-men cho cơ cấu.



Hình 3.8 Ý tưởng thiết kế cơ cấu CCTM hai giai đoạn a) Mô tả trạng thái biến dạng “bật” của một thanh và b) ý tưởng kết cấu của CCTM-2

Kết cấu của cơ cấu đàn hồi CCTM-2 gồm hai lớp, mỗi lớp là ba đường cong Bezier như Hình 3.8 (b). Ba thanh cong của lớp thứ 1 sẽ có một đầu được gắn vào một vòng tròn. Vòng tròn này là nơi sẽ lắp trục để nhận chuyển động quay tác động vào cơ cấu. Các đầu còn lại của 3 thanh này sẽ được nối với một khung cứng. Khung cứng này có tác dụng truyền chuyển động quay của 3 thanh ở lớp 1 này sang cho 3 thanh ở lớp 2 ở bên ngoài. Các đầu còn lại của 3 thanh cong bên ngoài này được cố



### 3.2.2.2 Tối ưu hóa CCTM-2

Nhằm ràng buộc cho giới hạn biên cũng như giảm bớt biến thiết kế để giảm bớt thời gian mô phỏng tính toán của phần mềm, ba giá trị bán kính của các đường tròn R48, R24 và R10 sẽ được chọn trước lần lượt là 48 mm, 24 mm và 10 mm. Như vậy, trong thiết kế này có 17 biến thiết kế bao gồm chiều rộng đồng nhất của các đường cong Bezier ( $w$ ) và 14 giá trị  $x, y$  là tọa độ của 3 điểm  $C_{ij}(x, y)$  ( $i = 1; j = 1 \div 3$ ) của các đường cong trong lớp 1 và của 4 điểm  $C_{ij}(x, y)$  ( $i = 2; j = 0 \div 3$ ) của các đường cong ở lớp 2. Mỗi điểm  $C_{14}$  và  $C_{24}$  sẽ chỉ có một biến thiết kế đó là các góc  $\alpha_1$  và  $\alpha_2$ . Nhiệm vụ tối ưu hóa của thiết kế này là giảm sự biến động của mô-men xung quanh các giá trị đặt trước để đạt được sự ổn định mô-men trong khoảng làm việc của cơ cấu bất kể sự thay đổi của góc quay đầu vào. Phương trình (3.2) bên dưới là hàm mục tiêu của cơ cấu CCTM-2.

$$\text{Min}[f(\theta)] = \int_a^b (T - T_1)^2 d\theta + \int_b^c (T - T_2)^2 d\theta \quad (3.2)$$

Bảng 3.3 Mô hình tối ưu hóa của cơ cấu CCTM-2

---

#### 1. Mục tiêu:

– Cực tiểu sai số mô-men đầu ra theo phương trình (3.2)

---

#### 2. Biến thiết kế:

- Điểm điều khiển:  $C_{ij}(x, y)$  ( $i = 1 \div 2, j = 0 \div 4$ )
  - Bề dày trong mặt phẳng (In-plane thickness):  $w$
  - Góc:  $\alpha_1, \alpha_2$
- 

#### 3. Ràng buộc:

- i.  $g_1: C_{11}(x) < 0$ ;
  - ii.  $g_2: C_{1j}(x) < C_{2j}(x) \quad (j = 0 \div 4)$
  - iii.  $g_3: 0.7 \leq w \leq 1.5$  (mm)
  - iv.  $g_4: \pi/18 \leq \alpha \leq \pi/1.5$  (rad)
  - v. Ứng suất lớn nhất trong CCTM,  $g_5: \sigma_m < \sigma_y/SF$
- 

Mô hình tối ưu của thiết kế được thể hiện trên Bảng 3.3 bên dưới. Hàm ràng buộc  $g_1$  và  $g_2$  nhằm đảm bảo vị trí của các điểm điều khiển, tránh việc các điểm điều khiển

thay đổi thứ tự làm cho đường cong sẽ không khả thi trong thực tế. Hàm ràng buộc  $g_3$  và  $g_4$  xác định giới hạn cho chiều rộng của các thanh đàn hồi và góc độ để xác định các điểm  $C_{14}$  và  $C_{24}$ . Hàm ràng buộc  $g_5$  nhằm đảm bảo cơ cấu hoạt động trong vùng giới hạn đàn hồi.

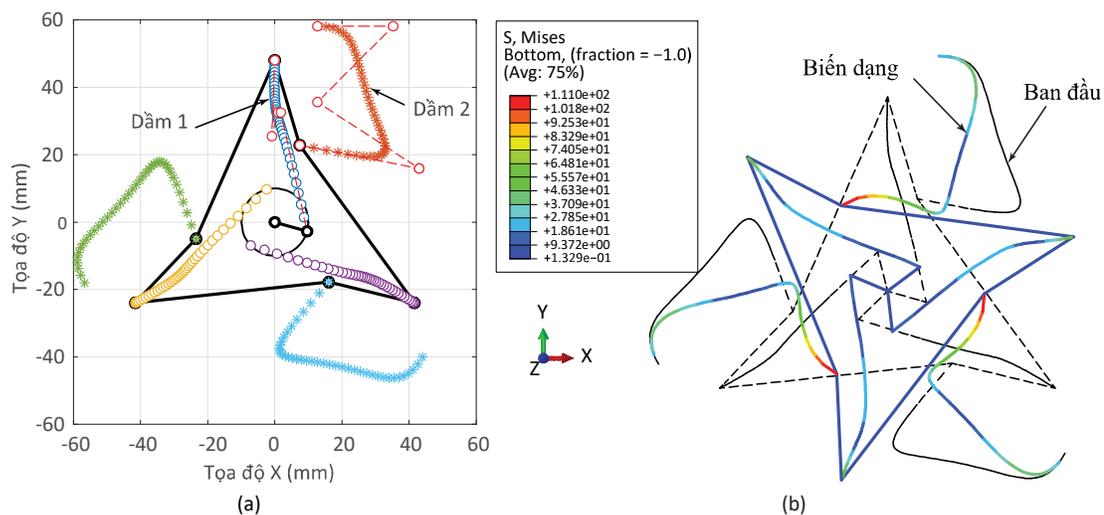
### 3.2.2.3 Kết quả CCTM-2

Để đơn giản cho quá trình mô phỏng, các phần tử khung cứng sẽ được thay thế bằng các phần tử 2 nút dạng thanh. Khi tìm các giá trị biến thiết kế, chỉ cần một nhánh của mỗi lớp vì do tính đối xứng của cơ cấu. Tuy nhiên, trong quá trình mô phỏng phần tử hữu hạn, để xác định đúng mối quan hệ giữa mô-men với chuyển vị thì yêu cầu điểm  $C_{10}$  phải quay xung quanh đường tròn R48. Do đó, ở đây khi đưa qua ABAQUS, tất cả 6 thanh đường cong sẽ được dùng để phân tích, khi đó mới mô tả đúng mối quan hệ của các thanh đàn hồi. Trong quá trình tối ưu hóa, số lượng thể hệ được thiết lập là 30 và dân số của mỗi thế hệ là 40. Kết quả tối ưu được chọn ra từ thiết kế thứ 2 có các giá trị của biến thiết kế như Bảng 3.4.

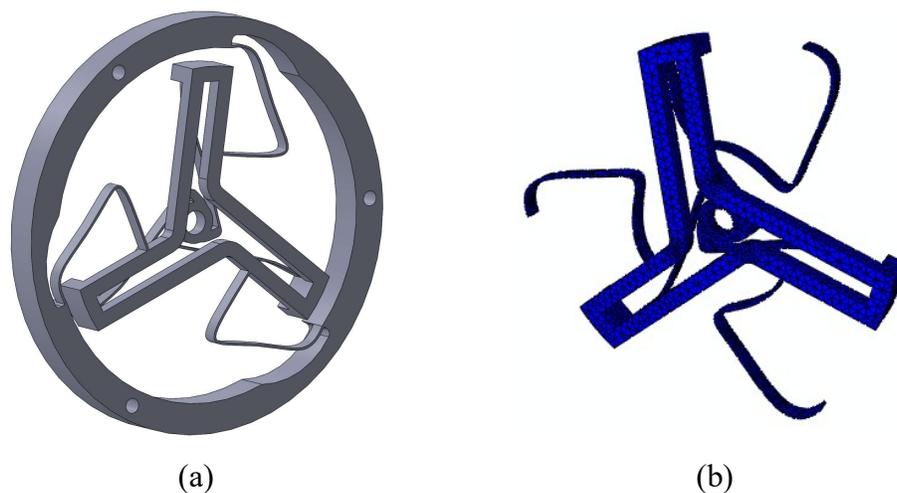
Bảng 3.4 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM-2

<b>Biến thiết kế</b>	<b>Giá trị</b>	<b>Đơn vị</b>
$C_{10}(x, y)$	(0,00; 48,00)	mm
$C_{11}(x, y)$	(-0,90; 25,47)	mm
$C_{12}(x, y)$	(1,00; 32,53)	mm
$C_{13}(x, y)$	(1,79; 32,53)	mm
$C_{14}(x, y)$	(9,62; -2,74)	mm
$C_{20}(x, y)$	(12,70; 58,13)	mm
$C_{21}(x, y)$	(35,23; 58,13)	mm
$C_{22}(x, y)$	(12,70; 35,60)	mm
$C_{23}(x, y)$	(43,03; 15,90)	mm
$C_{24}(x, y)$	(7,42; 22,83)	mm
$\alpha_1$	105,88°	độ
$\alpha_2$	18,00°	độ
$w$	0,80	mm

Biên dạng các đường cong Bezier và hình ảnh mô phỏng bằng phương pháp phần tử hữu hạn thông qua ABAQUS được thể hiện như Hình 3.10. Chiều dày của cơ cấu ở đây có giá trị  $t = 5$  mm. Giá trị  $t$  này sẽ ảnh hưởng đến giá trị mô-men đầu ra của cơ cấu. Càng tăng  $t$  thì mô-men càng tăng và ngược lại.



Hình 3.10 Biên dạng đường cong Bezier của CCTM-2 (a) và kết quả mô phỏng 1D từ ABAQUS (b)



Hình 3.11 Mô hình 3D của cơ cấu CCTM-2 (a) và sự biến dạng của các phần tử đàn hồi ở mô hình 3D (b)

Để tăng tính chính xác cho cơ cấu trước khi tiến hành chế tạo thực tế, một mô hình 3D của cơ cấu CCTM-2 (Hình 3.11) dựa trên kết quả tối ưu hóa ở trên được xây dựng và tiến hành mô phỏng để so sánh với mô hình 1D. Ở đây, hai lớp của cơ cấu được bố trí ở hai tầng để đảm bảo đủ không gian cho các thanh đàn hồi biến dạng và không gian để lắp trục quay. Toàn bộ giả thiết mô hình và điều kiện biên trong các mô phỏng FEM 1D và 3D này hoàn toàn tương tự như mô phỏng cơ cấu CCTM-1.

Việc chọn một vật liệu thích hợp là rất quan trọng đối với các cơ cấu biến dạng lớn. Vật liệu được chọn phải có tỷ số  $\sigma_y/E$  càng lớn càng tốt, thể hiện khả năng cho phép uốn của vật liệu trước khi chảy dẻo [34]. So với POM đã dùng cho CCTM-1 thì vật liệu polyether ether ketone (PEEK) có tỷ số  $\sigma_y/E$  lớn hơn rất nhiều, với mô đun đàn hồi ( $E$ ) và giới hạn chảy ( $\sigma_y$ ) của PEEK được lấy tương ứng là 3,58 GPa và 210 MPa. Do đó, PEEK được chọn làm vật liệu trong thiết kế này. Giá trị hệ số Poisson  $\nu_p = 0,3$ .

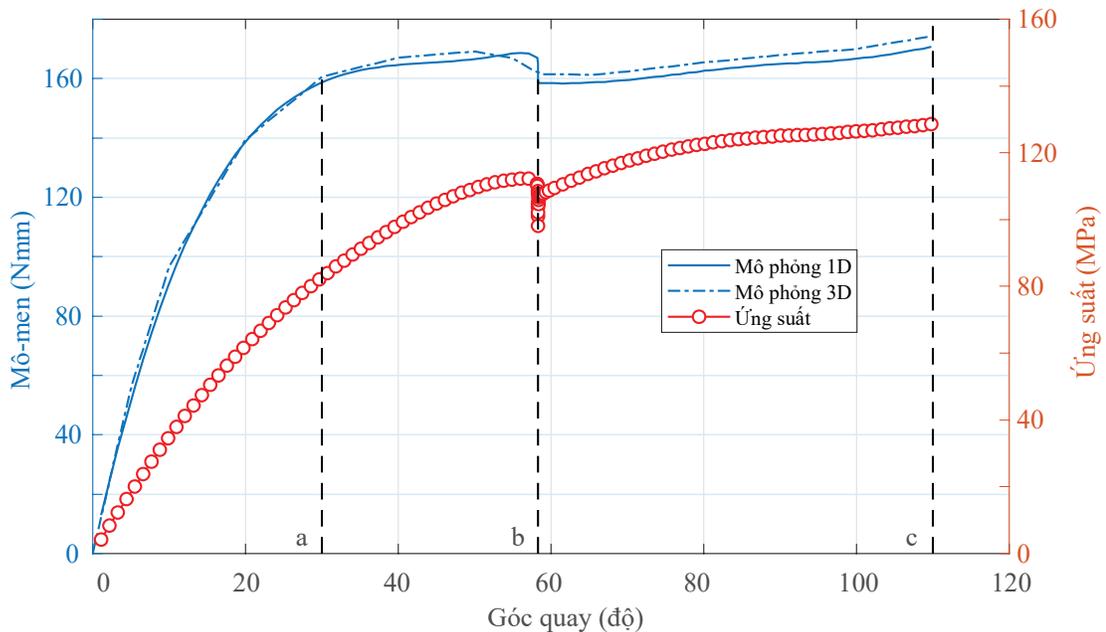
Kết quả mô phỏng của cả phần tử solid 3D và phần tử thanh 1D được thể hiện trên Hình 3.12. Kết quả cho thấy giá trị mô-men trên mô hình 3D hơi lớn hơn so với mô hình 1D nhưng nhìn chung có sự tương thích khá tốt giữa hai mô hình. Tương tự như CCTM-1, sự sai lệch mô-men giữa hai mô hình có thể xuất phát từ nguyên nhân độ cứng của các dầm trên mô hình 3D cao hơn do có các cung bo tại giao điểm giữa các dầm và giữa dầm với vòng trong và vòng ngoài. Trong khi đó, các giao điểm này trên mô hình 1D chỉ là một điểm lý tưởng.

Bên cạnh đó, khoảng ổn định mô-men bị chia tách ra làm hai giai đoạn tại vị trí góc quay  $58^\circ$ . Bên cạnh đó, khoảng ổn định mô-men của CCTM-2 bị chia tách thành hai giai đoạn tại vùng góc quay xấp xỉ  $58^\circ$ . Hiện tượng này xuất phát từ đặc trưng kết cấu nối tiếp giữa các dầm trong cơ cấu. Ở giai đoạn đầu, khi góc quay tăng từ 0 đến khoảng  $56^\circ$ , các dầm 1 hầu như chưa biến dạng đáng kể và chủ yếu đóng vai trò truyền chuyển động qua khung cứng sang các dầm 2. Do đó, biến dạng và ứng suất tập trung chủ yếu tại các dầm 2, với ứng suất tương đương Von Mises cực đại xuất hiện tại vùng tiếp giáp giữa đầu dầm 2 và khung cứng.

Khi góc quay tiếp tục tăng, các dầm 1 bắt đầu tham gia biến dạng mạnh và xuất hiện hiện tượng đảo chiều quay cục bộ tại đầu dầm 1 tiếp xúc với khung cứng do biến dạng lớn hình học. Hiện tượng này làm giảm mức độ ràng buộc của khung cứng đối với các dầm 2, từ đó dẫn đến sự giải phóng ứng suất trên các dầm 2 và gây ra pha giảm mô-men quan sát được trên đồ thị.

Khi góc quay đầu vào vượt qua khoảng  $58^\circ$ , độ cứng hình học của các dầm 1 tăng lên đủ lớn để kéo khung cứng và các dầm 2 quay trở lại cùng chiều với chuyển vị đầu vào. Từ đó, cơ cấu bước sang giai đoạn ổn định mô-men thứ hai, tạo nên sự chia tách rõ rệt của đường đặc tính mô-men–góc quay của CCTM-2.

Sai số của giá trị mô-men đầu ra của cơ cấu trong toàn bộ khoảng làm việc từ  $30^\circ$  đến  $110^\circ$  lần lượt là 3,8% và 4,3% cho mô hình 1D và 3D. Các giá trị này được thể hiện trong Bảng 3.5 dưới đây. Kết quả mô phỏng cũng cho thấy ứng suất lớn nhất của cơ cấu là  $128,6 \text{ MPa}$ . Với hệ số an toàn  $SF = 1,2$ , ta có giá trị ứng suất cho phép bằng  $\sigma_y/SF = 175 \text{ MPa}$ , điều này chứng tỏ cơ cấu hoạt động an toàn trong vùng giới hạn đàn hồi của vật liệu PEEK.



Hình 3.12 Kết quả mô phỏng mối liên hệ giữa Mô-men – Góc quay của CCTM-2

Bảng 3.5 Sai số giá trị mô-men đầu ra

Mô hình	Giá trị trung bình (tại 40°) (Nmm)	Nhỏ nhất (tại 30°) (Nmm)	Lớn nhất (tại 110°) (Nmm)	Sai số lớn nhất (%)
1D	164,5	158,6	170,8	3,8
3D	167,1	160,5	174,3	4,3

### 3.3 Tối ưu hóa cơ cấu bằng NSGA-II và CBCM

#### 3.3.1 Giới thiệu

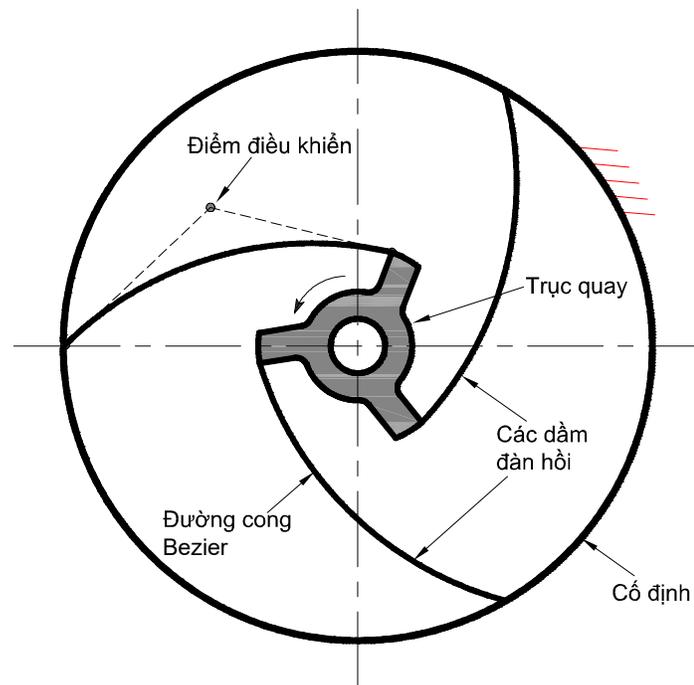
Với kết quả của cơ cấu CCTM-2 bên trên, mục tiêu thiết kế một cơ cấu CCTM có khoảng ổn định mô-men lớn xem như đạt được. Tuy nhiên, khi xét về kết cấu thì CCTM-2 có kết cấu khá phức tạp và quan trọng hơn sự ổn định mô-men chưa tốt. Trong khoảng ổn định mô-men đó có sự xuất hiện của một điểm “mất ổn định” do sự chuyển tiếp của hai giai đoạn khi các dầm đàn hồi “bật” sang giai đoạn tiếp theo. Do đó, luận án tiếp tục đi tìm kiếm một cơ cấu CCTM có kết cấu đơn giản hơn, một giai đoạn (single-stage) với khoảng làm việc được kéo dài nhiều nhất có thể. Để đạt được mục đích này, NCS kết hợp giữa mô hình tính toán CBCM với giải thuật di truyền NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm II) để khai thác các đặc điểm vượt trội của cả hai công cụ. NSGA-II là thuật toán đa mục tiêu dựa trên bản chất dành cho các bài toán tối ưu toàn cục với các hàm mục tiêu phi tuyến tính. CBCM gia tăng tốc độ tính toán đồ thị mô-men – góc quay, qua đó cho phép triển khai NSGA-II với số lượng lớn thiết kế trong cùng một thể hệ và cho phép thuật toán phát triển qua nhiều thế hệ mà không tốn quá nhiều thời gian.

#### 3.3.2 Thiết kế và tối ưu hóa (CCTM-3)

##### 3.3.2.1 Ý tưởng thiết kế

CCTM được đề xuất, như trong Hình 3.13, được thiết kế dựa trên phương pháp tối ưu hóa hình dạng của dầm cong. Thanh dầm cong được tham số hóa bằng hàm Bezier để thuận tiện trong quá trình thiết kế. Đường cong Bezier là đường cong tham số được điều khiển bởi các điểm điều khiển. Không giống như đường spline, là dạng

đường cong nội suy, đường cong Bezier là dạng đường cong xấp xỉ. Nó không đi qua tất cả các điểm kiểm điều khiển mà chỉ đi qua điểm đầu tiên và điểm cuối cùng. Đặc điểm này tạo điều kiện thuận lợi cho việc thực hiện các thay đổi hình dạng tổng thể của đường cong mà không cần quá nhiều biến. Thanh cong Bezier trên được ghép thành ba nhánh xung quanh một trục quay để đảm bảo hoạt động đối xứng trục của cơ cấu. Một đầu của mỗi dầm được gắn trên một thanh cứng cố định vào một trục để nhận chuyển động quay đầu vào. Đầu còn lại được gắn vào vòng ngoài cố định. Khi tác động một mô-men xoắn đầu vào làm quay trục, các dầm cong bị biến dạng. Sau khi vượt qua vùng gia tải ban đầu, cơ cấu tiến đến vùng làm việc, tại đó giá trị mô-men xoắn gần như không thay đổi khi góc quay của trục tăng lên, tương tự như cơ cấu CCTM-1 đã mô tả ở phần trước.



Hình 3.13 Ý tưởng thiết kế cơ cấu CCTM khoảng ổn định lớn.

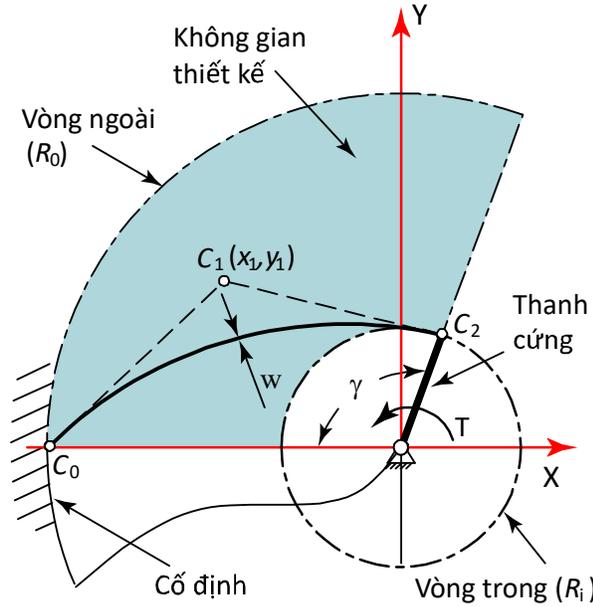
### 3.3.2.2 Phân tích mô hình với CBCM

Ta thấy, nếu sử dụng các đường cong bậc cao thì có khả năng sẽ tạo ra nhiều thiết kế mới lạ hơn nhưng cũng dễ dẫn tới các hiện tượng “mũi nhọn” (cusp) hoặc “vòng lặp” (loop) trong hình dạng của dầm, điều này dẫn đến những thiết kế không khả thi

trong thực tế [32, 113]. Để tránh những hiện tượng đó, mô hình cần thêm nhiều ràng buộc hơn, từ đó làm cho bài toán tối ưu hóa trở nên phức tạp hơn. Do đó, để có cấu trúc đơn giản và tránh những hiện tượng trên mà không làm cho bài toán tối ưu hóa phức tạp hơn, trong thiết kế này NCS đã sử dụng đường cong Bezier bậc hai với ba điểm điều khiển  $C_0(x_0, y_0)$ ,  $C_1(x_1, y_1)$ ,  $C_2(x_2, y_2)$ , được thể hiện trong Hình 3.14.

Vì thiết kế đối xứng nên chỉ một nhánh của cơ cấu được dùng để phân tích. Thanh dầm cong có bề rộng  $w$  và bề dày  $t$  đều không thay đổi trên suốt chiều dài của dầm. Từ đó ta thấy, để thay đổi hình dáng của dầm cong với mục tiêu đạt được tính ổn định mô-men, mô hình sẽ phải thay đổi tám biến thiết kế bao gồm sáu tọa độ của ba điểm điều khiển cùng với hai thông số  $w$  và  $t$ . Tuy nhiên, để giảm số lượng biến thiết kế, điểm  $C_0$ , gắn trên vành tròn ngoài có bán kính  $R_o$ , được gióng nằm trên đường tâm nằm ngang; vì thế, tọa độ của nó  $(x_0, y_0)$  trở thành  $(-R_o, 0)$ . Điểm  $C_2$  được gắn trên vòng tròn bên trong bán kính  $R_i$  và được xác định bởi góc  $\gamma$ . Bán kính  $R_i$  cũng được ràng buộc nhằm đủ không gian để lắp ráp trục quay trên đó. Vì vậy, tọa độ của điểm  $C_2(x_2, y_2)$  sẽ được tham số hóa lại theo điểm ở cuối đường cong Bezier liên kết với trục quay. Tọa độ của nó là  $(R_i \sin \gamma, R_i \cos \gamma)$ . Do đó, mô hình sẽ chỉ có sáu biến thiết kế gồm tọa độ  $(x_1, y_1)$  của  $C_1$ , các bán kính  $R_o$ ,  $R_i$ , góc  $\gamma$ , và bề rộng đồng nhất (bề rộng trong mặt phẳng)  $w$  của dầm. Bề dày (hay chiều cao của cơ cấu khi đặt nằm ngang trong mặt phẳng)  $t$  chỉ ảnh hưởng đến độ lớn của mô-men mà không làm thay đổi đặc tính của đồ thị mô-men [8, 114] nên sẽ không là một biến thiết kế.

Trong nghiên cứu này, cơ cấu đã được mô hình bằng CBCM [82, 83] để đạt được mối quan hệ giữa chuyển vị góc quay và mô-men. Đường cong tham số Bezier thường được xây dựng từ các điểm điều khiển  $C_i$ , trong đó hai đường đa giác nối điểm đầu và điểm cuối của đường cong trùng với hai vectơ tiếp tuyến của đường cong tại các điểm này. Để triển khai mô hình tính toán CBCM cho dầm cong, điểm điều khiển  $C_0$  được chọn làm gốc của hệ tọa độ tổng thể XOY (Hình 3.15(a)). Nhằm tạo thuận lợi cho việc tham số hóa từng điểm trên đường cong Bezier, đường tiếp tuyến  $C_0C_1$  hoặc trục OX được xoay một góc sao cho nó nằm ngang trong mặt phẳng (Hình 3.15(b)).



Hình 3.14 Biến thiết kế của đường cong Bézier

Khi giải phóng liên kết khối thanh cứng như Hình 3.15(b), đầu tự do bên phải của dầm cong chịu tác dụng của lực hướng tâm  $F_o$ , lực tiếp tuyến  $P_o$  và mô-men  $M_o$ . Các tham số của dầm bao gồm độ dày ngoài mặt phẳng  $t$ , độ dày trong mặt phẳng  $w$  và độ dài  $L_{X0}, L_{Y0}$  tương ứng dọc theo các trục X và Y. Mô đun đàn hồi của vật liệu là  $E$  và mô men quán tính của mặt cắt của dầm là  $I = tw^3/12$ .

Trong phương pháp CBCM, dầm được chia thành một số lượng hữu hạn phần tử sao cho mỗi phần được áp dụng bởi BCM [104]. Càng chia nhiều phần tử, kết quả có thể thu được càng chính xác; tuy nhiên, điều này cũng làm tăng thời gian tính toán. Một nghiên cứu về sự hội tụ đã được thực hiện, kết luận rằng việc phân chia mỗi dầm thành 20 đoạn là đủ.

Mỗi phần tử được liên kết với một hệ tọa độ cục bộ. Phần tử thứ  $i$  gồm hai nút  $O_i O_{i+1}$  có hệ tọa độ  $O_i X_i Y_i$  đặt tại nút  $i$ ; trục  $X_i$  là độ dốc và di chuyển dọc theo đầu tự do của phần tử thứ  $(i - 1)$ . Mỗi tọa độ cục bộ tạo một góc  $\beta_i$  với tọa độ toàn cục, trong đó  $O_1 X_1 Y_1$  được chọn trùng với  $OXY$  hay  $\beta_1 = 0$ . Các góc còn lại  $\beta_i$  được xác định như sau:

$$\beta_i = \arccos \left( \frac{|(x_2 - x_1) \cdot (x_{i+1} - x_i) + (y_2 - y_1) \cdot (y_{i+1} - y_i)|}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \cdot \sqrt{(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2}} \right), \quad (3.3)$$

$$(i = 2, 3, \dots, n + 1)$$

Chiều dài  $L_i$  của phần tử thứ  $i$  được đo dọc theo trục  $O_i X_i$ :

$$L_i = \sqrt{(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2} \quad (3.4)$$

Khi đó ta có:

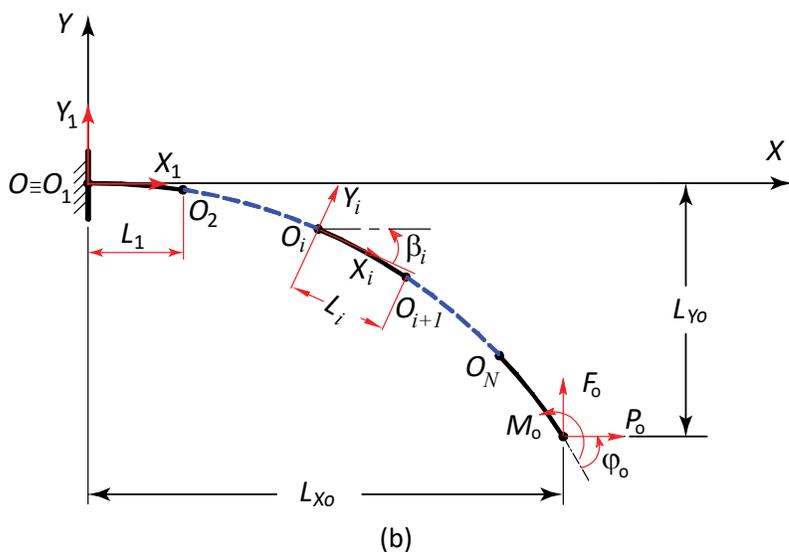
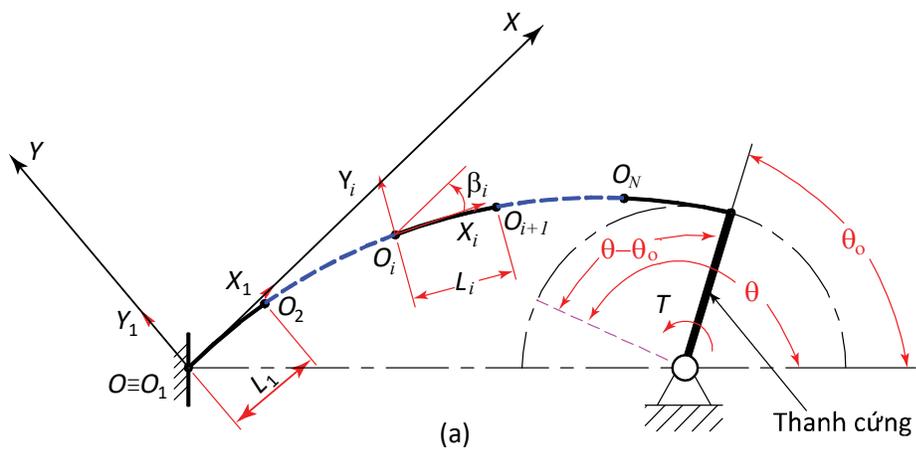
$$L_{X0} = \sum_{i=1}^n L_i \cos \beta_i \quad (3.5)$$

$$L_{Y0} = \sum_{i=1}^n L_i \sin \beta_i \quad (3.6)$$

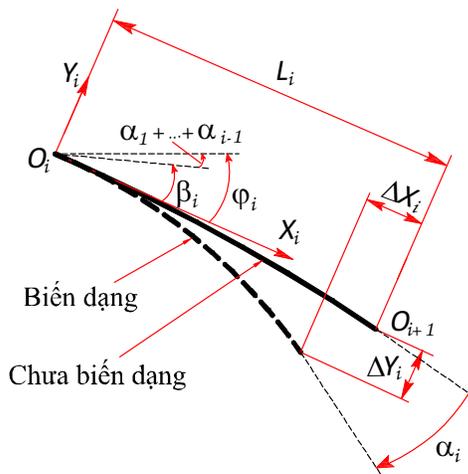
Phương trình đường cong Bezier bậc hai với ba điểm điều khiển  $C_0, C_1, C_2$  được thể hiện như sau:

$$Q(q) = (1 - q)^2 C_0 + 2q(1 - q)C_1 + q^2 C_2 \quad (3.7)$$

trong đó  $q \in [0,1]$ . Nếu đường cong được chia thành  $n$  phần tử, giá trị của  $q$  sẽ được chia theo bước  $1/n$ . Với  $n = 20$ , ta có 21 giá trị của  $q$  trong khoảng 0 tới 1 với bước 0,05. Thế những giá trị  $q$  này và tọa độ của các điểm điều khiển vào phương trình (3.7), ta thu được tọa độ  $(x_i, y_i)$  của các điểm trên đường cong để từ đó tính toán được các góc và các chiều dài dựa vào phương trình (3.3) và (3.4).



Hình 3.15 Chia phần tử cho dầm tại ở trạng thái chưa biến dạng tại vị trí ban đầu (a) và vị trí đã xoay đi (b)



Hình 3.16 Phần tử thứ  $i$

Góc giữa thanh nối cứng và trục  $OX$  ở vị trí ban đầu và vị trí sau (vị trí biến dạng của CCTM) được ký hiệu lần lượt là  $\theta_o$  và  $\theta$ . Do đó, chuyển vị của cơ cấu sẽ là góc chạy từ 0 đến  $(\theta - \theta_o)$  như thể hiện trên Hình 3.15(a).

Hình 3.16 thể hiện phần tử thứ  $i$  ở trạng thái ban đầu và biến dạng. Chuyển vị theo phương  $X$  và  $Y$  lần lượt là  $\Delta X_i$  và  $\Delta Y_i$ . Góc xoay đi của phần tử thứ  $i$  so với vị trí ban đầu của nó được ký hiệu là  $\alpha_i$ , và độ dốc  $\varphi_i$  của phần tử thứ  $i$  sau khi nó biến dạng so với hệ tọa độ toàn cục được xác định như sau:

$$\varphi_i = \beta_i + \sum_{k=1}^{i-1} \alpha_k \quad (3.8)$$

Mối quan hệ lực – biến dạng của mỗi phần tử nhận được từ BCM [106]:

$$\begin{bmatrix} f_i \\ m_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 12 & -6 \\ -6 & 4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} + p_i \begin{bmatrix} 6/5 & -1/10 \\ -1/10 & 2/15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} + p_i^2 \begin{bmatrix} -1/700 & 1/1400 \\ 1/1400 & -11/6300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \delta x_i &= \frac{t^2 p_i}{12L_i^2} - \frac{1}{2} [\delta y_i \quad \alpha_i] \begin{bmatrix} 6/5 & -1/10 \\ -1/10 & 2/15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \\ &\quad - p_i [\delta y_i \quad \alpha_i] \begin{bmatrix} -1/700 & 1/1400 \\ 1/1400 & -11/6300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.10)$$

trong đó các thông số về lực  $F_i$ ,  $P_i$ ,  $M_i$  và các thông số về biến dạng  $\Delta X_i$ ,  $\Delta Y_i$ ,  $\alpha_i$  của phần tử thứ  $i$  đã được chuẩn hóa (normalized) như sau:

$$p_i = \frac{P_i L_i^2}{EI}; f_i = \frac{F_i L_i^2}{EI}; m_i = \frac{M_i L_i}{EI}; \delta x_i = \frac{\Delta X_i}{L_i}; \delta y_i = \frac{\Delta Y_i}{L_i}; \alpha_i = \alpha_i \quad (3.11)$$

Mối quan hệ giữa các phần tử được thể hiện bằng các phương trình cân bằng tĩnh. Phương trình cân bằng tĩnh của đầu dầm như sau:

$$p_1 = p_o, f_1 = f_o, m_o = m_N \quad (3.12)$$

Phương trình cân bằng tĩnh giữa phần tử thứ nhất và phần tử thứ  $i$  ( $i = 2, 3, \dots, n$ ) như sau:

$$\begin{bmatrix} \cos\varphi_i & \sin\varphi_i & 0 \\ -\sin\varphi_i & \cos\varphi_i & 0 \\ (1 + \delta x_i) & -\delta y_i & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_i \\ p_i \\ m_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ p_1 \\ m_{i-1} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Các phương trình thể hiện các ràng buộc hình học của toàn bộ dầm được xác định như sau:

$$\sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \cos\varphi_i & -\sin\varphi_i \\ \sin\varphi_i & \cos\varphi_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_i(1 + \delta x_i) \\ L_i\delta y_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} LX_o - R_i\cos\theta_o + R_i\cos\theta \\ LY_o - R_i\sin\theta_o + R_i\sin\theta \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = \theta - \theta_o \quad (3.15)$$

Khi đặt vào một góc quay đầu vào, mô-men phản lực nhận được được biểu thị như sau:

$$T = F_o R_i \cos(\theta - \varphi_{20}) - P_o R_i \sin(\theta - \varphi_{20}) + M_o \quad (3.16)$$

Ứng suất pháp tuyến của từng phần tử được xác định như sau:

$$\sigma(x) = \sigma_b(x) + \sigma_a \quad (3.17)$$

trong đó  $\sigma_b(x)$  là ứng suất uốn tại vị trí  $x$  tính từ gốc tọa độ của mỗi phần tử và được chuẩn hóa theo chiều dài  $L_i$  và  $\sigma_a$  là ứng suất kéo do lực dọc trục  $P$ .

Ứng suất uốn tại vị trí  $x$  (thường xảy ra lớn nhất tại vị trí ngoài cùng của mặt cắt ngang  $w/2$ ) nhận được một khi chuyển vị  $\Delta Y_i$  được xác định [82]:

$$\sigma_b(x) = \frac{M(x)w}{I} \frac{1}{2} = \frac{E\Delta Y_i'' w}{2L_i} \quad x \in [0; 1] \quad (3.18)$$

trong đó  $M(x)$  là ứng suất uốn bên trong tại vị trí  $x$

$\Delta Y_i''$  là độ cong (curvature) và được chuẩn hóa theo chiều dài  $L_i$ .  $\Delta Y_i''$  được xác định ứng với hai trường hợp:

nếu  $p_i > 0$ , ( $r = \sqrt{p_i}$ )

$$\Delta Y_i'' = \frac{\tanh r \cosh(rx) - \sinh(rx)}{r} f_i + \frac{\cosh(rx)}{\cosh r} m_i \quad (3.19)$$

nếu  $p_i < 0$ , ( $r = \sqrt{-p_i}$ )

$$\Delta Y_i'' = \frac{\tan r \cos(rx) - \sin(rx)}{r} f_i + \frac{\cos(rx)}{\cos r} m_i \quad (3.20)$$

Ứng suất kéo được tính theo biểu thức:

$$\sigma_a = \frac{|P_i|}{A} = E \frac{|p_i| w^2}{12 L_i^2} \quad (3.21)$$

với  $A = wt$  là diện tích mặt cắt ngang của dầm.

Như vậy, kết quả của quá trình tính toán sử dụng CBCM gồm mô-men xoắn thu được từ phương trình (3.16) và ứng suất thu được từ phương trình (3.17).

### 3.3.2.3 Tối ưu hóa

Nghiên cứu này nhằm mục đích phát triển một CCTM dựa trên đường cong Bezier bậc hai với hành trình càng lớn càng tốt và độ lệch nhỏ nhất giữa mô-men xoắn do CCTM tạo ra và giá trị mô-men xoắn mong muốn trong phạm vi không gian giới hạn của  $R_0$  và  $R_i$ . Các tham số thiết kế tối ưu thu được bằng cách tối ưu hóa NSGA-II dựa trên CBCM được thực hiện trong MATLAB. Hai hàm mục tiêu phải được thỏa mãn trong bài toán tối ưu hóa: 1) cực đại hóa hành trình  $S$  trong phạm vi mô-men xoắn không đổi, như được biểu thị trong biểu thức (3.22); 2) giảm thiểu độ lệch giữa mô-men đầu ra và mô-men mong muốn theo biểu thức (3.23).

$$\text{Maximize}(S) \quad (3.22)$$

với  $S = b - a$

$$\text{Minimize} f(\theta) = \int_a^b (T - T_e)^2 d\theta \quad (3.23)$$

Trong phương trình (3.22) và (3.23),  $a$  và  $b$  là ranh giới của vùng làm việc, như thể hiện trong Hình 1.4 (Chương 1). Trong phạm vi hoạt động của một CCTM lý tưởng, giá trị mô-men ổn định mong muốn,  $T_e$ , được duy trì bất kể góc quay tăng

giảm. Tuy nhiên, tùy thuộc vào cấu hình cụ thể của từng thiết kế, các giá trị của  $a$  và  $b$  được thiết lập sao cho các giá trị mô-men xoắn  $T(a)$  and  $T(b)$  nằm trong dung sai  $\pm 5\%$  của  $T_e$ . Do đó, các tham số này không được xác định trước cho quá trình tối ưu hóa.

Mô hình tối ưu hóa được trình bày trong Bảng 3.6. Trong đó, bảy hàm ràng buộc với các mục đích khác nhau được thiết lập nhằm điều khiển và giới hạn quá trình tối ưu hóa.

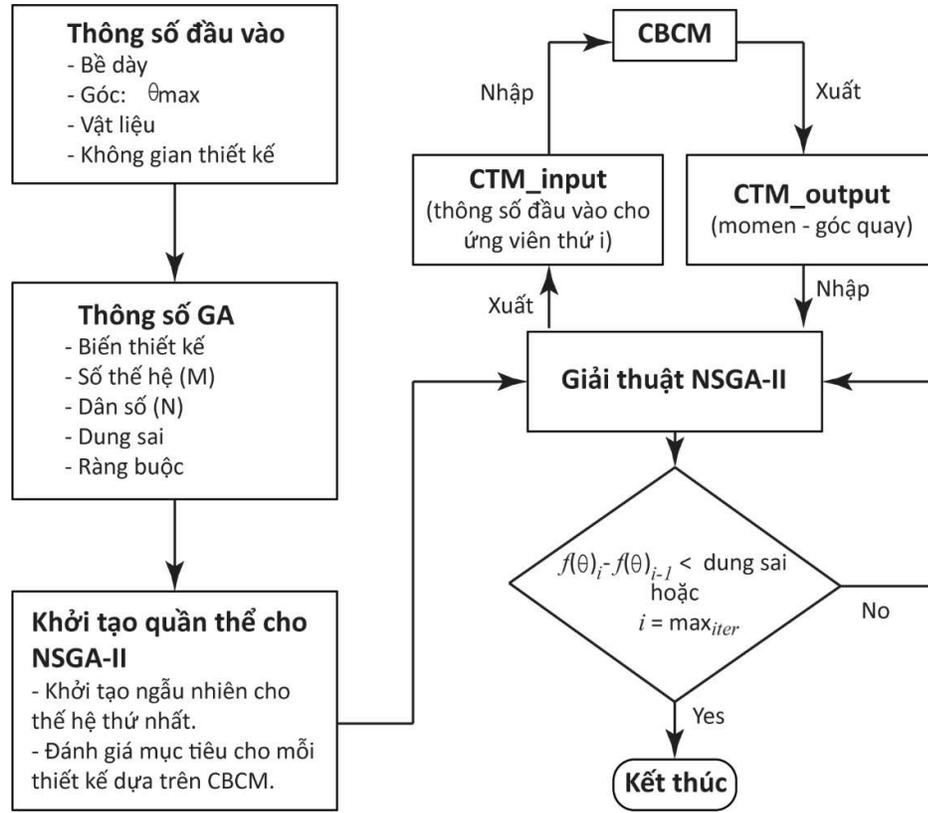
- Hàm  $g_1$  đảm bảo duy trì không gian cần thiết để lắp một trục tại tâm cơ cấu, đồng thời giới hạn đường kính ngoài của cơ cấu không vượt quá 100 mm nhằm đảm bảo tính nhỏ gọn của thiết kế.
- Hàm  $g_2$  quy định phạm vi di chuyển của điểm  $C_1(x_1, y_1)$  trong vùng vành khăn được giới hạn bởi hai bán kính  $(R_i, R_o)$ .
- Hàm  $g_3$  xác định giới hạn góc  $\gamma$  của thanh nối cứng, qua đó xác định vị trí điểm  $C_2(R_i \sin \gamma, R_i \cos \gamma)$ .
- Hàm  $g_4$  điều khiển bề rộng đồng nhất của các dầm, với các giá trị được tham khảo từ kết quả nghiên cứu của các cơ cấu CCTM-1, CCTM-2 và các cơ cấu CCTM khác chế tạo từ vật liệu nhựa đã được công bố trong [8, 27, 71].
- Theo khảo sát trong Bảng 1.2, khoảng ổn định mô-men lớn nhất của các cơ cấu quay một chiều đã được công bố đạt khoảng  $60^\circ$ . Do đó, hàm  $g_5$  được đưa vào để hướng thuật toán tìm kiếm các thiết kế có khoảng làm việc lớn hơn  $65^\circ$ , nhằm đạt được cơ cấu có khoảng ổn định mô-men vượt trội so với các CCTM hiện có.
- Hàm mục tiêu (3.23) được sử dụng để đánh giá độ dao động của mô-men trong vùng làm việc  $T(\theta)$  so với giá trị mô-men mong muốn  $T_e$ . Trong quá trình tối ưu, hàm  $g_6$  giới hạn giá trị  $T_e$  trong khoảng 190 - 210 Nmm. Giá trị mô-men này được chọn nằm trong khoảng trung bình so với các CCTM khác đã công bố và được so sánh trong các tài liệu [20, 85].

- Cuối cùng, hàm  $g_7$  đảm bảo cơ cấu hoạt động trong vùng đàn hồi, với hệ số an toàn (SF) được đặt là 1,3.

Quá trình tối ưu hóa, đã được xác minh là phù hợp để giải quyết các vấn đề phi tuyến tính ràng buộc, được hiển thị trong Hình 3.17; nó được thực hiện tự động bằng MATLAB. Các tham số đầu vào được xác định trước, bao gồm các thuộc tính vật liệu, độ dày ngoài mặt phẳng, không gian thiết kế và góc quay tối đa của cơ cấu. Ngoài ra, các tham số GA phải được xác định cho hoạt động của thuật toán, được thể hiện trong hộp “Thông số GA”. Đầu tiên, sử dụng các giá trị đầu vào sơ bộ, MATLAB tạo ngẫu nhiên các thiết kế thử nghiệm với  $N = 40$  ứng viên. Mỗi thiết kế sẽ được coi là khả thi nếu nó đáp ứng tất cả các ràng buộc trong Bảng 3.6 trước khi các hàm mục tiêu của chúng được đánh giá bằng phương pháp CBCM. Các thiết kế của thế hệ đầu tiên này sau đó được đưa vào thuật toán NSGA-II để thực hiện quá trình tiến hóa. Số thế hệ tiến hóa tối đa được cài đặt là  $M = 100$ . Trong mỗi vòng lặp, thuật toán NSGA-II xuất các giá trị của tất cả các tham số thiết kế của CCTM. Sau đó, các tham số này là đầu vào cho mô hình phân tích dựa trên phương pháp CBCM để có được mối quan hệ góc quay và mô-men xoắn của CCTM hiện tại. Tiếp theo, các giá trị mô-men xoắn liên quan đến góc quay từ phân tích CBCM được sử dụng để đánh giá bởi các hàm mục tiêu. Cuối cùng, NSGA-II tính toán giá trị phù hợp (fitness value) của thiết kế này để so sánh và sắp xếp thêm với các thiết kế khác trong thế hệ hiện tại. Con cái được tạo ra bằng cách sử dụng một loại trao đổi chéo (lai ghép) hoặc đột biến cụ thể. Dựa trên so sánh khoảng cách phân bố (crowding distance) và sắp xếp không bị chi phối, NSGA-II chọn những cá thể phù hợp nhất cho thế hệ tiếp theo. Thuật toán kết thúc khi thỏa mãn một trong hai điều kiện sau: 1) sự tiến hóa hội tụ hoặc hiệu giữa hai thế hệ liên tiếp của hàm mục tiêu nhỏ hơn dung sai; 2) thỏa mãn số thế hệ ban đầu ( $max_{iter}$ ).

Trong nghiên cứu này, polyether ether ketone (PEEK) được chọn làm vật liệu cho cơ cấu. Đối với mô hình đẳng hướng và đàn hồi tuyến tính, mô đun đàn hồi ( $E$ )

và hệ số Poisson ( $\nu_p$ ) của PEEK được lấy tương ứng là 3,58 GPa và 0,3. Độ dày ngoài mặt phẳng của cơ cấu được chọn 8,0 mm.



Hình 3.17 Lưu đồ qui trình tối ưu hóa NSGA-II dựa trên CBCM

### 3.3.3 Kết quả và thảo luận

#### 3.3.3.1 Kết quả tối ưu hóa

Trong nghiên cứu này, tối ưu hóa NSGA-II dựa trên CBCM đã được triển khai bằng phần mềm MATLAB. Các giá trị tối ưu của các biến thiết kế của dầm là kết quả quá trình tiến hóa của 65 thể hệ. Khi thực hiện tối ưu hóa đa mục tiêu trong NSGA-II, ta không cần chọn trọng số cho các mục tiêu mà thuật toán sẽ tìm tập nghiệm Pareto (Pareto front), tức là tập các nghiệm không trội (non-dominated solutions), mỗi nghiệm là một cách cân bằng khác nhau giữa các mục tiêu. Sau khi chạy xong, nhìn vào sự phân bố của các điểm trên đồ thị Pareto mà ta chọn thiết kế nào tùy theo ưu tiên. Một vài thể hệ của quá trình tiến hóa được thể hiện trên Hình 3.18. Một trong

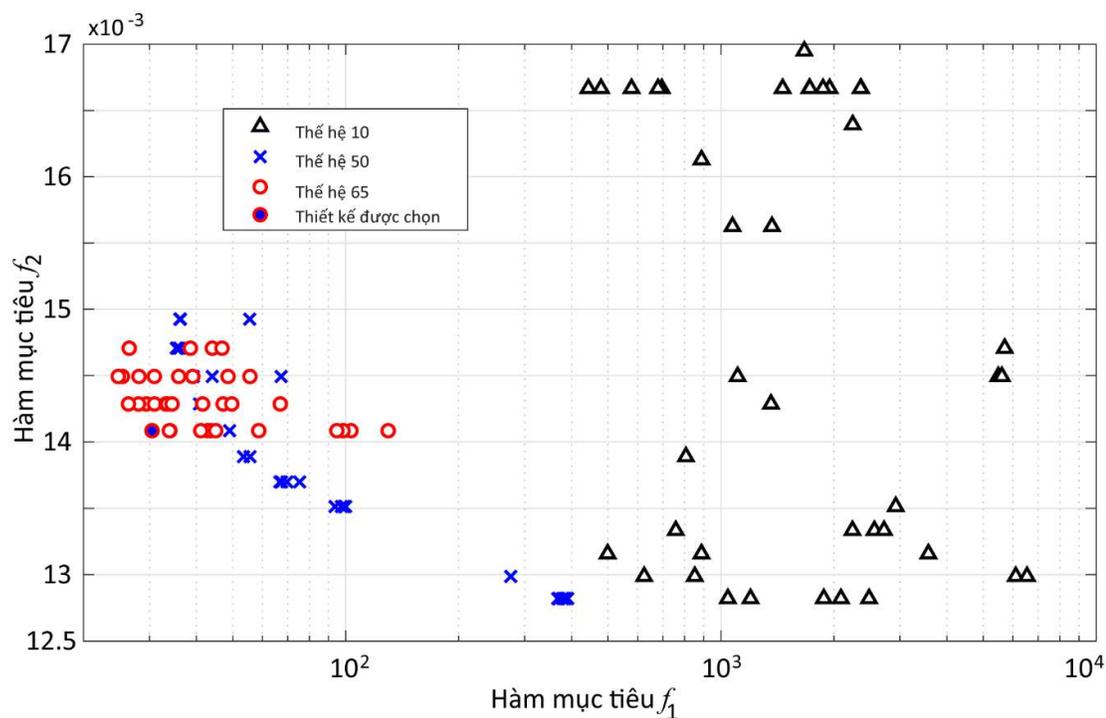
những CCTM tối ưu trong thế hệ cuối cùng được lựa chọn trình bày trong Bảng 3.7. Thiết kế tối ưu của dầm được thể hiện trong Hình 3.19(a) và mô hình 3D của CCTM-3 được thể hiện trong Hình 3.19(b).

Bảng 3.6 Mô hình tối ưu hóa của cơ cấu CCTM hành trình lớn

<p><b>1. Hàm mục tiêu:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Cực đại khoảng ổn định mô-men theo phương trình (3.22)</li> <li>– Cực tiểu sai số mô-men đầu ra theo phương trình (3.23)</li> </ul>
<p><b>2. Biến thiết kế:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Điểm điều khiển: <math>\mathbf{C}_1(\mathbf{x}, \mathbf{y})</math></li> <li>– Bề dày trong mặt phẳng (In-plane thickness): <math>w</math></li> <li>– Bán kính: <math>R_o, R_i</math></li> <li>– Góc: <math>\gamma</math></li> </ul>
<p><b>3. Ràng buộc:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>i. <math>g_1: 10 \leq R_i &lt; R_o \leq 50</math> (mm)</li> <li>ii. <math>g_2: R_i^2 \leq x_1^2 + y_1^2 \leq R_o^2</math></li> <li>iii. <math>g_3: \frac{\pi}{6} \leq \gamma \leq \frac{2\pi}{3}</math> (rad)</li> <li>iv. <math>g_4: 0,5 \leq w \leq 1,0</math> (mm)</li> <li>v. <math>g_5: b - a &gt; 65</math> (độ)</li> <li>vi. <math>g_6: 190 &lt; T_e &lt; 210</math> (Nmm)</li> <li>vii. Ứng suất lớn nhất trong CCTM, <math>g_7: \sigma_m &lt; \sigma_y/SF</math></li> </ul>

Kết quả của quá trình tối ưu hóa được trình bày trên Hình 3.20. Dễ dàng thấy rằng CCTM-3 đã đạt được khoảng ổn định mô-men rất tốt và hành trình ổn định mô-

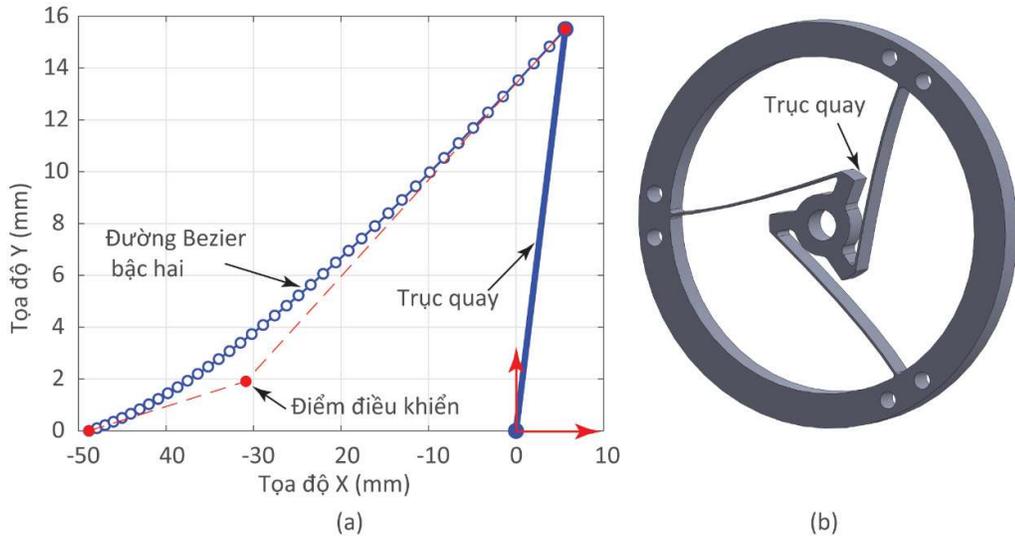
men rất lớn với  $80^\circ$ , trong khoảng từ  $5^\circ$  đến  $85^\circ$ . Phạm vi gia tải tương đối nhỏ là  $5\%$ , tỷ lệ của khoảng mô-men xoắn không đổi đạt  $94,1\%$ . Ứng suất tối đa của cơ cấu là  $128,16 \text{ MPa}$ , xảy ra ở góc quay  $85^\circ$ . Với giá trị giới hạn chảy của PEEK là  $210 \text{ MPa}$  và hệ số an toàn  $SF = 1,3$ , đảm bảo rằng hoạt động của CCTM-3 diễn ra trong vùng đàn hồi của vật liệu.



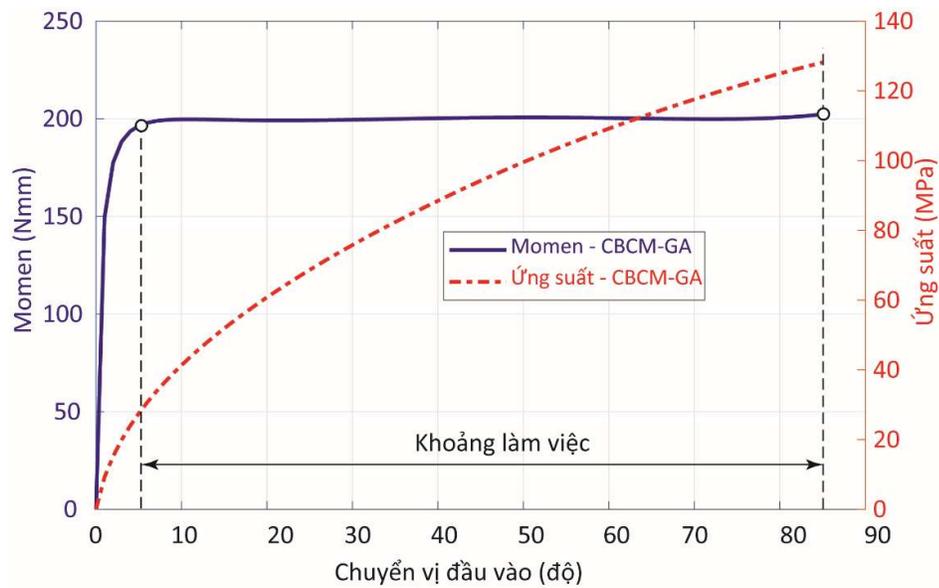
Hình 3.18 Sự phân bố dân số của một vài thế hệ trong quá trình tiến hóa

Bảng 3.7 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM hành trình lớn

Biến thiết kế	Giá trị	Đơn vị
$C_1(x, y)$	(-30,9; 1,9)	mm
$R_i$	16,4	mm
$R_o$	48,8	mm
$w$	0,66	mm
$\gamma$	110	độ



Hình 3.19 Đường cong Bezier tối ưu (a) và mô hình 3D của CCTM (b)



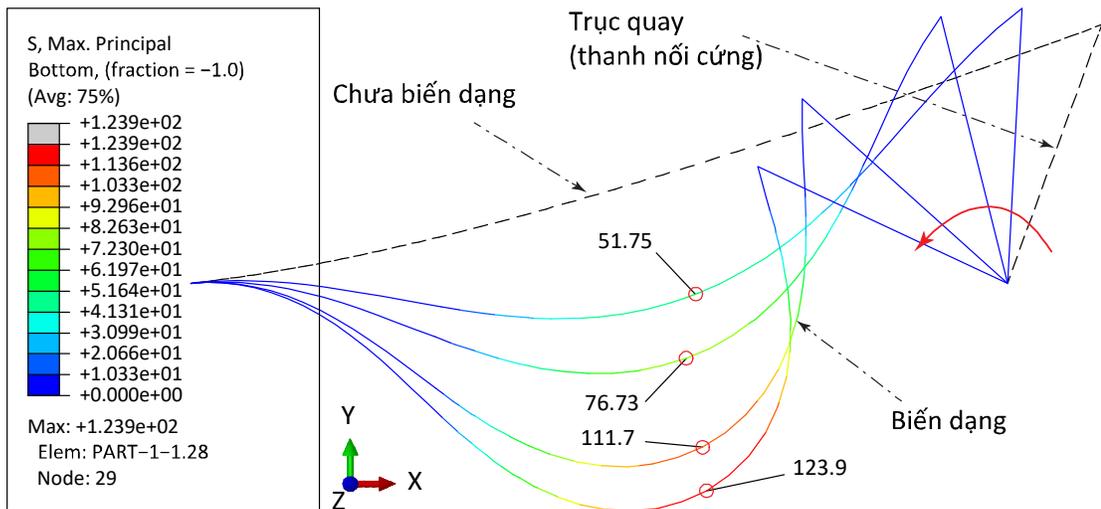
Hình 3.20 Kết quả từ quá trình tối ưu hóa NSGA-II dựa trên CBCM

### 3.3.3.2 Kiểm chứng kết quả với FEM và thực nghiệm

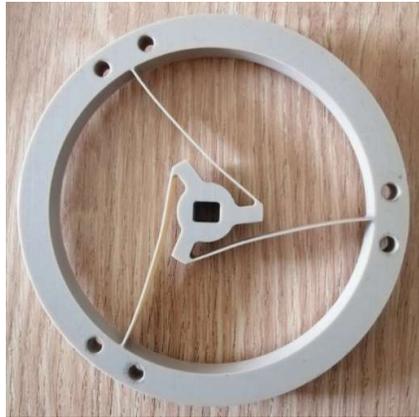
Mô phỏng bằng FEM và các thí nghiệm đã được tiến hành để xác minh thêm cho kết quả của mô hình phân tích bên trên. Các điều kiện biên của mô phỏng này tương tự như các mô phỏng của hai cơ cấu trên. FEM phi tuyến đã được sử dụng để xác minh bằng phần mềm thương mại ABAQUS. Dầm mảnh được chia thành 40 phần tử dạng dầm tuyến tính 2 nút B21. Tương tự, thanh nối cứng cũng được mô hình dưới

dạng phần tử hai nút. Tùy chọn phi tuyến hình học (geometric nonlinearity option) được chọn. Vật liệu được giả thiết là đàn hồi tuyến tính, đẳng hướng, thống nhất với các giả thiết được sử dụng trong mô hình giải tích CBCM. Cách tiếp cận này nhằm đảm bảo tính nhất quán giữa mô hình FEM và mô hình CBCM, qua đó cho phép đánh giá và kiểm chứng trực tiếp ảnh hưởng của phi tuyến hình học và cấu trúc cơ cấu lên quan hệ mô-men – biến dạng, trong khi các hiệu ứng nhớt đàn hồi (*viscoelastic*) phụ thuộc thời gian của vật liệu không được xét đến trong phạm vi đối sánh này.

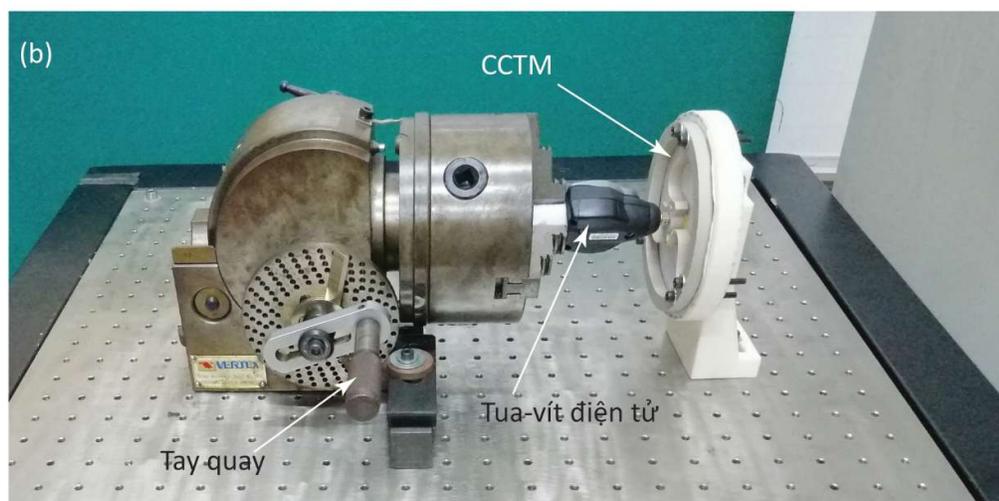
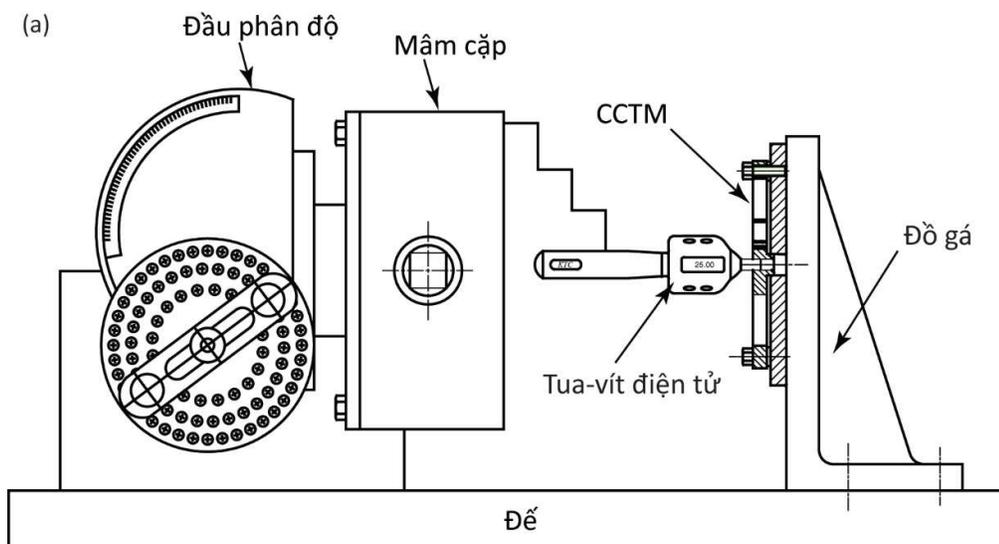
Ở phần trên, các công thức CBCM sử dụng để tính ứng suất uốn và kéo, được phát triển ban đầu từ mô hình dầm Euler-Bernoulli. Tuy nhiên, phần tử dầm B21 trong ABAQUS là dầm Timoshenko, đây là loại dầm có tính đến biến dạng trượt. Tuy nhiên biến dạng trượt chỉ ảnh hưởng đáng kể đến các dầm ngắn, to. Trong trường hợp cơ cấu đàn hồi sử dụng dầm mảnh, các kết quả từ CBCM và FEM với các phần tử dầm Timoshenko đã được chứng minh là tương đồng nhau [24, 103]. Trong nghiên cứu này, kết quả cũng tương đồng giữa CBCM và FEM. Như thể hiện trong Hình 3.21, ứng suất chính lớn nhất nhận được từ mô phỏng FEM với giá trị 123,9 MPa, thấp hơn một chút so với phương pháp CBCM, xảy ra tại nút 29 của phần tử 28.



Hình 3.21 Kết quả mô phỏng từ phần mềm ABAQUS



Hình 3.22 Cơ cấu CCTM chế tạo thực tế



Hình 3.23 Thiết lập thí nghiệm: (a) thiết kế, (b) thực tế



Hình 3.24 Tua vít điện tử GLK 060 của hãng KTC (Nguồn: *ktc.jp*)

Để đánh giá thông qua kết quả thực nghiệm, một cơ cấu CCTM bằng vật liệu PEEK đã được chế tạo bằng phương pháp phay CNC, như thể hiện trong Hình 3.22. Thiết lập thực nghiệm được thể hiện trong Hình 3.23. Vòng ngoài của CCTM được cố định vào đồ gá dạng tám đỡ đứng. Đồ gá này và đầu phân độ được cố định vào bàn cách ly rung động bằng bu lông để chống rung từ mặt đất. Phần trụ ngắn ở tâm cơ cấu được lắp theo mối lắp hở vào lỗ trên thân đồ gá, đảm bảo cho các dầm đàn hồi chuyên động quay xung quanh tâm của cơ cấu. Ở đây, giá trị mô-men được ghi nhận thông qua tua vít điện tử kỹ thuật số GLK060 (hãng KTC, Nhật Bản) (Hình 3.24) theo thời gian thực. Đây là thiết bị đo mô-men xoắn có khoảng đo từ 12 – 60  $cNm$  với độ phân giải 0,05  $cNm$  (hay 0,5  $Nmm$ ), phù hợp với mức mô-men làm việc của cơ cấu CCTM được nghiên cứu. Trước khi tiến hành thí nghiệm, thiết bị đo được kiểm tra và hiệu chuẩn theo khuyến cáo của nhà sản xuất nhằm đảm bảo độ tin cậy của kết quả đo. Phần tay cầm của tua vít có dạng trụ, được gá vào mâm cặp ba chấu tự định tâm của đầu phân độ Vertex BS-0-J-5.

Quy trình thu thập dữ liệu được thực hiện bằng cách quay cơ cấu CCTM từng bước với bước góc  $1^\circ$  thông qua đầu phân độ, đồng thời ghi nhận giá trị mô-men xoắn tương ứng tại mỗi vị trí góc quay bằng tua vít đo mô-men. Góc quay được xác định dựa trên đĩa chia trực tiếp của đầu phân độ. Tại mỗi vị trí góc, giá trị mô-men được đọc trực tiếp trên màn hình hiển thị của thiết bị đo và được ghi nhận để xây dựng

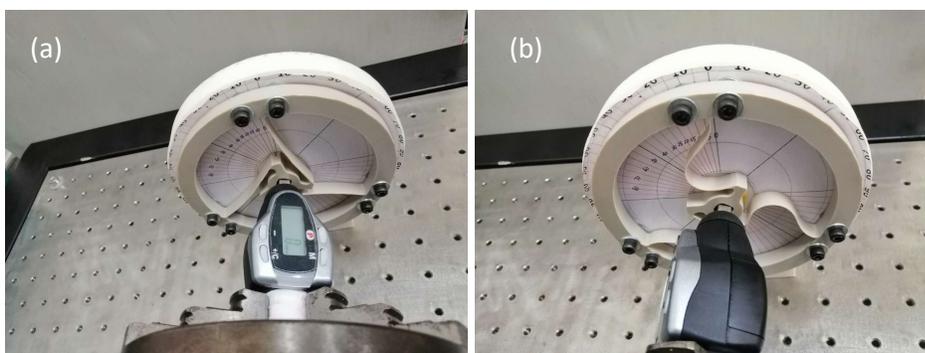
đường đặc tính mô-men – góc quay của cơ cấu. Quá trình đo được thực hiện theo một chiều quay nhằm hạn chế ảnh hưởng của mô-men ma sát tại các môi tiếp xúc khi đảo chiều quay, cũng như hiện tượng trễ cơ học của hệ thống. Phép đo được lặp lại 5 lần và giá trị trung bình được sử dụng cho phân tích. Hình ảnh của CCTM-3 ở trạng thái ban đầu và trạng thái biến dạng ở góc quay  $85^\circ$  được thể hiện trên Hình 3.25.

Các nguồn sai số trong thí nghiệm chủ yếu bao gồm độ chính xác của thiết bị đo mô-men, sai số đọc góc của đầu phân độ và ảnh hưởng của ma sát tại các môi lắp hở giữa phần trụ của cơ cấu và thân đồ gá. Bên cạnh đó, do cơ cấu được chế tạo từ vật liệu PEEK có đặc tính nhớt đàn hồi, giá trị mô-men đo được có thể phụ thuộc nhẹ vào thời gian giữ tải tại mỗi góc quay, từ đó gây ra sai lệch nhỏ trong quá trình đo. Tuy nhiên, do toàn bộ thí nghiệm được thực hiện trong cùng một điều kiện và cùng một quy trình đo, các sai số này được xem là có ảnh hưởng tương đối đồng đều lên toàn bộ tập dữ liệu và không làm thay đổi xu hướng đặc trưng của đường cong mô-men đo được.

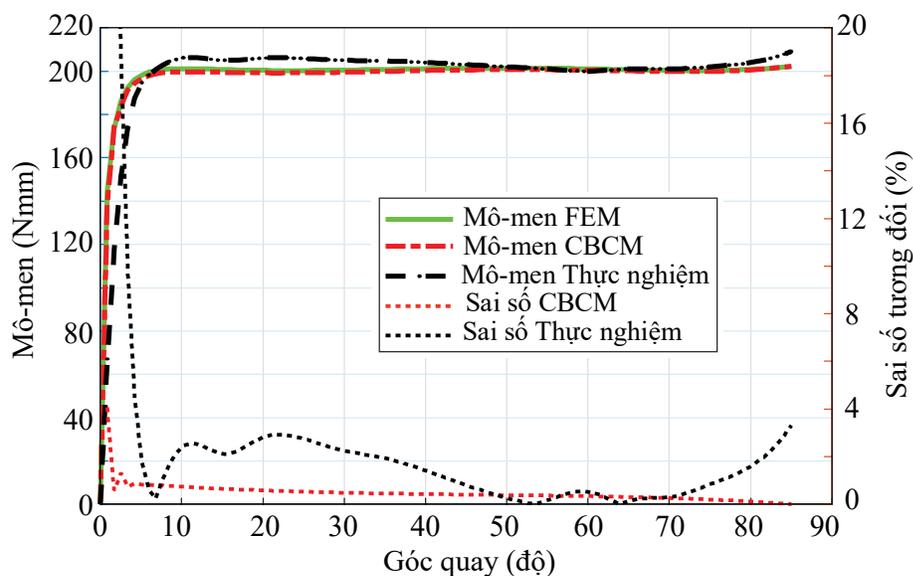
Kết quả của mô hình phân tích CBCM, mô phỏng FEM và thí nghiệm được thể hiện trên Hình 3.26. Có thể nhận thấy mức độ trùng khớp rất cao giữa kết quả của mô hình CBCM và mô phỏng FEM trong toàn bộ dải làm việc. Sai số lớn nhất giữa hai phương pháp, khoảng 4%, xuất hiện tại bước đầu tiên tương ứng với góc quay  $0,85^\circ$ . Nguyên nhân chính là do mô hình CBCM chỉ được xây dựng tại các giá trị góc nguyên ( $1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, \dots$ ), trong khi các giá trị tại  $0,85^\circ$  và  $2,55^\circ$  (với sai số khoảng 1,3%) được xác định thông qua nội suy để phù hợp với bước gia tăng nhỏ hơn của mô hình FEM. Ngoài ra, do khoảng gia tải của CCTM-3 chỉ khoảng  $5^\circ$ , độ dốc của đồ thị trong vùng này rất lớn, gần như dựng đứng, dẫn đến việc sai số tương đối bị phóng đại mặc dù về mặt trực quan, hai đường cong gần như trùng khớp. Tại các góc quay còn lại, sai số giữa CBCM và FEM đều nhỏ hơn 1%, khẳng định độ chính xác cao của mô hình phân tích đề xuất.

So với mô hình FEM, kết quả thực nghiệm cho thấy sai số lớn hơn, đặc biệt tại các bước đầu trong vùng góc quay nhỏ của giai đoạn gia tải. Nguyên nhân chủ yếu

là do độ dốc lớn của đường cong trong vùng này kết hợp với giá trị mô-men nhỏ, làm cho sai số tương đối tăng lên. Ngoài ra, các sai lệch trong quá trình gia công thực tế, đặc biệt là sự xuất hiện của các cung bo tại giao điểm giữa các dầm đàn hồi (không được xét đến trong mô hình FEM), có thể làm thay đổi độ cứng cục bộ của cơ cấu và ảnh hưởng đến kết quả trong vùng mô-men nhỏ. Các nguồn sai số đo đã phân tích ở trên cũng góp phần tạo ra sự sai khác giữa kết quả thực nghiệm và mô phỏng. Tuy nhiên, trong phần lớn dải góc quay làm việc ổn định mô-men, kết quả thực nghiệm vẫn cho thấy sự phù hợp tốt với mô phỏng FEM, cả về xu hướng biến thiên và độ lớn mô-men, với sai số duy trì trong khoảng không quá 3%.



Hình 3.25 CCTM ở các vị trí khác nhau: (a) vị trí ban đầu góc quay  $0^\circ$ , (b) vị trí biến dạng góc quay  $85^\circ$



Hình 3.26 Các kết quả từ CBCM, FEM và thực nghiệm

Xét riêng về độ ổn định mô-men, sai số của giá trị mô-men thực nghiệm so với giá trị trung bình lớn hơn so với các sai số dự đoán theo lý thuyết. Nguyên nhân chính có thể được quy cho sai số trong quá trình gia công các dầm đàn hồi. Do độ dày của các thanh đàn hồi  $w$  tương đối nhỏ, việc gia công chính xác là thách thức đáng kể, dẫn đến sự thay đổi cục bộ về độ dày và sai lệch vị trí của các thanh trong thực tế. Trong bối cảnh công nghệ in 3D chính xác cao cho vật liệu PEEK đối với các chi tiết mỏng như cơ cấu trong luận án này hiện chưa phổ biến trong nước, các sai lệch do gia công CNC là khó tránh khỏi và cần được xem xét trong các nghiên cứu tiếp theo. Độ lệch mô-men đầu ra trong phạm vi hoạt động lần lượt là 1,5%, 0,7% và 3,7% đối với mô hình CBCM, mô phỏng FEM và mô hình thực nghiệm, như được tổng hợp trong Bảng 3.8. Trong đó, giá trị trung bình được xác định dựa trên giá trị lớn nhất và nhỏ nhất tương ứng của mỗi trường hợp và được sử dụng làm chuẩn để tính toán sai số.

Bảng 3.8 Sai số giá trị mô-men đầu ra

<b>Mô hình</b>	<b>Giá trị trung bình (Nmm)</b>	<b>Nhỏ nhất (tại 5°) (Nmm)</b>	<b>Lớn nhất (tại 85°) (Nmm)</b>	<b>Sai lệch lớn nhất (%)</b>
CBCM	199,35	196,4	202,3	1,5
FEM	198,3	196,9	199,7	0,7
Thực nghiệm	201,5	194,0	209,0	3,7

Lưu ý rằng kết cấu càng lớn thì góc quay của cơ cấu đạt được sẽ càng lớn vì khoảng cách giữa các vòng bên ngoài và bên trong lớn hơn sẽ cho phép các dầm đàn hồi biến dạng nhiều hơn với ứng suất thấp hơn. Với mục tiêu thiết kế một CCTM khoảng ổn định lớn mà vẫn nhỏ gọn, kết quả của nghiên cứu này được so sánh với kết quả của các CCTM trong danh mục tài liệu tham khảo (Bảng 3.9). Giá trị  $S^*$  (độ/mm) của hành trình làm việc so với kích thước tổng thể của cơ cấu [24, 115] được dùng làm tiêu chí đánh giá:

$$S^* = \frac{S}{D_o} \quad (3.24)$$

với  $S$  là hành trình của cơ cấu,  $D_o = 2R_o$ , và  $R_o$  được thể hiện trên Hình 3.14.

Bảng 3.9 So sánh cơ cấu CCTM-3 và các CCTM đã công bố

Công trình	$S$ (độ)	$D_o$ (mm)	$S^*$ (độ/mm)
Bilancia [74]	40	100	0,40
Qiu [71]	26	60	0,43
Prakashah [32]	40	80	0,50
Hou [8]	50	90	0,56
Gandhi [33]	60	80	0,75
<b>CCTM-3 [7]</b>	<b>80</b>	<b>97,6</b>	<b>0,82</b>

Như thể hiện trong Bảng 3.9, CCTM-3 đạt được giá trị lớn nhất với hành trình  $S$  và giá trị  $S^*$  lớn nhất. Điều này cho thấy rằng thiết kế được đề xuất hoàn thành mục tiêu phạm vi ổn định mô-men lớn hơn trong khi vẫn đảm bảo cấu trúc nhỏ gọn.

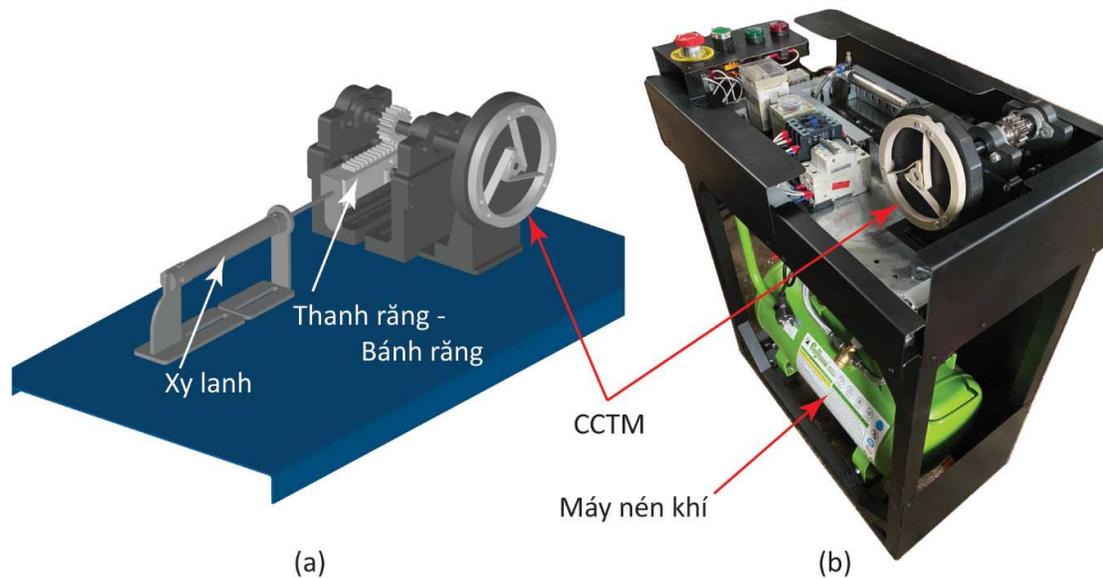
### 3.3.4 Khảo sát môi sơ bộ của cơ cấu CCTM

Mặc dù các cơ cấu đàn hồi ngày càng được sử dụng rộng rãi trong thiết kế kỹ thuật nhờ những ưu điểm so với các cơ cấu cứng truyền thống, chúng vẫn tiềm ẩn nguy cơ hỏng hóc do mỏi và tập trung ứng suất tại các vùng chịu biến dạng lớn. Điều này đặc biệt đáng lưu ý đối với các cơ cấu đàn hồi có hành trình làm việc lớn, trong đó ứng suất có thể phân bố không đồng đều trong suốt chu kỳ chuyển động. Do đó, việc xem xét ứng xử mỏi là một khía cạnh quan trọng trong quá trình thiết kế và đánh giá cơ cấu đàn hồi.

Trong khuôn khổ luận án này, một khảo sát môi sơ bộ đã được thực hiện trên cơ cấu CCTM-3 nhằm đánh giá bước đầu khả năng làm việc lặp lại và sự ổn định đặc tính mô-men của cơ cấu. Thí nghiệm được tiến hành bằng một máy thử mỏi chuyên dụng do tác giả thiết kế và chế tạo, như minh họa trong Hình 3.27. Nguyên lý tác dụng tải theo chu kỳ được thể hiện trong Hình 3.27(a), trong đó xi lanh khí nén truyền

chuyển động thông qua cơ cấu thanh răng – bánh răng để tạo chuyển động quay lặp lại cho CCTM, mô phỏng điều kiện làm việc dự kiến của cơ cấu.

Cơ cấu được vận hành liên tục trong khoảng 10.000 chu kỳ tải. Kết quả cho thấy cơ cấu không xuất hiện hư hỏng hình học hay phá hủy trong suốt quá trình thử nghiệm. Như trình bày trong Hình 3.26, đặc tính ổn định mô-men của cơ cấu về cơ bản vẫn được duy trì sau thử nghiệm mỗi. Tuy nhiên, giá trị mô-men đầu ra ghi nhận sự suy giảm nhẹ, khoảng 1,7% so với trạng thái ban đầu. Hiện tượng này có thể liên quan đến sự suy giảm độ cứng hiệu dụng của vật liệu PEEK dưới tác động của tải lặp lại, phù hợp với đặc tính nhớt đàn hồi và ứng xử môi của vật liệu polyme.



Hình 3.27 Máy thử nghiệm môi cho cơ cấu CCTM: (a) mô hình thiết kế trên CAD; (b) thiết bị thực tế

Mặc dù số chu kỳ khảo sát còn hạn chế và chưa đủ để đánh giá đầy đủ tuổi thọ môi của cơ cấu, kết quả thu được vẫn cung cấp những thông tin định tính quan trọng về xu hướng thay đổi đặc tính cơ học và độ ổn định của CCTM trong điều kiện làm việc lặp lại. Các kết quả này đồng thời cho thấy tiềm năng ứng dụng thực tế của cơ cấu và là cơ sở cho các nghiên cứu tiếp theo, trong đó việc bổ sung tiêu chí liên quan đến môi và giảm tập trung ứng suất có thể được tích hợp vào quá trình tối ưu hóa đa mục tiêu (ví dụ như sử dụng thuật toán NSGA-II) nhằm nâng cao độ bền và độ tin cậy lâu dài của cơ cấu đàn hồi.

**Kết luận:** Chương này đã đưa ra hai qui trình tổng hợp cơ cấu CCTM được thực hiện hoàn toàn tự động bằng phần mềm MATLAB kết hợp với ABAQUS hoặc phân tích CBCM. Kết quả thu được là ba thiết kế CCTM được tổng hợp, trong đó nổi bật là cơ cấu CCTM-3 với kết cấu một giai đoạn, đơn giản, nhỏ gọn, phạm vi hoạt động ổn định mô-men lớn (khoảng  $80^\circ$ ) và khoảng gia tải nhỏ (khoảng  $5^\circ$ ). So sánh với các công trình khác mà NCS được biết, đây là cơ cấu có phạm vi ổn định mô-men lớn nhất và nhỏ gọn nhất tính đến thời điểm công bố. Cơ cấu với phạm vi làm việc được mở rộng và thiết kế một giai đoạn này mở ra cơ hội cho nhiều ứng dụng trong đó CCTM được sử dụng như một công cụ để kiểm soát mô-men xoắn trong quá trình vận hành sản phẩm. Mặc dù kết quả thu được ở cơ cấu CCTM-3 là khá tốt, tuy nhiên các sai số ngẫu nhiên xảy ra trong quá trình gia công là điều không thể tránh khỏi, đặc biệt với phương pháp gia công có lực cắt tác động như phay. Sai số này có thể làm cho cơ cấu thực tế nhận được sau gia công không đạt các mục tiêu thiết kế. Vấn đề này sẽ được tiếp tục nghiên cứu ở Chương 4.

## Chương 4

# THIẾT KẾ VÀ TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH MÔ-MEN DỰA TRÊN ĐỘ TIN CẬY

### 4.1 Giới thiệu

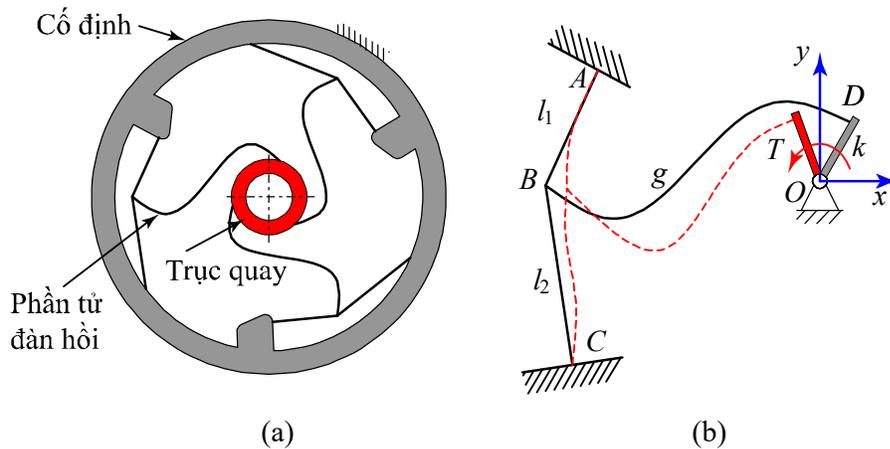
Hầu hết các sai lệch sinh ra khi thực nghiệm CCTM so với các giá trị tính toán mô phỏng đều có nguyên nhân chính là do sai số gia công và các nguyên nhân ngẫu nhiên khác như cơ tính của vật liệu hoặc sự sai lệch trong thao tác đo kiểm [7, 8, 74, 84-86]. Nếu các nguyên nhân gây sai số ngẫu nhiên này không được xét đến như các ràng buộc trong quá trình tối ưu thì có thể cơ cấu khi gia công xong không còn giữ được đặc tính ổn định mô-men của nó nữa. Điều này có thể xảy ra vì các bài toán tối ưu thông thường thường sẽ cho ra giá trị tối ưu nằm ở ranh giới của miền an toàn và miền không an toàn. Chỉ cần một sai lệch nhỏ nằm trong sự phân bố ngẫu nhiên của các biến số tối ưu cũng làm cho thiết kế rơi vào miền không an toàn. Do đó việc đảm bảo các giá trị tối ưu nhận được phải nằm sâu trong miền an toàn để chắc chắn đạt được các yêu cầu của cơ cấu khi xảy ra các yếu tố ngẫu nhiên như trình bày ở trên là điều rất cần thiết. Đây được gọi là bài toán tối ưu có xét đến độ tin cậy.

Khi xem xét bài toán tối ưu theo độ tin cậy cho CCTM, ngoài các yếu tố ngẫu nhiên ảnh hưởng bởi lực cắt trong quá trình gia công làm thay đổi hình dạng hoặc bề rộng của các dầm cong đàn hồi thì các yếu tố ngẫu nhiên liên quan đến vật liệu như mô đun đàn hồi, hệ số Poisson, giới hạn chảy cũng nên được xem xét. Tuy nhiên, để giảm bớt biến thiết kế, biến ngẫu nhiên và sự phức tạp của mô hình tối ưu hóa, CCTM được trình bày trong chương này chỉ xét đến sự thay đổi ngẫu nhiên các tọa độ và bề rộng của dầm cong có thể xảy ra ảnh hưởng đến hình dạng và kích thước của dầm do các sai số ngẫu nhiên trong quá trình gia công.

## 4.2 Thiết kế và tối ưu hóa (CCTM-4)

### 4.2.1 Ý tưởng thiết kế

Mục tiêu thiết kế CCTM trong chương này vẫn là cơ cấu nhỏ gọn với khoảng ổn định lớn. Ngoài ra, quá trình tối ưu hóa cơ cấu này còn xét đến các yếu tố ngẫu nhiên xảy ra trong quá trình gia công nhằm đảm bảo độ tin cậy cho thiết kế. Muốn đạt được mục tiêu này, CCTM được cấu tạo gồm ba nhánh đối xứng quanh tâm được đặt giữa vòng ngoài cố định và trục quay bên trong như thể hiện trên Hình 4.1 (a). Mỗi nhánh được tạo thành từ ba phần tử đàn hồi, như Hình 4.1 (b), bao gồm một thanh dầm cong  $g$  đóng vai trò biến dạng chính và hai dầm thẳng  $l_1$  và  $l_2$  đóng vai trò như các khớp đàn hồi giúp giảm ứng suất cho cơ cấu từ đó có thể đạt được khoảng ổn định lớn và cơ cấu nhỏ gọn. Một đầu của mỗi dầm thẳng sẽ được cố định với vành ngoài tại các điểm  $A$  và  $C$ . Ba đường cong giao nhau tại điểm  $B$  để tạo thành một nhánh của cơ cấu. Đầu còn lại của dầm cong  $g$  nối với thanh cứng  $k$  tại điểm  $D$ . Thanh cứng này cũng chính là trục quay cơ cấu hoàn chỉnh như thể hiện trên Hình 4.1 (a). Khi tác động một mô-men  $T$  vào thanh cứng  $k$  sẽ gây nên chuyển động quay quanh tâm  $O$ , làm cho các dầm đàn hồi biến dạng. Sau khi vượt qua đoạn gia tải, mô-men sinh ra của cơ cấu sẽ gần như không đổi với một khoảng góc quay nhất định (Hình 1.4) được gọi là khoảng làm việc ổn định mô-men.



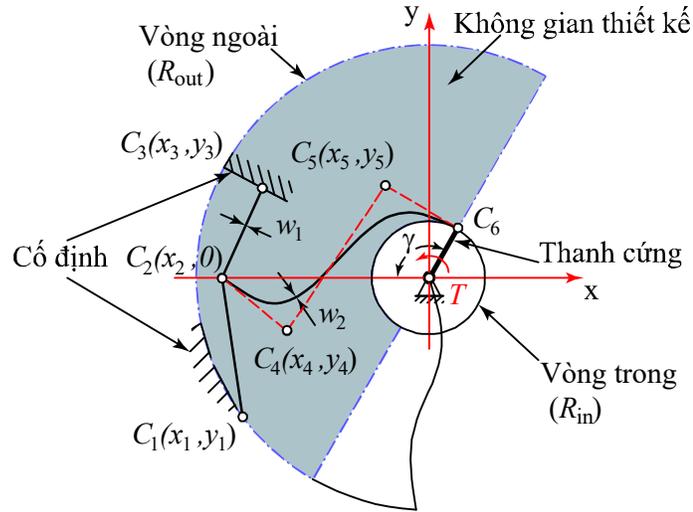
Hình 4.1 Ý tưởng thiết kế CCTM-4 với (a) cơ cấu hoàn chỉnh và (b) một nhánh

#### 4.2.2 Phân tích mô hình với CBCM

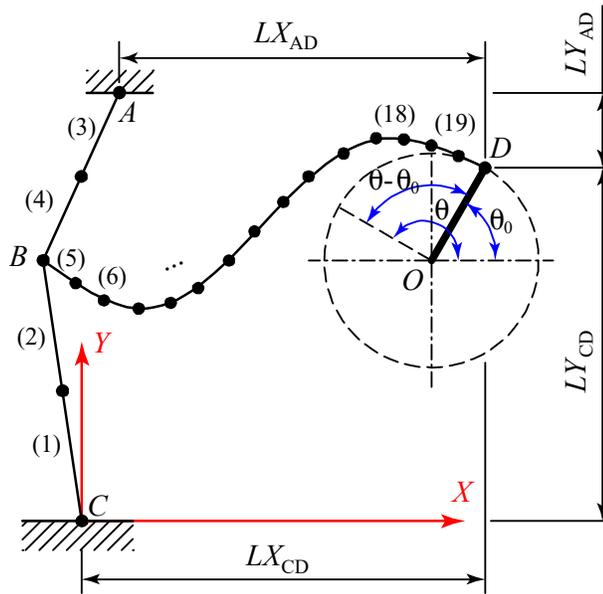
Vì cơ cấu được thiết kế có tính đối xứng nên chỉ dùng một nhánh để phân tích, như Hình 4.2. Các dầm đàn hồi có giá trị bề rộng không đổi, với  $w_1$  và  $w_2$  lần lượt là bề rộng của dầm thẳng và dầm cong. Cả ba dầm này đều có bề dày  $t$  bằng nhau và không đổi trên suốt chiều dài của chúng. Dầm thẳng bên dưới ( $l_2$ ) sẽ đi qua hai điểm  $C_1(x_1, y_1)$  và  $C_2(x_2, y_2)$ . Dầm thẳng bên trên ( $l_1$ ) sẽ đi qua hai điểm  $C_2(x_2, y_2)$  và  $C_3(x_3, y_3)$ . Dầm cong ( $g$ ) là đường cong Bezier bậc ba, sẽ được xác định bởi bốn điểm điều khiển  $C_2(x_2, y_2)$ ,  $C_4(x_4, y_4)$ ,  $C_5(x_5, y_5)$  và  $C_6(x_6, y_6)$ . Ta thấy, để thay đổi kích thước và hình dạng của cơ cấu để đạt được mục tiêu thiết kế, mô hình sẽ phải thay đổi 15 biến thiết kế bao gồm 12 tọa độ của các điểm từ  $C_1$  đến  $C_6$  và ba biến  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $t$ . Tuy nhiên để giảm bớt số lượng biến nhằm giảm thời gian tính toán, điểm  $C_2$  được gắn trên đường tâm nằm ngang nên tọa độ  $(x_2, y_2)$  trở thành  $(x_2, 0)$ . Điểm  $C_6$  được gắn trên vòng tròn bên trong bán kính  $R_{in}$  và được xác định bởi góc  $\gamma$ . Bán kính  $R_{in}$  được ràng buộc nhằm đủ không gian để lắp ráp trục quay trên đó. Vì vậy, tọa độ của điểm  $C_6(x_6, y_6)$  sẽ được tham số hóa lại theo điểm ở cuối đường cong Bezier liên kết với trục quay. Tọa độ của nó là  $(R_i \sin \gamma, R_i \cos \gamma)$ . Tương tự như các cơ cấu trước, bề dày (hay chiều cao của cơ cấu khi đặt nằm ngang trong mặt phẳng)  $t$  chỉ ảnh hưởng đến độ lớn của mô-men mà không làm thay đổi đặc tính của đồ thị mô-men nên sẽ không được chọn là một biến thiết kế. Như vậy, mô hình sẽ có 13 biến thiết kế gồm các tọa độ  $x_1, y_1, x_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, y_5$ , bán kính  $R_{in}$ , góc  $\gamma$  và bề rộng đồng nhất  $w_1, w_2$  của các dầm như Hình 4.2.

Vì các ưu điểm nổi bật như đã chỉ ra ở các phần trên nên phương pháp CBCM tiếp tục được sử dụng để mô hình hóa cơ cấu CCTM-4 này nhằm tính toán mối quan hệ giữa chuyển vị góc quay và mô-men, ứng suất. Để thuận lợi cho việc mô tả mô hình, các đầu dầm được gán các điểm A, B, C và D như Hình 4.3, tương tự như Hình 4.1. Ba dầm này giao nhau tại điểm B, hai điểm A và C được cố định. Điểm C được chọn làm gốc của hệ tọa độ tổng thể  $CXY$ . Theo kết quả của một khảo sát hội tụ, các dầm thẳng AB và BC sẽ được chia làm hai phần tử, dầm cong BD được chia thành

15 phần tử. Như vậy, dầm BC sẽ gồm hai phần tử 1 và 2, dầm AB sẽ gồm hai phần tử 3 và 4, dầm BD sẽ bao gồm các phần tử từ 5 đến 19.



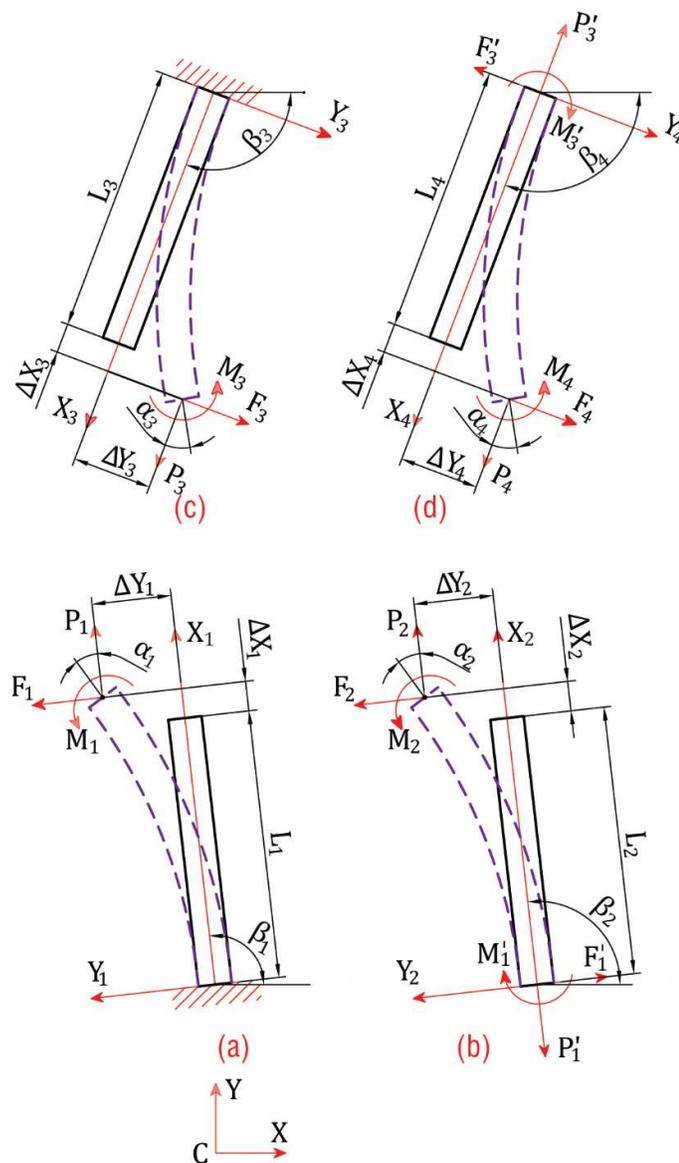
Hình 4.2 Các biến thiết kế của cơ cấu CCTM-4



Hình 4.3 Các thông số dùng để mô hình hóa cơ cấu

Như thể hiện trên Hình 4.4 và 4.5, sau khi giải phóng liên kết, đặt các lực tác dụng vào cho các phần tử 1, 2, 3, 4, 5 kèm theo hệ tọa độ cục bộ  $O_i X_i Y_i$  gắn với mỗi phần tử ( $i = 1, 2, \dots, 5$ ). Mỗi hệ tọa độ cục bộ tạo một góc  $\beta_i$  với tọa độ toàn cục

$CXY$ . Chuyển vị theo phương  $X_i$  và  $Y_i$  lần lượt là  $\Delta X_i$  và  $\Delta Y_i$ . Góc xoay đi của phần tử thứ  $i$  khi biến dạng so với vị trí ban đầu của nó đo theo phương của trục  $X_i$  được ký hiệu là  $\alpha_i$ . Chiều dài của mỗi phần tử đo theo trục  $X_i$  được ký hiệu là  $L_i$ . Theo điều kiện cân bằng tĩnh, ta thu được các biểu thức từ (4.1) đến (4.9).



Hình 4.4 Giản đồ lực của các phần tử (a) phần tử 1, (b) phần tử 2, (c) phần tử 3, (d) phần tử 4

$$P_1 = P_2 \cos \alpha_1 - F_2 \sin \alpha_1 \quad (4.1)$$

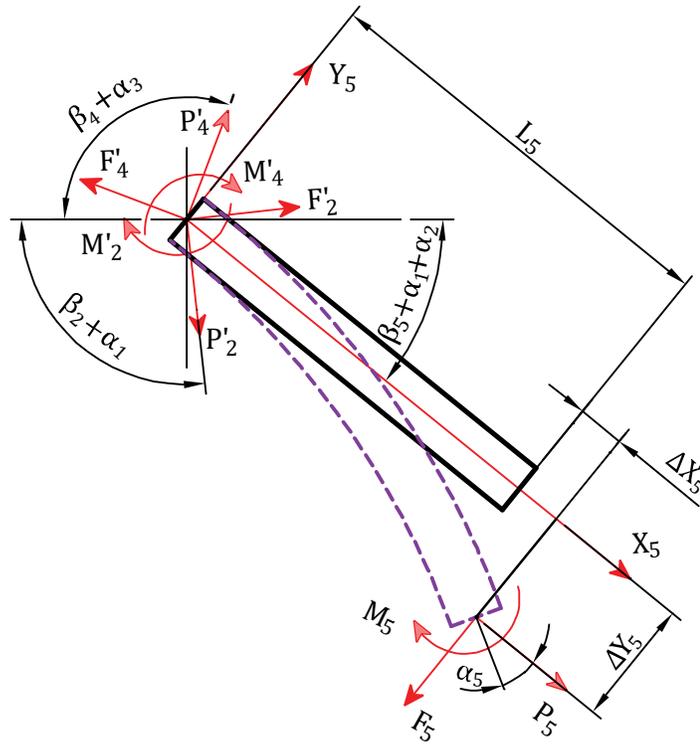
$$F_1 = F_2 \cos \alpha_1 + P_2 \sin \alpha_1 \quad (4.2)$$

$$M_1 = M_2 + F_2(L_2 + \Delta X_2) - P_2 \Delta Y_2 \quad (4.3)$$

$$P_3 = P_4 \cos \alpha_3 - F_4 \sin \alpha_3 \quad (4.4)$$

$$F_3 = F_4 \cos \alpha_3 + P_4 \sin \alpha_3 \quad (4.5)$$

$$M_3 = M_4 + F_4(L_4 + \Delta X_4) - P_4 \Delta Y_4 \quad (4.6)$$



Hình 4.5 Giải đồ lực của phần tử 5

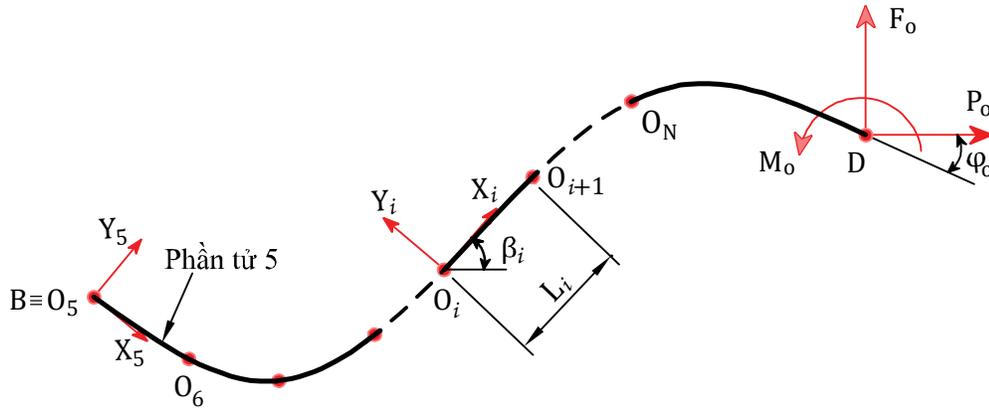
$$P_2 \cos(\beta_2 + \alpha_1) - F_2 \sin(\beta_2 + \alpha_1) + P_4 \cos(\beta_4 + \alpha_3) - F_4 \sin(\beta_4 + \alpha_3) + P_5 \cos(\beta_5 + \alpha_1 + \alpha_2) - F_5 \cos(\beta_5 + \alpha_1 + \alpha_2) = 0 \quad (4.7)$$

$$-P_2 \sin(\beta_2 + \alpha_1) + F_2 \cos(\beta_2 + \alpha_1) + P_4 \sin(\beta_4 + \alpha_3) + F_4 \cos(\beta_4 + \alpha_3) + P_5 \sin(\beta_5 + \alpha_1 + \alpha_2) + F_5 \cos(\beta_5 + \alpha_1 + \alpha_2) = 0 \quad (4.8)$$

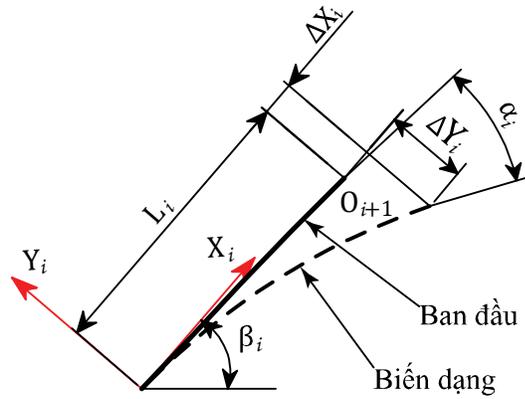
$$M_2 + M_4 - M_5 + P_5 \Delta Y_5 - F_5(L_5 + \Delta X_5) = 0 \quad (4.9)$$

Góc giữa thanh cứng OD so với phương ngang ở vị trí ban đầu và vị trí sau (vị trí biến dạng của CCTM) được ký hiệu lần lượt là  $\theta_o$  và  $\theta$ . Do đó, chuyển vị của cơ cấu sẽ là góc quay chạy từ 0 đến  $(\theta - \theta_o)$  như thể hiện trên Hình 4.3.

Giải phóng liên kết dầm cong BD với thanh cứng OD bằng cách đặt các lực  $F_o$ ,  $P_o$  và mô-men  $M_o$  vào đầu D. Dầm cong được chia làm 15 phần tử (từ phần tử 5 đến 19), mỗi phần tử với chiều dài  $L_i$  sẽ gắn với một hệ trục tọa độ  $O_i X_i Y_i$  đặt tại đầu bên phải và tạo với hệ tọa độ toàn cục một góc  $\beta_i$  (Hình 4.6).



Hình 4.6 Chia phần tử cho dầm cong



Hình 4.7 Phần tử thứ  $i$  của dầm cong

Các phương trình cân bằng tĩnh giữa phần tử thứ 5 và các phần tử thứ  $i$  ( $i = 6, 7, \dots, 19$ ).

$$\begin{bmatrix} \cos(\varphi_i - \beta_5) & -\sin(\varphi_i - \beta_5) & 0 \\ \sin(\varphi_i - \beta_5) & \cos(\varphi_i - \beta_5) & 0 \\ -\Delta Y_i & (L_i + \Delta X_i) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_i \\ F_i \\ M_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_5 \\ F_5 \\ M_{i-1} \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Góc xoay đi của phần tử thứ  $i$  so với vị trí ban đầu của nó được ký hiệu là  $\alpha_i$ , như Hình 4.7. Độ dốc  $\varphi_i$  của phần tử thứ  $i$  sau khi nó biến dạng so với hệ tọa độ toàn cục được xác định như sau:

$$\varphi_i = \beta_i + \sum_{k=5}^{i-1} \alpha_k \quad (4.11)$$

Mối quan hệ lực – biến dạng của mỗi phần tử nhận được từ BCM [106]:

$$\begin{bmatrix} f_i \\ m_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 12 & -6 \\ -6 & 4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} + p_i \begin{bmatrix} 6/5 & -1/10 \\ -1/10 & 2/15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$+ p_i^2 \begin{bmatrix} -1/700 & 1/1400 \\ 1/1400 & -11/6300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix}$$

$$\delta x_i = \frac{t^2 p_i}{12L_i^2} - \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \delta y_i & \alpha_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 6/5 & -1/10 \\ -1/10 & 2/15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$$- p_i \begin{bmatrix} \delta y_i & \alpha_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1/700 & 1/1400 \\ 1/1400 & -11/6300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta y_i \\ \alpha_i \end{bmatrix}$$

trong đó các thông số về lực  $F_i$ ,  $P_i$ ,  $M_i$  và các thông số về biến dạng  $\Delta X_i$ ,  $\Delta Y_i$ ,  $\alpha_i$  của phần tử thứ  $i$  đã được chuẩn hóa (normalized) như sau:

$$p_i = \frac{P_i L_i^2}{EI}; f_i = \frac{F_i L_i^2}{EI}; m_i = \frac{M_i L_i}{EI}; \delta x_i = \frac{\Delta X_i}{L_i}; \delta y_i = \frac{\Delta Y_i}{L_i}; \alpha_i = \alpha_i \quad (4.14)$$

Cuối cùng, để có thể tính toán được mối quan hệ giữa chuyển vị góc quay và mô-men đầu ra, chúng ta cần thêm các ràng buộc về hình học của mô hình. Với  $O$  là tâm của cơ cấu (chính là tâm của vòng tròn bán kính  $R_{in}$ ),  $A$  và  $C$  là các điểm cố định. Khi đó, các khoảng cách  $OA$  và  $OC$  chiếu lên các phương  $X$  và  $Y$  của hệ tọa độ toàn cục là cố định bất kể các phần tử đàn hồi ở trạng thái ban đầu hay đã biến dạng. Do đó ta có thêm các phương trình ràng buộc hình học như sau:

$$\sum_{i=5}^n \left[ \begin{array}{cc} \cos(\varphi_i + \alpha_3 + \alpha_4) & -\sin(\varphi_i + \alpha_3 + \alpha_4) \\ \cos(\varphi_i + \alpha_1 + \alpha_2) & -\sin(\varphi_i + \alpha_1 + \alpha_2) \end{array} \right] \left[ \begin{array}{c} L_i(1 + \Delta X_i) \\ L_i \Delta Y_i \end{array} \right] \quad (4.15)$$

$$= \begin{bmatrix} LX_{AD} - R_{in} \cos \theta_o + R_{in} \cos \theta \\ LX_{CD} - R_{in} \cos \theta_o + R_{in} \cos \theta \end{bmatrix}$$

$$L_3(1 + \Delta X_3) \sin \beta_3 + L_3 \Delta Y_3 \cos \beta_3 + L_4(1 + \Delta X_4) \sin(\beta_4 + \alpha_3) \\ + L_4 \Delta Y_4 \cos(\beta_4 + \alpha_3) \\ - \sum_{i=5}^n [\sin(\varphi_i + \alpha_3 + \alpha_4) L_i(1 + \Delta X_i) \\ + \cos(\varphi_i + \alpha_3 + \alpha_4) L_i \Delta Y_i] \quad (4.16)$$

$$= LY_{AD} + R_{in} \sin \theta_o - R_{in} \sin \theta$$

$$L_1(1 + \Delta X_1) \sin \beta_1 + L_1 \Delta Y_1 \cos \beta_1 + L_2(1 + \Delta X_2) \sin(\beta_2 + \alpha_1) \\ + L_2 \Delta Y_2 \cos(\beta_2 + \alpha_1) \\ - \sum_{i=5}^n [\sin(\varphi_i + \alpha_1 + \alpha_2) L_i(1 + \Delta X_i) \\ + \cos(\varphi_i + \alpha_1 + \alpha_2) L_i \Delta Y_i] \quad (4.17)$$

$$= LY_{CD} - R_{in} \sin \theta_o + R_{in} \sin \theta$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \sum_{i=5}^n \alpha_i = \theta - \theta_o \quad (4.18)$$

$$\sum_{i=3}^n \alpha_i = \theta - \theta_o \quad (4.19)$$

Từ đó ta xác định được mô-men phản lực nhận được khi tác động một góc quay đầu vào, tính theo biểu thức sau:

$$T = F_o R_{in} \cos(\theta - \alpha_1 - \alpha_2 - \varphi_{19}) - P_o R_i \sin(\theta - \alpha_1 - \alpha_2 - \varphi_{19}) + M_o \quad (4.20)$$

Trong đó:

$R_{in}$  là bán kính vòng tròn trong của cơ cấu hay chính là chiều dài của thanh cứng  $OD$ .

$LX_{AD}, LX_{CD}, LY_{AD}, LY_{CD}$  là các khoảng cách  $AD$  và  $CD$  lần lượt chiếu lên các phương  $X$  và  $Y$  của hệ tọa độ toàn cục ở trạng thái chưa biến dạng (Hình 4.3) và được xác định như sau:

$$LX_{AD} = LX_{BD} - LX_{AB} \quad (4.21)$$

$$LX_{CD} = LX_{BD} - LX_{CB} \quad (4.22)$$

$$LY_{AD} = LY_{AB} - LY_{BD} \quad (4.23)$$

$$LY_{CD} = LY_{CB} + LY_{BD} \quad (4.24)$$

Ở đây các ký hiệu  $LX$  và  $LY$  thể hiện cho các khoảng cách giữa các điểm A, B, C, D với nhau chiếu lên các phương  $X$  và  $Y$  của hệ tọa độ toàn cục ở trạng thái chưa biến dạng, thể hiện như Hình 4.3 và được xác định như sau:

$$LX_{CB} = L_1 \cos \beta_1 + L_2 \cos \beta_2 \quad (4.25)$$

$$LY_{CB} = L_1 \sin \beta_1 + L_2 \sin \beta_2 \quad (4.26)$$

$$LX_{AB} = L_3 \cos \beta_3 + L_4 \cos \beta_4 \quad (4.27)$$

$$LY_{AB} = L_3 \sin \beta_3 + L_4 \sin \beta_4 \quad (4.28)$$

$$LX_{BD} = \sum_{i=5}^{19} L_i \cos \beta_i \quad (4.29)$$

$$LY_{BD} = \sum_{i=5}^{19} L_i \sin \beta_i \quad (4.30)$$

Trong đó  $L_i$  là chiều dài của phần tử thứ  $i$  được đo dọc theo trục  $O_i X_i$ :

$$L_i = \sqrt{(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2} \quad (4.31)$$

Góc xoay  $\beta_i$  của các hệ tọa độ cục bộ so với hệ tọa độ toàn cục (so với trục  $OX$ ):

$$\beta_i = \arccos\left(\frac{|x_{i+1} - x_i|}{\sqrt{(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2}}\right), \quad (4.32)$$

$$(i = 1, 2, \dots, 19)$$

Tọa độ  $x_i, y_i$  của các điểm nằm trên dầm cong BD được xác định từ phương trình đường cong Bezier bậc ba với bốn điểm điều khiển  $C_2, C_4, C_5, C_6$  :

$$Q(q) = (1 - q)^3 C_2 + 3q(1 - q)^2 C_4 + 3q^2(1 - q) C_5 + q^3 C_6 \quad (4.33)$$

trong đó  $q \in [0,1]$ . Nếu đường cong được chia thành  $n$  phần tử, giá trị của  $q$  sẽ được chia theo bước  $1/n$ . Với  $n = 15$ , ta có 16 giá trị của  $q$  trong khoảng 0 tới 1 với bước  $1/15$ . Thế những giá trị  $q$  này và tọa độ của các điểm điều khiển vào phương trình (4.33), ta thu được tọa độ  $(x_i, y_i)$  của các điểm trên đường cong để từ đó tính toán được các góc và các chiều dài dựa vào phương trình (4.31) và (4.32).

Ứng suất của cơ cấu được tính tương tự như CCTM-3 đã trình bày trong chương 3, từ biểu thức (3.17) đến biểu thức (3.21).

#### 4.2.3 Tối ưu hóa cơ cấu theo độ tin cậy

Mục tiêu tối ưu hóa ở đây vẫn là tìm một ra cơ cấu có khoảng mô-men ổn định càng lớn càng tốt với độ lệch nhỏ nhất giữa mô-men xoắn do CCTM tạo ra và giá trị mong muốn. Tuy nhiên, quan trọng hơn là phải đảm bảo được độ tin cậy cho các giá trị tối ưu khi có sự thay đổi ngẫu nhiên của các biến thiết kế.

Với các ưu điểm đã được phân tích khi tối ưu CCTM-3, giải thuật tối ưu NSGA-II dựa trên CBCM tiếp tục được lựa chọn để thực hiện quá trình tối ưu hóa cơ cấu CCTM-4 trong chương này. Hai hàm mục tiêu trong bài toán tối ưu hóa này vẫn là: 1) cực đại hóa hành trình  $S$  trong phạm vi mô-men xoắn không đổi, được biểu thị trong biểu thức (4.34); 2) giảm thiểu độ lệch giữa mô-men đầu ra và mô-men mong muốn theo biểu thức (4.35).

$$\text{Maximize}(S) \quad (4.34)$$

với  $S = b - a$

$$\text{Minimize } f(\theta) = \int_a^b (T - T_e)^2 d\theta \quad (4.35)$$

Với  $a$  và  $b$  là ranh giới của vùng làm việc ổn định mô-men, như thể hiện trong Hình 1.4 (Chương 1).  $T_e$  là giá trị mô-men ổn định mong muốn trong khoảng làm việc đó. Tuy nhiên, tùy thuộc vào cấu hình cụ thể của từng thiết kế, các giá trị của  $a$  và  $b$  được thiết lập sao cho các giá trị mô-men xoắn  $T(a)$  and  $T(b)$  nằm trong dung sai  $\pm 3\%$  của  $T_e$ . Do đó, các tham số này không được xác định trước cho quá trình tối ưu hóa. Để xác định được giá trị mô-men  $T_e$ , một điều kiện đã được sử dụng để kiểm tra sơ bộ tính khả thi của các thiết kế trong quá trình tối ưu hóa. Dựa vào đó, những thiết kế có đồ thị mô-men và góc quay có dạng như hình sin, nghĩa là mô-men của cơ cấu phải tăng ở giai đoạn đầu, sau đó giảm và lại tiếp tục tăng lên (tương tự như đồ thị trên Hình 1.4) thì được xem là khả thi. Khi đó, giá trị  $T_e$  sẽ là giá trị mô-men lớn nhất ở giai đoạn đi lên đầu tiên. Ngoài ra, việc lựa chọn  $a$  và  $b$  phải thỏa mãn ràng buộc về giá trị cực đại của vùng ổn định mô-men.

Mô hình tối ưu hóa được trình bày trong Bảng 4.1. Tám hàm ràng buộc từ  $g_1$  đến  $g_8$  với các mục đích khác nhau được đưa vào để điều khiển quá trình tối ưu hóa.

- Hàm  $g_1$  đảm bảo không gian để lắp một trục quay ở tâm của cơ cấu.
- Hàm  $g_2$  ràng buộc cho các điểm từ  $C_1$  đến  $C_5$  được tự do di chuyển bên trong hình vành khăn giới hạn bởi các bán kính ( $R_{in}, R_{out}$ ) và đảm bảo kích thước đường kính ngoài của cơ cấu không quá 100 mm.
- Hàm  $g_3$  và  $g_4$  ràng buộc cho các điểm điều khiển nằm đúng thứ tự mong muốn, tránh tạo ra các thiết kế không khả thi.
- Hàm  $g_5$  giới hạn khoảng tìm kiếm góc ( $\gamma$ ) của thanh nối cứng nhằm xác định điểm  $C_6(R_i \sin \gamma, R_i \cos \gamma)$ .
- Hàm  $g_6$  giới hạn bề rộng đồng nhất của các dầm.
- Hàm  $g_7$  điều khiển thuật toán tìm kiếm các CCTM với giá trị  $T_e$  nằm trong khoảng 230 – 260 (Nmm).

- Hàm  $g_8$  đảm bảo cơ cấu hoạt động trong vùng giới hạn đàn hồi, trong đó hệ số an toàn (SF) là 1,2.

Ngoài hai hàm mục tiêu và các hàm ràng buộc như tối ưu hóa thông thường đã giới thiệu ở trên, bài toán tối ưu hóa này còn có thêm các hàm trạng thái giới hạn (\*) dùng cho bước phân tích độ tin cậy. Với việc thêm bước này vào bài toán tối ưu hóa sẽ giúp đảm bảo các giá trị tối ưu nhận được nằm sâu trong miền an toàn với độ tin cậy 99%. Hai hàm trạng thái giới hạn  $g_9$  và  $g_{10}$  được thêm vào điều kiện ràng buộc trong đó hàm  $g_9$  đảm bảo các cơ cấu CCTM nhận được có khoảng ổn định mô-men lớn hơn  $70^\circ$ , hàm  $g_{10}$  đảm bảo sai số mô-men đầu ra so với mô-men mong muốn  $T_e$  không quá 3%.

Các giá trị ràng buộc trong bài toán tối ưu hóa này có cơ sở tương tự như CCTM-3, trong đó một số giá trị được tăng lên để tìm kiếm một CCTM có khả năng ứng dụng tốt hơn CCTM-3. Đường kính lớn nhất của vành tròn ngoài vẫn đang được kiểm soát để không vượt quá 100 mm nhưng giá trị ổn định mô-men được ràng buộc tăng lên nhằm tăng khả năng ứng dụng vào những cơ cấu cần lực lớn hơn. Khoảng ổn định mô-men cũng được ràng buộc với giá trị lớn hơn nhằm tăng hiệu suất làm việc và tính nhỏ gọn của cơ cấu khi so sánh khoảng ổn định mô-men với kích thước đường kính ngoài.

Bảng 4.1 Mô hình tối ưu hóa CCTM-4 theo độ tin cậy

---

<p><b>1. Hàm mục tiêu:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Cực đại khoảng ổn định mô-men theo phương trình (4.34)</li> <li>– Cực tiểu sai số mô-men đầu ra theo phương trình (4.35)</li> </ul> <p><b>2. Hàm trạng thái giới hạn (*):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <math>\{G(X_i) - D_0 \leq 0\} \geq \Phi(\beta)</math> <span style="float: right;">(4.36)</span></li> <li>– Với tám biến ngẫu nhiên: <math>\{X_i\} = \{x_2, y_2, x_4, y_4, x_5, y_5, w_1, w_2\}</math></li> <li>– Độ tin cậy <math>R \geq 99\%</math></li> </ul>
--

---

---

### 3. Biến thiết kế:

- Tọa độ các điểm điều khiển:  $x_1, y_1, x_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, y_5$
  - Bề dày các dầm:  $w_1, w_2$
  - Bán kính vòng tròn trong:  $R_{in}$
  - Góc xác định trục quay ở vị trí ban đầu:  $\gamma$
- 

### 4. Ràng buộc:

- i.  $g_1: 8 \leq R_{in} \leq 12$  (mm)
  - ii.  $g_2: R_i^2 \leq x_i^2 + y_i^2 \leq R_{out}^2$  ( $R_{out} \leq 50$  và  $i = 1, 2, \dots, 5$ )
  - iii.  $g_3: x_2 < x_4 < x_5$
  - iv.  $g_4: y_1 < 0 < y_3$
  - v.  $g_5: \frac{\pi}{4} \leq \gamma \leq \frac{3\pi}{4}$  (rad)
  - vi.  $g_6: 0,5 \leq w_i \leq 1,0$  (mm) ( $i = 1, 2$ )
  - vii.  $g_7: 230 < T_e < 260$  (Nmm)
  - viii. Ứng suất lớn nhất trong CCTM,  $g_8: \sigma_m < \sigma_y/SF$
  - ix. Khoảng làm việc ổn định mô-men (độ): (\*)  
 $g_9: S - 70 \leq 0$
  - x. Sai số của mô-men đầu ra: (\*)  
 $g_{10}: |T - T_e| - 0,03.T_e \leq 0$
- 

Trong mô hình tối ưu hóa theo độ tin cậy này, theo kinh nghiệm nghiên cứu nhiều cơ cấu CCTM, NCS nhận thấy một số biến thiết kế có ảnh hưởng lớn đến các mục tiêu thiết kế sẽ được chọn làm các biến ngẫu nhiên (Bảng 4.1). Trong ba dầm liên kết với nhau tạo nên một nhánh của cơ cấu thì dầm đóng vai trò quan trọng nhất, giữ vai trò biến dạng chính là dầm cong. Tuy nhiên điểm  $C_6$  nằm trên vòng tròn bên trong,

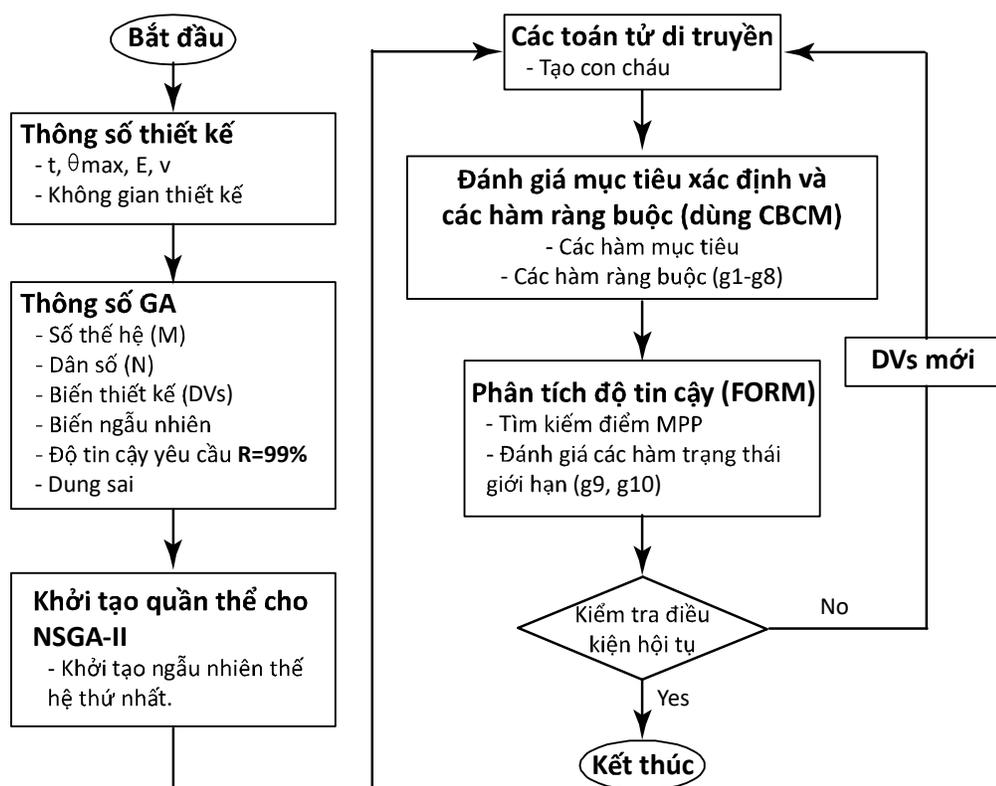
chỗ cứng vững của cơ cấu nên sai số khi gia công nhỏ. Hơn nữa điểm này thông thường không ảnh hưởng nhiều đến đặc tính của cơ cấu CCTM nên các giá trị xác định điểm này gồm  $R_{in}$  và  $\gamma$  sẽ không được chọn làm biến ngẫu nhiên. Tọa độ  $y_2$  mặc dù được cố định bằng 0, tuy nhiên điểm  $C_2$  là điểm chung của ba dầm nên nó có ảnh hưởng lớn đến hình dạng của toàn bộ cơ cấu nên nó sẽ là một biến ngẫu nhiên trong phân tích độ tin cậy với giá trị trung bình bằng 0. Giá trị bề rộng dầm thông thường chỉ ảnh hưởng đến giá trị mô-men và ứng suất, tuy nhiên nếu sử dụng nhiều dầm kết hợp để tạo thành một nhánh cơ cấu như trong trường hợp này thì mối tương quan giữa giá trị bề rộng của các dầm ảnh hưởng lớn đến mục tiêu và độ tin cậy của thiết kế. Do đó các giá trị  $w_1$  và  $w_2$  sẽ được chọn là các biến ngẫu nhiên.

Với phân tích trên, các biến ngẫu nhiên trong bài toán tối ưu hóa theo độ tin cậy này sẽ bao gồm các tọa độ  $x_2, y_2, x_4, y_4, x_5, y_5$  và hai giá trị bề rộng dầm  $w_1, w_2$ . Vì các biến ngẫu nhiên này cũng là biến thiết kế nên các giá trị trung bình của chúng khi phân tích độ tin cậy sẽ chính bằng giá trị của biến ứng với thiết kế đang xét. Sau khi đo lường giá trị bề rộng của dầm trên một số mẫu đã gia công của các cơ cấu CCTM mà NCS đã chế tạo, ta xác định được độ lệch tiêu chuẩn (STD) là 0,05 (mm). Do đó, giá trị STD này sẽ được dùng cho tất cả các biến ngẫu nhiên của mô hình.

Với hàm mục tiêu là hàm ẩn và phức tạp như bài toán này thì các phương pháp phù hợp cho bước phân tích độ tin cậy là phương pháp phân tích độ tin cậy bậc nhất (FORM), phân tích độ tin cậy bậc hai (SORM) và phương pháp mô phỏng Monte Carlo. Tuy nhiên, phương pháp FORM hiệu quả hơn về thời gian tính toán nên được chọn để tính toán độ tin cậy trong bước tối ưu này.

Lưu đồ thuật toán quá trình tối ưu hóa đa mục tiêu theo độ tin cậy được thể hiện trên Hình 4.8. Quá trình này gồm hai bước tích hợp vào nhau được thực hiện tự động bằng MATLAB. Các tham số đầu vào được xác định trước, bao gồm các thuộc tính vật liệu, độ dày ngoài mặt phẳng, không gian thiết kế và góc quay tối đa của cơ cấu. Ngoài ra, các tham số GA phải được xác định cho hoạt động của thuật toán, được thể hiện trong hộp “Thông số GA”. Đầu tiên, sử dụng các giá trị đầu vào sơ bộ, MATLAB

tạo ngẫu nhiên các thiết kế thử nghiệm với  $N = 40$  ứng viên. Mỗi thiết kế được coi là khả thi nếu nó đáp ứng tất cả các tám ràng buộc đầu tiên ( $g_1 - g_8$ ) trong Bảng 4.1. Các thiết kế sau đó được tiến hóa lặp đi lặp lại bằng thuật toán NSGA-II, với mỗi vòng lặp đánh giá đặc tính mô-men xoắn theo góc quay thông qua CBCM và độ tin cậy thông qua phương pháp FORM. Số thế hệ tiến hóa tối đa được cài đặt là  $M = 100$ . Trong mỗi vòng lặp, thuật toán NSGA-II xuất ra các giá trị của tất cả các tham số thiết kế của CCTM. Sau đó, các tham số này là đầu vào cho mô hình phân tích dựa trên phương pháp CBCM để có được mối quan hệ góc quay và mô-men xoắn của CCTM hiện tại. Tiếp theo, các giá trị mô-men xoắn và góc quay từ phân tích CBCM được sử dụng để đánh giá bởi các hàm mục tiêu.



Hình 4.8 Lưu đồ giải thuật tối ưu hóa theo độ tin cậy bằng NSGA-II

Trong mỗi thế hệ của quá trình tiến hóa, sau khi một tập hợp các nghiệm tối ưu được tìm thấy bởi khối Tối ưu hóa xác định (đánh giá mục tiêu xác định và các hàm ràng buộc dùng CBCM), mỗi điểm thiết kế có mười ba biến thiết kế (DVs) đã thỏa

mãn các hàm ràng buộc trước đó ( $g_1 - g_8$ ). Tiếp theo, tám biến ngẫu nhiên  $\{X_i\}$  được trích ra từ tập thông số thiết kế này sẽ được phân tích sâu hơn về độ tin cậy bằng cách xét đến sự không chắc chắn của dữ liệu đầu vào thông qua khối Phân tích độ tin cậy theo phương pháp FORM. Bước phân tích này sẽ kiểm tra hai ràng buộc cuối (được gọi là các hàm trạng thái giới hạn)  $g_9$  và  $g_{10}$  trong Bảng 4.1. Nếu các ràng buộc này được thỏa mãn, chỉ số độ tin cậy ( $\beta$ ) sẽ được tính bằng phương pháp FORM [88], nhằm đảm bảo rằng dù tồn tại sai số trong quá trình chế tạo thực tế các biến ngẫu nhiên, cơ cấu CCTM tối ưu vẫn có thể duy trì hiệu suất với độ tin cậy 99%.

Về mặt lý thuyết, quy trình ma trận của phương pháp FORM bao gồm các bước sau [88]:

1. Thiết lập hai hàm trạng thái giới hạn,  $g_9$  và  $g_{10}$ , là các hàm ẩn của tám biến ngẫu nhiên  $\{X_i\}$ .
2. Chọn một điểm thiết kế ban đầu  $\{x_i^*\}$  cho các biến ngẫu nhiên  $X_i$  (thường chọn giá trị trung bình  $\mu_i$ ).
3. Xác định các biến quy đổi  $\{z_i^*\}$  tương ứng với điểm thiết kế  $\{x_i^*\}$  theo công thức:

$$z_i^* = \frac{x_i^* - \mu_{x_i}}{\sigma_{x_i}} \quad (4.37)$$

4. Xác định các đạo hàm riêng của hàm trạng thái giới hạn theo các biến quy đổi bằng:

$$\{G\} = \{G_1 \ G_2 \ \dots \ G_8\}^T \quad (4.38)$$

trong đó 
$$G_i = \left. \frac{\partial g_i}{\partial z_i} \right|_{\text{tại điểm thiết kế}} = \frac{\partial g_i}{\partial x_i} \frac{\partial x_i}{\partial z_i} = \frac{\partial g_i}{\partial x_i} \sigma_{x_i}$$

Với các hàm ẩn,  $g_9$  và  $g_{10}$ , sử dụng kỹ thuật sai phân hữu hạn để tính đạo hàm  $\frac{\partial g_i}{\partial x_i}$  theo công thức:

$$\frac{\partial g_i}{\partial x_i} = \frac{g_i(x_i |_{\text{tại điểm thiết kế}} + \Delta x_i) - g_i(x_i |_{\text{tại điểm thiết kế}})}{\Delta x_i} \quad (4.39)$$

5. Tính toán giá trị ước lượng của chỉ số độ tin cậy  $\beta$  theo công thức:

$$\beta_{mới} = \beta_{cũ} + \frac{g_i}{\sqrt{\{G\}^T\{G\}}} \quad (4.40)$$

6. Tính vector cột chứa các hệ số độ nhạy (sensitivity factors) theo công thức:

$$\{\alpha\} = \frac{\{G\}}{\sqrt{\{G\}^T\{G\}}} \quad (4.41)$$

7. Xác định điểm thiết kế mới trong không gian biến quy đổi với  $n = 8$  biến ngẫu nhiên, theo công thức:

$$z_i^* = \alpha_i \beta_{mới} \quad (4.42)$$

8. Tính các giá trị điểm thiết kế tương ứng trong hệ tọa độ ban đầu cho tám giá trị từ Bước 7 bằng:

$$x_i^* = \mu_{x_i} + z_i^* \sigma_{x_i} \quad (4.43)$$

9. Lặp lại các Bước từ 3 đến 8 cho đến khi  $\beta$  và điểm thiết kế  $\{x_i^*\}$  hội tụ.

Cuối cùng, NSGA-II tính toán giá trị phù hợp của thiết kế này để so sánh và sắp xếp thêm với các thiết kế khác trong thế hệ hiện tại. Con cái được tạo ra bằng cách sử dụng một loại trao đổi chéo (lai ghép) hoặc đột biến cụ thể. Dựa trên so sánh khoảng cách phân bố và sắp xếp không bị chi phối, NSGA-II chọn những cá thể phù hợp nhất cho thế hệ tiếp theo. Thuật toán kết thúc khi thỏa mãn một trong hai điều kiện sau: 1) sự tiến hóa hội tụ hoặc hiệu giữa hai thế hệ liên tiếp của hàm mục tiêu nhỏ hơn dung sai; 2) thỏa mãn số thế hệ ban đầu ( $max_{iter}$ ).

Trong nghiên cứu này, PEEK tiếp tục được chọn làm vật liệu cho cơ cấu. Đối với mô hình đẳng hướng và đàn hồi tuyến tính, mô đun đàn hồi ( $E$ ) và hệ số Poisson ( $\nu_p$ ) của PEEK được lấy tương ứng là 3,58 GPa và 0,3. Độ dày của cơ cấu được chọn 10,0 mm.

#### 4.3 Kết quả tối ưu hóa

Kết quả của quá trình tối ưu hóa theo độ tin cậy được trình bày trong Bảng 4.2 với giá trị chỉ số độ tin cậy  $\beta = 3,0281$  tương đương với độ tin cậy 99,88%. Với định nghĩa giá trị  $T_e$  là vị trí có mô-men lớn nhất trong khoảng góc quay ban đầu được cài đặt là  $20^\circ$ , ta được  $T_e = 80,68 \text{ Nmm}$  (đây là giá trị  $T_e$  trên một nhánh của cơ cấu).

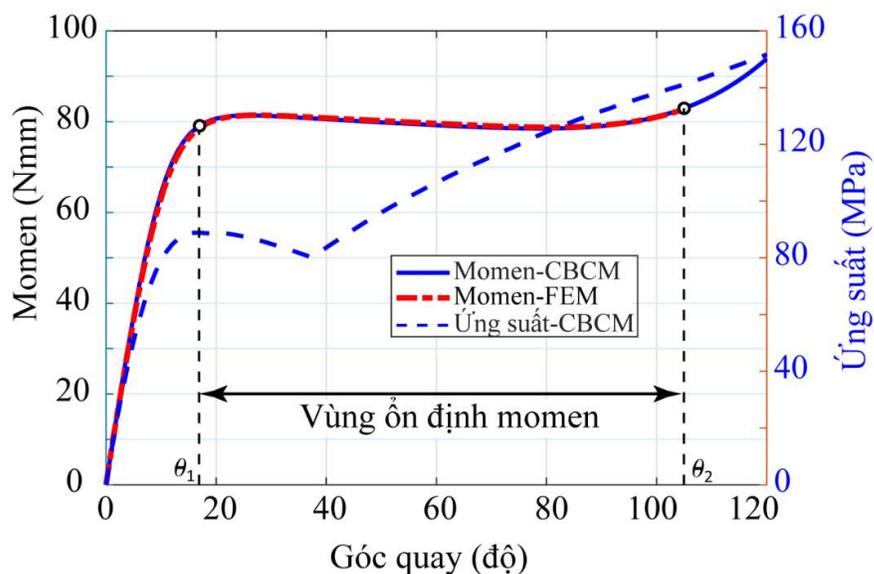
Vây cơ cấu có khoảng ổn định mô-men lớn với  $88^\circ$ , với các giá trị mô-men là  $79,11 \text{ Nmm}$  tại  $17^\circ$  và  $82,95 \text{ Nmm}$  tại  $105^\circ$ . Trong khoảng này, sai số tại vị trí có mô-men lớn nhất  $82,95 \text{ Nmm}$  (tại  $105^\circ$ ) và vị trí có mô-men nhỏ nhất  $78,48 \text{ Nmm}$  (tại vị trí  $79^\circ$ ) lần lượt là  $2,8\%$  và  $2,7\%$  so với mô-men mong muốn. Do đó, cơ cấu đạt yêu cầu về sai số mô-men đầu ra là  $3\%$ .

Giá trị ứng suất lớn nhất của cơ cấu theo tính toán từ CBCM là  $141,1 \text{ MPa}$  đạt tại vị trí góc quay  $105^\circ$ . Với giới hạn chảy của PEEK là  $210 \text{ MPa}$ , hệ số an toàn  $SF = 1,2$ , ứng suất sinh ra trong cơ cấu thỏa mãn ứng suất cho phép  $175 \text{ MPa}$ , đảm bảo cho cơ cấu hoạt động trong vùng biến dạng đàn hồi. Các kết quả mối quan hệ giữa mô-men, ứng suất với góc quay đầu vào được thể hiện trên Hình 4.9.

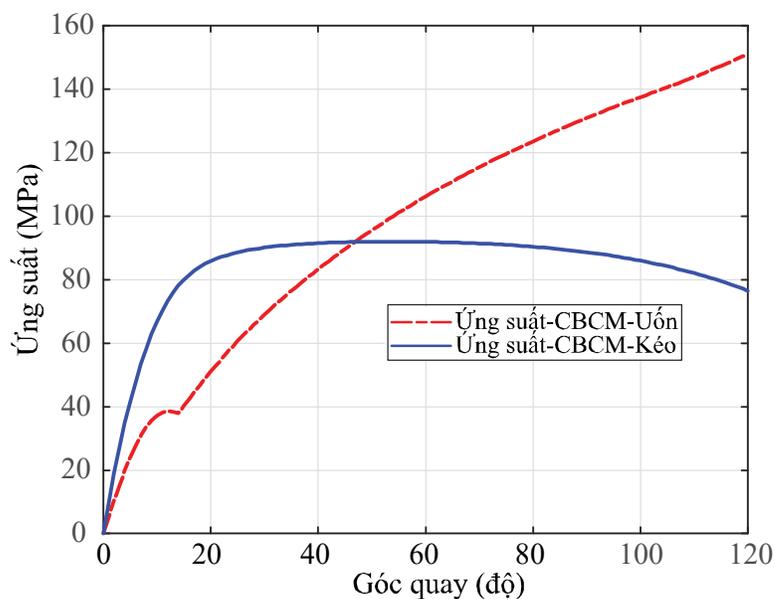
Bảng 4.2 Giá trị tối ưu các biến thiết kế của CCTM-4

<b>Biến thiết kế</b>	<b>Giá trị</b>	<b>Đơn vị</b>
$(x_1, y_1)$	(-39,88; -15,42)	mm
$x_2$	-38,05	mm
$(x_3, y_3)$	(-30,58; 16,45)	mm
$(x_4, y_4)$	(-30,64; -14,36)	mm
$(x_5, y_5)$	(-8,63; 19,88)	mm
$w_1$	0,53	mm
$w_2$	0,60	mm
$R_{in}$	10,50	mm
$\gamma$	120	độ

Như quan sát trên Hình 4.9, ứng suất của cơ cấu có đoạn giảm trong khoảng góc quay từ  $20^\circ$  đến  $37^\circ$ . Để giải thích hiện tượng này, hai thành phần ứng suất cấu thành nên ứng suất trên Hình 4.9 được tách riêng như trên Hình 4.10, bao gồm ứng suất kéo ( $\sigma_a$ ) và ứng suất uốn ( $\sigma_b$ ). Việc tách riêng hai thành phần này nhằm mục đích phân tích định tính đóng góp của từng cơ chế biến dạng trong quá trình làm việc của cơ cấu, qua đó giúp lý giải hiện tượng giảm ứng suất tổng quan sát được trong khoảng góc quay từ  $20^\circ$  đến  $37^\circ$ .



Hình 4.9 Kết quả mô-men, ứng suất thu được từ tối ưu hóa theo độ tin cậy

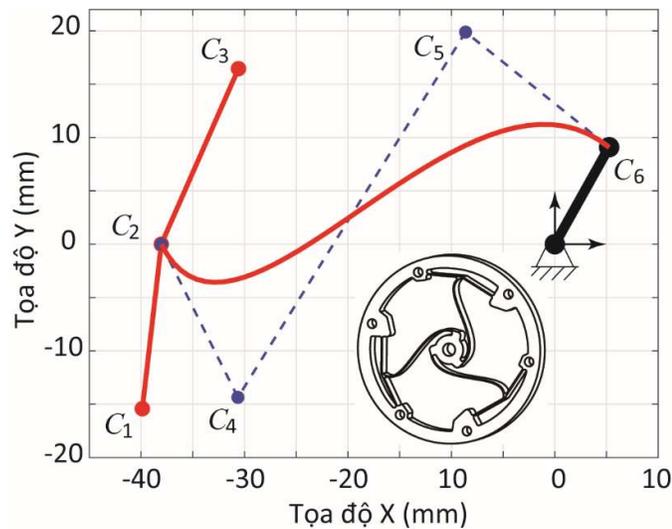


Hình 4.10 Phân tích các thành phần ứng suất theo CBCM

Kết quả cho thấy trong giai đoạn đầu (góc quay nhỏ hơn  $20^\circ$ ), ứng suất kéo tăng nhanh do lực dọc trục lớn, trong khi ứng suất uốn chiếm ưu thế tại các vùng cong cục bộ. Khi cơ cấu tiếp tục biến dạng đến khoảng  $20^\circ - 37^\circ$ , phần tử đàn hồi bắt đầu duỗi ra, dẫn đến giảm độ cong và giảm lực dọc trục tương ứng. Hệ quả là thành phần ứng

suất kéo gần như không tăng và ứng suất uốn lúc này giá trị còn nhỏ, tạo nên xu hướng giảm tổng thể của ứng suất tổng trong vùng này.

Cần lưu ý rằng, trong mô hình CBCM, hai thành phần  $\sigma_a$  và  $\sigma_b$  không độc lập tuyến tính do ảnh hưởng của hình học phi tuyến và điều kiện ràng buộc chuỗi phần tử. Vì vậy, tổng đại số của hai giá trị thành phần này chỉ thể hiện xu hướng biến thiên chứ không hoàn toàn trùng khớp với giá trị ứng suất tổng thu được từ mô hình như Hình 4.9. Tuy nhiên, việc tách riêng các thành phần vẫn có ý nghĩa quan trọng trong việc minh họa cơ chế làm việc và sự tái phân bố ứng suất trong quá trình biến dạng lớn của cơ cấu.

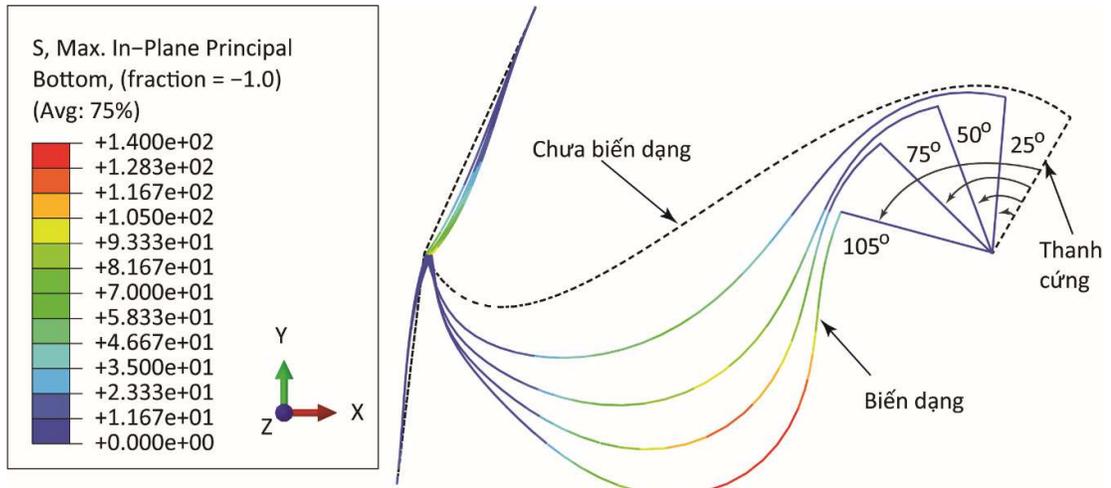


Hình 4.11 Kết quả tối ưu một nhánh và mô hình 3D của cơ cấu

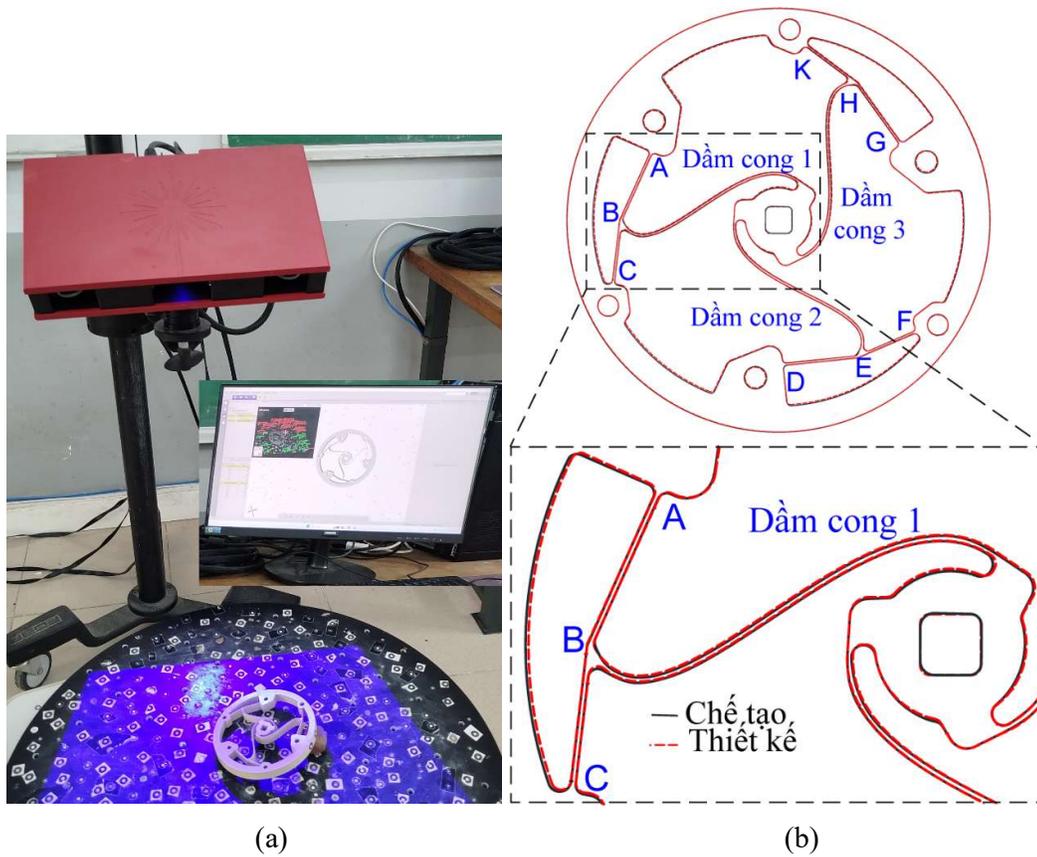
Dựa trên các giá trị tối ưu, ta có được hình dạng của các dầm trong một nhánh của cơ cấu và mô hình 3D hoàn chỉnh của cơ cấu được thể hiện trên Hình 4.11.

#### 4.4 Kiểm chứng kết quả với FEM và thực nghiệm

Mô phỏng bằng FEM và các thí nghiệm đã được tiến hành để xác minh thêm cho kết quả của mô hình phân tích bên trên. FEM phi tuyến đã được sử dụng để xác minh bằng phần mềm thương mại ABAQUS. Dầm cong được chia thành 40 phần tử và mỗi dầm thẳng được chia thành 30 phần tử dạng dầm tuyến tính hai nút B21. Tương tự, thanh nối cứng cũng được mô hình dưới dạng phần tử hai nút. Tùy chọn



Hình 4.12 Kết quả mô phỏng trên ABAQUS



Hình 4.13 (a) Quét biên dạng 3D cơ cấu và (b) so sánh biên dạng 2D của cơ cấu thực tế và cơ cấu thiết kế

phi tuyến hình học được chọn. Các giả thiết và điều kiện biên cho mô phỏng này tương tự như các mô phỏng ở phần trước.

Tương tự như cơ cấu CCTM-3, trong nghiên cứu này, kết quả thu được cũng có sự tương đồng rất cao giữa CBCM và FEM (Hình 4.9). Như thể hiện trong Hình 4.12, ứng suất chính lớn nhất nhận được từ mô phỏng FEM với giá trị  $140,0 \text{ MPa}$ , thấp hơn một chút so với phương pháp CBCM ( $\sigma_{max} = 141,1 \text{ MPa}$ ).

Để tiến hành thực nghiệm đo mô-men, một cơ cấu CCTM bằng vật liệu PEEK được gia công bằng phương pháp phay CNC. Trước khi thực nghiệm đo mô-men, cơ cấu được kiểm nghiệm lại độ chính xác gia công nhằm đảm bảo sai số gia công thỏa mãn STD như số liệu đã dùng ở phần phân tích độ tin cậy. Cơ cấu thực tế sẽ được scan 3D để so sánh với mô hình thiết kế. Quá trình quét biên dạng được thực hiện trên máy scan ATOS Core 300 (GOM, Germany) như Hình 4.13 (a). Hình ảnh của biên dạng gia công thực tế và biên dạng thiết kế được thể hiện trên Hình 4.13 (b). Việc so sánh này được thực hiện nhằm đánh giá kích thước bề rộng của các dầm và hình dáng của các dầm cong.

Bảng 4.3 Đánh giá bề rộng của các dầm đàn hồi

	Nhánh 1			Nhánh 2			Nhánh 3		
	Dầm cong 1	AB	BC	Dầm cong 2	DE	EF	Dầm cong 3	GH	HK
Trung bình (mm)	0,572	0,506	0,495	0,568	0,494	0,485	0,578	0,504	0,495
STD (mm)	0,025	0,007	0,004	0,033	0,009	0,004	0,017	0,009	0,004
CoV	4,511	1,510	0,837	5,997	0,820	2,099	3,099	1,816	0,843

Đầu tiên, kích thước sẽ được đánh giá thông qua bề rộng xác định tại 10 điểm trên dầm thẳng và 20 điểm trên dầm cong. Sau đó ta tính được giá trị trung bình, STD

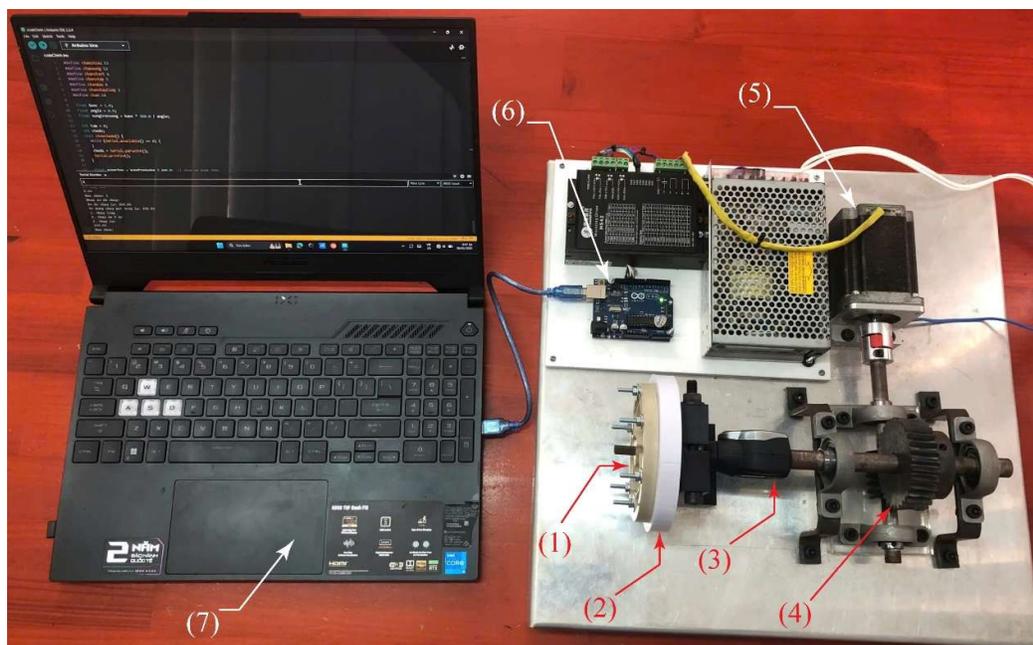
và hệ số biến thiên (CoV) của kích thước như Bảng 4.3. Với bề rộng tối ưu đối với các beam thẳng là 0,53 mm và beam cong là 0,60 mm, STD tính toán 0,05 mm thì các giá trị bề rộng trung bình đều đạt yêu cầu. Trong đó, giá trị bề rộng của các beam cong có STD lớn hơn khá nhiều so với các beam thẳng. Giá trị bề rộng trên các beam cong cũng biến thiên nhiều hơn, đặc biệt ở các vị trí bắt đầu của các beam. Điều đó chứng tỏ việc gia công chính xác bề rộng đồng đều trên suốt chiều dài cho các beam thẳng là dễ dàng hơn.

Bảng 4.4 Đánh giá sai lệch vị trí của các dầm cong thực tế

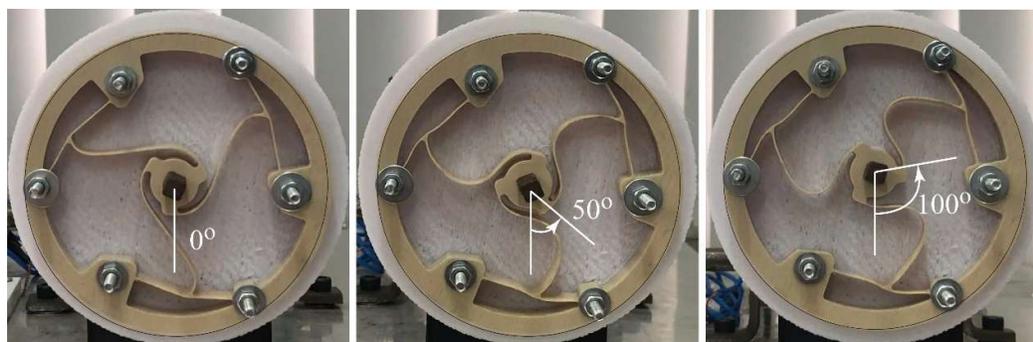
	Dầm cong 1	Dầm cong 2	Dầm cong 3
Trung bình (mm)	0,133	0,046	0,101
STD (mm)	0,038	0,043	0,048
CoV	28,589	94,206	48,059

Như đã nói ở phần trên, vì các dầm thẳng chỉ có tác dụng giảm ứng suất, không ảnh hưởng nhiều đến đặc tính của cơ cấu nên tọa độ để xác định hình dáng, vị trí của chúng không được chọn làm biến ngẫu nhiên để đánh giá độ tin cậy. Do đó, tiếp theo ta sẽ kiểm tra sai lệch về hình dáng của các dầm cong bằng cách đánh giá sai lệch vị trí của chúng so với thiết kế. Các dầm cong thực tế và thiết kế sẽ được đại diện bởi các đường cong nằm giữa bề rộng  $w$  của chúng. Ta sẽ xác định khoảng cách giữa các điểm trên đường cong thực tế và đường cong thiết kế tại 20 vị trí. Các giá trị sai lệch này được tính toán để cho ra giá trị sai lệch trung bình, STD và CoV như trên Bảng 4.4. Kết quả cho thấy, đường cong 1 có sai lệch vị trí nhiều nhất so với thiết kế, tuy nhiên các giá trị STD và CoV cho thấy đường cong này được dịch chuyển lệch một lượng đều so với thiết kế trên suốt chiều dài của nó. Đường cong 2 có sự trùng khớp cao nhất về vị trí so với đường cong thiết kế. Tuy nhiên, giá trị CoV của nó thể hiện sự biến thiên lớn trong các giá trị khoảng cách từ đường cong thực tế so với thiết kế. Vị trí của đường cong 2 sai lệch nhiều ở đoạn đầu, phần đoạn cong gần tiếp giáp với

trục, sau đó gần như trùng khớp với đường cong thiết kế. Xét tổng thể thì STD về vị trí của cả ba đường cong đều nằm trong STD cho phép 0,05.



Hình 4.14 Thiết lập thí nghiệm đo mô-men

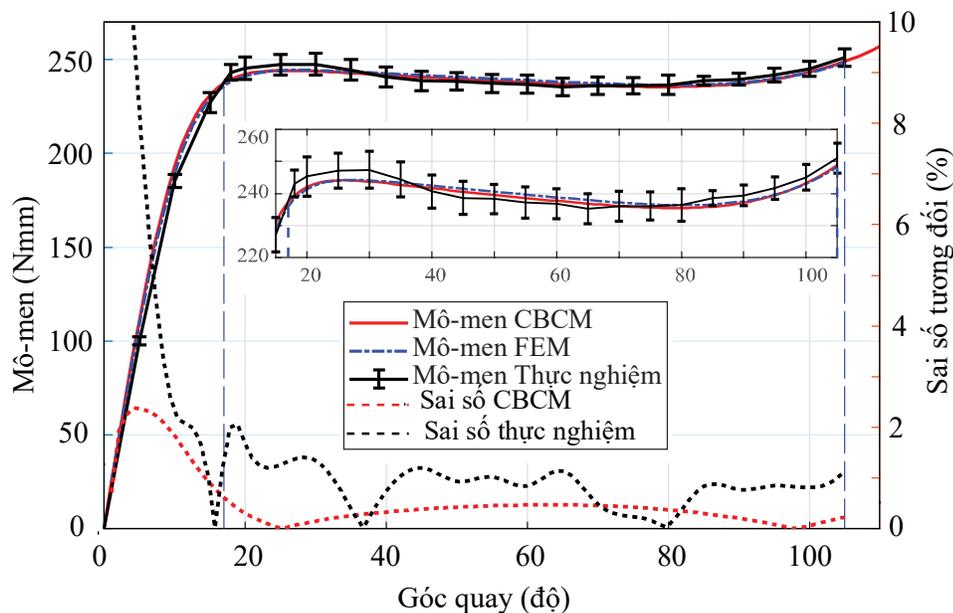


Hình 4.15 Hình ảnh CCTM-4 ở vị trí ban đầu và biến dạng ở 50° và 100°

Thiết lập thực nghiệm được thể hiện trong Hình 4.14. Cơ cấu CCTM được định vị năm bậc tự do bằng mặt phẳng và khối trụ ở tâm nhằm đảm bảo cho cơ cấu quay quanh tâm của nó. Vòng ngoài của CCTM (1) được cố định vào một tấm gá (2) gắn trên đế gỗ đứng. Động cơ bước (5), được điều khiển bởi Arduino (6) kết nối với máy tính (7), sẽ truyền động qua bộ truyền trục vít bánh vít (4) làm quay tua vít điện tử

(3), từ đó làm cho cơ cấu CCTM hoạt động. Các giá trị mô-men xoắn được ghi nhận lại ứng với mỗi bước  $5^\circ$  bằng tua vít điện tử kỹ thuật số GLK060 (hãng KTC, Nhật Bản) (như đã giới thiệu ở Chương 3). Tuy nhiên, tay cầm của tua vít được tháo ra để gắn trực tiếp vào trục của bánh vít. Để có giá trị so sánh khoảng ổn định theo tính toán lý thuyết và thực tế, giá trị mô-men tại vị trí  $17^\circ$  cũng được thu thập. Quá trình đo được lặp lại năm lần từ đó xác định giá trị trung bình và các sai số kèm theo. Hình 4.15 thể hiện cơ cấu ở vị trí ban đầu và các một vài trạng thái biến dạng thực tế ở các vị trí góc quay  $50^\circ$  và  $100^\circ$ .

Các thí nghiệm đo mô-men trong luận án này được thực hiện nhằm kiểm chứng đáp ứng cơ học của cơ cấu CCTM và so sánh với kết quả mô phỏng lý thuyết. Quá trình đo đạc được thực hiện theo các nguyên tắc đo lường cơ bản, phù hợp với thông lệ thường được áp dụng trong các nghiên cứu thực nghiệm về cơ cấu đàn hồi nói chung và cơ cấu CCTM nói riêng nhằm đảm bảo tính lặp lại và tính so sánh của kết quả.



Hình 4.16 So sánh mô-men giữa CBCM, FEM và thực nghiệm

Các kết quả của mô hình phân tích CBCM, mô phỏng FEM và thực nghiệm được thể hiện trên Hình 4.16. Các giá trị mô-men tính toán theo CBCM và mô phỏng FEM đã được nhân ba cho phù hợp với mô-men đo trên cơ cấu thực tế. Có một sự trùng khớp rất cao giữa kết quả của CBCM và FEM. Ở đoạn gia tải, sai số của CBCM so với FEM lớn hơn so với khoảng ổn định mô-men, với giá trị lớn nhất là 2,4%. Sai số này có nguyên nhân từ độ dốc lớn của đồ thị trong đoạn gia tải kết hợp với giá trị mô-men nhỏ trong đoạn này làm phóng đại sai số tương đối. Tuy nhiên, quan sát thực tế ta có thể thấy hai đồ thị này vẫn rất trùng khớp trong đoạn này. Khi vào khoảng góc quay ổn định mô-men, sai số giữa CBCM và FEM còn khá nhỏ, dưới 1%, thể hiện sự chính xác của mô hình phân tích.

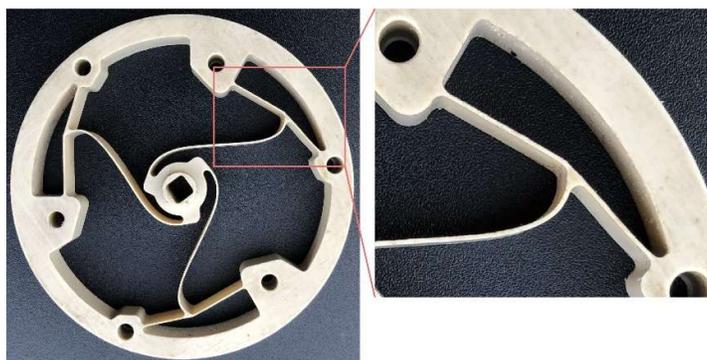
Kết quả thực nghiệm cũng có sự thống nhất khá tốt với các giá trị phỏng đoán theo lý thuyết. Sai số của thực nghiệm so với mô phỏng FEM có giá trị lớn ở giai đoạn góc quay nhỏ, nhưng giảm dần và trở nên không đáng kể (không quá 2%) ở giai đoạn ổn định mô-men. Ngoài các nguyên nhân gây ra sai số lớn ở giai đoạn đầu tương tự như đã giải thích cho mô hình CBCM ở trên, kết quả thực nghiệm còn bị ảnh hưởng bởi ma sát, đặc tính nhớt đàn hồi của vật liệu PEEK và sai số gia công. Sai số do gia công sẽ được phân tích kỹ hơn ở bên dưới. Bên cạnh đó, sai số của CBCM và thực nghiệm có thể còn đến từ sự nội suy các giá trị góc quay theo các bước gia tăng của mô phỏng FEM.

Đánh giá về sự ổn định của mô-men, ta thấy sai số lớn nhất của mô-men thực tế là 1,67% xảy ra tại vị trí góc quay  $20^\circ$ . Giá trị trung bình của mô-men thực nghiệm trong khoảng từ  $17^\circ$  đến  $105^\circ$  là  $240,4 \text{ Nmm}$ . Sai số lớn nhất 2,9% của giá trị trung bình so với giá trị mong muốn xảy ra tại vị trí góc quay  $30^\circ$  với giá trị mô-men tại đây là  $247,39 \text{ Nmm}$ . Với sai số nhỏ hơn 3% thì cơ cấu thực tế nằm trong sai số cho phép và đảm bảo yêu cầu đặt ra.

Mặc dù cơ cấu thỏa mãn được các mục tiêu đề ra với độ tin cậy cao tuy nhiên với thiết kế gồm ba dầm liên kết với nhau tại điểm  $C_2$  nhằm giảm ứng suất sẽ gây ra sai số gia công lớn hơn so với các thiết kế không có giao điểm như vậy. Sai số xảy ra

tại đây là do khi tính toán lý thuyết theo CBCM và mô phỏng FEM bằng phần tử 1D, giao điểm này chỉ là một điểm. Tuy nhiên khi gia công thực tế bằng phương pháp phay thì sẽ phải có cung bo ở vị trí giao điểm này. Nếu cung bo quá nhỏ thì dụng cụ không đáp ứng được về đường kính dao cũng như chiều dài phần cắt để cắt hết bề dày của cơ cấu. Hiện tại cơ cấu thực tế đang gia công với góc bo có bán kính 1,0 mm nên vị trí  $C_2$  này sẽ có kích thước lớn hơn so với giá trị mô phỏng (Hình 4.17).

Bên cạnh đó sai số của kết quả thực nghiệm còn có thể do sự không đồng nhất trong bề rộng  $w$  của các dầm, đây được coi là thông số nhạy cảm nhất khi thiết kế dạng cơ cấu này [8, 86]. Với bài toán phân tích độ tin cậy ở trên, ta chỉ xét sự thay đổi ngẫu nhiên giá trị  $w$  trong độ lệch chuẩn nhất định và vẫn coi nó là thống nhất trên suốt chiều dài của dầm. Ngoài ra, sai số trong quá trình gia công có thể gây ra sự bất đối xứng của ba nhánh trên cơ cấu thực tế. Điều này cũng chưa được xem xét đến. Các vấn đề này sẽ được tiếp tục nghiên cứu trong tương lai.



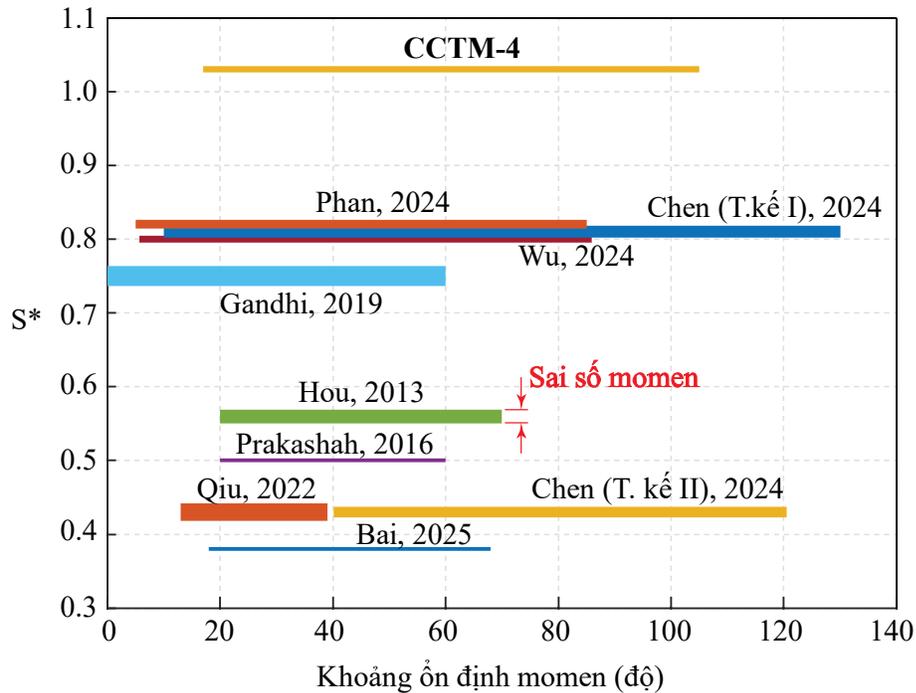
Hình 4.17 Góc bo tại giao điểm ba dầm khi gia công thực tế

Để xem xét tính nhỏ gọn của cơ cấu so với khoảng làm việc, ta vẫn sử dụng công thức (3.24, Chương 3) để tính toán giá trị  $S^*$  của CCTM-4 và các CCTM khác đã công bố. Với đường kính  $D_o = 85,51 \text{ mm}$  là đường kính ngoài cùng đi qua điểm điều khiển  $C_1$ , ta thấy cơ cấu CCTM-4 có  $S^*$  lớn nhất so với các CCTM đã công bố (Hình 4.18). Bên cạnh đó, một thông số quan trọng khác của cơ cấu CCTM là sai số của mô-men đầu ra được tính theo công thức (4.44). Qua đó có thể thấy thiết kế đã hoàn thành được mục tiêu thiết kế một cơ cấu CCTM nhỏ gọn, có khoảng làm việc

lớn với sai số mô-men đầu ra tương đối nhỏ và có xét đến các sai số ngẫu nhiên trong quá trình gia công.

$$Sai\ số\ momen = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (4.44)$$

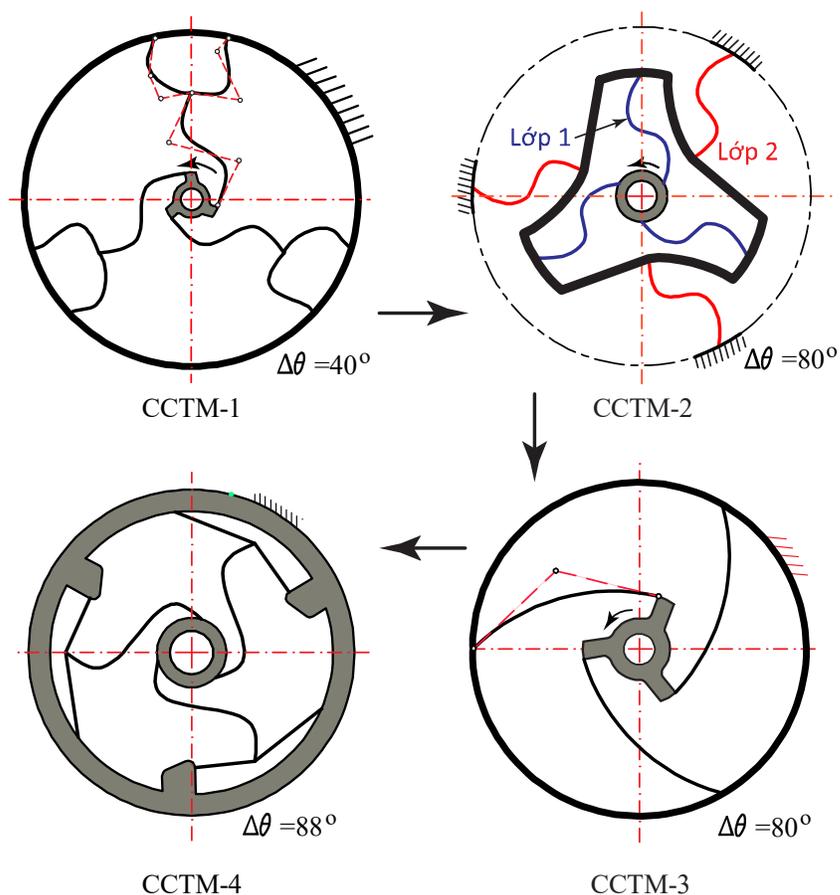
với  $T_{min}$  và  $T_{max}$  là mô-men nhỏ nhất và lớn nhất trong khoảng ổn định mô-men.



Hình 4.18 So sánh cơ cấu CCTM-4 với các CCTM đã công bố

**Kết luận:** Chương 4 trình bày một quy trình tổng hợp cơ cấu CCTM hành trình làm việc lớn bằng phương pháp thiết kế tối ưu hóa theo độ tin cậy có xét đến các yếu tố ngẫu nhiên xảy ra trong quá trình gia công. Bằng cách kết hợp mô hình hóa với CBCM, đánh giá độ tin cậy theo FORM và tối ưu hóa bằng giải thuật di truyền NSGA-II, phương pháp đề xuất đã đạt được cơ cấu CCTM với độ tin cậy cao (99,88%) với khoảng làm việc ổn định mô-men lớn (88°) và sai số mô-men đầu ra nằm trong sai số 3%. Với kết cấu CCTM sử dụng khớp xoay đàn hồi bằng hai dầm thẳng ở đầu dầm cong giúp giảm ứng suất từ đó đạt được mục tiêu cơ cấu nhỏ gọn và hành trình làm việc lớn khi so sánh với các CCTM khác đã công bố. Tuy nhiên, việc sử dụng kết cấu này làm tăng sai số gia công. Do đó, bài toán tối ưu hóa theo độ tin

cây có xét đến các sai số ngẫu nhiên càng thể hiện ý nghĩa trong trường hợp này. Sự phát triển của luận án được thể hiện thông qua bốn cơ cấu đã tổng hợp trên Hình 4.19. Dễ dàng thấy rằng các CCTM càng về sau càng có hành trình ổn định mô-men lớn hơn với kết cấu nhỏ gọn hơn và độ chính xác của mô-men đầu ra tốt hơn (Hình 4.18).



Hình 4.19 Sự phát triển của luận án thông qua bốn CCTM đã tổng hợp

## **Chương 5**

# **ỨNG DỤNG CƠ CẤU ĐÀN HỒI ỔN ĐỊNH MÔ- MEN VÀO THỰC TẾ**

### **5.1 Tiêu chuẩn về ứng dụng các thiết bị trong cơ sinh học**

Việc thiết kế và ứng dụng các cơ cấu đàn hồi trong lĩnh vực cơ sinh học đòi hỏi tuân thủ nghiêm ngặt các tiêu chuẩn kỹ thuật nhằm đảm bảo an toàn sinh học, độ tin cậy cơ học và tính an toàn khi thiết bị tương tác với con người. Đối với các cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men được sử dụng trong thiết bị hỗ trợ chức năng khớp hoặc hệ thống trợ lực đeo ngoài, việc tuân thủ các tiêu chuẩn quốc tế và quốc gia là cơ sở để đánh giá, chứng minh và hoàn thiện tính ứng dụng của sản phẩm.

Trước hết, nhóm tiêu chuẩn về đánh giá sinh tương thích đóng vai trò nền tảng cho mọi thiết bị y sinh có tiếp xúc trực tiếp hoặc gián tiếp với cơ thể người. Bộ tiêu chuẩn ISO 10993 “*Biological evaluation of medical devices*” quy định phương pháp đánh giá an toàn sinh học của vật liệu và linh kiện trong môi trường cơ thể. Cụ thể, tiêu chuẩn ISO 10993-1:2018 nêu rõ khung đánh giá rủi ro sinh học tổng thể, xác định các thử nghiệm cần thiết như độc tính tế bào, kích ứng, nhạy cảm da, độc tính toàn thân hoặc tương thích huyết học. Ở Việt Nam, tiêu chuẩn này đã được chuyển đổi thành TCVN 7391-1:2023, được sử dụng như căn cứ để đánh giá và kiểm định vật liệu trong chế tạo thiết bị y sinh. Việc áp dụng tiêu chuẩn này đặc biệt quan trọng đối với các cơ cấu đàn hồi có vật liệu polyme, silicon hay chất đàn hồi (elastomer) có khả năng tiếp xúc lâu dài với da hoặc mô mềm của người sử dụng.

Bên cạnh đó, việc xác định đặc tính cơ học của vật liệu đàn hồi cần tuân theo các tiêu chuẩn thử nghiệm được quốc tế công nhận. Tiêu chuẩn ISO 37:2017 (TCVN 4509:2020) quy định phương pháp đo ứng suất - biến dạng của cao su lưu hóa hoặc nhựa đàn hồi nhiệt dẻo trong thử kéo, giúp xác định các đại lượng cơ bản như mô đun đàn hồi, độ bền kéo đứt và độ giãn dài.

Đối với các thiết bị đeo hỗ trợ vận động hoặc tương tác trực tiếp với người sử dụng, cần xem xét thêm tiêu chuẩn về an toàn của robot và thiết bị hỗ trợ cá nhân. Tiêu chuẩn ISO 13482:2014 “*Robots and robotic devices - Safety requirements for personal care robots*” (TCVN 13231:2020) quy định các yêu cầu an toàn cơ bản khi robot hoặc thiết bị trợ lực hoạt động trong môi trường có con người, bao gồm giới hạn lực, áp suất, mô-men và tốc độ chuyển động cho phép. Việc tuân thủ tiêu chuẩn này giúp đảm bảo thiết bị hỗ trợ cơ sinh học vận hành an toàn, giảm thiểu nguy cơ chấn thương hoặc quá tải cơ học cho người sử dụng trong các tình huống tương tác lặp lại.

Ngoài các tiêu chuẩn nêu trên, các yêu cầu về hệ thống quản lý chất lượng và quy trình thiết kế sản phẩm cũng cần được tuân thủ. Tiêu chuẩn ISO 13485:2016 (TCVN ISO 13485:2017) quy định hệ thống quản lý chất lượng dành cho thiết bị y tế, bao gồm quy trình thiết kế, thử nghiệm, truy xuất nguồn gốc và kiểm soát rủi ro trong suốt vòng đời sản phẩm.

Nhìn chung, các tiêu chuẩn ISO và TCVN hiện hành đã cung cấp một khung tham chiếu tương đối đầy đủ cho việc đánh giá và phát triển các cơ cấu đàn hồi trong lĩnh vực cơ sinh học. Việc áp dụng đồng bộ các tiêu chuẩn về sinh tương thích, đặc tính cơ học, an toàn robot và quản lý chất lượng không chỉ đảm bảo tính an toàn và hiệu quả của việc ứng dụng cơ cấu CCTM vào thiết bị cơ sinh học mà còn tạo tiền đề cho việc chuyển giao kết quả nghiên cứu vào thực tế sản xuất và ứng dụng lâm sàng tại Việt Nam.

## **5.2 Thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối**

### **5.2.1 Giới thiệu**

Khớp gối đóng vai trò quan trọng trong việc nâng đỡ cơ thể và thực hiện các hoạt động hàng ngày như đi bộ, leo cầu thang, ngồi xuống đứng lên, đạp xe và tham gia các hoạt động thể thao. Khi khớp gối bị tổn thương, thoái hóa hoặc suy giảm chức năng, việc di chuyển trở nên khó khăn, làm giảm chất lượng cuộc sống. Do đó, các

thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối là giải pháp cần thiết nhằm giảm tải và cải thiện khả năng vận động của người dùng.

Các thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối có thể được phân loại thành hai nhóm chính là thiết bị hỗ trợ chủ động và thiết bị hỗ trợ bị động. Thiết bị hỗ trợ chủ động sử dụng nguồn năng lượng ngoài (chẳng hạn như động cơ điện, khí nén hoặc thủy lực) để tạo ra mô-men hỗ trợ trực tiếp cho khớp [93-95]. Nhờ tích hợp hệ thống cảm biến, bộ điều khiển và cơ cấu chấp hành, các thiết bị này có khả năng điều chỉnh lực hoặc mô-men theo pha chuyển động, qua đó tăng độ chính xác và khả năng thích ứng với người dùng. Tuy nhiên, nhược điểm của loại thiết bị này là kích thước và khối lượng lớn, tiêu thụ năng lượng cao, cấu trúc phức tạp, và yêu cầu hệ thống điều khiển tinh vi để đảm bảo an toàn và hiệu quả khi sử dụng.

Giá trị mô-men hỗ trợ trong các thiết bị này được so sánh trong hai tài liệu [94, 95], phần lớn nằm trong khoảng dưới 20 Nm, một vài thiết bị có giá trị lớn hơn và lớn nhất lên đến 81 Nm. Một thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối dạng chủ động trợ giúp việc đi lại của hãng Keeogo đã được thương mại hóa [116]. Theo hồ sơ nộp lên FDA (Hoa Kỳ) thì thiết bị này sử dụng hai động cơ với giá trị mô-men lớn nhất lên đến 40 Nm. Giá trị mô-men này khá lớn so với thiết bị hỗ trợ của hãng Honda với 4 Nm [117].

Ngược lại, các thiết bị hỗ trợ bị động không sử dụng nguồn năng lượng ngoài mà tận dụng năng lượng cơ học sinh ra trong quá trình vận động của người dùng thông qua các phần tử đàn hồi như lò xo [99, 100]. Loại thiết bị này có cấu trúc đơn giản, khối lượng nhẹ và dễ chế tạo, đồng thời không cần hệ thống điều khiển phức tạp. Tuy nhiên, khả năng hỗ trợ của thiết bị bị động thường phụ thuộc vào đặc tính cơ học cố định của phần tử đàn hồi, nên tính linh hoạt và hiệu quả hỗ trợ hạn chế so với thiết bị chủ động. Trong những năm gần đây, một số nghiên cứu đã phát triển thiết bị hỗ trợ bán chủ động [96-98], kết hợp cơ cấu đàn hồi bị động với phần tử điều khiển mô-men nhỏ nhằm điều chỉnh đặc tính đàn hồi theo thời gian thực, góp phần cải thiện hiệu quả hỗ trợ mà vẫn duy trì ưu điểm gọn nhẹ của hệ bị động.



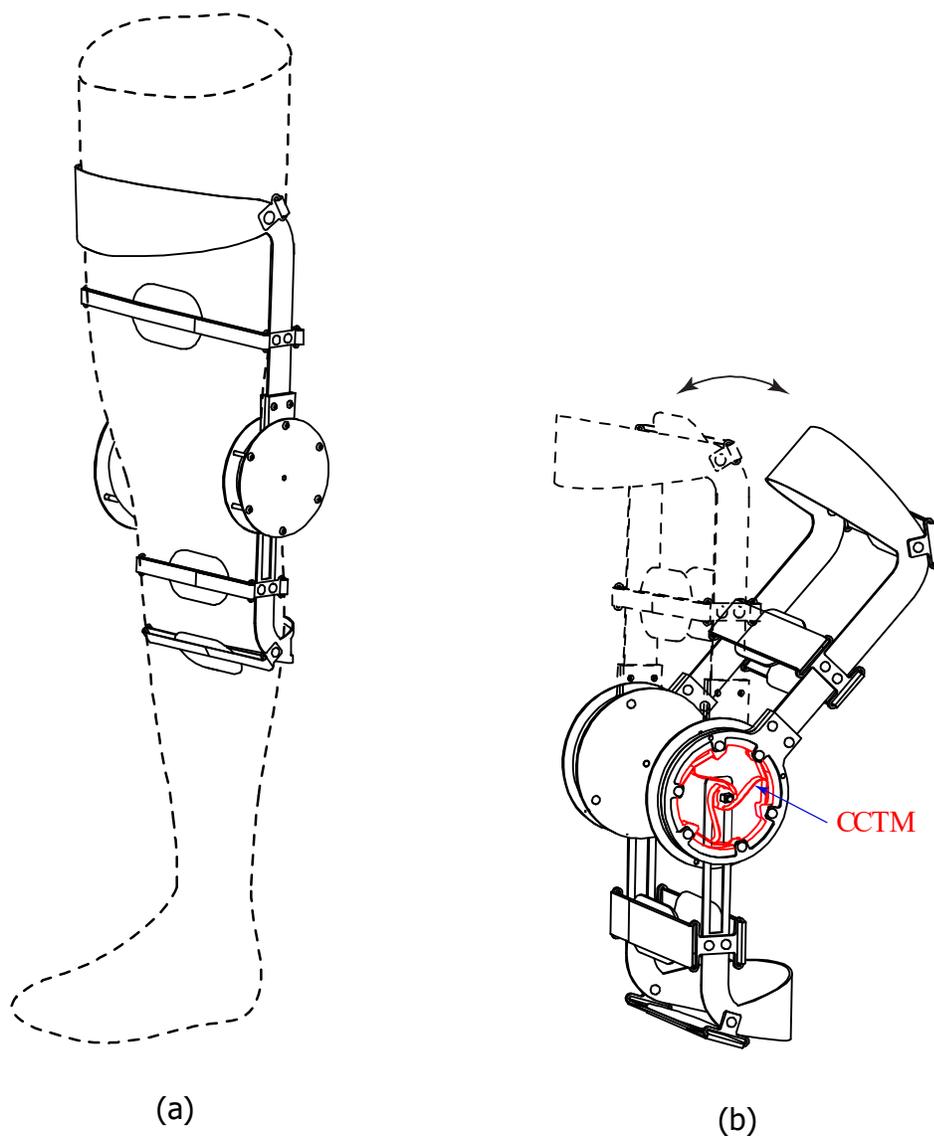
Hình 5.1 Đai trợ lực khớp gối Power Knee (Nguồn: besport.vn)

Hiện nay, một số loại đai trợ lực khớp gối đã được thương mại trên thị trường chủ yếu sử dụng lực đàn hồi của lò xo để hỗ trợ chuyển động (Hình 5.1). Tuy nhiên, cơ chế này yêu cầu người dùng phải tác dụng lực để nén lò xo, và lực này tăng dần theo độ gập của khớp gối. Điều này khiến thiết bị chỉ phù hợp với các hoạt động cần trợ lực lớn như tập luyện thể thao, bê vác vật nặng hoặc các chuyển động toàn thân như ngồi xuống - đứng lên. Đối với các hoạt động thường ngày như đi lại, đi trên mặt đường dốc, đi lên - xuống cầu thang thì thiết bị trợ lực như trên không phù hợp.

Trong khi đó, thiết bị hỗ trợ tích hợp cơ cấu CCTM mang lại nhiều ưu điểm vượt trội. Cơ cấu này giúp duy trì mô-men hỗ trợ gần như không đổi trong suốt quá trình gập - duỗi khớp gối, giúp chuyển động mượt mà và tự nhiên hơn. Ngoài ra, CCTM còn giúp giảm lực phản hồi đột ngột, giúp chuyển động ổn định hơn, chẳng hạn trong các tình huống đi xuống cầu thang, điều mà lò xo thông thường không làm được. Do đó, thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM đặc biệt phù hợp với những người bị tổn thương, thoái hóa hoặc suy giảm chức năng khớp gối, giúp họ thực hiện các hoạt động hàng ngày dễ dàng và thoải mái hơn. Với các đặc tính trên, thiết bị hỗ trợ khớp gối tích hợp CCTM sẽ giúp cải thiện đáng kể cho người sử dụng.

### 5.2.2 Thiết kế, chế tạo

Hình 5.1 mô tả thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp cơ cấu CCTM. Trong đó Hình 5.1 (a) thể hiện thiết bị đang được mang trên chân người và Hình 5.1 (b) thể hiện rõ hơn về cách thức thiết bị hoạt động.

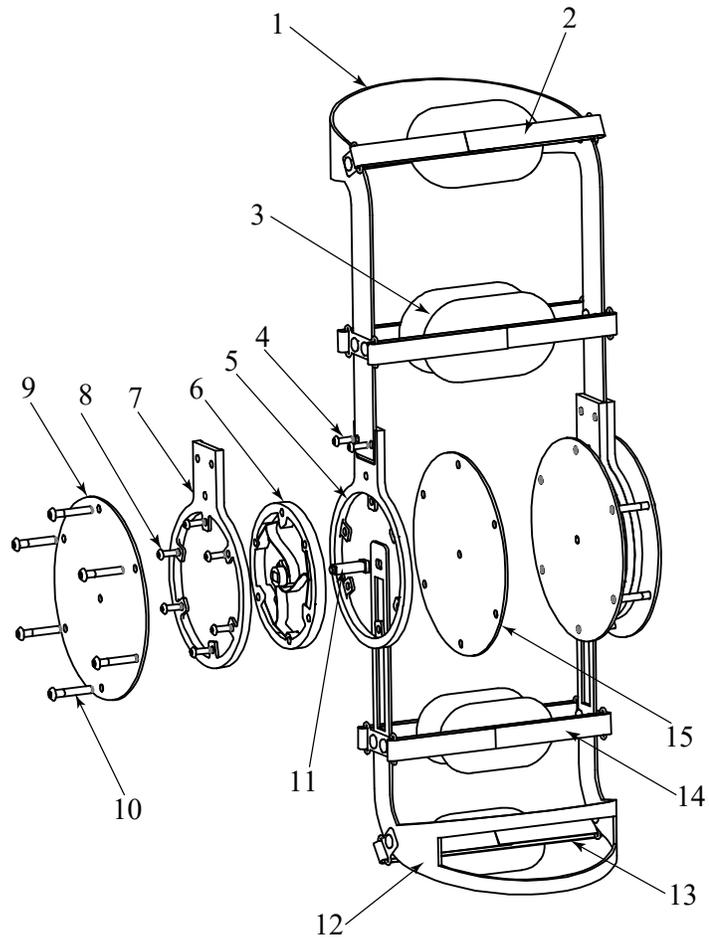


Hình 5.2 Thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp cơ cấu CCTM đang được mang trên chân người (a) và cách thức thiết bị hoạt động (b)

Bản vẽ phân rã trên Hình 5.3 cho thấy rõ hơn cách mà cơ cấu CCTM được tích hợp trên thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối. Thiết bị gồm khung ôm bắp đùi 1 và

khung ôm bắp chân 12. Các khung này sẽ lần lượt ôm vào bắp đùi và bắp chân của người sử dụng. Sau đó thiết bị sẽ được siết chặt vào chân người sử dụng thông qua các dây đeo 2, 3, 13 và 14. Các dây đeo này có kèm theo các tấm mút xốp giúp cố định êm ái vào chân người đeo. Khung ôm bắp đùi 1 được chế tạo liền khối với hai thanh chạy dọc theo chân xuống phía dưới đầu gối để lắp ghép với các khung đỡ cơ cấu CCTM bên trong 5 và bên ngoài 7 thông qua các bu lông 4. Cơ cấu CCTM 6 được cố định vành ngoài với hai khung đỡ 5 và 7 thông qua các bu lông 8. Khung ôm bắp đùi 12 được chế tạo liền khối với hai thanh chạy dọc theo chân đi lên phía đầu gối và được lắp với thanh truyền lực 11. Phần thân của thanh truyền lực 8 được lắp vào lỗ vuông của cơ cấu CCTM 6. Hai đầu của thanh truyền lực 8 được lắp vào hai lỗ nằm ngay tâm của các nắp che bên trong 15 và bên ngoài 9. Nắp che bên ngoài 9 sẽ được lắp ghép với nắp che bên trong 15 thông qua các bu lông 10. Trong đó, một bu lông sẽ được lắp xuyên từ nắp che bên ngoài 9 qua các khung đỡ 7 và 5 để đi đến nắp che bên trong 15. Nhờ mối ghép bu lông này mà hai nắp che được cố định với toàn bộ thiết bị.

Khi người sử dụng mang thiết bị vào chân như Hình 5.2 (a), trong quá trình hoạt động, chẳng hạn bước đi, thì khung ôm bắp chân 12 sẽ có sự chuyển động quay tương đối với khung ôm bắp đùi 1, từ đó truyền chuyển động quay này sang thanh truyền lực 11 làm quay cơ cấu CCTM 6. Cơ cấu CCTM sẽ tích trữ năng lượng trong quá trình gập chân và giải phóng năng lượng đó (tương tự như một lò xo) để giúp người sử dụng duỗi chân thực hiện chuyển động đi. Tính năng ổn định mô-men này sẽ giúp sự hỗ trợ cho động tác gập duỗi chân của người sử dụng được mượt mà và nhịp nhàng từ đó giúp cải thiện dáng đi và sự thoải mái của người sử dụng. Thiết bị cũng đã được chế tạo thực tế như Hình 5.4.



Hình 5.3 Cấu tạo thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM



Hình 5.4 Thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM được chế tạo thực tế

### 5.3 Hạn chế trong việc ứng dụng CCTM vào thực tế

Thiết bị trên Hình 5.4 được tích hợp CCTM-4 ở hai bên nên giá trị mô-men ổn định khoảng 500 Nmm. Mặc dù vậy giá trị mô-men này vẫn còn rất nhỏ so với mô-men của các thiết bị đã liệt kê ở trên. Do đó, thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM trong luận án này mới chỉ dừng lại ở ý tưởng. Việc phát triển để có thể sử dụng thực tế cần có thêm thời gian và kinh phí mà chưa thể thực hiện hoàn chỉnh trong khuôn khổ của luận án này. NCS đã tiến hành nộp đơn bảo hộ độc quyền sáng chế cho ý tưởng “thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men”. Song song đó, việc nghiên cứu phát triển ứng dụng này vẫn đang được tiếp tục tiến hành. Ta sẽ tìm kiếm các loại vật liệu khác, thay đổi các ràng buộc cụ thể hơn về giá trị góc quay, kích thước, hình dáng CCTM cho phù hợp với từng thiết bị cụ thể dựa trên mỗi nhóm đối tượng sử dụng và từng khớp khác nhau. Khi đó, các thuật toán và phương pháp thiết kế tối ưu hóa đã đề xuất trong luận án này vẫn không thay đổi.

Giá trị mô-men sinh ra nhỏ là một hạn chế của các cơ cấu CCTM của luận án này nói riêng và của tất cả CCTM đã công bố nói chung. Nhìn chung, CCTM mặc dù có tiềm năng ứng dụng đa dạng đã được trình bày ở các phần trước, tuy nhiên chỉ mới dừng lại ở ý tưởng mà chưa tích hợp thực sự vào các thiết bị, máy móc cụ thể trong thực tế, đặc biệt đối với lĩnh vực cơ sinh học. Các yếu tố chính ảnh hưởng đến vấn đề này như sau:

- Giá trị mô-men còn quá nhỏ so với kích thước của cơ cấu. Khi giá trị mô-men nhỏ thì chỉ ứng dụng được vào các thiết bị máy móc yêu cầu lực nhỏ, khi đó kích thước của các thiết bị máy móc đó cũng không lớn. Do đó nếu CCTM có kích thước quá lớn so với giá trị mô-men làm việc thì rất khó để tích hợp vào các ứng dụng cần lực nhỏ như vậy. Đây có thể xem là nhược điểm lớn nhất khiến cho việc ứng dụng CCTM vào thực tế gặp khó khăn.

- Nếu tăng giá trị mô-men lên bằng cách tăng bề dày của các dầm đàn hồi thì sẽ làm tăng ứng suất tập trung, từ đó giảm hành trình làm việc thì cũng giảm khả năng ứng dụng của cơ cấu.
- Nếu tăng giá trị mô-men bằng cách tăng bề rộng dầm (out-of-plane thickness) của cơ cấu thì không ảnh hưởng đến đặc tính ổn định momen cũng như ứng suất của cơ cấu, tuy nhiên sẽ làm cơ cấu cồng kềnh. Đặc biệt, nếu cơ cấu chế tạo bằng phương pháp gia công cắt gọt thì việc tăng độ dày này có thể làm cho cơ cấu khó gia công hoặc thậm chí không gia công được vì các cung bo ở các giao điểm tại các đầu dầm thường có giá trị nhỏ (bán kính thường không nhỏ hơn 0,5 mm), nên cơ cấu quá dày sẽ không có dụng cụ cắt có phần cắt đủ dài để gia công.
- Một số ứng dụng như thiết bị hỗ trợ chức năng các khớp có tích hợp CCTM giúp ổn định mô-men thì cần hành trình lớn và kích thước nhỏ gọn. Đồng thời mô-men cũng phải lớn tùy vào từng khớp ứng dụng. Để đạt cả ba yếu tố này là một điều khá khó khăn và cần được tiếp tục nghiên cứu. Các cơ cấu CCTM đã được công bố gần như không có công trình nào thỏa mãn cả ba yếu tố này. Một số CCTM chỉ đi vào khai thác để cho hành trình ổn định mô-men lớn nhưng kích thước cơ cấu quá lớn và giá trị momen thì quá nhỏ nên cũng không có nhiều ý nghĩa.

Tóm lại, để giải quyết việc ứng dụng vào thực tế thì cần phải tiếp tục nghiên cứu sao cho CCTM thỏa mãn cả ba yếu tố: hành trình ổn định momen lớn, kích thước nhỏ gọn và giá trị momen lớn. Do đó, các hướng nghiên cứu tiếp theo được đề xuất để các cơ cấu CCTM có thể ứng dụng thực tế vào những thiết bị hỗ trợ các khớp cho con người:

- Nghiên cứu thu nhỏ kích thước của CCTM hơn nữa để ứng dụng vào những khớp nhỏ, không yêu cầu mô-men quá lớn như cổ tay, khuỷu tay, vai và cổ chân.

- Nghiên cứu phương pháp gia tăng giá trị mô-men của CCTM bằng cách thay đổi vật liệu, đặc biệt là các vật liệu kim loại để có thể áp dụng các phương pháp gia công không có lực cắt như gia công bằng tia lửa điện. Khi đó có thể tăng bề rộng dầm (chiều cao của cơ cấu) lên vì không phụ thuộc vào chiều dài phần cắt của các dao phay như phương pháp gia công hiện tại.
- Thiết kế các thiết bị hỗ trợ dưới dạng bán chủ động: với mô-men sinh ra từ cơ cấu CCTM sẽ giúp giảm được mô-men của các động cơ, từ đó giảm được năng lượng, giảm kích thước cũng như khối lượng của các động cơ, giúp cho thiết bị nhẹ nhàng hơn.
- Kết hợp thêm cơ cấu khuếch đại mô-men cho thiết bị hỗ trợ chức năng.

Hiện tại, NCS vẫn đang tiếp tục phát triển CCTM có giá trị mô-men lớn để tích hợp thực tế vào thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối bằng cách thay đổi vật liệu kết hợp với các ràng buộc phù hợp trong quá trình tối ưu hóa. Bên cạnh đó, kết cấu cơ khí của thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối cũng sẽ được thay đổi để giảm bớt yêu cầu về hành trình góc quay nhằm tăng tính khả thi trong tìm kiếm CCTM có khả năng ứng dụng thực tế.

**Kết luận:** Chương 5 đã trình bày tiêu chuẩn ứng dụng các thiết bị trong cơ sinh học và ứng dụng cơ cấu CCTM trong thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối. Đây là một thiết bị hỗ trợ dạng bị động với kết cấu nhỏ gọn, đơn giản hơn so với các thiết bị hỗ trợ dạng chủ động. Với khả năng ổn định mô-men của CCTM, thiết bị này sẽ giúp hỗ trợ cho những người yếu cơ có thể thực hiện các chuyển động đi lại một cách mượt mà, giúp cải thiện dáng đi cho người sử dụng. Mặc dù vẫn còn hạn chế về giá trị mô-men nhưng ý tưởng này rất triển vọng để NCS tiếp tục tiến hành thêm các nghiên cứu phát triển. Bên cạnh đó, các hạn chế của việc ứng dụng CCTM vào thực tế cũng đã được phân tích trong chương này để thấy được các hướng nghiên cứu tiếp theo của cơ cấu CCTM.

## Chương 6

# KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

### 6.1 Kết luận

Luận án đã đóng góp một số điểm mới có ý nghĩa cả về mặt phương pháp luận và ứng dụng thực tiễn trong thiết kế cơ cấu đàn hồi ổn định mô-men.

Thứ nhất, luận án đã phát triển ba quy trình tổng hợp cơ cấu CCTM được thực hiện hoàn toàn tự động trên phần mềm MATLAB. Thông qua các quy trình này, bốn thiết kế CCTM mới đã được tổng hợp với các chỉ tiêu về sai số của mô-men đầu ra, khoảng ổn định mô-men và kích thước nhỏ gọn được cải thiện đáng kể khi so sánh với các công trình nghiên cứu khác về CCTM.

- **Quy trình thứ nhất** sử dụng thuật toán di truyền GA kết hợp với phương pháp phần tử hữu hạn FEM trên phần mềm ABAQUS để tổng hợp hai CCTM mới. Trong đó, CCTM-2 đạt được phạm vi hoạt động lên đến  $110^\circ$ , với khoảng ổn định mô-men từ  $30^\circ$  đến  $110^\circ$ . Đặc biệt, CCTM-2 giới thiệu phương pháp thiết kế mới bằng cách xếp chồng các dầm đàn hồi theo lớp và cho biến dạng tuần tự, giúp mở rộng hành trình làm việc mà vẫn đảm bảo không vượt quá giới hạn đàn hồi của vật liệu.
- **Quy trình thứ hai** xây dựng mô hình toán học của CCTM dựa trên phương pháp CBCM để tính toán chuyển vị, mô-men và ứng suất, sau đó tích hợp vào thuật toán di truyền đa mục tiêu NSGA-II. Cách tiếp cận này giúp cải thiện đáng kể hiệu suất tối ưu hóa, giảm thời gian tính toán, đồng thời cho ra thiết kế CCTM-3 với kết cấu nhỏ gọn nhưng vẫn đạt hành trình ổn định mô-men lên đến  $80^\circ$ . Đáng chú ý, tỷ lệ ổn định mô-men của CCTM-3 đạt 94,1% trên toàn bộ phạm vi hoạt động, với mô-men ổn định xấp xỉ 200 Nmm. Sai số mô-men đầu ra chỉ khoảng 1,5% đối với mô hình lý thuyết và mô phỏng, và 3,7% khi so sánh với mô hình thực nghiệm.

- **Quy trình thứ ba** tích hợp phương pháp CBCM, phân tích độ tin cậy FORM và thuật toán di truyền NSGA-II để tối ưu hóa CCTM theo độ tin cậy. Với quy trình này, các yếu tố ngẫu nhiên ảnh hưởng đến hình dạng, kích thước của các dầm đàn hồi do sai số trong quá trình gia công gây ra được xét đến nhằm đảm bảo cơ cấu nhận được sau gia công luôn đảm bảo các mục tiêu thiết kế. Kết quả thu được là CCTM-4 với kích thước cực kỳ nhỏ gọn nhờ áp dụng bản lề linh hoạt tại một đầu dầm cong, thay thế liên kết ngàm truyền thống, giúp giảm ứng suất tập trung và kích thước cơ cấu. CCTM-4 đạt khoảng ổn định mô-men lên đến  $88^\circ$ , với sai số mô-men đầu ra dưới 3% so với giá trị mong muốn ở độ tin cậy 99,88%. Điều này khẳng định tính đúng đắn và tiềm năng của phương pháp tối ưu hóa theo độ tin cậy trong thiết kế CCTM.

Thứ hai, thông qua các quy trình tổng hợp CCTM, luận án thể hiện đóng góp mới trong việc ứng dụng phương pháp CBCM, một công cụ mạnh mẽ có độ chính xác cao trong việc phân tích biến dạng lớn của các dầm đàn hồi có hình dạng đường cong bất kỳ. Đồng thời tích hợp CBCM vào giải thuật tối ưu hóa đa mục tiêu NSGA-II. Nhờ khả năng rút ngắn đáng kể thời gian tính toán so với các phương pháp phân tử hữu hạn truyền thống, CBCM đã giúp tăng hiệu quả của các giải thuật tối ưu, cho phép xác định nhanh chóng và chính xác các thiết kế tối ưu của cơ cấu.

Thứ ba, luận án đã ứng dụng thành công phương pháp phân tích độ tin cậy FORM vào giải thuật tối ưu hóa đa mục tiêu NSGA-II dựa trên phân tích biến dạng theo CBCM tạo thành bài toán tối ưu hóa theo độ tin cậy. Phương pháp này giúp tìm ra các thiết kế tối ưu có độ tin cậy cao, đảm bảo cơ cấu khi được chế tạo vẫn đảm bảo các mục tiêu thiết kế dù có các sai số ngẫu nhiên xảy ra trong quá trình gia công. Quy trình tối ưu hóa theo độ tin cậy này sẽ mở ra hướng nghiên cứu mới cho các cơ cấu đàn hồi nói chung và cơ cấu CCTM nói riêng.

Thứ tư, luận án đã xây dựng các nền tảng thực nghiệm phục vụ cho việc đánh giá và hoàn thiện cơ cấu CCTM trong các nghiên cứu tiếp theo. Cụ thể, một hệ thống thử nghiệm tải lặp đã được thiết kế và chế tạo nhằm khảo sát bước đầu ứng xử làm

việc của cơ cấu dưới tác động của chu kỳ tải, đồng thời một phương pháp đánh giá sai số gia công về hình dạng và kích thước của các dầm cong bất kỳ đã được đề xuất, góp phần nâng cao độ chính xác khi chế tạo các cơ cấu đàn hồi có hình học phức tạp.

Thứ năm, về mặt ứng dụng, luận án đã đề xuất một thiết bị hỗ trợ chức năng khớp gối tích hợp CCTM, nhằm cải thiện khả năng vận động của người suy giảm chức năng khớp gối. Mặc dù vẫn đang dừng lại ở ý tưởng nhưng qua các phân tích cho thấy CCTM có lợi thế hơn so với lò xo truyền thống, giúp người dùng dễ dàng hơn trong các hoạt động hàng ngày như đi lại hay leo cầu thang. Do đó, ý tưởng này đã được đăng ký bảo hộ độc quyền sáng chế và đang được NCS tiếp tục phát triển.

## **6.2 Hướng phát triển**

- Nghiên cứu tiếp tục thu nhỏ kích thước CCTM nhằm tăng khả năng ứng dụng thực tế, đồng thời tìm kiếm các vật liệu hoặc phương pháp cải thiện giá trị mô-men, hướng tới các thiết bị hỗ trợ chức năng khớp có yêu cầu mô-men lớn như khớp gối.
- Nghiên cứu về phương pháp gia công CCTM sao đạt độ chính xác cao hơn, kinh tế hơn.
- Phát triển các nghiên cứu chuyên sâu về độ bền mỏi của CCTM, đồng thời đề xuất các phương pháp giảm ứng suất và tăng tuổi thọ làm việc của cơ cấu, đặc biệt trong điều kiện tải trọng lặp đi lặp lại như CCTM.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] V. L. Nguyen, "Design of an adjustable constant-force mechanism using a geared Sarrus linkage and spring," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 189, p. 105417, 2023/11/01/ 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2023.105417>.
- [2] Y. Wei and Q. Xu, "Design of a new passive end-effector based on constant-force mechanism for robotic polishing," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 74, p. 102278, 2022/04/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rcim.2021.102278>.
- [3] K. Xu, H. Liu, W. Yue, J. Xiao, Y. Ding, and G. Wang, "Kinematic modeling and optimal design of a partially compliant four-bar linkage using elliptic integral solution," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 157, p. 104214, 2021/03/01/ 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104214>.
- [4] A. Tekes, H. Lin, and K. McFall, "Design, Analysis, Experimentation, and Control of a Partially Compliant Bistable Mechanism," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 142, no. 1, 2019, doi: 10.1115/1.4045151.
- [5] G. Chen, Q. Han, and K. Jin, "A Fully Compliant Tristable Mechanism Employing Both Tensural and Compresural Segments," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 12, no. 1, 2019, doi: 10.1115/1.4044736.
- [6] V.-K. Nguyen, H.-T. Pham, H.-H. Pham, and Q.-K. Dang, "Optimization design of a compliant linear guide for high-precision feed drive mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 165, p. 104442, 2021/11/01/ 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104442>.
- [7] T.-V. Phan, V. M. Truong, H.-T. Pham, and V.-K. Nguyen, "Design of a Novel Large-Stroke Compliant Constant-Torque Mechanism Based on Chained Beam-Constraint Model," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 16, no. 8, 2023, doi: 10.1115/1.4063980.

- [8] C.-W. Hou and C.-C. Lan, "Functional joint mechanisms with constant-torque outputs," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 62, pp. 166-181, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.12.002>.
- [9] Q. Xu, "Design of a Large-Stroke Bistable Mechanism for the Application in Constant-Force Micropositioning Stage," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 9, p. 7, 2017, doi: 10.1115/1.4035220.
- [10] D.-A. Wang, J.-H. Chen, and H.-T. Pham, "A constant-force bistable micromechanism," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 189, pp. 481-487, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2012.10.042>.
- [11] J. Qiu, J. Lang, and A. Slocum, "A Curved-Beam Bistable Mechanism," *Microelectromechanical Systems, Journal of*, vol. 13, pp. 137-146, 05/01 2004, doi: 10.1109/JMEMS.2004.825308.
- [12] H.-T. Pham and D.-A. Wang, "A constant-force bistable mechanism for force regulation and overload protection," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 46, p. 11, 2011, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2011.02.008.
- [13] D.-A. Wang, J.-H. Chen, and H.-T. Pham, "A tristable compliant micromechanism with two serially connected bistable mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 71, pp. 27-39, 2014/01/01 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.08.018>.
- [14] D.-A. Wang, "A threshold accelerometer based on a tristable mechanism," *Mechatronics*, vol. 53, p. 17, 2018, doi: 10.1016/j.mechatronics.2018.05.013.
- [15] L. Li, B. Li, and G. Chen, "A non-transit fully compliant tristable mechanism capable of direct switching between every two stable positions," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 169, p. 108597, 2022/04/15/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2021.108597>.
- [16] G. Chen, D. L. Wilcox, and L. L. Howell, "Fully compliant double tensural tristable micromechanisms (DTTM)," *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 19, no. 2, p. 025011, 2009/01/14 2009, doi: 10.1088/0960-1317/19/2/025011.

- [17] H. Y. Jeong, E. Lee, S. Ha, N. Kim, and Y. C. Jun, "Multistable Thermal Actuators Via Multimaterial 4D Printing," *Advanced Materials Technologies*, <https://doi.org/10.1002/admt.201800495> vol. 4, no. 3, p. 1800495, 2019/03/01 2019, doi: <https://doi.org/10.1002/admt.201800495>.
- [18] Huy-Tuan Pham, "A quadristable compliant mechanism with a bistable structure embedded in a surrounding beam structure," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 167, p. 11, 2011, doi: 10.1016/j.sna.2011.02.044.
- [19] Q. X. Piyu Wang, "Review-Design and modeling of constant-force mechanisms: A survey," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 119, p. 21, 2018, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.08.017.
- [20] J. Ling, T. Ye, Z. Feng, Y. Zhu, Y. Li, and X. Xiao, "A survey on synthesis of compliant constant force/torque mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 176, p. 104970, 2022/10/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104970>.
- [21] Q. Zhang, P. Yan, and H. Wang, "A curved-beam based quasi-constant force mechanism supporting large range and force-sensitive robotic manipulation," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 172, p. 104799, 2022/06/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104799>.
- [22] T. Ye, J. Ling, X. Kang, Z. Feng, and X. Xiao, "A Novel Two-Stage Constant Force Compliant Microgripper," *Journal of Mechanical Design*, vol. 143, no. 5, 2020, doi: 10.1115/1.4048217.
- [23] G. W. Xiaozhi Zhang, Qingsong Xu "Design, Analysis and Testing of a New Compliant Compound Constant-Force Mechanism " *Actuators*, vol. 7, no. 4, 2018, doi: 10.3390/act7040065
- [24] F. Ma, G. Chen, and H. Wang, "Large-Stroke Constant-Force Mechanisms Utilizing Second Buckling Mode of Flexible Beams: Evaluation Metrics and Design Approach," *Journal of Mechanical Design*, vol. 142, no. 10, 2020, doi: 10.1115/1.4046242.

- [25] C.-C. Lan, "A Constant-Force Compliant Gripper for Handling Objects of Various Sizes," *Journal of Mechanical Design*, vol. 136, p. 10, 2014, doi: 10.1115/1.4027285.
- [26] Y.-L. Kuo and C.-C. Lan, "A Two-Dimensional Adjustable Constant-Force Mechanism," *Journal of Mechanical Design*, vol. 142, no. 6, 2019, doi: 10.1115/1.4044917.
- [27] Z. Cheng, T. R. Savarimuthu, S. Foong, and U. X. Tan, "Design of adjustable constant force/torque mechanisms for medical applications," *Journal of Mechanisms and Robotics*, pp. 1-18, 2022, doi: 10.1115/1.4054638.
- [28] P. Bilancia and G. Berselli, "Design and testing of a monolithic compliant constant force mechanism," *Smart Materials and Structures*, vol. 29, no. 4, p. 044001, 2020, doi: 10.1088/1361-665x/ab6884.
- [29] E. Saerens *et al.*, "Constant Torque Mechanisms: A Survey," *Applied Mechanics Reviews*, vol. 74, no. 1, 2022, doi: 10.1115/1.4054565.
- [30] Thanh-Vu Phan, Huy-Tuan Pham, and a. C.-N. Truong, "Design and Analysis of a Compliant Constant-Torque Mechanism for Rehabilitation Devices," *In: Parinov I., Chang SH., Long B. (eds) Advanced Materials. Springer Proceedings in Materials*, vol. vol 6. Springer, Cham, p. 9, 2020.
- [31] T.-V. Phan and H.-T. Pham, "Design and Optimization of a Large-Stroke Compliant Constant-Torque Mechanism," *Journal of Technical Education Science*, vol. 68, pp. 93-100, 2022.
- [32] H. Nair Prakashah and H. Zhou, "Synthesis of Constant Torque Compliant Mechanisms," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 8, no. 6, 2016, doi: 10.1115/1.4034885.
- [33] I. Gandhi and H. Zhou, "Synthesizing Constant Torque Compliant Mechanisms Using Precompressed Beams," *Journal of Mechanical Design*, vol. 141, no. 1, 2018, doi: 10.1115/1.4041330.
- [34] L. L. Howell, *Compliant mechanisms*. New York: Wiley (in English), 2001.

- [35] M. P. Dang, H. G. Le, N. T. Tran, N. L. Chau, and T.-P. Dao, "Optimal Design and Analysis for a New 1-DOF Compliant Stage Based on Additive Manufacturing Method for Testing Medical Specimens," *Symmetry*, vol. 14, no. 6, 2022, doi: 10.3390/sym14061234.
- [36] M. P. Dang, H. G. Le, N. Le Chau, and T.-P. Dao, "A multi-objective optimization design for a new linear compliant mechanism," *Optimization and Engineering*, vol. 21, no. 2, pp. 673-705, 2020/06/01 2020, doi: 10.1007/s11081-019-09469-8.
- [37] P. Wang, Z. Nan, and Q. Xu, "Design of a New XYZ Parallel Stage with Near Constant Driving Force," in *2018 3rd International Conference on Advanced Robotics and Mechatronics (ICARM)*, 18-20 July 2018 2018, pp. 177-182, doi: 10.1109/ICARM.2018.8610706.
- [38] A. Ferrara-Bello, P. Vargas-Chable, G. Vera-Dimas, R. Vargas-Bernal, and M. Tecpoyotl-Torres, "XYZ Micropositioning System Based on Compliance Mechanisms Fabricated by Additive Manufacturing," *Actuators*, vol. 10, no. 4, 2021, doi: 10.3390/act10040068.
- [39] T. L. Thomas, V. Kalpathy Venkiteswaran, G. K. Ananthasuresh, and S. Misra, "Surgical Applications of Compliant Mechanisms: A Review," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 13, no. 2, 2021, doi: 10.1115/1.4049491.
- [40] L. George B and R. Bharanidaran, "Design of compliant gripper for surgical applications," *Australian Journal of Mechanical Engineering*, vol. 20, no. 1, pp. 256-262, 2022/01/01 2022, doi: 10.1080/14484846.2019.1701396.
- [41] H.-T. Pham, T.-V. Phan, and V.-T. Mai, "Optimization design of a carbon fibre prosthetic foot for amputee," *Acta Scientific Orthopaedics*, vol. 3, no. 10, pp. 16-21, 2020.
- [42] C. Huxman and J. Butler, "A Systematic Review of Compliant Mechanisms as Orthopedic Implants," *Journal of Medical Devices*, vol. 15, no. 4, 2021, doi: 10.1115/1.4052011.

- [43] T. Aoyama and Y. Kakinuma, "Development of Fixture Devices for Thin and Compliant Workpieces," *CIRP Annals*, vol. 54, no. 1, pp. 325-328, 2005/01/01/ 2005, doi: [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60114-0](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60114-0).
- [44] G. Sathyapriya *et al.*, "Quality and Tool Stability Improvement in Turning Operation Using Plastic Compliant Damper," *Journal of Nanomaterials*, vol. 2022, no. 1, p. 8654603, 2022, doi: <https://doi.org/10.1155/2022/8654603>.
- [45] V.-K. Nguyen, H.-T. Pham, H.-H. Pham, Q.-K. Dang, and P. S. Minh, "Reliability-Based Multi-Objective Optimization Design of a Compliant Feed Drive Mechanism for Micromachining," *Applied Sciences*, vol. 13, no. 8, doi: 10.3390/app13084968.
- [46] J. W. Wittwer, M. S. Baker, and L. L. Howell, "Robust design and model validation of nonlinear compliant micromechanisms," *Journal of Microelectromechanical Systems*, vol. 15, no. 1, pp. 33-41, 2006, doi: 10.1109/JMEMS.2005.859190.
- [47] K. Maute and D. M. Frangopol, "Reliability-based design of MEMS mechanisms by topology optimization," *Computers & Structures*, vol. 81, no. 8, pp. 813-824, 2003/05/01/ 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S0045-7949\(03\)00008-7](https://doi.org/10.1016/S0045-7949(03)00008-7).
- [48] R. Luharuka and P. J. Hesketh, "Design of fully compliant, in-plane rotary, bistable micromechanisms for MEMS applications," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 134, no. 1, pp. 231-238, 2007/02/28/ 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2006.04.030>.
- [49] Z. Wu and Q. Xu, "Survey on Recent Designs of Compliant Micro-/Nano-Positioning Stages," *Actuators*, vol. 7, no. 1, p. 5, 2018. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/2076-0825/7/1/5>.
- [50] M. Cui, E. Shang, S. Jiang, Y. Liu, and Z. Zhang, "Design, fabrication and implementation of a high-performance compliant nanopositioner via 3D printing with continuous fiber-reinforced composite," *Journal of*

- Micromechanics and Microengineering*, vol. 31, no. 12, p. 125012, 2021/11/10 2021, doi: 10.1088/1361-6439/ac331b.
- [51] G. Schitter, P. J. Thurner, and P. K. Hansma, "Design and input-shaping control of a novel scanner for high-speed atomic force microscopy," *Mechatronics*, vol. 18, no. 5, pp. 282-288, 2008/06/01/ 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2008.02.007>.
- [52] H. Aguilar-Sierra, W. Yu, S. Salazar, and R. Lopez, "Design and control of hybrid actuation lower limb exoskeleton," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 7, no. 6, 2015, doi: 10.1177/1687814015590988.
- [53] F. Sup, A. Bohara, and M. Goldfarb, "Design and Control of a Powered Transfemoral Prosthesis," *The International Journal of Robotics Research*, vol. 27, no. 2, pp. 263-273, 2008, doi: 10.1177/0278364907084588.
- [54] R. R. Torrealba, S. B. Udelman, and E. D. Fonseca-Rojas, "Design of variable impedance actuator for knee joint of a portable human gait rehabilitation exoskeleton," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 116, pp. 248-261, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.05.024>.
- [55] Q. Liu *et al.*, "Development of a New Robotic Ankle Rehabilitation Platform for Hemiplegic Patients after Stroke," *Journal of Healthcare Engineering*, vol. 2018, 2018, doi: 10.1155/2018/3867243.
- [56] X. Zhang and Q. Xu, "Design and analysis of a 2-DOF compliant gripper with constant-force flexure mechanism," *Journal of Micro-Bio Robotics*, vol. 15, no. 1, pp. 31-42, 2019, doi: 10.1007/s12213-019-00112-4.
- [57] X. Zhang and Q. Xu, "Design and testing of a novel 2-DOF compound constant-force parallel gripper," *Precision Engineering*, vol. 56, pp. 53-61, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2018.09.004>.
- [58] H.-T. Pham and N. H. N. Hieu, "Shape Optimization and Fabrication of a Compliant Constant - Force Mechanism," *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, vol. 115, p. 6, 2016.

- [59] Y. Miao and J. Zheng, "Optimization design of compliant constant-force mechanism for apple picking actuator," *Computers and Electronics in Agriculture*, vol. 170, p. 105232, 2020/03/01/ 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105232>.
- [60] J. Gan, H. Xu, X. Zhang, and H. Ding, "Design of a compliant adjustable constant-force gripper based on circular beams," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 173, p. 104843, 2022/07/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104843>.
- [61] T. Ye, J. Ling, T. Yao, and X. Xiao, "Design of a 2-DOF Constant Force Compliant Microgripper for Optical Switch Assembly," in *IECON 2020 The 46th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 18-21 Oct. 2020 2020, pp. 4403-4408, doi: 10.1109/IECON43393.2020.9255396.
- [62] D. C. Nguyen, T. V. Phan, and H. T. Pham, "Design and Analysis of a Compliant Gripper Integrated with Constant-Force and Static Balanced Mechanism for Micro Manipulation," in *2018 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD)*, 23-24 Nov. 2018 2018, pp. 291-295, doi: 10.1109/GTSD.2018.8595638.
- [63] C. Lan and J. Wang, "Design of adjustable constant-force forceps for robot-assisted surgical manipulation," in *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 9-13 May 2011 2011, pp. 386-391, doi: 10.1109/ICRA.2011.5979556.
- [64] M. Aguirre, Á. T. Steinórsson, T. Horeman, and J. Herder, "Technology Demonstrator for Compliant Statically Balanced Surgical Graspers," *Journal of Medical Devices*, vol. 9, no. 2, 2015, doi: 10.1115/1.4030131.
- [65] X. Zhang and Q. Xu, "Design and development of a new 3-DOF active-type constant-force compliant parallel stage," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 140, pp. 654-665, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.06.019>.

- [66] Q. X. PiyuWang, "Design of a flexure-based constant-force XY precision positioning stage," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 108, p. 13, 2017, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.007.
- [67] J. McGuire, "Analysis and Design of Constant-Torque Springs Used in Aerospace Applications," PhD. Dissertation, The University of Texas at Austin, 1994.
- [68] H. J. Bidgoly, M. N. Ahmadabadi, and M. R. Zakerzadeh, "Design and modeling of a compact rotational nonlinear spring," in *2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, 9-14 Oct. 2016 2016, pp. 4356-4361, doi: 10.1109/IROS.2016.7759641.
- [69] James H. Vickers, "Adjustable Friction Hinges," US Patent 4,630,333, 1986.
- [70] B. P. Reddy and H. Zhou, "Synthesizing Bidirectional Constant Torque Compliant Mechanisms," 2017. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1115/IMECE2017-70333>.
- [71] L. Qiu, C. Li, S. Dai, and Y. Yu, "Research on the line-arc-line constant-torque flexure hinge (LAL-CTFH) based on improved pseudo-rigid-body model (PRBM)," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 174, p. 104878, 2022/08/01/2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104878>.
- [72] M. Thanaki and H. Zhou, "Synthesizing Bidirectional Constant Torque Compliant Mechanisms Using Precompressed Beams," 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1115/IMECE2018-86469>.
- [73] P. Wang, S. Yang, and Q. Xu, "Design and Optimization of a New Compliant Rotary Positioning Stage with Constant Output Torque," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, vol. 19, no. 12, pp. 1843-1850, 2018, doi: 10.1007/s12541-018-0213-x.
- [74] P. Bilancia, S. P. Smith, G. Berselli, S. P. Magleby, and L. L. Howell, "Zero Torque Compliant Mechanisms Employing Pre-buckled Beams," *Journal of Mechanical Design*, vol. 142, no. 11, 2020, doi: 10.1115/1.4046810.
- [75] "Tech-Spring-Manufacturing-Corp. Constant torque

- springs (A type)." <https://www.da-yi.com.tw/en/product/Constant-Torque-SpringsA-type/constant-torque-springs-a-type.html> (accessed 20 September, 2025).
- [76] "Tech-Spring-Manufacturing-Corp. Constant torque springs (B type)." <https://www.da-yi.com.tw/en/product/Constant-Torque-SpringsB-type/constant-torque-springs-b-type.html> (accessed 20 September, 2025).
- [77] A. K. Rai, A. Saxena, and N. D. Mankame, "Synthesis of Path Generating Compliant Mechanisms Using Initially Curved Frame Elements," *Journal of Mechanical Design*, vol. 129, no. 10, pp. 1056-1063, 2006, doi: 10.1115/1.2757191.
- [78] V. K. Venkiteswaran and H.-J. Su, "Pseudo-rigid-body models for circular beams under combined tip loads," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 106, pp. 80-93, 2016/12/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.08.011>.
- [79] M. Ling, L. L. Howell, J. Cao, and G. Chen, "Kinetostatic and Dynamic Modeling of Flexure-Based Compliant Mechanisms: A Survey," *Applied Mechanics Reviews*, vol. 72, no. 3, 2020, doi: 10.1115/1.4045679.
- [80] S. Awtar, A. H. Slocum, and E. Sevincer, "Characteristics of Beam-Based Flexure Modules," *Journal of Mechanical Design*, vol. 129, no. 6, pp. 625-639, 2006, doi: 10.1115/1.2717231.
- [81] B. Shusheng, Z. Hongzhe, and Y. Jingjun, "Modeling of a Cartwheel Flexural Pivot," *Journal of Mechanical Design*, vol. 131, no. 6, 2009, doi: 10.1115/1.3125204.
- [82] F. Ma and G. Chen, "Modeling Large Planar Deflections of Flexible Beams in Compliant Mechanisms Using Chained Beam-Constraint-Model," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 8, no. 2, 2015, doi: 10.1115/1.4031028.
- [83] G. Chen, "Modeling Large Deflections of Initially Curved Beams in Compliant Mechanisms Using Chained Beam Constraint Model," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 11, p. 10, 2019, doi: 10.1115/1.4041585.

- [84] R. Bai *et al.*, "Achieving high-quality and large-stroke constant torque by axial force release," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 205, p. 105869, 2025/03/01/ 2025, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105869>.
- [85] K. Wu, Q. Sun, L. Liu, Y. Liu, G. Zheng, and R. Chen, "Design and optimization of compliant constant-torque mechanisms utilizing arbitrary pre-curved beams," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 203, p. 105803, 2024/11/15/ 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105803>.
- [86] R. Chen *et al.*, "Design, modeling and analysis of large-stroke compliant constant torque mechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 202, p. 105760, 2024/11/01/ 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105760>.
- [87] S.-K. Choi, R. A. Canfield, and R. V. Grandhi, *Reliability-based Structural Design* Springer, 2007.
- [88] A. S. Nowak and K. R. Collins, *Reliability of Structures* Mc Graw Hill, 2000.
- [89] J. Tu, K. K. Choi, and Y. H. Park, "A New Study on Reliability-Based Design Optimization," *Journal of Mechanical Design*, vol. 121, no. 4, pp. 557-564, 1999, doi: 10.1115/1.2829499.
- [90] X. Du and W. Chen, "Sequential Optimization and Reliability Assessment Method for Efficient Probabilistic Design," *Journal of Mechanical Design*, vol. 126, no. 2, pp. 225-233, 2004, doi: 10.1115/1.1649968.
- [91] F. Li, T. Wu, A. Badiru, M. Hu, and S. Soni, "A single-loop deterministic method for reliability-based design optimization," *Engineering Optimization*, vol. 45, no. 4, pp. 435-458, 2013/04/01 2013, doi: 10.1080/0305215X.2012.685071.
- [92] S. Shan and G. G. Wang, "Reliable design space and complete single-loop reliability-based design optimization," *Reliability Engineering & System*

- Safety*, vol. 93, no. 8, pp. 1218-1230, 2008/08/01/ 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.res.2007.07.006>.
- [93] J. Wang *et al.*, "Comfort-Centered Design of a Lightweight and Backdrivable Knee Exoskeleton," *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 3, no. 4, pp. 4265-4272, 2018, doi: 10.1109/LRA.2018.2864352.
- [94] T. H. Huang *et al.*, "Modeling and Stiffness-Based Continuous Torque Control of Lightweight Quasi-Direct-Drive Knee Exoskeletons for Versatile Walking Assistance," *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 38, no. 3, pp. 1442-1459, 2022, doi: 10.1109/TRO.2022.3170287.
- [95] J. Xu *et al.*, "A Survey on Design and Control Methodologies of High-Torque-Density Joints for Compliant Lower-Limb Exoskeleton," *Sensors*, vol. 25, no. 13, p. 4016, 2025. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/1424-8220/25/13/4016>.
- [96] K. Shamaei, M. Cenciarini, A. A. Adams, K. N. Gregorczyk, J. M. Schiffman, and A. M. Dollar, "Design and evaluation of a quasi-passive knee exoskeleton for investigation of motor adaptation in lower extremity joints," (in eng), *IEEE Trans Biomed Eng*, vol. 61, no. 6, pp. 1809-21, Jun 2014, doi: 10.1109/tbme.2014.2307698.
- [97] Z. Wu, M. Yang, Y. Xia, and L. Wang, "Mechanical Structural Design and Actuation Technologies of Powered Knee Exoskeletons: A Review," *Applied Sciences*, vol. 13, no. 2, p. 1064, 2023. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/2076-3417/13/2/1064>.
- [98] D. Alvarado-Rivera, P. A. Niño-Suárez, and L. G. Corona-Ramírez, "Semiactive Knee Orthotic Using a MR Damper and a Smart Insole to Control the Damping Force Sensing the Plantar Pressure," (in English), *Frontiers in Neurorobotics*, Original Research vol. Volume 16 - 2022, 2022-May-30 2022, doi: 10.3389/fnbot.2022.790020.
- [99] S. Seko, R. P. Matthew, and R. Riemer, "Passive Knee Assistance Affects Whole-Body Biomechanics During Sit-to-Stand," (in eng), *Annu Int Conf*

- IEEE Eng Med Biol Soc*, vol. 2019, pp. 4440-4444, Jul 2019, doi: 10.1109/embc.2019.8856477.
- [100] R. Hidayah, D. Sui, K. A. Wade, B. C. Chang, and S. Agrawal, "Passive knee exoskeletons in functional tasks: Biomechanical effects of a SpringExo coil-spring on squats," (in eng), *Wearable Technol*, vol. 2, p. e7, 2021, doi: 10.1017/wtc.2021.6.
- [101] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, "A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II," *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, vol. 6, no. 2, pp. 182-197, 2002, doi: 10.1109/4235.996017.
- [102] G. Chen, "Kinetostatic Modeling of Fully Compliant Bistable Mechanisms Using Timoshenko Beam Constraint Model," *Journal of Mechanical Design*, vol. 137, p. 10, 2015, doi: 10.1115/1.4029024.
- [103] G. Chen, F. Ma, G. Hao, and W. Zhu, "Modeling Large Deflections of Initially Curved Beams in Compliant Mechanisms Using Chained Beam Constraint Model," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 11, no. 1, 2018, doi: 10.1115/1.4041585.
- [104] S. Awtar and S. Sen, "A Generalized Constraint Model for Two-Dimensional Beam Flexures: Nonlinear Load-Displacement Formulation," *Journal of Mechanical Design*, vol. 132, no. 8, 2010, doi: 10.1115/1.4002005.
- [105] F. Ma and G. Chen, "Chained Beam-Constraint-Model (CBCM): One-Page Version," 2017.
- [106] S. Awtar, K. Shimotsu, and S. Sen, "Elastic Averaging in Flexure Mechanisms: A Three-Beam Parallelogram Flexure Case Study," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 2, no. 4, 2010, doi: 10.1115/1.4002204.
- [107] N T Trung and H. H. Vĩnh, "Chương 4: Tối ưu hóa kết cấu dựa trên độ tin cậy," ĐH Công Nghệ TP.HCM, 2015.
- [108] N. V. Khiển, "Nghiên cứu nâng cao độ chính xác cơ cấu ăn dao dùng cơ cấu đàn hồi," Luận án Tiến sĩ, ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM, 2023.

- [109] "Xometry\_PEEK properties." <https://xometry.eu/wp-content/uploads/2020/09/datasheet-PEEK.pdf> (accessed October, 2025).
- [110] "BearingWorks\_PEEK Properties." <https://www.bearingworks.com/uploaded-assets/pdfs/retainers/peek-datasheet.pdf> (accessed October, 2025).
- [111] A. Palmer *et al.*, "The biocompatibility of a novel polyether ether ketone (PEEK) stoma device with human epidermal keratinocytes," *Biomaterials Advances*, vol. 178, p. 214459, 2026/01/01/ 2026, doi: <https://doi.org/10.1016/j.bioadv.2025.214459>.
- [112] S. Li, C. Jia, H. Han, Y. Yang, Y. Xiaowen, and Z. Chen, "Characterization and biocompatibility of a bilayer PEEK-based scaffold for guiding bone regeneration," *BMC Oral Health*, vol. 24, no. 1, p. 1138, 2024/09/27 2024, doi: 10.1186/s12903-024-04909-z.
- [113] H. Zhou and K.-L. Ting, "Shape and Size Synthesis of Compliant Mechanisms Using Wide Curve Theory," *Journal of Mechanical Design*, vol. 128, no. 3, pp. 551-558, 2005, doi: 10.1115/1.2180809.
- [114] Y.-H. Chen and C.-C. Lan, "An Adjustable Constant-Force Mechanism for Adaptive End-Effector Operations," *Journal of Mechanical Design*, vol. 134, no. 3, 2012, doi: 10.1115/1.4005865.
- [115] A. B. Mackay, D. G. Smith, S. P. Magleby, B. D. Jensen, and L. L. Howell, "Metrics for Evaluation and Design of Large-Displacement Linear-Motion Compliant Mechanisms," *Journal of Mechanical Design*, vol. 134, no. 1, 2012, doi: 10.1115/1.4004191.
- [116] "Keeogo." <https://keeogo.com/about-keeogo/what-is-keeogo> (accessed October, 2025).
- [117] "510(k) Summary." [https://www.accessdata.fda.gov/cdrh\\_docs/pdf20/K201539.pdf](https://www.accessdata.fda.gov/cdrh_docs/pdf20/K201539.pdf) (accessed October, 2025).

# DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH CÔNG BỐ

## I. Các công trình công bố của luận án

[1] **T.-V. Phan**, V. M. Truong, H.-T. Pham, V.-K. Nguyen, and A. Bukayeva, "Robust design and optimization of a large-stroke compliant constant-torque mechanism under fabrication uncertainties," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 215, p. 106179, 2025/11/01/ 2025, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2025.106179>. (SCIE, Q1, IF 5.3)

[2] **T.-V. Phan**, V. M. Truong, H.-T. Pham, and V.-K. Nguyen, "Design of a Novel Large-Stroke Compliant Constant-Torque Mechanism Based on Chained Beam-Constraint Model," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 16, no. 8, 2023, doi: 10.1115/1.4063980. (SCIE, Q1, IF 3.2)

[3]. **Phan, T. V.**, & Pham, H.-T. (2022). Design and Optimization of a Large-Stroke Compliant Constant-Torque Mechanism. *Journal of Technical Education Science*, (68), 93–100. <https://doi.org/10.54644/jte.68.2022.1098>

[4]. **Thanh-Vu Phan**, Pham H.T., Truong C.N. (2020) Design and Analysis of a Compliant Constant-Torque Mechanism for Rehabilitation Devices. In: Parinov I., Chang SH., Long B. (eds) *Advanced Materials. Springer Proceedings in Materials*, vol 6. Springer, Cham, pp 541-549 (Scopus)

## II. Các công trình công bố khác có liên quan đến hướng nghiên cứu

[1]. D. C. Nguyen, **T. V. Phan**, and H. T. Pham, "Design and Analysis of a Compliant Gripper Integrated with Constant-Force and Static Balanced Mechanism for Micro Manipulation," in *2018 4th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD)*, 23-24 Nov. 2018, pp. 291-295, doi: 10.1109/GTSD.2018.8595638.

[2]. Huy-Tuan Pham, **Thanh-Vu Phan** and Van-Trinh Mai. "Optimization Design of a Carbon Fibre Prosthetic Foot for Amputee". *Acta Scientific Orthopaedics* 3.10 (2020): 16-21.

[3] H.-T. Pham, V.-K. Nguyen, Q.-K. Dang, T. V. A. Duong, D.-T. Nguyen, and **T.-V. Phan**, "Design Optimization of Compliant Mechanisms for Vibration-Assisted Machining Applications Using a Hybrid Six Sigma, RSM-FEM, and NSGA-II Approach," *Journal of Machine Engineering*, vol. 23, no. 2, pp. 135-158, 2023 2023, doi: 10.36897/jme/166500. (**Scopus, Q2**)