

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH



HUỲNH VĂN HẠN

**NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT VÀ PHÁT
THẢI KHÍ SỬ DỤNG HỖN HỢP NHIÊN LIỆU
XĂNG - ETHANOL - HYDRO TRÊN ĐỘNG CƠ
XĂNG BẰNG MÔ PHỎNG SỐ**

ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ

Ngành: Kỹ thuật ô tô

Mã số: 8520130

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 10 năm 2025

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH



HUỲNH VĂN HẠN

**NGHIÊN CỨU ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT VÀ PHÁT
THẢI KHÍ SỬ DỤNG HỖN HỢP NHIÊN LIỆU
XĂNG - ETHANOL - HYDRO TRÊN ĐỘNG CƠ
XĂNG BẰNG MÔ PHỎNG SỐ**

ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ

Ngành: Kỹ thuật ô tô

Mã số: 8520130

NGƯỜI HƯỚNG DẪN : TS. NGUYỄN DANH CHẤN

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 10 năm 2025

BỘ XÂY DỰNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
Số: 251020-11/QĐ-UTH-SDH

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

TP. Hồ Chí Minh, ngày 20 tháng 10 năm 2025

QUYẾT ĐỊNH
Về việc thành lập Hội đồng đánh giá đề án tốt nghiệp thạc sĩ

HIỆU TRƯỞNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Căn cứ Quyết định số 66/2001/QĐ-TTg ngày 26/4/2001 của Thủ tướng Chính phủ về việc thành lập Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh;

Căn cứ Quy chế Tổ chức và hoạt động của Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh ban hành theo Nghị quyết số 14/NQ-HĐTĐHGTVT ngày 11/01/2021 của Hội đồng Trường;

Căn cứ Quy chế tuyển sinh và đào tạo trình độ thạc sĩ ban hành kèm theo Quyết định số 33/QĐ-ĐHGTVT ngày 12/01/2022 của Hiệu trưởng Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh;

Căn cứ Quyết định số 241115-01/QĐ-UTH-SDH ngày 15 tháng 11 năm 2024 của Hiệu trưởng Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh về việc giao đề tài tốt nghiệp đối với các lớp chương trình đào tạo thạc sĩ;

Theo đề nghị của Viện trưởng Viện Đào tạo sau đại học.

QUYẾT ĐỊNH:

Điều 1. Thành lập Hội đồng đánh giá đề án tốt nghiệp thạc sĩ ngành Kỹ thuật ô tô (mã số 8520130) đối với học viên **Huỳnh Văn Hận** với đề tài: “Nghiên cứu đặc tính kỹ thuật và phát thải khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng - ethanol - hydro trên động cơ xăng bằng mô phỏng số”, người hướng dẫn: TS. Nguyễn Danh Chấn, gồm các ông (bà) có tên sau:

1. TS. Lê Văn Vang	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Chủ tịch Hội đồng;
2. TS. Hoàng Văn Sĩ	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Ủy viên, phản biện;
3. PGS.TS. Lê Hữu Sơn	Trường ĐH Văn Lang	Ủy viên, phản biện;
4. PGS.TS. Đoàn Văn Đồng	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Ủy viên;
5. TS. Đỗ Việt Dũng	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Ủy viên, thư ký.

Điều 2. Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký. Các ông (bà) Viện trưởng Viện Đào tạo sau đại học, Trưởng phòng Kế hoạch - Tài vụ và ông (bà) có tên tại Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành Quyết định này./.

Nơi nhận:

- Như Điều 2;
- Hiệu trưởng (để b/c);
- Lưu: VT, VĐTSDH (Tú: 05b).

KT. HIỆU TRƯỞNG
PHÓ HIỆU TRƯỞNG
TRƯỜNG
ĐẠI HỌC
GIAO THÔNG VẬN TẢI
THÀNH PHỐ
HỒ CHÍ MINH
NGUT.TS. Lê Văn Vang

**ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ ĐƯỢC HOÀN THÀNH TẠI
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

Đại diện người hướng dẫn: TS. Nguyễn Danh Chấn



Đề án tốt nghiệp thạc sĩ được bảo vệ tại Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh ngày 27 tháng 10 năm 2025

Thành phần Hội đồng đánh giá đề án tốt nghiệp thạc sĩ gồm:

- | | |
|--------------------------|---------------------|
| 1. TS. Lê Văn Vang | Chủ tịch Hội đồng; |
| 2. TS. Hoàng Văn Sĩ | Ủy viên, phản biện; |
| 3. PGS.TS. Lê Hữu Sơn | Ủy viên, phản biện; |
| 4. PGS.TS. Đoàn Văn Đồng | Ủy viên; |
| 5. TS. Đỗ Việt Dũng | Ủy viên, thư ký. |

CHỦ TỊCH HỘI ĐỒNG

TS. Lê Văn Vang

LỜI CAM ĐOAN

Tôi cam đoan:

Đề án tốt nghiệp với đề tài “Nghiên cứu đặc tính kỹ thuật và phát thải khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng - ethanol - hydro trên động cơ xăng bằng mô phỏng số” là công trình nghiên cứu của riêng một mình tôi, được thực hiện dưới sự hướng dẫn của TS. Nguyễn Danh Chấn.

Tất cả các số liệu, kết quả và nội dung trình bày trong đề án đều trung thực, chính xác và không sao chép từ bất kỳ nguồn nào mà không trích dẫn rõ ràng. Tôi chịu hoàn toàn trách nhiệm về tính xác thực của nội dung trong đề án này.

Tôi cam kết rằng đề án không vi phạm bất kỳ quy định nào về đạo đức nghiên cứu khoa học và không trùng lặp với bất kỳ công trình nào đã có trước đó.

Tôi xin chịu trách nhiệm trước nhà trường về lời cam đoan này.

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 10 năm 2025

Học viên thực hiện



Huỳnh Văn Hận

LỜI CẢM ƠN

Đề án tốt nghiệp thạc sĩ “Nghiên cứu đặc tính kỹ thuật và phát thải khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng - ethanol - hydro trên động cơ xăng bằng mô phỏng số” là một công trình quan trọng đòi hỏi sự nỗ lực lớn của tôi, và được sự giúp đỡ tận tình, động viên, khích lệ đến từ nhiều cá nhân, đoàn thể.

Trước tiên, tôi xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến TS. NGUYỄN DANH CHẤN đã tận tình hướng dẫn, chỉ bảo và hỗ trợ tôi trong suốt quá trình thực hiện đề án tốt nghiệp này. Sự giúp đỡ quý báu của Thầy không chỉ giúp tôi hoàn thiện đề tài mà còn mang đến nhiều kiến thức và kinh nghiệm quý giá trong lĩnh vực nghiên cứu.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn chân thành đến các thầy cô trong Viện Đào Tạo Sau Đại Học, Trường Đại Học Giao Thông Vận Tải TP.HCM. Những người đã giảng dạy, cung cấp kiến thức nền tảng và tạo điều kiện thuận lợi cho tôi trong suốt thời gian học tập và nghiên cứu.

Bên cạnh đó, tôi xin gửi lời cảm ơn đến bạn bè, đồng nghiệp và những người thân yêu đã luôn động viên, chia sẻ và hỗ trợ tôi cả về tinh thần lẫn chuyên môn trong suốt quá trình thực hiện đề tài này.

Cuối cùng, tôi xin chân thành cảm ơn tất cả những ai đã đóng góp, giúp đỡ tôi hoàn thành đề án này. Dù vẫn còn nhiều hạn chế, tôi mong nhận được sự góp ý để có thể hoàn thiện hơn trong tương lai.

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 10 năm 2025

Học viên thực hiện



Huỳnh Văn Hận

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
MỤC LỤC	iii
DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT	vi
DANH MỤC BẢNG	vii
DANH MỤC HÌNH ẢNH	viii
LỜI MỞ ĐẦU	1
1. Lý do chọn đề tài.	1
2. Mục tiêu nghiên cứu.....	1
2.1 Mục tiêu tổng quát.....	1
2.2 Mục tiêu cụ thể.....	1
3. Đối tượng, phạm vi nghiên cứu.....	2
3.1 Đối tượng nghiên cứu	2
3.2 Phạm vi nghiên cứu	2
4. Phương pháp nghiên cứu.....	3
4.1 Phương pháp nghiên cứu, tổng hợp lý thuyết.....	3
4.2. Phương pháp phân tích dữ liệu, so sánh.....	3
5. Ý nghĩa thực tiễn của đề tài.....	4
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU	5
1.1 Giới thiệu chung về nhiên liệu pha trộn.....	5
1.1.1 Vấn đề đặt ra và khái niệm về nhiên liệu pha trộn.	5
1.1.2 Lợi ích và tầm quan trọng của việc sử dụng nhiên liệu pha trộn đối với môi trường và kinh tế.....	6
1.2 Hỗn hợp nhiên liệu Xăng pha ethanol.....	7
1.2.1 Định nghĩa và phân loại xăng pha ethanol (E5, E10, E85)	7
1.2.2 Quy trình sản xuất và tiêu chuẩn chất lượng của xăng pha ethanol	9
1.2.3 Ưu điểm và hạn chế khi sử dụng xăng pha ethanol trong động cơ đốt trong	10
1.2.4 Phối trộn và sử dụng hydro trong nhiên liệu lỏng.	10
1.2.4.1 Giới thiệu chung về hydro.	10
1.2.4.2 Phương pháp sử dụng hydro trong động cơ xăng.	10

1.2.5 Tình hình nghiên cứu sử dụng nhiên liệu xăng-ethanol-hydro tại Việt Nam và trên Thế Giới.	12
1.3 Tóm tắt chương 1	15
CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT	17
2.1 Tổng quan về phần mềm mô phỏng AVL BOOST	17
2.1.1 Giới thiệu phần mềm AVL BOOST.	17
2.1.2 Tính năng cơ bản.	18
2.1.3 Ứng dụng	19
2.2 Xây dựng mô hình động cơ 1NZ-FE trên AVL-Boost và xác thực mô hình.	22
2.2.1 Cơ sở lý thuyết của phần mềm AVL-Boost	22
2.2.1.1 Phương trình truyền động.....	22
2.2.1.2 Mô hình cháy.	26
2.2.1.3 Mô hình truyền nhiệt trong xi lanh.....	27
2.2.1.4 Mô hình hình thành phát thải.	29
2.2.1.5 Mô hình nhiên liệu.	33
2.2.2 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ 1NZ-FE trên AVL-Boost.....	34
2.2.2.1 Động cơ sử dụng mô phỏng trên AVL-Boost.....	34
2.2.2.2 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ.....	34
2.3 Kết luận chương 2.	46
CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG	48
3.1 Mục đích và các chế độ tính toán mô phỏng	48
3.2 Đối tượng nghiên cứu.....	50
3.3 Đối tượng mô phỏng.....	50
3.4 Đánh giá mô hình.	51
3.5 Kết quả và đánh giá.	53
3.5.1 Kết quả tính toán mô phỏng công suất của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.	53
3.5.2. Kết quả tính toán mô phỏng mô men của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.	54
3.5.3 Kết quả tính toán mô phỏng suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.	56
3.5.4 Kết quả tính toán mô phỏng hiệu suất nhiệt của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.	58

3.5.6 Kết quả tính toán chỉ số phát thải CO của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.	62
3.5.7 Kết quả tính toán chỉ số phát thải HC của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.	64
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN ĐỀ TÀI.....	67
1. Kết luận.....	67
2. Hạn chế của đề tài.	68
3. Hướng phát triển đề tài.	68
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	70

DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT

STT	TỪ VIẾT TẮT	GIẢI NGHĨA
1	AFR	Hệ số dư lượng không khí
2	BDC	Điểm chết dưới
3	BMEP	Áp suất trung bình hiệu dụng
4	BTE	Hiệu suất nhiệt
5	CO	Khí CO
6	CO ₂	Khí CO ₂
7	E0, E5, E10...	Xăng pha ethanol với tỷ lệ ethanol tương ứng 0%, 5%, 10%...
8	ECU	Bộ điều khiển điện tử
9	Ge	Suất tiêu hao nhiên liệu
10	H ₂	Hydro
11	HC	Hidrocarbon
12	ICE	Động cơ đốt trong
13	Me	Momen xoắn
14	Ne	Công suất của động cơ
15	NO _x	Các oxit nito
16	RPM	Số vòng quay mỗi phút
17	SI	Đánh lửa bằng tia lửa điện
18	TDC	Điểm chết trên
19	λ (Lambda)	Tỷ lệ không khí/nhiên liệu

DANH MỤC BẢNG

Bảng 1.1: So sánh xăng E5,E10 và E85 [1]	9
Bảng 2.1: Các lệnh cơ bản trong phần mềm AVL-Boost:	21
Bảng 2.2: Hệ số của phương trình trao đổi nhiệt tại cửa nạp và thải	29
Bảng 2.3: Phương trình phản ứng hình thành NO _x theo cơ chế Zeldovich [24]	31
Bảng 2.4: Thông số kỹ thuật của động cơ 1NZ-FE.....	34
Bảng 2.5: Bảng nhập các thông số cho phần tử xi lanh	35
Bảng 2.6: Mô hình cháy phổ biến nhất hiện nay	36
Bảng 2.7: Thông số kỹ thuật mô hình truyền nhiệt.	37
Bảng 2.8: Giá trị hệ số ma sát theo vật liệu và đường kính ống	39
Bảng 2.9: So sánh các thuộc tính của Xăng – Ethanol - Hydro	45
Bảng 2.10: So sánh thuộc tính hỗn hợp Xăng – Ethanol - Hydro theo tỉ lệ.	45
Bảng 3.1: Các loại nhiên liệu mô phỏng.	51
Bảng 3.2: Kết quả mô phỏng sử dụng 100% nhiên liệu xăng.	52
Bảng 3.3: Kết quả mô phỏng hỗn hợp 75% Xăng – 10% Ethanol – 15% Hydro	65
Bảng 3.4: Kết quả mô phỏng hỗn hợp 60% Xăng – 10% Ethanol – 30% Hydro	66
Bảng 3.5: Kết quả mô phỏng hỗn hợp 45% Xăng – 10% Ethanol – 45% Hydro	66

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 2.1: Giao diện phần mềm AVL-BOOST	20
Hình 2.2: Màn hình làm việc chính của phần mềm AVL-Boost.....	21
Hình 2.3: Mô hình nhiệt động trong xi lanh.....	24
Hình 2.4: Hiệu ứng cháy sát vách	27
Hình 2.5: Nồng độ NO_x, HC, CO theo hệ số dư lượng không khí λ	30
Hình 2.6: Mô hình mô phỏng động cơ 1NZ-FE trên AVL-BOOST	35
Hình 2.7: Thông số của mô hình cháy Vibe 2-Zone	36
Hình 2.8: Nhập thông số mô hình truyền nhiệt Woschni 1978 trên AVL-Boost.....	37
Hình 2.9: Thiết lập các thông số của phân tử vòi phun	38
Hình 2.10: Thông số phân tử đường ống.....	39
Hình 2.11: Phân tử System Boundary 1	41
Hình 2.12: Phân tử System Boundary 2	41
Hình 2.13: Phân tử Engine	42
Hình 2.14: thứ tự nổ là 1 – 3 – 4 – 2 tương ứng góc: 0,180,360,540	42
Hình 2.15: Định nghĩa nhiên liệu 100% xăng trên AVL-Boost.....	43
Hình 2.16: Phối trộn G75E10H15: 75% xăng – 10% ethanol – 15% hydro	44
Hình 3.1: Đồ thị đặc tính ngoài của động cơ khi mô phỏng	53
Hình 3.2: Đồ thị công suất động cơ ở chế độ 100% tải.....	54
Hình 3.3: Đồ thị mômen động cơ ở chế độ 100% tải.....	55
Hình 3.4: Đồ thị suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ ở chế độ 100% tải	56
Hình 3.5: Đồ thị hiệu suất nhiệt của động cơ ở chế độ 100% tải.....	58
Hình 3.6: Chỉ số phát thải NO _x của động cơ ở 100% tải.	60
Hình 3.7: Chỉ số phát thải CO của động cơ ở 100% tải	62
Hình 3.8: Chỉ số phát thải HC của động cơ ở 100% tải	64

LỜI MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài.

Ngày nay xu hướng sử dụng nhiên liệu sạch như ethanol đang được khuyến khích nhằm giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch và giảm phát thải khí nhà kính. Hydro, với khả năng cháy sạch và không phát thải CO, được xem là nhiên liệu tiềm năng cho tương lai.

Với nhiều tính khả thi của hỗn hợp nhiên liệu. Ethanol có chỉ số octane cao, giúp cải thiện khả năng chống kích nổ của động cơ. Hydro có tốc độ cháy nhanh, giúp tăng hiệu suất cháy và giảm thời gian trễ đánh lửa. Sự kết hợp giữa xăng, ethanol và hydro có thể tối ưu hóa hiệu suất động cơ và giảm phát thải độc hại. Bên cạnh những ưu điểm cũng còn tồn tại một số hạn chế như các nghiên cứu trước đây chủ yếu tập trung vào hỗn hợp xăng-ethanol hoặc diesel-ethanol, chưa có nhiều nghiên cứu về sự kết hợp thêm hydro vào hỗn hợp nhiên liệu cho động cơ xăng.

Việc ứng dụng mô phỏng số trong nghiên cứu đặc kỹ thuật và phát thải trên động cơ xăng cho phép phân tích chi tiết quá trình cháy và phát thải trong động cơ, giúp tiết kiệm thời gian và chi phí so với thử nghiệm thực tế. Phần mềm mô phỏng như AVL-Boost đã được sử dụng hiệu quả trong các nghiên cứu về nhiên liệu sinh học.

Đề Tài “Nghiên cứu đặc tính kỹ thuật và phát thải khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng - ethanol - hydro trên động cơ xăng bằng mô phỏng số” không chỉ đáp ứng xu hướng sử dụng nhiên liệu sạch mà còn đóng góp vào việc phát triển các giải pháp năng lượng bền vững và bảo vệ môi trường.

2. Mục tiêu nghiên cứu

2.1 Mục tiêu tổng quát

Đánh giá các thông số kỹ thuật về công suất động cơ, mô men xoắn, suất tiêu hao nhiên liệu và hiệu suất có ích của động cơ bằng cách pha trộn hỗn hợp nhiên liệu xăng-ethanol-hydro theo tỉ lệ. Ứng với từng số vòng quay của động cơ.

2.2 Mục tiêu cụ thể

Xây dựng mô hình mô phỏng số động cơ xăng sử dụng phần mềm AVL Boost phù hợp với động cơ nghiên cứu. Tiến hành mô phỏng các trường hợp sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol – hydro với các tỷ lệ phối trộn khác nhau.

Phân tích ảnh hưởng của các tỷ lệ phối trộn nhiên liệu đến các thông số đặc trưng về kỹ thuật của động cơ như: công suất, mô-men xoắn, suất tiêu hao nhiên liệu, hiệu suất nhiệt.

Đánh giá sự thay đổi các chỉ tiêu phát thải chính (CO, HC, NO_x) của động cơ khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu so với xăng nguyên chất.

Xác định xu hướng tối ưu về tỷ lệ phối trộn hỗn hợp nhiên liệu nhằm cân bằng giữa hiệu quả kỹ thuật, kinh tế và giảm thiểu phát thải ô nhiễm

3. Đối tượng, phạm vi nghiên cứu

3.1 Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của đề tài là quá trình hoạt động, đặc tính kỹ thuật và phát thải của động cơ xăng khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol – hydro thông qua phương pháp mô phỏng số bằng phần mềm AVL BOOST.

Cụ thể, nghiên cứu tập trung vào:

Đặc tính vận hành của động cơ như: công suất, mô-men xoắn, suất tiêu hao nhiên liệu, hiệu suất nhiệt. Đặc tính phát thải khí độc hại của động cơ bao gồm: CO (carbon monoxide), HC (hydrocarbon chưa cháy), NO_x (oxit nitơ).

Ảnh hưởng của tỷ lệ phối trộn nhiên liệu (xăng – ethanol – hydro) đến các chỉ tiêu kỹ thuật và môi trường nêu trên.

Động cơ nghiên cứu là động cơ xăng 4 kỳ, kiểu hút khí tự nhiên, sử dụng hệ thống phun xăng đa điểm EFI, điển hình là động cơ Toyota 1NZ-FE dung tích 1.5L.

Nghiên cứu đặc tính kỹ thuật bao gồm công suất động cơ, mô men, suất tiêu hao nhiên liệu, hiệu suất nhiệt và phát thải NO_x, HC, CO của động cơ xăng 1NZ-FE. Khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng-ethanol-hydro trên động cơ xăng bằng mô phỏng số theo tỉ lệ nhất định.

3.2 Phạm vi nghiên cứu

Nghiên cứu trên mô hình mô phỏng số động cơ xăng. Động cơ mô phỏng là loại động cơ xăng 4 kỳ, dung tích 1.5L, 4 xy-lanh, sử dụng hệ thống phun xăng EFI (1NZ-FE).

Xét các tỷ lệ pha trộn khác nhau của nhiên liệu xăng – ethanol – hydro như:

G100: 100% xăng (đối chứng)

G90E5H5: 75% xăng – 10% ethanol – 15% hydro

G80E10H10: 60% xăng – 10% ethanol – 30% hydro

G80E5H15: 45% xăng – 10% ethanol – 45% hydro

Tập trung khảo sát đặc tính động cơ theo dải vòng tua từ 1200 đến 6000 vòng/phút. Nghiên cứu thực hiện trong khuôn khổ thời gian luận văn hoặc đề tài tốt nghiệp, mang tính nghiên cứu cơ bản định hướng ứng dụng, chưa triển khai áp dụng thực tế

4. Phương pháp nghiên cứu

4.1 Phương pháp nghiên cứu, tổng hợp lý thuyết

Phương pháp nghiên cứu tổng hợp lý thuyết được sử dụng để thu thập, hệ thống hóa các tài liệu, công trình nghiên cứu trong và ngoài nước liên quan đến ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol – hydro đối với động cơ xăng.

Từ đó, phân tích cơ sở khoa học về đặc tính cháy, hiệu suất động cơ và xu hướng thay đổi phát thải khi sử dụng các loại nhiên liệu thay thế này.

Ngoài ra, nghiên cứu tổng quan về các mô hình mô phỏng động cơ xăng, nguyên lý hoạt động của phần mềm **AVL BOOST** để xây dựng mô hình mô phỏng phù hợp với động cơ thực tế.

Cơ sở lý thuyết về quy luật phối trộn nhiên liệu, đặc tính vật lý – hóa học của ethanol và hydro, đặc điểm cháy và phát thải cũng được nghiên cứu làm nền tảng cho việc thiết lập kịch bản mô phỏng.

4.2. Phương pháp phân tích dữ liệu, so sánh

Dữ liệu đầu ra từ mô phỏng sẽ được tổng hợp, xử lý và phân tích theo các tiêu chí: Đặc tính kỹ thuật: Công suất, mô-men xoắn, suất tiêu hao nhiên liệu, hiệu suất nhiệt. Đặc tính phát thải: CO, HC, NOx. Các kết quả mô phỏng giữa các trường hợp phối trộn nhiên liệu khác nhau sẽ được so sánh với nhau, đồng thời đối chiếu với dữ liệu của động cơ sử dụng xăng nguyên chất để đánh giá mức độ cải thiện hay suy giảm.

Phân tích được thực hiện theo hướng:

So sánh xu hướng thay đổi các chỉ tiêu theo tỷ lệ tăng dần ethanol, hydro. Đánh giá ưu, nhược điểm của từng tỷ lệ phối trộn. Xác định tỷ lệ hỗn hợp nhiên liệu phù hợp nhất để cân bằng giữa hiệu suất kỹ thuật và mức phát thải thấp.

Ngoài ra, kết quả còn được so sánh đối chiếu với các công bố, kết quả nghiên cứu tương tự trong và ngoài nước nhằm kiểm chứng tính hợp lý.

4.3. Phương pháp mô phỏng.

Phương pháp mô phỏng sử dụng phần mềm AVL BOOST để xây dựng mô hình động cơ xăng 1NZ-FE dưới dạng mô hình số. Mô hình động cơ được thiết lập các thông số kỹ thuật cơ bản dựa theo dữ liệu thực tế của nhà sản xuất. Tiến hành mô phỏng các trường hợp thay đổi tỷ lệ phối trộn xăng – ethanol – hydro tại các chế độ làm việc đặc trưng của động cơ (toàn tải, bán tải, dải vòng tua từ thấp đến cao). Các thông số về nhiệt độ, áp suất, lưu lượng khí, thành phần nhiên liệu,... được thiết lập phù hợp để mô phỏng chính xác quá trình cháy. Quá trình mô phỏng giúp thu thập dữ liệu về: Công suất, mô-men xoắn, tiêu hao nhiên liệu, hiệu suất nhiệt, nồng độ CO, HC, NO_x tại ống xả.

Kết quả từ mô phỏng là cơ sở để phân tích xu hướng ảnh hưởng của nhiên liệu phối trộn và đưa ra nhận xét, đánh giá khoa học về khả năng ứng dụng trong thực tế.

5. Ý nghĩa thực tiễn của đề tài

Sử dụng ethanol và hydro giúp giảm phát thải các chất gây ô nhiễm, góp phần cải thiện chất lượng không khí và giảm hiệu ứng nhà kính. Ethanol có chỉ số octane cao, giúp cải thiện khả năng chống kích nổ của động cơ. Hydro có tốc độ cháy nhanh, tăng hiệu suất quá trình cháy và nâng cao công suất động cơ.

Việc kết hợp nhiên liệu tái tạo như ethanol và hydro giúp đa dạng hóa nguồn nhiên liệu, giảm sự phụ thuộc vào dầu mỏ và tăng cường an ninh năng lượng quốc gia.

Tóm lại, đề tài này không chỉ đóng góp vào việc bảo vệ môi trường và nâng cao hiệu suất động cơ, mà còn hỗ trợ phát triển kinh tế bền vững và đảm bảo an ninh năng lượng.

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1 Giới thiệu chung về nhiên liệu pha trộn.

1.1.1 Vấn đề đặt ra và khái niệm về nhiên liệu pha trộn.

Trong suốt nhiều thập kỷ qua, ngành giao thông vận tải trên toàn thế giới đã phát triển nhanh chóng dựa trên nền tảng sử dụng các loại nhiên liệu hóa thạch như xăng, dầu diesel và khí hóa lỏng. Tuy nhiên, đến nay, việc tiêu thụ nhiên liệu truyền thống này đang đối mặt với hàng loạt thách thức nghiêm trọng cả về mặt tài nguyên và môi trường. Trước hết, nguồn cung cấp năng lượng hóa thạch đang dần trở nên cạn kiệt do đây là loại tài nguyên không thể tái tạo. Các mỏ dầu, khí tự nhiên và than đá đang suy giảm nhanh chóng, trong khi nhu cầu sử dụng năng lượng trên toàn cầu vẫn tiếp tục gia tăng. Hệ quả là giá nhiên liệu ngày càng biến động và có xu hướng tăng cao, gây áp lực lớn đến kinh tế và an ninh năng lượng quốc gia.

Bên cạnh đó, việc đốt cháy nhiên liệu hóa thạch là nguyên nhân chính dẫn đến ô nhiễm môi trường không khí. Các phương tiện sử dụng động cơ đốt trong thải ra một lượng lớn khí độc hại như carbon monoxide (CO), nitrogen oxides (NOx), hydrocarbon (HC) và bụi mịn (PM), gây ảnh hưởng nghiêm trọng đến sức khỏe cộng đồng, đặc biệt tại các đô thị đông dân cư.

Không chỉ dừng lại ở vấn đề ô nhiễm, phát thải khí nhà kính – đặc biệt là carbon dioxide (CO₂) từ quá trình đốt nhiên liệu – còn là yếu tố chủ yếu góp phần gây ra biến đổi khí hậu toàn cầu. Tình trạng nóng lên toàn cầu, nước biển dâng, và các hiện tượng thời tiết cực đoan là hậu quả trực tiếp của sự gia tăng nồng độ CO₂ trong khí quyển, đặt ra yêu cầu cấp bách trong việc chuyển đổi sang các giải pháp năng lượng bền vững hơn. Vì vậy, việc tìm kiếm các giải pháp thay thế nhiên liệu truyền thống là một yêu cầu cấp thiết trong bối cảnh hiện nay.

Xăng (Gasoline): Là loại nhiên liệu hóa thạch phổ biến nhất, được sử dụng rộng rãi trong động cơ đốt trong.

Ethanol: Là một dạng nhiên liệu sinh học (biofuel) được sản xuất từ các nguồn nguyên liệu tái tạo như ngô, mía đường, củ cải đường hoặc thậm chí là tảo. Ethanol không chỉ giúp giảm lượng khí thải CO mà còn có chỉ số octane cao, giúp tăng hiệu suất cháy của nhiên liệu. **Hydro (H₂):** Là một nguồn năng lượng sạch, có thể sản xuất thông qua phương pháp điện phân nước hoặc từ khí thiên nhiên.

Khi được bổ sung vào hỗn hợp nhiên liệu, hydro có thể giúp cải thiện hiệu suất đốt cháy, giảm lượng khí thải độc hại và nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng.

Nhiên liệu pha trộn "xăng-ethanol-hydro" tận dụng những ưu điểm của từng thành phần, tạo ra một loại nhiên liệu vừa hiệu quả vừa thân thiện với môi trường. Loại nhiên liệu này đang thu hút sự quan tâm của các nhà khoa học, doanh nghiệp và chính phủ trên toàn thế giới như một giải pháp tiềm năng cho sự chuyển đổi năng lượng bền vững.

1.1.2 Lợi ích và tầm quan trọng của việc sử dụng nhiên liệu pha trộn đối với môi trường và kinh tế.

Ethanol giúp giảm lượng CO phát thải vì nó có nguồn gốc sinh học. Hydro hỗ trợ quá trình cháy hoàn toàn hơn, giảm lượng khí thải độc hại như NO_x và CO. Giảm ô nhiễm không khí, đặc biệt tại các đô thị đông đúc.

Ethanol có chỉ số octane cao, giúp động cơ vận hành mượt mà hơn. Hydro cải thiện quá trình đốt cháy, tăng hiệu suất nhiệt và giảm cặn bám trong động cơ. Việc kết hợp ethanol và hydro giúp giảm nhu cầu sử dụng xăng, từ đó giảm sự phụ thuộc vào dầu mỏ nhập khẩu. Tận dụng các nguồn năng lượng tái tạo giúp tăng cường an ninh năng lượng quốc gia.

Khuyến khích nghiên cứu và phát triển công nghệ động cơ tiên tiến có thể sử dụng nhiên liệu pha trộn hiệu quả hơn. Góp phần vào xu hướng chuyển đổi năng lượng xanh trên toàn cầu. Tạo cơ hội cho ngành nông nghiệp và sản xuất nhiên liệu sinh học phát triển. Giúp giảm chi phí nhiên liệu trong dài hạn do sự kết hợp các thành phần rẻ hơn và có thể tái tạo.

Dù có nhiều lợi ích, nhiên liệu "xăng-ethanol-hydro" vẫn gặp một số thách thức như: Công nghệ lưu trữ và phân phối hydro còn hạn chế. Hạ tầng nhiên liệu cần được nâng cấp để thích nghi với hỗn hợp nhiên liệu mới. Cần chính sách hỗ trợ để thúc đẩy sản xuất và sử dụng nhiên liệu pha trộn. Nghiên cứu các phương pháp lưu trữ và vận chuyển hydro hiệu quả hơn. Cải tiến công nghệ động cơ để tận dụng tối đa lợi ích của nhiên liệu pha trộn. Xây dựng chính sách khuyến khích sử dụng nhiên liệu sạch thông qua hỗ trợ tài chính và ưu đãi thuế.

Nhiên liệu pha trộn "xăng-ethanol-hydro" là một bước tiến quan trọng trong nỗ lực giảm ô nhiễm và chuyển đổi sang nền kinh tế năng lượng sạch.

Ứng dụng rộng rãi loại nhiên liệu này có thể mang lại nhiều lợi ích về môi trường, kinh tế và an ninh năng lượng trong tương lai.

1.2 Hỗn hợp nhiên liệu Xăng pha ethanol

1.2.1 Định nghĩa và phân loại xăng pha ethanol (E5, E10, E85)

Với Xăng pha ethanol là loại nhiên liệu được pha trộn giữa xăng truyền thống với ethanol theo một tỷ lệ nhất định nhằm giảm thiểu phát thải khí nhà kính và tăng cường hiệu suất cháy. Ethanol trong xăng đóng vai trò như một chất phụ gia giúp cải thiện khả năng đốt cháy, giảm ô nhiễm môi trường và hạn chế sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch. Các loại xăng pha ethanol phổ biến gồm:

Xăng E5 là loại nhiên liệu sinh học, trong đó có chứa 5% ethanol (cồn sinh học) pha với 95% xăng truyền thống. Nó được sử dụng rộng rãi để giảm phát thải khí độc hại và bảo vệ môi trường.

Đặc điểm của xăng E5: Thành phần: 95% xăng truyền thống + 5% ethanol. Tính thân thiện với môi trường giảm phát thải khí CO, HC và bụi mịn so với xăng thông thường. Chỉ số octan (RON) thường là 92 hoặc 95, tương đương với xăng truyền thống. Hoạt động tốt trên hầu hết các loại xe hiện đại nhưng có thể ảnh hưởng đến xe đời cũ do ethanol có tính hút ẩm và ăn mòn.

Ưu điểm:

Giá thành thường rẻ hơn xăng truyền thống. Giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch.

Nhược điểm:

Dễ hút nước, có thể ảnh hưởng đến hệ thống nhiên liệu nếu để lâu. Có thể không phù hợp với một số dòng xe đời cũ. Xăng E10 là loại nhiên liệu sinh học có chứa 10% ethanol (cồn sinh học) và 90% xăng thông thường. Nó được phát triển để giảm khí thải độc hại và tăng tính thân thiện với môi trường so với xăng truyền thống.

Đặc điểm của xăng E10

Thành phần: 90% xăng truyền thống + 10% ethanol. Chỉ số octan (RON): Thường dao động từ 92 đến 95, tương đương hoặc cao hơn xăng truyền thống. Tác động đến động cơ: Hoạt động tốt trên hầu hết các xe đời mới có hệ thống phun nhiên liệu hiện đại. Có thể ảnh hưởng đến các xe đời cũ do ethanol có tính hút ẩm và ăn mòn.

Ưu điểm:

Thân thiện với môi trường hơn: Giảm khí thải CO, HC và bụi mịn, Giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch, Chỉ số octan cao hơn, giúp cải thiện khả năng chống kích nổ động cơ. Nhược điểm

Dễ hút nước, có thể gây ảnh hưởng đến hệ thống nhiên liệu nếu bảo quản lâu. Không phù hợp với một số xe đời cũ do ethanol có thể làm hỏng các bộ phận cao su, nhựa hoặc kim loại không chống ăn mòn

Mức tiêu hao nhiên liệu có thể cao hơn một chút so với xăng truyền thống, do ethanol có mật độ năng lượng thấp hơn

Xăng E85 là loại nhiên liệu sinh học có chứa 85% ethanol và 15% xăng thông thường. Đây là nhiên liệu có tỷ lệ ethanol cao hơn hẳn so với xăng E5 (5% ethanol) hay E10 (10% ethanol), giúp giảm đáng kể khí thải độc hại và phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch. Đặc điểm của xăng E85

Thành phần: 85% ethanol + 15% xăng. Chỉ số octan (RON): Thường từ 100 – 105, cao hơn nhiều so với xăng truyền thống. Công suất động cơ: Có thể cao hơn do chỉ số octan lớn, giúp động cơ hoạt động hiệu quả hơn. Tác động đến động cơ: Chỉ phù hợp với xe sử dụng nhiên liệu linh hoạt (Flex-Fuel Vehicles - FFV)

Không thể dùng cho xe chạy xăng thông thường, vì ethanol có thể gây ăn mòn các bộ phận như ống dẫn nhiên liệu, gioăng cao su và kim loại không chống ăn mòn.

Giảm khí thải CO đáng kể, thân thiện hơn với môi trường

Chỉ số octan cao, giúp động cơ hoạt động mượt hơn, giảm nguy cơ kích nổ

Giảm sự phụ thuộc vào xăng dầu truyền thống

Tiêu hao nhiên liệu nhiều hơn (~25-30% so với xăng thường), do ethanol có mật độ năng lượng thấp hơn Hạn chế về cơ sở hạ tầng, vì ít trạm xăng cung cấp E85 so với xăng truyền thống

Mỗi loại xăng pha ethanol có đặc điểm khác nhau về hiệu suất, mức tiêu thụ nhiên liệu và tác động đến môi trường. Việc sử dụng xăng pha ethanol cũng phụ thuộc vào tiêu chuẩn của từng quốc gia và hệ thống động cơ được thiết kế phù hợp.

Bảng 1.1: So sánh xăng E5,E10 và E85 [1]

Đặc điểm	Xăng E5 (5%)	Xăng E10 (10%)	Xăng E85 (85%)
Hàm lượng ethanol	5%	10%	85%
Chỉ số octan	~92 – 95	~92 – 95	100 – 105
Ảnh hưởng đến động cơ	Nhẹ	Cao hơn, có thể ăn mòn nhẹ	Chỉ dùng cho xe FFV
Mức tiêu hao nhiên liệu	Như xăng thường	Hơi cao hơn	Cao hơn đáng kể (~25-30%)

1.2.2 Quy trình sản xuất và tiêu chuẩn chất lượng của xăng pha ethanol

a) Quy trình sản xuất:

Sản xuất ethanol: Ethanol được sản xuất từ nguyên liệu sinh học như ngô, mía đường hoặc lúa mì thông qua quá trình lên men và chưng cất. Đây là một quy trình bền vững vì có thể tận dụng phế phẩm nông nghiệp. [2]

Pha trộn với xăng: Ethanol sau khi sản xuất sẽ được trộn với xăng theo tỷ lệ nhất định để tạo thành nhiên liệu E5, E10, hoặc E85. Quá trình pha trộn cần tuân thủ các tiêu chuẩn nghiêm ngặt để đảm bảo chất lượng và độ ổn định của nhiên liệu.

Kiểm định chất lượng: Nhiên liệu pha trộn phải đáp ứng các tiêu chuẩn về độ ổn định, khả năng chống kích nổ và mức phát thải khí thải trước khi được đưa vào sử dụng. Việc kiểm định này giúp đảm bảo hiệu suất động cơ và tính an toàn khi vận hành.

b) Tiêu chuẩn chất lượng.

Chỉ số octane của hỗn hợp phải đáp ứng tiêu chuẩn an toàn động cơ.

Hàm lượng ethanol không được vượt quá mức quy định để đảm bảo tính tương thích với động cơ. Đảm bảo không có nước hoặc tạp chất làm giảm hiệu suất cháy, đồng thời đáp ứng các quy định về khí thải và an toàn môi trường.

1.2.3 Ưu điểm và hạn chế khi sử dụng xăng pha ethanol trong động cơ đốt trong

Ưu điểm:

Giảm khí thải CO do ethanol có nguồn gốc sinh học, giúp giảm tác động tiêu cực lên môi trường. Cải thiện hiệu suất cháy do ethanol có chỉ số octane cao hơn xăng thông thường, làm tăng khả năng chống kích nổ. Giảm phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch, giúp tăng cường an ninh năng lượng quốc gia và thúc đẩy ngành sản xuất nhiên liệu sinh học phát triển. Giảm chi phí sản xuất nhiên liệu trong dài hạn, do ethanol có thể được sản xuất từ nguyên liệu tái tạo.

Hạn chế:

Tăng mức tiêu thụ nhiên liệu do ethanol có mật độ năng lượng thấp hơn xăng, dẫn đến việc tiêu thụ nhiều hơn cho cùng một quãng đường di chuyển. Ảnh hưởng đến vật liệu động cơ, đặc biệt là ở các phương tiện không thiết kế cho nhiên liệu có hàm lượng ethanol cao, gây hư hại hệ thống nhiên liệu. Yêu cầu hệ thống lưu trữ đặc biệt để tránh hút ẩm từ môi trường, làm ảnh hưởng đến chất lượng nhiên liệu

1.2.4 Phối trộn và sử dụng hydro trong nhiên liệu lỏng.

1.2.4.1 Giới thiệu chung về hydro.

Hydro được xem là một trong những nguồn năng lượng sạch tiềm năng cho tương lai do không tạo ra khí CO khi cháy. Tuy nhiên, việc sử dụng hydro trong động cơ đốt trong truyền thống – đặc biệt là động cơ xăng – không thể thực hiện theo cách đơn giản như pha thêm chất lỏng vào xăng, vì hydro tồn tại ở thể khí trong điều kiện thường. [3]

Vì vậy, để “phối trộn” hydro vào nhiên liệu xăng hoặc ethanol, các nhà nghiên cứu và kỹ sư đã phát triển một số phương pháp riêng biệt, được trình bày chi tiết dưới đây.

1.2.4.2 Phương pháp sử dụng hydro trong động cơ xăng.

Phun hydro trực tiếp vào đường nạp hoặc buồng cháy. Đây là phương pháp phổ biến nhất trong các nghiên cứu hiện nay.

Cấu trúc hệ thống: Hydro được chứa trong các bình khí áp suất cao và được đưa đến buồng đốt thông qua hệ thống đường dẫn riêng biệt, có kiểm soát. Hệ thống này không trộn hydro vào xăng như các phụ gia dạng lỏng, mà bổ sung hydro ở dạng khí vào dòng khí nạp hoặc phun trực tiếp vào buồng cháy, tương tự hệ thống GDI (Gasoline Direct Injection). Tích hợp với hệ thống ECU: Hệ thống phun hydro cần được đồng bộ với ECU

(bộ điều khiển trung tâm động cơ), để điều phối lượng hydro và xăng phù hợp với tải động cơ, tốc độ quay, góc đánh lửa,... nhằm đảm bảo hiệu suất tối ưu.

Ưu điểm:

Tăng tốc độ cháy và cải thiện quá trình đốt. Giảm lượng CO, HC và đặc biệt là không phát thải CO₂ Phối trộn năng lượng theo tỷ lệ phần trăm (% năng lượng)

Ví dụ:

- Hỗn hợp G75E10H15:
- G75 = 75% năng lượng đến từ xăng.
- E10 = 10% từ ethanol.
- H15 = 15% từ hydro (dù lượng thể tích rất nhỏ vì hydro có mật độ năng lượng cao trên mỗi đơn vị khối).

Điều này cực kỳ quan trọng vì hydro có mật độ năng lượng theo khối lượng rất cao (khoảng 120–142 MJ/kg), nhưng theo thể tích khí lại rất thấp. Do đó, nếu trộn theo % thể tích, thì tác động đến quá trình cháy sẽ không chính xác.

Hydro hóa lỏng (liquefied hydrogen). Đây là một cách ít phổ biến hơn, vì yêu cầu kỹ thuật rất cao:

Hydro được hóa lỏng ở nhiệt độ cực thấp ($\sim -253^{\circ}\text{C}$) và lưu trữ trong các bình cách nhiệt cao áp. Sau đó, hydro lỏng có thể được bơm dưới dạng lỏng và hóa hơi ngay trước khi đốt hoặc dùng trong các hệ thống hybrid đặc biệt.

Tuy nhiên phương pháp này chỉ thích hợp cho các ứng dụng đặc biệt như xe đua, hàng không hoặc nghiên cứu trong phòng thí nghiệm. Trong các phương tiện thông thường (như ô tô cá nhân), chi phí lưu trữ hydro lỏng và rủi ro an toàn rất cao nên ít được dùng.

Hạn chế và yêu cầu kỹ thuật

Tính chất dễ bay hơi và rò rỉ, hydro là phân tử rất nhỏ và nhẹ, dễ rò rỉ qua các khe hở nhỏ mà các nhiên liệu lỏng không thể thoát ra. Điều này đặt ra yêu cầu: Hệ thống đường ống phải kín tuyệt đối, sử dụng vật liệu không bị ăn mòn hoặc giòn do hydro (tránh hiện tượng “hydrogen embrittlement”). Phải có van an toàn, cảm biến phát hiện rò rỉ hydro, và thiết kế thông gió phù hợp để tránh tích tụ khí dễ cháy. **Hiện tượng cháy sớm và kích nổ do hydro có tốc độ cháy rất cao**, nhiệt độ bắt lửa thấp và giới hạn cháy

rộng (4 – 75% thể tích trong không khí) nên dễ gây ra cháy sớm hoặc kích nổ nếu tỷ lệ hydro quá lớn, đặc biệt trong động cơ nén cao.

Vì vậy giới hạn thường không vượt quá 20% năng lượng từ hydro trong các nghiên cứu động cơ xăng. Việc vượt quá giới hạn này đòi hỏi phải cải tiến cả vật liệu, ECU và hệ thống làm mát.

Cần các thiết bị cảm biến và điều khiển chuyên dụng khi sử dụng hydro ECU cần được lập trình lại để điều chỉnh tỷ lệ xăng-hydro phù hợp. Cảm biến khí nạp, nhiệt độ buồng cháy phải có độ chính xác cao. Phải có hệ thống giám sát áp suất bình chứa hydro và dòng khí nạp bổ sung.

Kết luận

Hydro có tiềm năng lớn trong việc cải thiện hiệu suất và giảm ô nhiễm cho động cơ xăng, tuy nhiên việc phối trộn không đơn thuần như các nhiên liệu lỏng khác. Cần có hệ thống cấp khí độc lập, tính toán theo năng lượng, và kiểm soát nghiêm ngặt về an toàn. Những ứng dụng thực tế hiện nay chủ yếu ở quy mô nghiên cứu hoặc xe đặc biệt, nhưng về lâu dài có thể mở ra hướng đi mới cho động cơ hybrid xăng–hydro.

1.2.5 Tình hình nghiên cứu sử dụng nhiên liệu xăng-ethanol-hydro tại Việt Nam và trên Thế Giới.

a) Tại Việt Nam:

Nhiều công trình đã tiến hành nghiên cứu thực nghiệm và mô phỏng về hỗn hợp nhiên liệu này. Nguyễn Văn Bình và cộng sự [4] thực hiện thử nghiệm trên động cơ xăng phun xăng điện tử 110cc với hỗn hợp E5, E10 và bổ sung khí H_2 từ bộ điện phân HHO. Kết quả cho thấy, khi bổ sung 5–10% thể tích H_2 vào không khí nạp, phát thải HC và CO giảm lần lượt khoảng 15–25%, hiệu suất nhiệt tăng 2–3%, nhưng NO_x có xu hướng tăng nếu không điều chỉnh thời điểm đánh lửa.

Nghiên cứu mô phỏng của Nguyễn Thế Hùng và cộng sự [5] trên động cơ 1NZ-FE cho thấy ethanol giúp tăng chỉ số octane và ổn định vận hành ở tải cao, trong khi H_2 cải thiện tốc độ cháy và mở rộng giới hạn cháy nghèo. Hỗn hợp E10 + 5% H_2 được đánh giá tối ưu về giảm CO và HC, nhưng cần biện pháp kiểm soát NO_x , chẳng hạn qua EGR.

Đinh Quang Nam [6] khảo sát phát thải động cơ xe máy khi sử dụng E5, E10 và E20, đồng thời bổ sung H_2 qua bình tích áp. Kết quả cho thấy E20 giảm đáng kể CO và

HC so với xăng A95, còn H_2 làm tăng hiệu suất nhiệt nhưng có thể làm giảm công suất cực đại do hòa khí loãng.

Tại Đại học Bách khoa Đà Nẵng, Viện Cơ khí Động lực [7] đã mô phỏng bằng phần mềm AVL BOOST với nhiều tỉ lệ phối trộn Xăng – Ethanol – Hydro. Kết quả chỉ ra E10 + 5% H_2 đạt cân bằng tốt giữa công suất và phát thải, trong khi E20 + 10% H_2 giảm mạnh CO và HC nhưng làm NOx tăng khoảng 8% so với xăng nguyên chất.

Trong nghiên cứu Lê Minh Tuấn (2023) [8], đã tiến hành thử nghiệm trên xe máy 125 cc sử dụng nhiên liệu E10 kết hợp bổ sung H_2 với tỷ lệ khoảng 8 % năng lượng. Kết quả cho thấy phát thải HC và CO giảm lần lượt từ 18–22 %, hiệu suất nhiệt tăng khoảng 2 %, trong khi nồng độ NOx vẫn nằm trong giới hạn kỹ thuật nếu thời điểm đánh lửa được điều chỉnh hợp lý. Tiếp đó, Phạm Thị Lan (2024) [9] thực hiện mô phỏng trên động cơ diesel cỡ nhẹ vận hành theo chế độ “dual-fuel” với hỗn hợp xăng–ethanol– H_2 được phun theo cơ chế đánh lửa cưỡng bức (spark-assisted injection). Kết quả ban đầu cho thấy CO và HC giảm đáng kể, đồng thời duy trì được công suất tương đương so với động cơ nguyên bản. Bên cạnh các nghiên cứu về hiệu quả kỹ thuật, Trần Văn Hoàng (2022) [10] đã phân tích chuỗi cung ứng ethanol từ mía tại Việt Nam, nhận thấy tiềm năng giảm phát thải CO₂-eq khoảng 20–30 % so với xăng truyền thống, tuy nhiên chi phí sản xuất còn cao, đòi hỏi các chính sách hỗ trợ và cơ cấu giá hợp lý để cạnh tranh. Ở khía cạnh an toàn, Nguyễn Văn Dũng (2024) [11] đã nghiên cứu các vấn đề kỹ thuật liên quan đến hệ thống cấp H_2 trên phương tiện sử dụng hỗn hợp xăng–ethanol, chỉ ra nguy cơ rò rỉ, hiện tượng giòn hóa kim loại (embrittlement) và đề xuất sử dụng vật liệu chuyên dụng cùng quy trình kiểm tra định kỳ nhằm đảm bảo vận hành an toàn.

Việt Nam đã triển khai nhiều dự án sản xuất ethanol sinh học từ sắn lát hoặc rỉ đường để pha với xăng, tạo ra các loại nhiên liệu như E5 và E10. Ứng dụng hydro trong động cơ đốt trong. Một số nghiên cứu đã áp dụng công nghệ HHO (hydro oxy) cho động cơ diesel ô tô, cho thấy hiệu quả trong việc tiết kiệm nhiên liệu và giảm phát thải khí nhà kính. Thách thức đặt ra cần phát triển hạ tầng lưu trữ và phân phối hydro an toàn và hiệu quả. Chi phí sản xuất và lưu trữ hydro còn cao. Cần nghiên cứu sâu hơn về ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu đến độ bền và hiệu suất lâu dài của động cơ.

Triển vọng Phối trộn xăng–ethanol–hydro có thể là giải pháp trung gian hiệu quả trước khi chuyển sang các công nghệ năng lượng tái tạo hoàn toàn.

Việc kết hợp ba loại nhiên liệu này có thể tận dụng ưu điểm của từng loại, như khả năng cháy sạch của hydro, tính tái tạo của ethanol và hạ tầng sẵn có của xăng. [12]

b) Trên thế giới:

Verma et al. (2019) [13] nghiên cứu sự kết hợp 10% ethanol với H_2 (từ 0–20% năng lượng) trên động cơ SI. Việc bổ sung H_2 giúp tăng tốc độ cháy và mở rộng khả năng vận hành. Phát thải HC giảm khoảng 30%, CO giảm khoảng 40%. Tuy nhiên, nếu không áp dụng hệ thống tuần hoàn khí xả (EGR), NO_x tăng mạnh do nhiệt độ cháy cao hơn.

Verma et al. (2021) [14] tiến hành thử nghiệm trên động cơ SI 4 xi-lanh với các mức ethanol từ 0–20%. Kết quả cho thấy E20 là mức pha trộn tối ưu, giúp giảm CO và HC đáng kể, đồng thời tăng áp suất cháy cực đại và hiệu suất nhiệt tổng thể so với xăng thuần.

Verma & Singh (2017) [15] mở rộng nghiên cứu sang hỗn hợp ba thành phần gasoline–ethanol– H_2 . Kết quả cho thấy phát thải giảm và khả năng đánh lửa ở hỗn hợp nghèo được cải thiện, nhưng nếu H_2 vượt quá 20% năng lượng, hỗn hợp trở nên quá loãng, dẫn đến giảm công suất đầu ra.

Rao (2020) [16] thực hiện tổng quan (review) các nghiên cứu về tác động của H_2 khi bổ sung vào xăng. Ông khẳng định rằng H_2 làm tăng tốc độ cháy và giảm phát thải CO/HC, song các vấn đề kỹ thuật về lưu trữ, an toàn và vật liệu chịu tác động của H_2 vẫn là rào cản chính trong ứng dụng thực tế.

Kim et al. (2020) [17] sử dụng mô hình mô phỏng hóa–kinetics để phân tích ảnh hưởng của H_2 trong quá trình cháy. Kết quả cho thấy H_2 làm tăng nồng độ gốc OH, rút ngắn thời gian phản ứng, tăng áp suất đỉnh và giảm phát thải CO/HC.

Li et al. (2021) [18] mô phỏng động cơ sử dụng hỗn hợp ethanol và H_2 ở chế độ cháy nghèo. Kết quả cho thấy hiệu suất nhiệt được cải thiện và các chất ô nhiễm do cháy không hoàn toàn được giảm thiểu. Tuy nhiên, NO_x vẫn có xu hướng tăng và cần được kiểm soát bằng các giải pháp kỹ thuật như EGR hoặc tối ưu thời điểm đánh lửa.

Phối trộn xăng–ethanol–hydro, nghiên cứu quốc tế đã chỉ ra rằng việc bổ sung hydro vào hỗn hợp xăng–ethanol có thể cải thiện hiệu suất cháy, giảm tiêu thụ nhiên liệu và giảm phát thải độc hại như CO và NO_x . Các nghiên cứu sử dụng phần mềm mô phỏng như AVL Boost đã đánh giá hiệu suất và phát thải của động cơ khi sử dụng hỗn hợp

nhiên liệu chứa hydro, ethanol và xăng, cho thấy tiềm năng trong việc tối ưu hóa hiệu suất động cơ.

c) Sản xuất và tiêu thụ nhiên liệu sinh học (Biofuels)

Ethanol: Sản lượng toàn cầu năm 2023, sản lượng ethanol toàn cầu đạt 116 tỷ lít, chiếm 70% tổng sản lượng nhiên liệu sinh học lỏng. Mỹ và Brazil chiếm khoảng 80% sản lượng này. [19]

Xu hướng tiêu thụ: Nhu cầu ethanol tăng mạnh trong ngành vận tải đường bộ, hàng không và hàng hải. Dự báo đến năm 2030, nhu cầu ethanol toàn cầu sẽ tăng lên 215 tỷ lít/năm, chiếm 6,4% tổng nhu cầu nhiên liệu lỏng trong vận tải.

Thị trường xuất khẩu: Năm 2024, Mỹ xuất khẩu ethanol đạt kỷ lục gần 1,9 tỷ gallon, tăng 36% so với năm 2023. Các thị trường chính bao gồm Anh, Canada, Colombia và Brazil.

Biodiesel (FAME): Sản lượng toàn cầu năm 2023, sản lượng biodiesel FAME đạt gần 50 tỷ lít. Indonesia dẫn đầu với 14 tỷ lít, tiếp theo là EU với 13 tỷ lít và Brazil với 8 tỷ lít.

Ứng dụng: Biodiesel chủ yếu được sử dụng trong giao thông vận tải và sản xuất điện.

Sản xuất hydro toàn cầu: Sản lượng ước tính năm 2024, sản lượng hydro toàn cầu ước đạt 100 triệu tấn. Trung Quốc dẫn đầu với khoảng 50% tổng sản lượng, chủ yếu từ điện phân nước và khí hóa than.

Cơ sở hạ tầng điện phân: Đến cuối năm 2023, công suất điện phân nước toàn cầu đạt 1,4 GW và dự kiến đạt 5 GW vào cuối năm 2024. Đầu tư và dự án: Nhiều dự án lớn đang được triển khai, bao gồm Nhà máy hydro xanh NEOM ở Saudi Arabia với công suất 600 tấn/ngày và tổng vốn đầu tư 8,4 tỷ USD. Ứng dụng hydro trong giao thông vận tải: Xe chạy bằng hydro: Hàn Quốc đang phát triển “Thành phố Hydro Ulsan” với mạng lưới ống dẫn hydro ngầm dài 188 km, phục vụ xe buýt, xe tải và xe nâng chạy bằng hydro. Hàng hải và hàng không: Các công ty như Maersk và BP đang thử nghiệm tàu chạy bằng methanol và đầu tư vào sản xuất e-methanol từ hydro.

1.3 Tóm tắt chương 1

Giới thiệu về nhiên liệu pha trộn Giải thích sự cần thiết của nhiên liệu pha trộn trong bối cảnh ô nhiễm môi trường và khủng hoảng năng lượng.

Xăng, ethanol và hydro là các thành phần chính được sử dụng để tạo ra nhiên liệu pha trộn thân thiện với môi trường. Đặc điểm của từng loại nhiên liệu

Xăng: Nhiên liệu hóa thạch phổ biến, có chỉ số octan cao nhưng gây ô nhiễm.

Ethanol: Nhiên liệu sinh học có nguồn gốc từ thực vật, giúp giảm khí thải CO₂ và tăng chỉ số octan.

Hydro: Nhiên liệu sạch, khi cháy chỉ tạo ra nước, nhưng khó lưu trữ và yêu cầu công nghệ cao.

Pha trộn nhiên liệu xăng - ethanol - hydro Các tỷ lệ pha trộn phổ biến như E5, E10, E85 và tác động của chúng đến hiệu suất động cơ. Lợi ích của việc bổ sung hydro vào hỗn hợp nhiên liệu, giúp đốt cháy hiệu quả hơn và giảm phát thải độc hại. Những thách thức kỹ thuật khi sử dụng nhiên liệu pha trộn, bao gồm ăn mòn vật liệu và yêu cầu điều chỉnh động cơ.

CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Tổng quan về phần mềm mô phỏng AVL BOOST

2.1.1 Giới thiệu phần mềm AVL BOOST.

AVL BOOST là một trong những phần mềm mô phỏng động cơ đốt trong hàng đầu thế giới, được phát triển bởi AVL List GmbH – tập đoàn kỹ thuật lớn có trụ sở tại Graz, Áo, chuyên cung cấp các giải pháp trong lĩnh vực động lực học và hệ truyền động. Đây là công cụ chuyên nghiệp hỗ trợ việc nghiên cứu, thiết kế và tối ưu hóa động cơ nhiệt thông qua mô phỏng số, cho phép giảm thiểu thời gian thử nghiệm thực tế, tiết kiệm chi phí và cải thiện hiệu quả phát triển sản phẩm.

Phần mềm AVL BOOST cung cấp môi trường mô phỏng một chiều (1D simulation), trong đó các hiện tượng vật lý bên trong động cơ như dòng khí, quá trình cháy, truyền nhiệt và chuyển động của các chi tiết cơ khí được mô phỏng thông qua hệ phương trình bảo toàn khối lượng, động lượng và năng lượng. Mô hình hóa 1D tuy không phản ánh được hoàn toàn chi tiết dòng chảy ba chiều, nhưng lại có ưu điểm lớn về tốc độ tính toán, dễ thiết lập mô hình, phù hợp với yêu cầu phân tích hệ thống tổng thể.

Phần mềm cho phép mô hình hóa đa dạng các loại động cơ như:

- Động cơ đốt trong xăng (SI – Spark Ignition),
- Động cơ diesel (CI – Compression Ignition),
- Động cơ sử dụng nhiên liệu thay thế như LPG, CNG, hydrogen, ethanol,...
- Động cơ tăng áp, siêu nạp, hoặc tích hợp hệ thống hybrid.

Trong AVL BOOST, người dùng xây dựng mô hình động cơ bằng cách kết nối các phần tử cơ bản (component elements) như:

- **Xi lanh** (Cylinder): nơi xảy ra quá trình cháy và sinh công,
- Đường ống (Pipe): mô hình hóa dòng khí trong đường nạp/xả,
- Van (Valve): điều khiển dòng khí ra vào **xi lanh**,
- Turbocharger (tăng áp): nén khí nạp để tăng mật độ không khí,
- Intercooler, EGR, Bộ xúc tác (Catalyst),...: các phần tử xử lý khí thải và hỗ trợ điều khiển khí động.

- Các mô hình cháy bên trong **xi lanh** có thể được thiết lập ở nhiều cấp độ khác nhau, từ đơn giản đến phức tạp như:
- Mô hình Wiebe (dựa trên đường cong năng lượng giải phóng),
- Mô hình Vibe, Combustion Curve, hoặc mô hình bán thực nghiệm (semi-empirical),
- Mô hình cháy hai vùng (Two-zone combustion model) có xét đến các quá trình cháy trước, cháy chính và cháy muộn,
- Mô hình động học phản ứng (chemical kinetics) khi mô phỏng chi tiết thành phần khí thải.

AVL BOOST còn tích hợp khả năng mô phỏng hệ thống điều khiển, thu thập dữ liệu từ cảm biến, tín hiệu ECU thông qua module BOOST RT (Real Time), và có thể ghép nối với phần mềm MATLAB/Simulink để phân tích sâu hơn về thuật toán điều khiển. Ngoài ra, phần mềm hỗ trợ mô phỏng trạng thái ổn định (steady-state) lẫn trạng thái quá độ (transient), giúp kỹ sư đánh giá khả năng vận hành của động cơ trong nhiều điều kiện thực tế.

Giao diện người dùng (GUI) trực quan là một điểm mạnh của AVL BOOST, cho phép người dùng dễ dàng tạo sơ đồ khối mô phỏng động cơ theo cách kéo thả các phần tử từ thư viện, kết nối logic giữa chúng, và cài đặt các thông số đầu vào như dung tích xy lanh, tỷ số nén, tốc độ động cơ, thời điểm đánh lửa, lưu lượng nhiên liệu, đặc tính van, v.v.

Nhờ sự toàn diện và linh hoạt trong mô phỏng, phần mềm AVL BOOST hiện được sử dụng phổ biến tại các viện nghiên cứu, trường đại học, và đặc biệt là các hãng sản xuất ô tô lớn như Toyota, Ford, BMW, Hyundai, v.v. Phần mềm này đóng vai trò then chốt trong việc rút ngắn chu kỳ thiết kế – thử nghiệm, đồng thời nâng cao độ chính xác và khả năng cạnh tranh trong ngành công nghiệp động cơ hiện đại.

2.1.2 Tính năng cơ bản.

Phần mềm Boost có nhiều tính năng và tác dụng trong cả lĩnh vực thiết kế cũng như thí nghiệm, sau đây là một số tính năng cơ bản:

Mô phỏng các quá trình công tác của động cơ với độ chính xác và tính tin cậy cao, tạo thuận lợi trong mục tiêu thiết kế động cơ hoặc phân tích các quá trình nhiệt.

Có thể mô phỏng các động cơ từ loại một xilanh đến nhiều xilanh, cho loại động cơ xăng hay động cơ diesel, động cơ hai kỳ hay động cơ bốn kỳ với dải công suất khác nhau từ động cơ cỡ nhỏ như xe máy đến các động cơ cỡ lớn như tàu thủy, mô phỏng được các chế độ làm việc của động cơ.

Xác định các thông số trong quá trình nhiệt động học, dòng chảy trong quá trình trao đổi khí, quá trình phun nhiên liệu, quá trình cháy mà trước kia phải sử dụng phương pháp kỹ thuật đo phức tạp và tốn kém mới có thể xác định được.

Có khả năng kết nối với các phần mềm khác (liên kết động) như MATLAB để mô phỏng với các dữ liệu động.

Trong đào tạo có khả năng tái hiện các hình ảnh gần như thực tế một cách trực quan, mô tả các hiện tượng xảy ra bên trong để giúp học viên có thể quan sát được những phần mà không thể quan sát trực tiếp trên mô hình thực hoặc nếu quan sát được cũng phải dùng các thiết bị rất đắt tiền.

Trong sản xuất nó giúp rút ngắn thời gian thiết kế, giảm chi phí và số lượng sản phẩm mẫu trong quá trình thiết kế, tối ưu hoá được các quá trình công tác cũng như kết cấu để có được động cơ với các tính năng cao.

Loại trừ được một số trường hợp bất thường có thể xảy ra trên thực tế mà không làm tổn hại đến động cơ thực, tiết kiệm thời gian và tiền bạc.

Giúp chẩn đoán những hư hỏng ban đầu có thể xảy ra trong một số trường hợp làm tăng nhanh tiến độ sửa chữa động cơ.

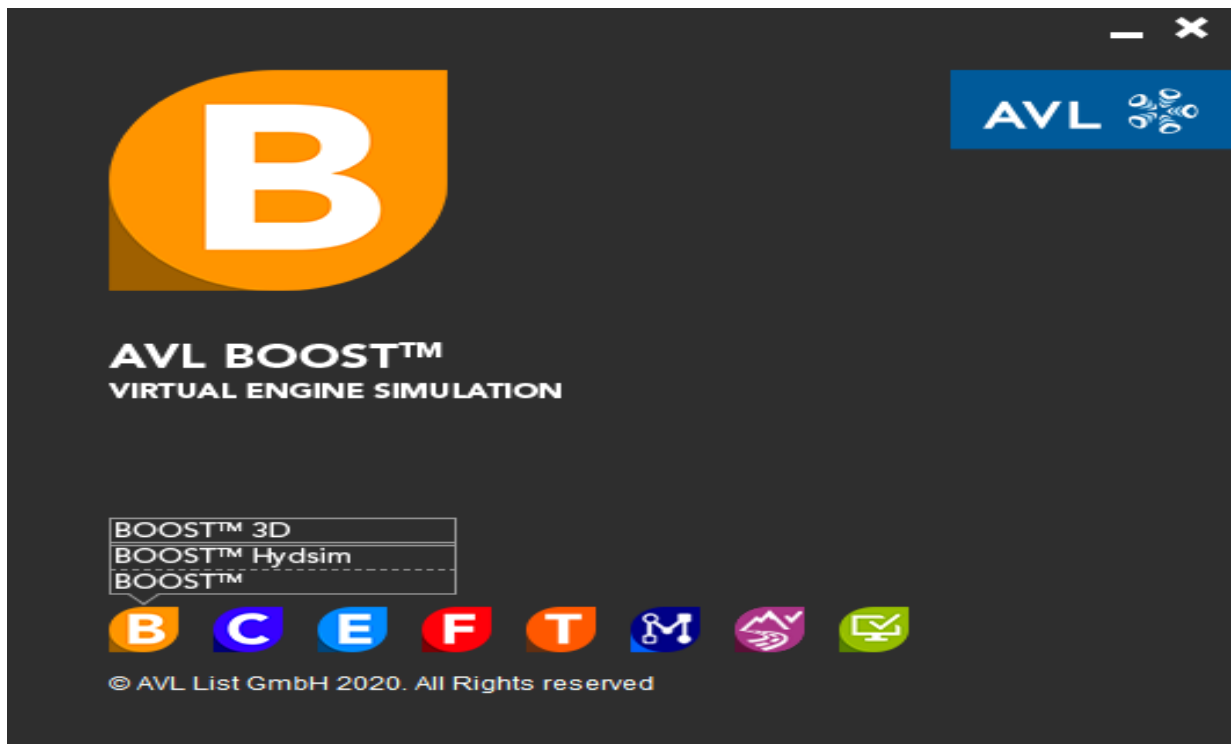
2.1.3 Ứng dụng

Phần mềm AVL BOOST được ứng dụng rộng rãi trong thực tiễn nghiên cứu và phát triển động cơ đốt trong nhờ khả năng mô phỏng chính xác các quá trình nhiệt động, truyền nhiệt và dòng khí bên trong động cơ. Một trong những ứng dụng phổ biến nhất là trong quá trình thiết kế và tối ưu hóa động cơ, nơi các kỹ sư có thể sử dụng AVL BOOST để phân tích ảnh hưởng của các thông số kết cấu như tỷ số nén, thời điểm đóng mở van, đường kính và hành trình piston, cũng như các tham số vận hành như áp suất nạp, nhiệt độ khí nạp,... đến hiệu suất tổng thể của động cơ.

Nhờ đó, quá trình thử nghiệm được rút ngắn đáng kể, tiết kiệm chi phí và thời gian so với việc thử nghiệm vật lý truyền thống. Ngoài ra, phần mềm này còn cho phép mô phỏng phát thải các chất ô nhiễm như CO, HC, NOx và bụi mịn (PM) trong các điều

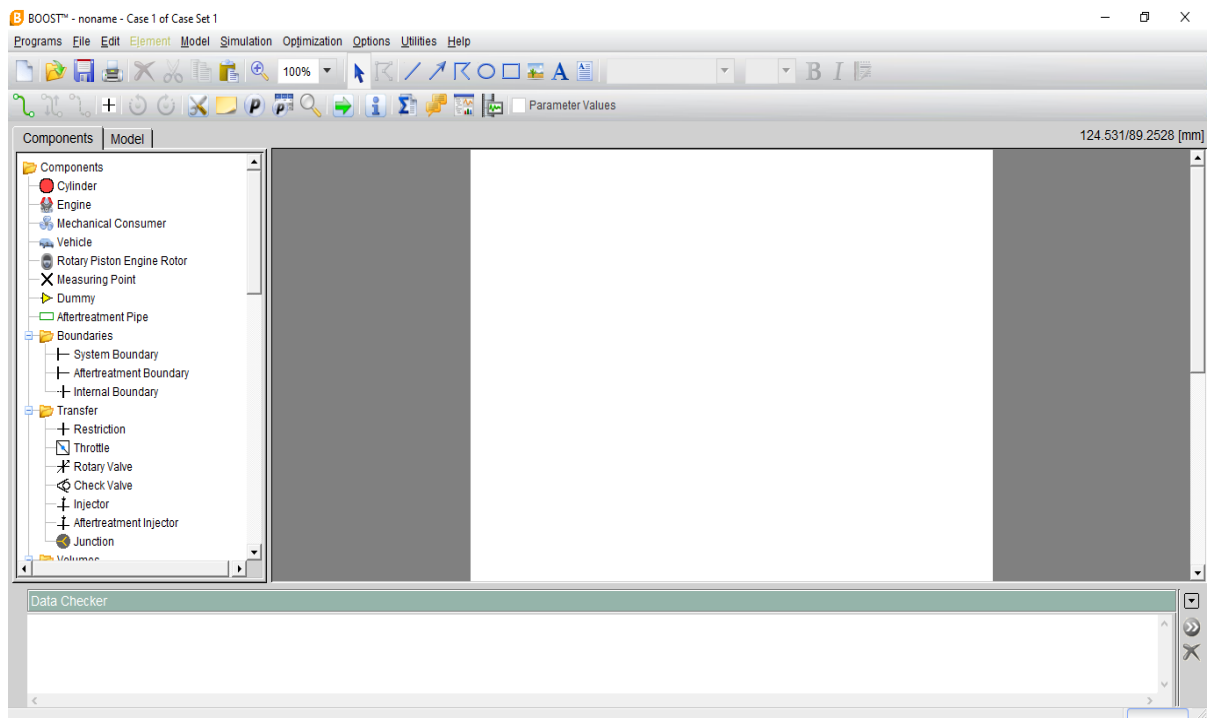
kiện hoạt động khác nhau, giúp các nhà sản xuất kiểm soát và cải thiện hiệu quả môi trường của động cơ, đặc biệt là trong bối cảnh các tiêu chuẩn khí thải ngày càng nghiêm ngặt như Euro 6 hay Tier 3. Một ứng dụng nổi bật khác là trong lĩnh vực nhiên liệu thay thế, khi AVL BOOST được sử dụng để đánh giá khả năng vận hành của động cơ khi sử dụng các loại nhiên liệu mới như xăng pha ethanol (E5, E10), khí thiên nhiên nén (CNG), LPG hay hydrogen. Thông qua mô phỏng, các nhà nghiên cứu có thể xác định ảnh hưởng của nhiên liệu đến công suất, mô-men xoắn, mức tiêu thụ nhiên liệu và phát thải, từ đó xây dựng chiến lược chuyển đổi phù hợp.

Hơn nữa, khi kết hợp với phần mềm AVL CRUISE, AVL BOOST còn được sử dụng trong việc mô phỏng và tối ưu hóa hệ thống truyền động hybrid, đánh giá các chiến lược điều khiển năng lượng và phân bổ công suất giữa động cơ xăng và mô-tơ điện. Cửa sổ giao diện của phần mềm Boost khi khởi động xong:



Hình 2.1: Giao diện phần mềm AVL-BOOST

Màn hình làm việc chính của phần mềm AVL-BOOST:



Hình 2.2: Màn hình làm việc chính của phần mềm AVL-Boost

Bảng 2.1: Các lệnh cơ bản trong phần mềm AVL-Boost:

Ký hiệu của các phần tử	Chức năng các phần tử
 Connection	Chức năng kết nối dùng để nối các phần tử trong mô hình với nhau
 Direction	Chức năng điều chỉnh lại hướng dòng chảy trong đường ống
 Change	Chức năng thay đổi thứ tự kết nối giữa các phần tử đã chọn
	Chức năng quay phần tử ngược chiều kim đồng hồ 90°
	Chức năng quay phần tử theo chiều kim đồng hồ 90°
	Chức năng mở cửa sổ điều khiển chung
	Thiết lập mô hình
	Chức năng nhập thông số cho mô hình trên.
	Chức năng thiết lập thông số chuỗi mô hình
	Chức năng chạy mô hình.

	Chức năng hiện trạng thái tức thời của mô hình chạy
	Chức năng xem tổng kết của mô hình chạy.
	Chức năng xem lời nhắn từ mô hình chạy
	Chức năng xem kết quả mô hình chạy

2.2 Xây dựng mô hình động cơ 1NZ-FE trên AVL-Boost và xác thực mô hình.

2.2.1 Cơ sở lý thuyết của phần mềm AVL-Boost

2.2.1.1 Phương trình truyền động.

Trong động cơ đốt trong, quá trình cháy xảy ra không thuận nghịch, biến hóa năng của nhiên liệu thành nhiệt năng. Trong quá trình mô phỏng nhiệt động học của động cơ đốt trong, phương trình bảo toàn năng lượng theo góc quay trục khuỷu là một trong những phương trình cơ bản và quan trọng để xác định nhiệt độ, áp suất, công sinh ra và hiệu suất của quá trình cháy. Phương trình được biểu diễn như hình (2.1) [20]:

a) *Phương trình nhiệt động I:*

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_e \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2.1)$$

Sự biến đổi của khối lượng bên trong xy lanh có thể được tính từ tổng khối lượng vào và ra khỏi xy lanh:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2.2)$$

Trong đó:

$d(m_c \cdot u)$: biến đổi nội năng bên trong xi lanh

$p_e \cdot dV$: công thay đổi thể tích nhiên liệu

dQ_F : nhiệt lượng cấp vào

$\sum dQ_w$: tổn thất nhiệt qua vách

$h_{BB} \cdot dm_{BB}$: tổn thất entanpi do lọt khí

m_c : khối lượng môi chất bên trong xi lanh

u : nội năng riêng của hệ

p_c : áp suất bên trong xi lanh

V : thể tích xi lanh

α : góc quay trục khuỷu

h_{BB} : entanpi riêng của khí lọt

m_{BB} : khối lượng khí lọt

m_i : khối lượng khí vào xi lanh

m_e : khối lượng khí ra khỏi xi lanh

h_i : entanpi riêng của khí vào xi lanh

h_e : entanpi riêng của khí ra khỏi xi lanh

q_{ev} : nhiệt hóa hơi của nhiên liệu

f : phần tử của nhiệt hóa hơi khi nạp vào xi lanh

m_{ev} : lượng nhiên liệu hóa hơi

Phương trình trạng thái chất khí [21]:

$$p_c \cdot V = m_c \cdot R \cdot T \quad (2.3)$$

Trong đó:

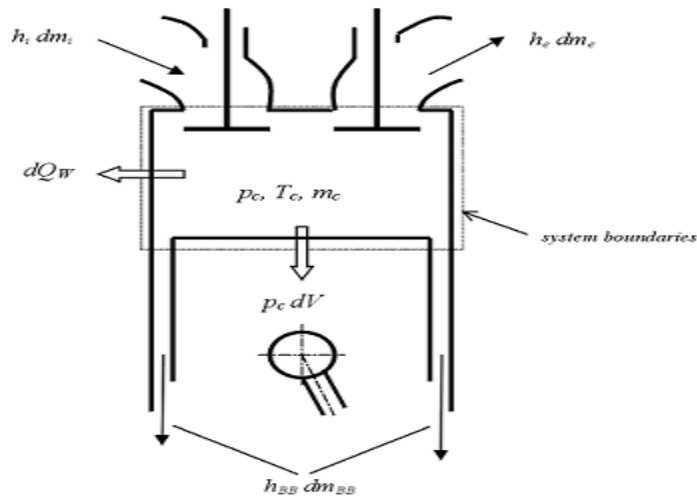
p_c : áp suất bên trong xi lanh

V : thể tích xi lanh

m_c : Khối lượng môi chất bên trong xi lanh

T : Nhiệt độ môi chất bên trong xi lanh

R : Hằng số chất khí



Hình 2.3: Mô hình nhiệt động trong xi lanh

Trong mô hình nhiệt động học của động cơ, việc mô tả quá trình hình thành hỗn hợp không khí và nhiên liệu có ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình cháy và hiệu quả của động cơ. Tùy theo cách hình thành hỗn hợp, ta đưa ra một số giả thiết như sau: Giả thiết rằng nhiên liệu được phun vào xi lanh và bốc cháy ngay lập tức tại thời điểm bắt đầu quá trình cháy. Các sản phẩm cháy hòa trộn tức thì với lượng khí nạp còn lại trong xi lanh, tạo thành hỗn hợp đồng nhất tại mỗi thời điểm. Tỷ số không khí – nhiên liệu (A/F) thay đổi liên tục, giảm dần từ giá trị lớn tại thời điểm bắt đầu cháy, đến giá trị thấp hơn tại thời điểm kết thúc cháy, do nhiên liệu được đốt dần theo thời gian. Để liên hệ giữa các thông số nhiệt động trong xi lanh, phương trình trạng thái khí lý tưởng được sử dụng :

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c \quad (2.4)$$

Thiết lập mối quan hệ giữa áp suất, nhiệt độ và tỉ trọng, phương trình 2.1 có thể giải quyết vấn đề nhiệt độ trong xy lanh bằng phương pháp Runge-Kutta. Khi đã biết được nhiệt độ trong xy lanh, áp suất trong xy lanh có thể được xác định qua phương trình trạng thái.

b) Tính toán lưu lượng dòng khí nạp-thải

Tỉ lệ dòng khí tại cửa nạp và cửa thải được tính theo phương trình đẳng Entropy, có kể đến hệ số cản dòng do ảnh hưởng của kích thước họng.

Từ phương trình bảo toàn năng lượng viết cho dòng ổn định tại miệng hút ta có phương trình xác định lưu lượng dòng khí nạp.

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (2.5)$$

Trong đó:

$\frac{dm}{dt}$: Lưu lượng dòng khí

A_{eff} : Tiết diện lưu thông

p_{01} : Áp suất miệng hút

T_{01} : Nhiệt độ miệng hút

R_o : Hằng số chất khí

ψ : đối với dòng có vận tốc dưới vận tốc âm thanh

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (2.6)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[p \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.7)$$

Trong đó:

p_2 : áp suất tĩnh sau miệng hút

k : hệ số tỉ nhiệt

Đối với dòng có vận tốc ngang vận tốc âm thanh

$$\Psi = \Psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \quad (2.8)$$

Diện tích lưu thông có thể xác định thông qua hệ số dòng chảy μ_{σ} (đo được)

$$A_{\text{eff}} = \mu_{\sigma} \cdot \frac{d_{vi}^2}{4} \cdot \pi \quad (2.9)$$

Trong đó:

μ_{σ} : hệ số dòng chảy tại cửa lưu thông

d_{vi} : đường kính để xupap

Hệ số dòng chảy μ_{σ} thay đổi theo độ nâng xupap và được xác định thông qua thiết bị thử nghiệm dòng chảy ổn định. Hệ số dòng chảy thể hiện tỷ số giữa lưu lượng dòng chảy thực tế với một độ chênh áp nhất định và lưu lượng dòng chảy đẳng entropy lý thuyết ở cùng điều kiện.

2.2.1.2 Mô hình cháy.

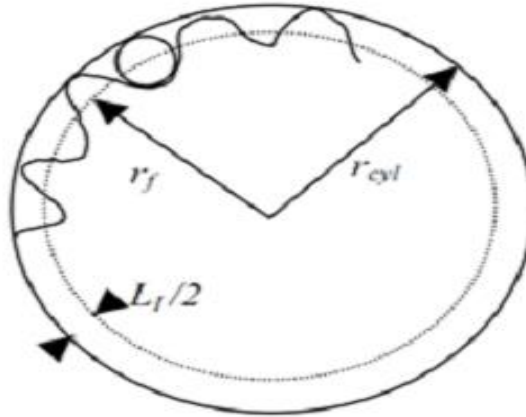
Trong mô phỏng động cơ đốt trong, quá trình cháy là yếu tố trung tâm ảnh hưởng trực tiếp đến công suất, mô-men xoắn, hiệu suất nhiên liệu cũng như phát thải khí độc hại. Để mô tả quá trình này, phần mềm AVL BOOST cung cấp nhiều mô hình cháy khác nhau, trong đó mô hình Vibe hai vùng (Vibe 2-Zone) là một trong những phương pháp bán thực nghiệm phổ biến và có độ tin cậy cao.

- Hình dạng buồng cháy
- Vị trí bugi và thời điểm đánh lửa
- Thành phần khí nạp (khí sót, khí luân hồi, nhiên liệu và trong không khí)
- Chuyển động nạp và mức độ xoáy lốc trong buồng cháy

Quá trình cháy được tính toán dựa trên phương trình nhiệt động học thứ nhất của mô hình cháy Vibe 2 vùng (Vibe Two Zone).

Khi ngọn lửa chạm tới thành buồng cháy cơ chế phân chia của việc lan truyền màng lửa mô tả ở trên sẽ không còn giá trị. Các đặc tính rất quan trọng của việc cháy hoàn toàn liên quan tới những ảnh hưởng của thành đến quá trình cháy (hiện tượng cháy sát vách). Thành buồng cháy hạn chế sự giãn nở của khí, ngăn cản sự phát triển của dòng môi chất và hình thành biên rắn có nhiệt độ khá thấp có thể làm nguội khí.

Hiện tượng cháy sát vách:



Hình 2.4: Hiệu ứng cháy sát vách

Tất cả các yếu tố trên làm thay đổi đặc tính cơ bản của quá trình cháy so với trường hợp ngọn lửa lan truyền tự do trong buồng cháy. Một tỷ lệ lớn (30 ÷ 40%) hỗn hợp chưa cháy sẽ cháy trong trường hợp đặc biệt này.

Tỷ lệ nhiên liệu cháy sát vách có thể tính bởi công thức:

$$\left(\frac{dm_b}{dt} \right)_{\text{wall-combustion}} = \frac{m - m_b}{\tau} \quad (2.10)$$

Trong đó τ là thời gian cháy sát vách.

2.2.1.3 Mô hình truyền nhiệt trong xi lanh.

Truyền nhiệt trong xy lanh:

Trong xi lanh động cơ, truyền nhiệt xảy ra chủ yếu giữa khí cháy (trong buồng cháy) và các bề mặt rắn như đỉnh piston, nắp máy và thành xi lanh. Các cơ chế truyền nhiệt chính bao gồm: Đối lưu (convection) giữa khí trong buồng cháy và thành xi lanh.

Dẫn nhiệt (conduction) qua các vật liệu rắn như piston, nắp máy và xi lanh. Bức xạ nhiệt (radiation) giữa sản phẩm cháy và bề mặt nóng (thường ít quan trọng hơn so với đối lưu trong động cơ xăng) được tính dựa vào phương trình truyền nhiệt sau [22]:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (2.11)$$

Trong đó: Q_{wi} : nhiệt lượng truyền cho thành (nắp xy lanh, piston, lót xy lanh)

A_i : diện tích truyền nhiệt (nắp xy lanh, piston, lót xy lanh)

α_w : hệ số truyền nhiệt

T_c : nhiệt độ môi chất trong xy lanh

T_{wi} : nhiệt độ thành (nắp xy lanh, piston, lót xy lanh).

Hệ số truyền nhiệt có thể tính toán theo một trong các mô hình sau: Woschni 1978, Woschni 1990, Hohenberg, Lorenz (chỉ dùng cho động cơ có buồng cháy ngăn cách), AVL 2000 Model, Bargende. Woschni 1978 là phiên bản cải tiến của mô hình truyền nhiệt kinh điển do Günter Woschni phát triển, dùng để xác định hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa khí cháy và thành buồng đốt trong xi lanh động cơ đốt trong. Được tính theo công thức sau:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0,8} \quad (2.12)$$

Trong đó:

$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot c_u / c_m$

$C_2 = 0,00324$ đối với động cơ phun nhiên liệu trực tiếp (DI)

$C_2 = 0,00622$ với động cơ phun nhiên liệu gián tiếp (IDI)

D : đường kính xy lanh

c_m : tốc độ piston

c_u : vận tốc quay tròn

V_D : dịch chuyển so với xy lanh

$p_{c,0}$: áp suất xy lanh

$T_{c,1}$: nhiệt độ trong xy lanh tại thời điểm van nạp đóng (Inlet valve close-IVC)

Trong mô hình truyền nhiệt Hohenberg hệ số truyền nhiệt của mô hình được tính theo phương trình sau:

$$\alpha_w = 130 \cdot V^{-0,66} \cdot P_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,4} (c_m + 1,4)^{0,8} \quad (2.13)$$

Trong đó:

c_m : tốc độ trung bình của piston

qV : thể tích tức thời của 1 xy lanh

P_c : áp suất môi chất trong xy lanh

T_c : nhiệt độ môi chất trong xy lanh.

Truyền nhiệt tại cửa nạp, cửa thải

Trong quá trình hoạt động của động cơ đốt trong, truyền nhiệt không chỉ diễn ra trong buồng cháy mà còn đóng vai trò quan trọng tại các cửa nạp và cửa xả. Mô hình hóa truyền nhiệt tại các vị trí này giúp đánh giá hiệu suất động cơ, khả năng làm mát và ảnh hưởng đến lượng phát thải [23]:

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e \quad (2.14)$$

Trong đó:

α_p : hệ số trao đổi nhiệt tại cửa

T_d : nhiệt độ sau cửa

T_u : nhiệt độ trước cửa

T_w : nhiệt độ thành cửa

A_w : diện tích tiết diện lưu thông

$\dot{m}$: lưu lượng khối lượng

C_p : nhiệt dung riêng đẳng áp

h_v : độ nâng xupáp

d_{vi} : đường kính trong của đế xupáp.

Bảng 2.2: Hệ số của phương trình trao đổi nhiệt tại cửa nạp và thải

Xupap thải		Xupap nạp	
C_4	1,2809	C_7	1,5132
C_5	$7,0451 \cdot 10^{-4}$	C_8	$7,1625 \cdot 10^{-4}$
C_6	$4,8035 \cdot 10^{-7}$	C_9	$5,3719 \cdot 10^{-7}$

2.2.1.4 Mô hình hình thành phát thải.

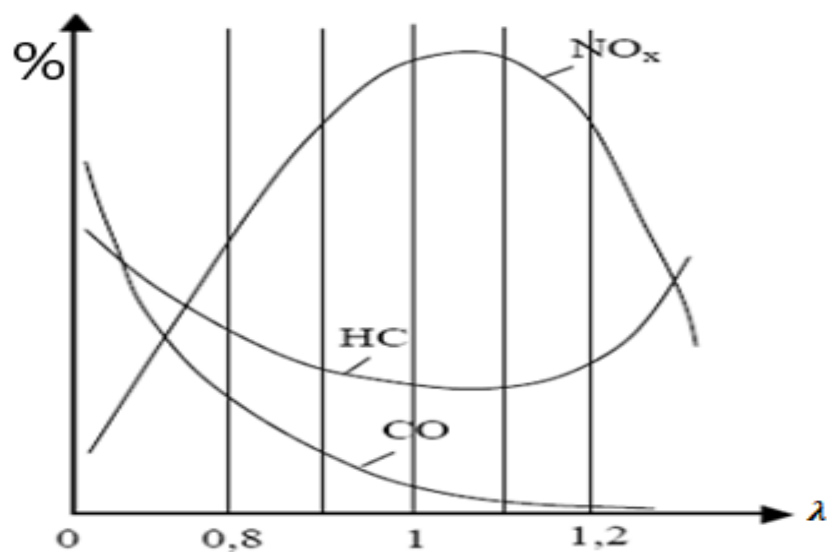
Trong quá trình cháy trong xi lanh, ngoài việc sinh công, còn có sự hình thành các sản phẩm phụ gây ô nhiễm môi trường như hydrocarbon chưa cháy (HC), oxit nitơ (NOx), carbon monoxit (CO) và bồ hóng (soot). Để mô phỏng chính xác lượng phát thải sinh ra, các phần mềm như AVL BOOST sử dụng mô hình hình thành phát thải (Formation and Emission Model). Mô hình này mô phỏng các quá trình lý hóa dẫn đến

sự tạo thành chất ô nhiễm, trên cơ sở các giả thiết nhiệt động, hóa học và động học phản ứng. Các thành phần chính bao gồm:

Quá trình hình thành NO_x: Thường được tính theo cơ chế Zeldovich mở rộng, phụ thuộc mạnh vào nhiệt độ cháy và nồng độ oxy. NO_x chủ yếu được tạo ra trong vùng nhiệt độ cao và dư oxy sau điểm cháy đỉnh

Phát thải CO: Carbon monoxit được sinh ra khi quá trình cháy không hoàn toàn, xảy ra phổ biến trong vùng nghèo oxy, vùng lạnh hoặc gần thành buồng cháy. Lượng CO phụ thuộc vào tỷ số A/F và điều kiện hòa trộn nhiên liệu – không khí.

Phát thải HC: Hydrocarbon chưa cháy sinh ra do nhiên liệu bị "bẫy" trong khe hở piston, vùng lạnh hoặc trong các vùng hỗn hợp nghèo không bắt lửa. HC còn liên quan đến thời điểm phun nhiên liệu và khả năng hòa trộn.



Hình 2.5: Nồng độ NO_x, HC, CO theo hệ số dư lượng không khí λ

a) Mô hình hình thành khí thải NO_x

NO_x chủ yếu được hình thành từ nitơ trong không khí trong quá trình cháy ở nhiệt độ cao. Cơ chế hình thành NO_x được mô phỏng dựa trên cơ chế Zeldovich (Bảng 2.3), bao gồm các phản ứng chính sau:

Bảng 2.3: Phương trình phản ứng hình thành NO_x theo cơ chế Zeldovich [24]

	Phản ứng	Tốc độ $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T_{A_i}}{T}\right)}$	k_0 [cm ³ / mol.s]	a [-]	T _A (K)
1	$N_2 + O = NO + N$	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4,93 $\times 10^{13}$	0,0472	38048
2	$O_2 + N = NO + O$	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	1,48 $\times 10^8$	1,5	2859,01
3	$N + OH = NO + H$	$r_3 = k_3 \cdot c_N \cdot c_{OH}$	4,22 $\times 10^{13}$	0,0	0,00
4	$N_2O + O = NO + NO$	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4,58 $\times 10^{13}$	0,0	12130,6
5	$O_2 + N_2 = N_2O + O$	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2,25 $\times 10^{10}$	0,825	50569,7
6	$OH + N_2 = N_2O + H$	$r_6 = k_6 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9,14 $\times 10^7$	1,148	36190,6

Quá trình này phụ thuộc mạnh vào nhiệt độ đỉnh cháy, nồng độ oxy và thời gian lưu khí nóng trong vùng cháy. Khi nhiệt độ tăng cao, tốc độ phản ứng tạo NO tăng theo hàm mũ, do đó NO_x thường đạt giá trị cực đại gần thời điểm áp suất cực đại trong chu trình cháy. Trong mô hình mô phỏng, tốc độ hình thành NO_x thường được tính bằng các phương trình thực nghiệm phụ thuộc vào nhiệt độ và thành phần khí. Đặc biệt, khi sử dụng nhiên liệu giàu hydro (ví dụ hỗn hợp xăng–hydro), phản ứng cháy diễn ra nhanh hơn và nhiệt độ buồng cháy cao hơn, dẫn đến lượng NO_x có thể tăng đáng kể nếu không có biện pháp kiểm soát.

b) Mô hình hình thành CO

CO là sản phẩm trung gian khi nhiên liệu chứa carbon cháy không hoàn toàn. Trong điều kiện lý tưởng, carbon bị oxy hóa hoàn toàn thành CO₂. Tuy nhiên, ở các vùng có thiếu oxy, thời gian lưu ngắn, hoặc nhiệt độ thấp (gần thành xi lanh, piston), phản ứng oxy hóa CO diễn ra không triệt để, dẫn đến tích tụ CO trong sản phẩm cháy. Ngoài ra, trong giai đoạn giãn nở, nhiệt độ giảm nhanh khiến quá trình oxy hóa

CO → CO₂ dừng lại. Lượng CO phát sinh thường tăng khi động cơ hoạt động ở chế độ giàu nhiên liệu, đặc biệt trong quá trình tăng tốc hoặc khi phun muộn.

Mô hình hình thành CO thường dựa trên giả thiết cân bằng hóa học cục bộ hoặc mô hình động học đơn giản với tốc độ phản ứng phụ thuộc vào nhiệt độ, tỷ lệ A/F và thời gian cháy.

	Phản ứng	Tốc độ
1	$\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$	$r_1 = 6,76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\frac{1102}{T}} \cdot c_{\text{CO}} \cdot c_{\text{OH}}$
2	$\text{CO} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{O}$	$r_2 = 2,51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\frac{-24055}{T}} \cdot c_{\text{CO}} \cdot c_{\text{O}_2}$

c) Mô hình hình thành HC

HC là một trong những thành phần phát thải chính của động cơ xăng, đặc biệt là động cơ đánh lửa cưỡng bức (SI – Spark Ignition). HC trong khí thải là các phân tử nhiên liệu (xăng) chưa được đốt cháy hoàn toàn, hoặc bị cháy không hết, và thải ra ngoài theo khí xả. Sự hình thành HC là kết quả của nhiều hiện tượng vật lý và hóa học diễn ra trong các giai đoạn khác nhau của chu trình cháy.

➤ Nhiên liệu cháy không hoàn toàn

Hiện tượng cháy không hoàn toàn diễn ra khi lượng oxy có trong buồng đốt không đủ để oxy hóa hoàn toàn nhiên liệu hoặc hỗn hợp cháy không đồng nhất. Trường hợp thiếu oxy tồn tại ở các chế độ nhẹ tải hoặc nặng tải khi hỗn hợp cháy được điều chỉnh để có hệ số dư lượng không khí $\lambda < 1$, đảm bảo cho động cơ làm việc ổn định khi nhẹ tải và phát ra công suất lớn khi nặng tải. Trong trường hợp hỗn hợp cháy không đồng nhất, mặc dù hệ số dư lượng không khí trung bình vẫn lớn hơn hoặc bằng 1, nhưng sẽ có khu vực thừa và khu vực thiếu oxy. Nhiên liệu sẽ cháy không hoàn toàn ở những khu vực thiếu oxy và sẽ có HC nếu các phân tử HC không được oxy hóa hoàn toàn trong quá trình dẫn nổ và xả. Hàm lượng HC trong khí thải cũng sẽ tăng nhanh khi nhiên liệu không được phát hỏa do các lý do như: nhiệt độ trong buồng đốt thấp, hỗn hợp cháy quá giàu hoặc quá nghèo, tia lửa điện không đủ mạnh, ... Hiện tượng này gọi là *bỏ lửa*.

Hiện tượng bỏ lửa thường xuất hiện ở các chế độ nhẹ tải và tốc độ quay thấp. *Hiệu ứng sát vách*

Hiện tượng ngọn lửa bị dập tắt khi tiếp xúc với vách buồng đốt có nhiệt độ thấp hoặc khi lan đến các không gian chết trong buồng đốt.

Nhiên liệu được dầu bôi trơn hấp thụ

Một phần HC tồn tại trong khí thải cũng có thể do lớp dầu bôi trơn trên thành xylanh hấp thụ trong quá trình nạp và nén sau đó được giải phóng trong quá trình cháy và dẫn nổ nhưng không được đốt cháy hoàn toàn. [25]

Phương trình tổng quát về tốc độ hình thành HC:

$$\frac{dC_{HC}}{dt} = -F_{Ox} \cdot A_{Ox} \cdot \exp\left(\frac{-T_{Ox}}{T}\right) \cdot C_{O_2} \cdot C_{HC} \quad (2.16)$$

Trong đó:

C_{O_2} , C_{HC} : nồng độ của O_2 và HC (kmol/m³)

F_{Ox} : tham số [-]

T_{Ox} : Nhiệt độ phản ứng, thông thường $T_{Ox} = 2000$ K

A_{Ox} : Hệ số tần số, $A_{Ox} = 7,7.10^{12}$ [m³/kmol/s]

2.2.1.5 Mô hình nhiên liệu.

Nhiên liệu sử dụng trong tính toán cần được định nghĩa đầy đủ các tính chất lý, hóa, nhiệt như: công thức hóa học, tỷ lệ % nguyên tử C, O, H trong phân tử, các phản ứng hóa học, nhiệt độ sôi, mật độ của nhiên liệu, nhiệt trị thấp. Dựa trên các cơ sở dữ liệu này, các phản ứng cháy với không khí cũng như đặc tính nhiệt động học của mỗi nhiên liệu được xác định và tính toán theo các phương trình sau đây [26]

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (2.17)$$

$$\frac{H^0}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (2.18)$$

$$\frac{S^0}{RT} = a_1 \cdot \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (2.29)$$

Trong đó:

T là nhiệt độ;

R là hằng số chất khí;

C_p là nhiệt dung riêng đẳng áp;

H^0 và S^0 lần lượt là entanpy và entropy;

a_1 đến a_7 là các hằng số đa thức được xác định riêng cho mỗi loại nhiên liệu

2.2.2 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ 1NZ-FE trên AVL-Boost.

2.2.2.1 Động cơ sử dụng mô phỏng trên AVL-Boost.

Động cơ được sử dụng để xây dựng mô hình là động cơ 1NZ-FE, đây là động cơ được sử dụng trên xe Toyota Vios, đây là động cơ đánh lửa cưỡng bức, có 4 xi lanh thẳng hàng. Các thông số chính của động cơ trong Bảng 2.4

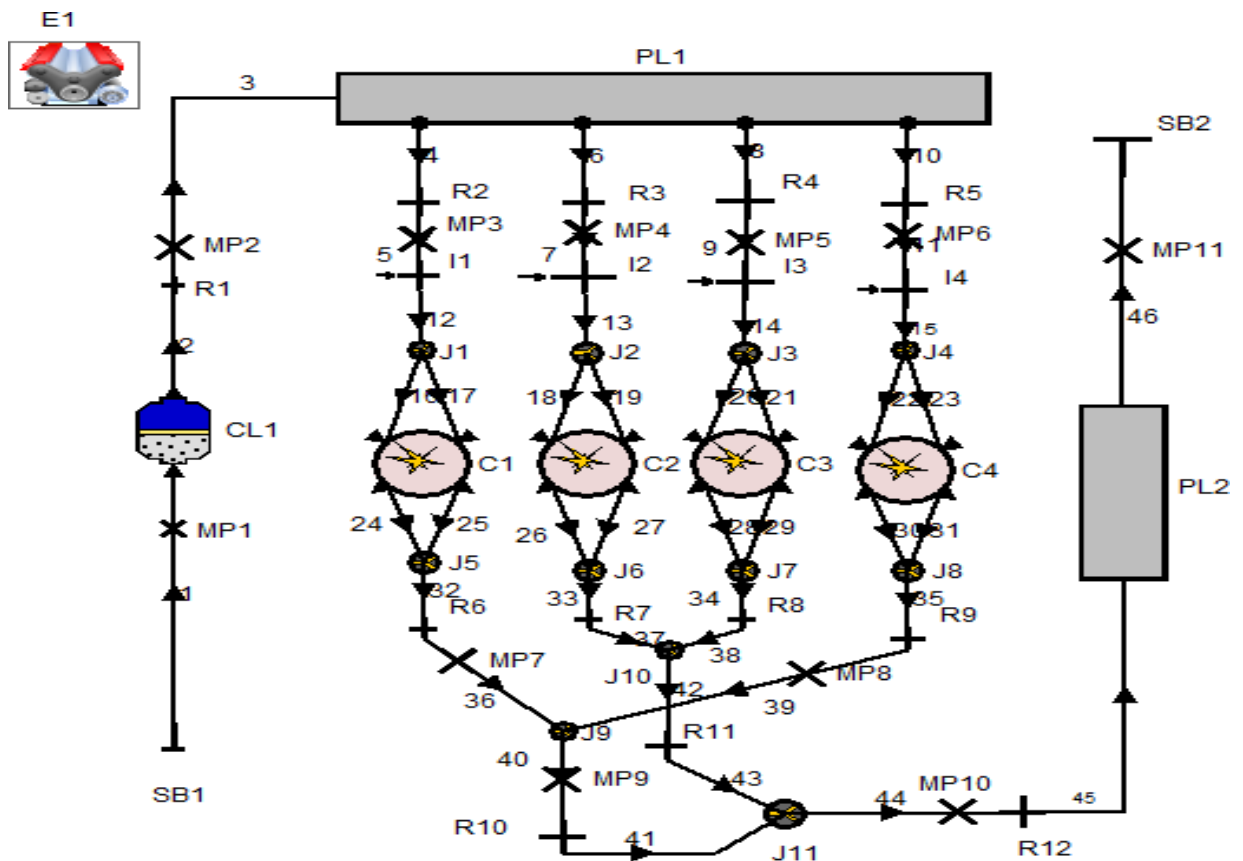
Bảng 2.4: Thông số kỹ thuật của động cơ 1NZ-FE

STT	Thông số			Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Số kỳ			τ	4	kỳ
2	Số xi lanh			i	4	-
3	Dung tích xi lanh			V	1497	cm ³
4	Đường kính xi lanh			D	75	mm
5	Hành trình piston			S	84,7	mm
6	Thời điểm phối khí	Nạp	Mở	α_1	7 ⁰ - 33 ⁰	Trước ĐCT
			Đóng	α_2	52 ⁰ - 12 ⁰	Sau ĐCD
		Xả	Mở	β_1	42 ⁰	Trước ĐCD
			Đóng	β_2	5 ⁰	Sau ĐCT
7	Tỉ số nén			ε	10,5:1	-
8	Công suất lớn nhất tại 6000v/p			N _{max}	80	kW
9	Momen lớn nhất tại 4200 v/p			M _{max}	141	N.m
10	Số lượng xupap nạp				8	-
11	Số lượng xupap thải				8	-
12	Thứ tự đánh lửa				1-3-4-2	

2.2.2.2 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ.

Để xây dựng mô hình mô phỏng động cơ, thực hiện các bước như sau:

Chọn các phần tử cần sử dụng trong mô hình tương ứng với các chi tiết thực tế của động cơ. Liên kết các phần tử bằng phần tử ống. Nhập các thông số kỹ thuật cần thiết cho các phần tử. Đặt điều kiện biên phù hợp cho từng phần tử.



Hình 2.6: Mô hình mô phỏng động cơ 1NZ-FE trên AVL-BOOST

Các phần tử chính trong mô hình gồm: Engine, Cylinder, Air Cleaner, Injector, Plenum, ta nhập lần lượt các phần tử (như hình 2.7) thông số kết cấu và điều kiện biên cho phần tử **xi lanh**.

Bảng 2.5: Bảng nhập các thông số cho phần tử xi lanh

STT	Thông số	Giá trị	Đơn vị
1	Bore (Đường kính)	75	mm
2	Stroke (Hành trình)	84,7	mm
3	Compression ratio (tỉ số nén)	10,5	-
4	Con-rod Length (Chiều dài thanh truyền)	140,8	mm
5	Piston pin offset (Độ lệch tâm xi lanh)	12	mm
6	Effective Blow by Gap (Khe hở lọt khí)	0,008	mm

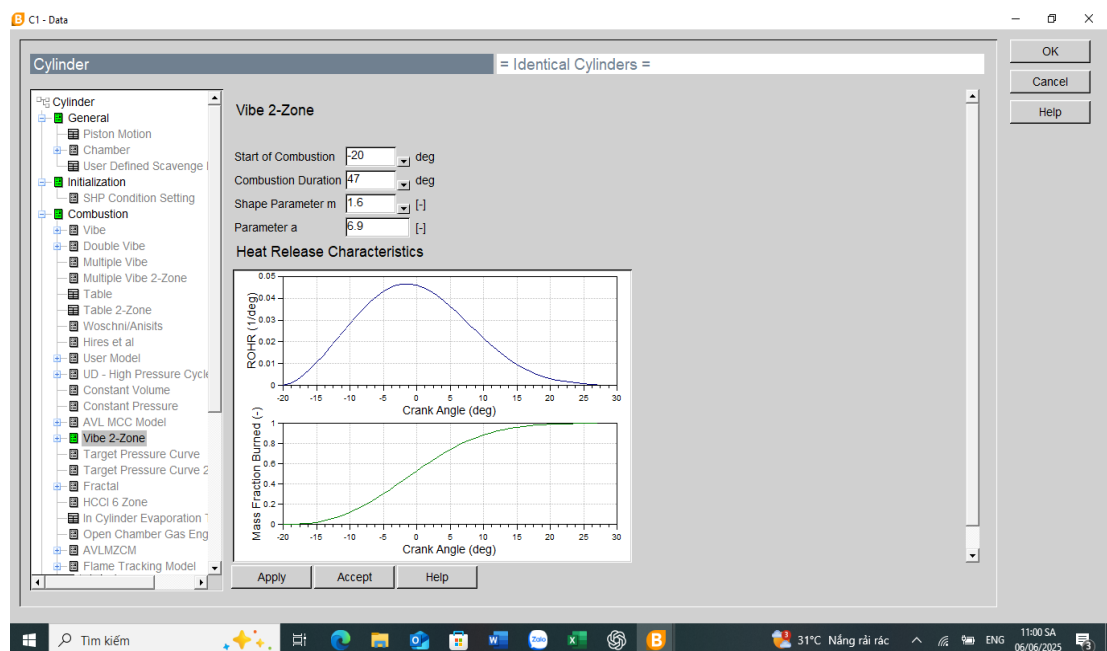
a). Mô hình cháy (combustion):

Trong nghiên cứu và mô phỏng động cơ đốt trong (đặc biệt là động cơ đánh lửa cưỡng bức - SI), còn có nhiều mô hình cháy khác được sử dụng tùy theo độ chính xác mong muốn và chi phí tính toán. Bảng 2.6 là những mô hình cháy phổ biến nhất:

Bảng 2.6: Mô hình cháy phổ biến nhất hiện nay

Tên mô hình	Ứng dụng	Độ chính xác	Chi phí tính toán
Wiebe Function	0D, đơn giản	Trung bình	Thấp
Fractal Combustion	1D/CFD, có nhiều loạn	Cao	Trung bình
Eddy-Burning	1D/3D, ba vùng	Cao	Trung bình – Cao
G-Equation	CFD	Rất cao	Cao
Flamelet	CFD nâng cao	Rất cao	Rất cao

Ta sử dụng mô hình cháy Vibe 2-Zone mô phỏng quá trình cháy trong động cơ đốt trong, đặc biệt là trong các mô hình động cơ SI (Spark Ignition – đánh lửa bằng tia lửa điện). Mô hình này mô phỏng mặt cháy như một hình học fractal để phản ánh tính chất phức tạp, gồ ghề và không đều của mặt cháy thực tế trong buồng cháy.



Hình 2.7: Thông số của mô hình cháy Vibe 2-Zone

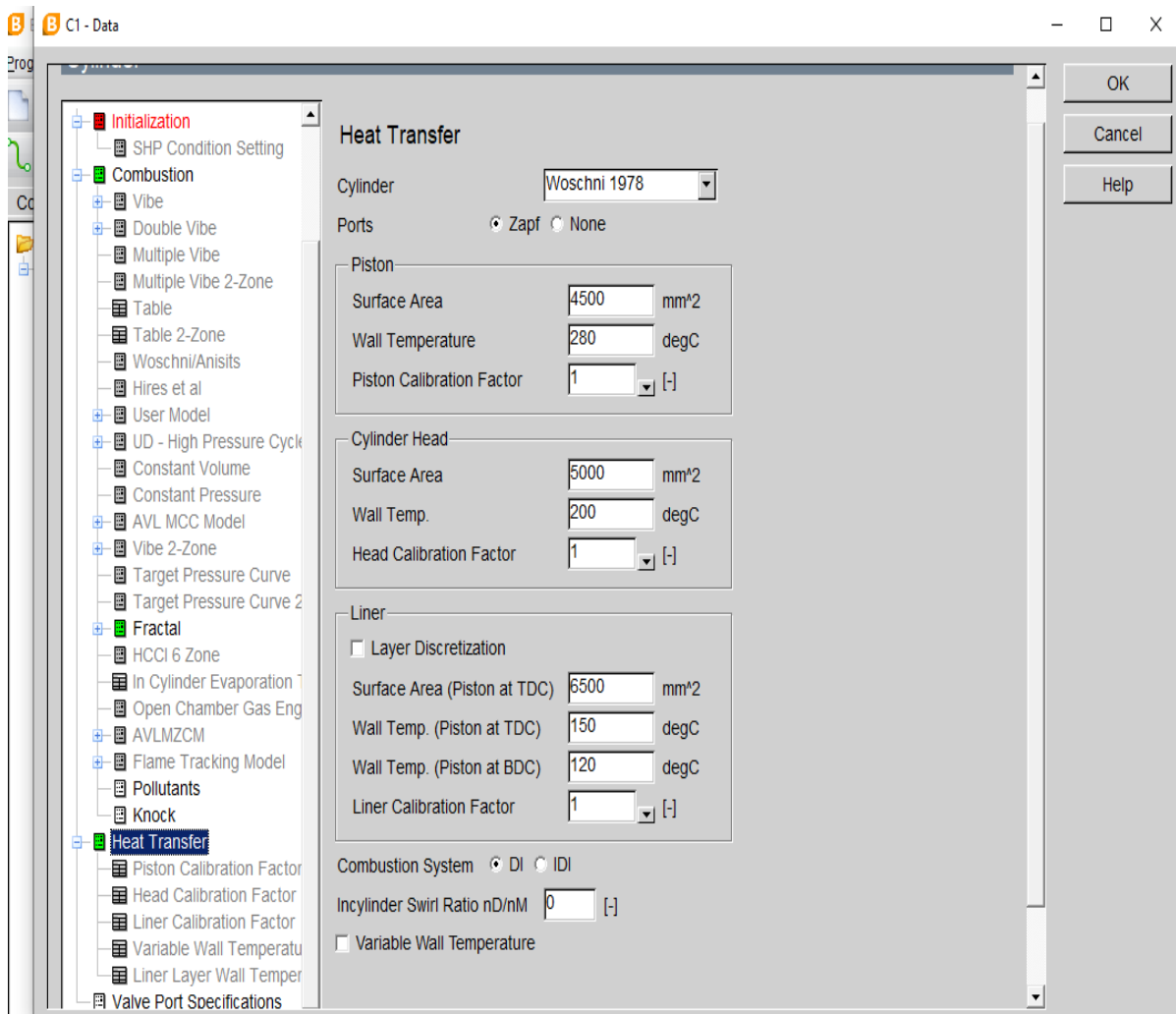
b). Mô hình truyền nhiệt (Heat Transfer)

Đề án sử dụng mô hình truyền nhiệt Woschni 1978 trong AVL BOOST, cụ thể cho từng vùng tiếp xúc trong xi-lanh: piston, cylinder head, và liner (ống xy-lanh). Để tính đúng

lượng nhiệt mất mát ra thành xi-lanh. Đảm bảo nhiệt động học trong xi-lanh chính xác. Tính đúng áp suất, công suất, hiệu suất và phát thải. Mô phỏng chính xác hơn theo từng vùng truyền nhiệt cụ thể. Nếu không nhập, mô hình vẫn chạy, nhưng kết quả sẽ không đúng thực tế, nhất là với các mô hình đốt cháy chính xác như Vibe 2-Zone.

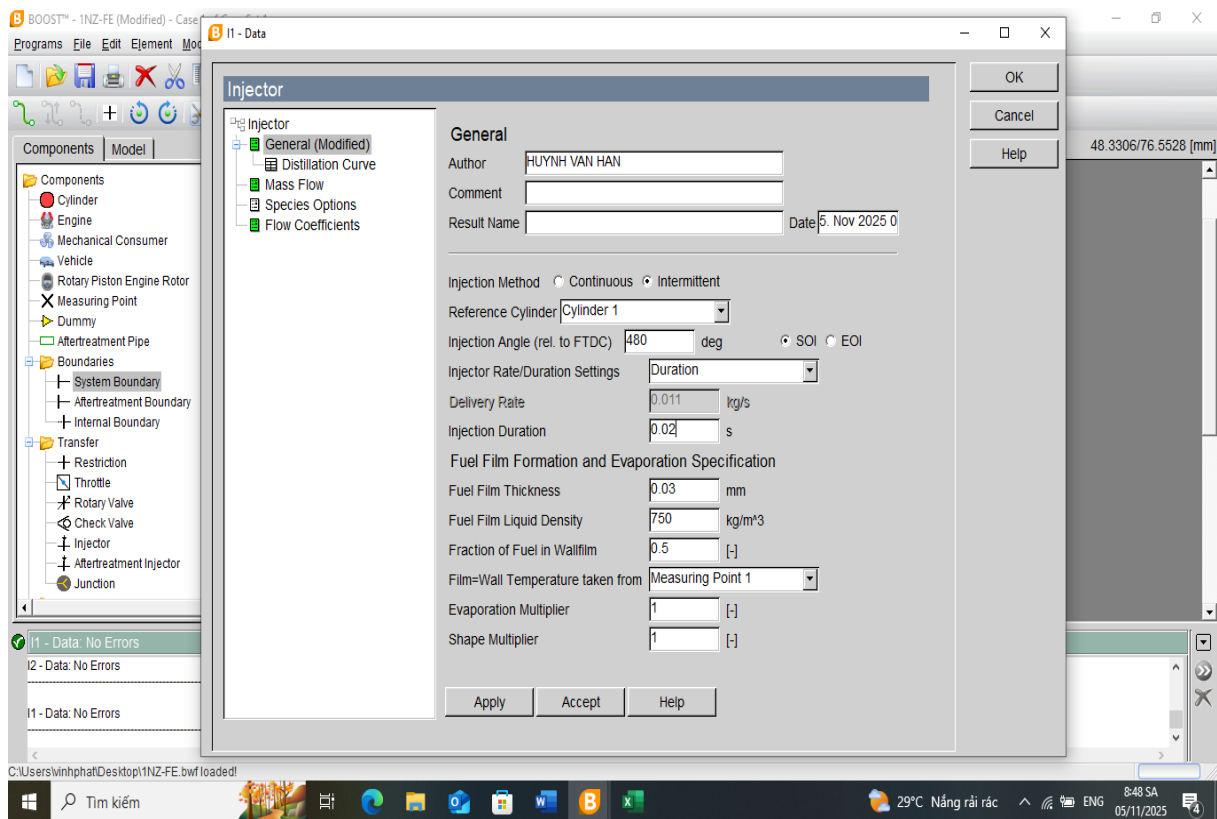
Bảng 2.7: Thông số kỹ thuật mô hình truyền nhiệt.

Vị trí	Diện tích (mm ²)	Nhiệt độ (°C)	Calibration
Piston	4500	280	1
Xi lanh	5000	200	1
Điểm chết trên Điểm chết dưới	6500	150 (Điểm chết trên) 120 (Điểm chết dưới)	1



Hình 2.8: Nhập thông số mô hình truyền nhiệt Woschni 1978 trên AVL-Boost.

c). *Phân tử vòi phun (injection)*



Hình 2.9: Thiết lập các thông số của phân tử vòi phun

d). *Phân tử lọc khí (Air-Cleaner)*

Đường ống nạp của động cơ 1NZFE có bố trí một bộ lọc khí, có chiều dài phin lọc là 300 mm, lưu lượng khí qua lọc khí là 0,13 kg/s, tổn thất áp suất qua lọc là 0,08 bar. Áp suất khí đầu vào là 1 bar, nhiệt độ là 24 °C.

e). *Phân tử ổn áp (plenum)*

Trên đường ống nạp còn có một bộ góp nạp bằng nhựa, làm giảm sự truyền nhiệt từ nắp máy. Bộ góp nạp có tác dụng cải thiện nhiệt độ và thể tích khí nạp. Các nhánh ống nạp dài nhằm tối ưu hóa hình dáng đường nạp. Dạng xoắn ốc của đường nạp tạo ra hiệu ứng lưu động dòng khí nạp làm tăng thêm lượng khí nạp mỗi chu trình, điều này giúp cải thiện mô men và công suất phát ra khi động cơ chạy ở tốc độ thấp và trung bình. Đường kính ống góp nạp được thiết kế lớn ($d=52$ mm), điều này làm giảm hệ số cản cho đường nạp. Phần mềm AVL-Boost cho phép sử dụng phân tử Plenum như một phân tử ổn áp để mô tả đường ống góp nạp

f). Phần tử đường ống (Pipe)

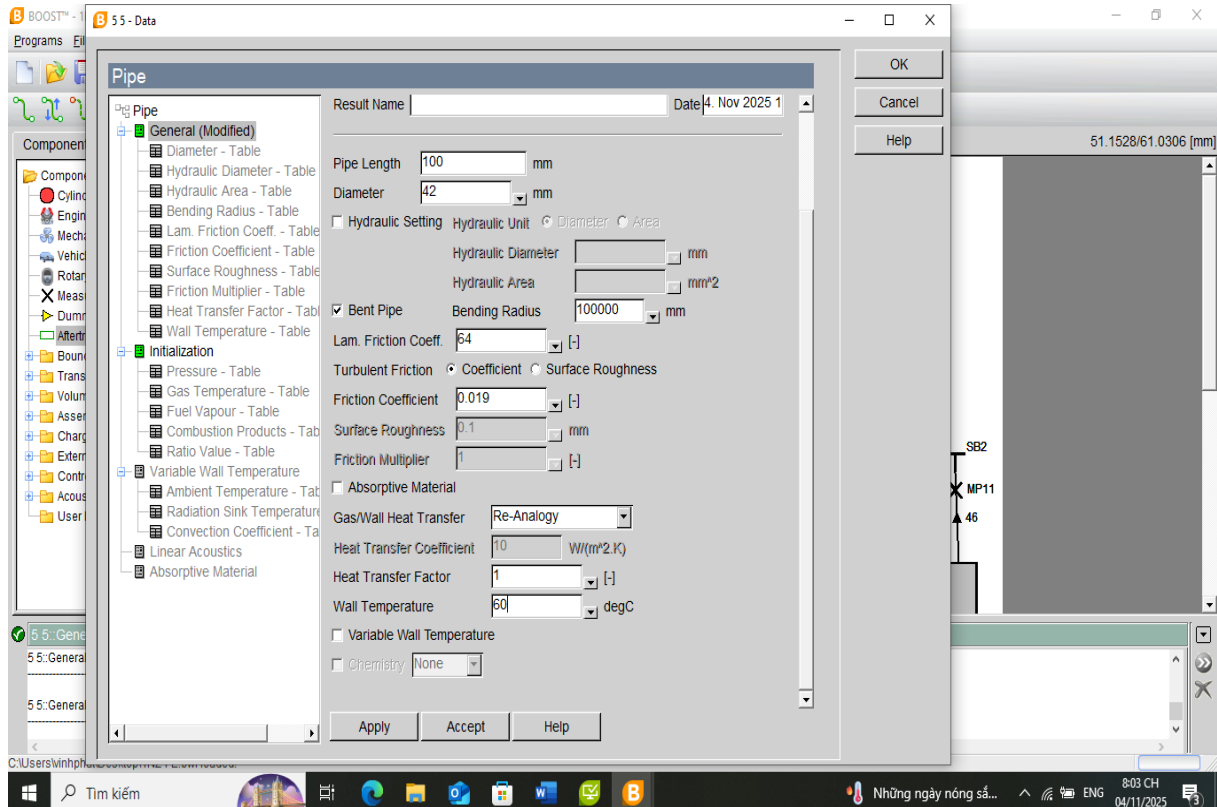
Các phần tử trong mô hình động cơ 1NZ- FE được nối với nhau bởi 46 phần tử đường ống.

Hệ số ma sát trên thành các đường ống phụ thuộc vào độ nhám bề mặt của đường ống, đường kính ống. Đối với dòng chảy rối, giá trị của hệ số ma sát có trong bảng 2.6

Bảng 2.8: Giá trị hệ số ma sát theo vật liệu và đường kính ống

Vật liệu (Độ nhám [mm])	Đường kính ống [mm]			
	30	60	100	150
Plastics (0,0015)	0,011	0,01	0,01	0,01
Thép mới (0,05)	0,023	0,019	0,017	0,016
Thép cũ (0,17)	0,032	0,027	0,023	0,021
Gang (0,25÷0,5)	0,037÷0,044	0,029÷0,037	0,026÷0,031	0,023 ÷ 0,028

Phần tử đường ống được định nghĩa bằng các thông số về hình học, vật lý như: đường kính ống, chiều dài, hệ số ma sát,... và các điều kiện ban đầu như nhiệt độ, áp suất, hơi nhiên liệu, ... như hình 2.10.



Hình 2.10: Thông số phần tử đường ống

g). Phần tử cản dòng (Restriction)

Trên đường ống, ta đặt các phần tử tiết lưu phù hợp với kết cấu của các đường ống nối trên động cơ.

Hệ số tiết lưu của phần tử cản dòng phụ thuộc nhiều vào thiết kế của chi tiết gây hiện tượng tiết lưu. Đối với ống có kích thước thay đổi đột ngột từ kích thước nhỏ sang ống có kích thước lớn hơn thì hệ số tiết lưu bằng 1. Đối với ống có kích thước thu nhỏ thì hệ số tiết lưu phụ thuộc vào tỉ lệ tiết diện tại vị trí chuyển tiếp và phụ thuộc vào bán kính cong chuyển tiếp.

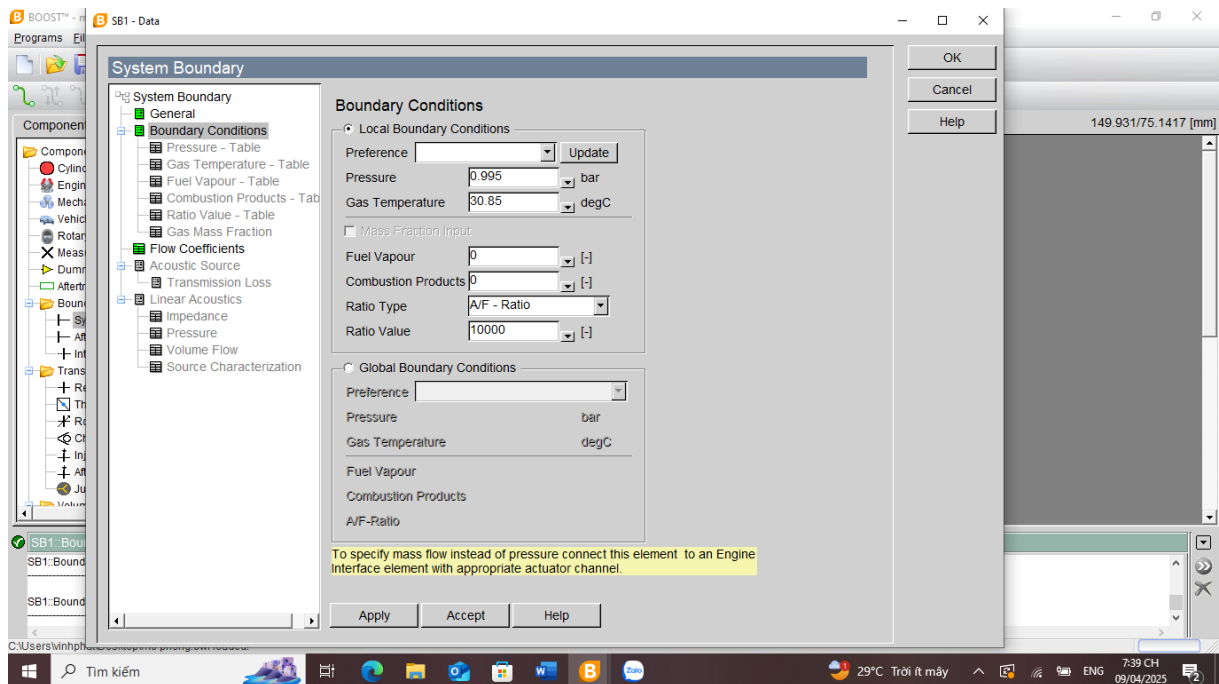
h). Phần tử điểm đo (Measuring point)

Ta còn có thể đặt các điểm đo trên bất kỳ đoạn ống nào của mô hình để xác định các thông số cần thiết ở đó. Với mô hình này, ta sử dụng 11 điểm đo.

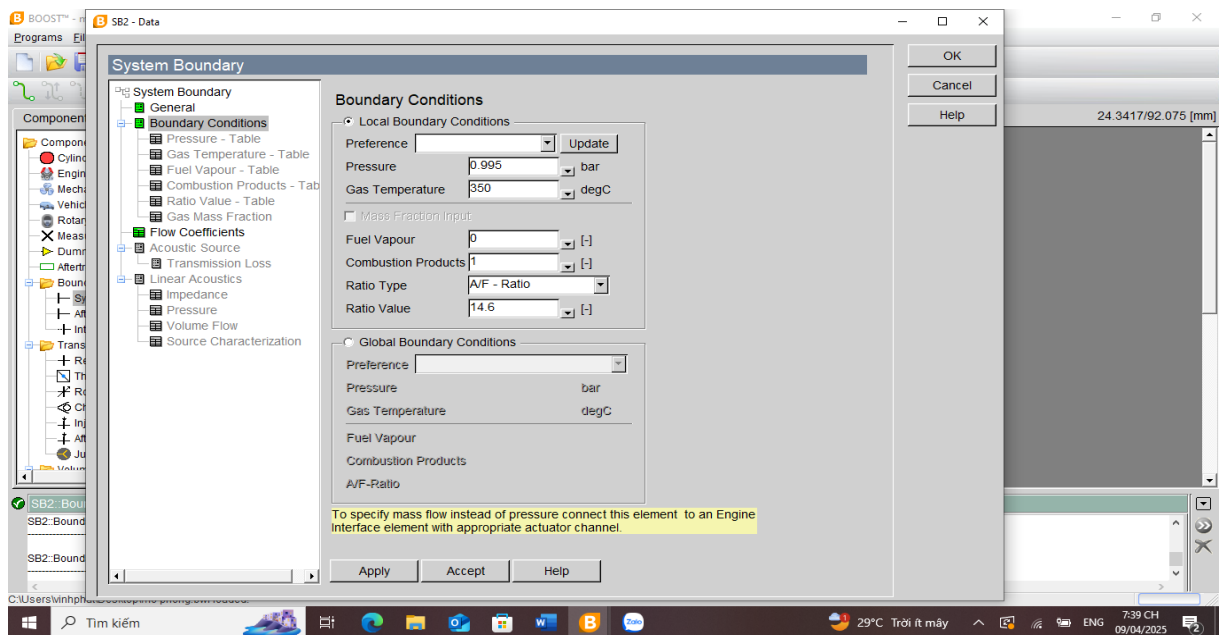
Các phần tử điểm đo này có tác dụng như các cảm biến đặt trên hệ thống đường ống của động cơ trong quá trình thực nghiệm. Khi hoàn thành quá trình mô phỏng, trong kết quả đo sẽ hiển thị các thông số của các điểm đo này như áp suất, nhiệt độ, lưu lượng khí đi qua ...

i). Phần tử môi trường (System Boundary)

Boost sử dụng phần tử System Boundary để mô tả điều kiện biên cho toàn hệ thống. Với phần tử này ta sẽ nhập các thông số nhiệt độ, áp suất, hơi nhiên liệu ... như hình 2.11 và 2.12 dưới đây. Tỉ lệ A/F đầu vào ta nhập giá trị hỗn hợp không khí trên nhiên liệu là 10000 cho biết không có nhiên liệu chỉ có khí nạp vì trong mô hình, nhiên liệu được phun trong xi lanh. Còn ở hình 2.12 giá trị hỗn hợp không khí trên nhiên liệu là 14,6 cho biết khí thải này là kết quả cháy của hỗn hợp có A/F là 14,6.



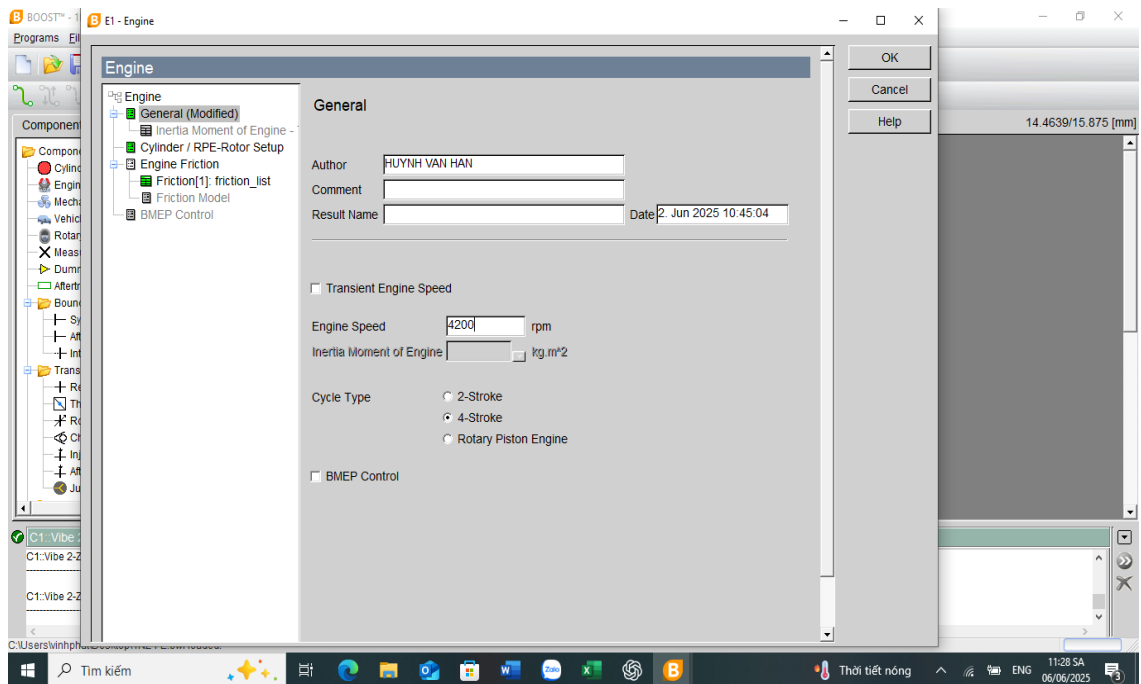
Hình 2.11: Phần tử System Boundary 1



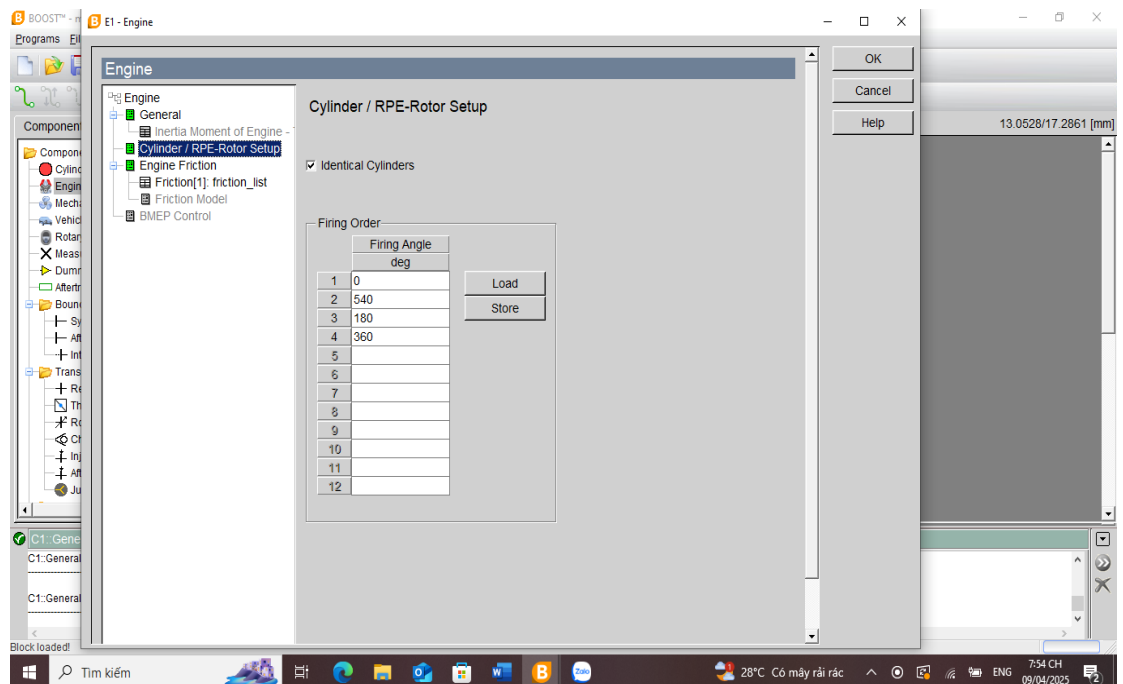
Hình 2.12: Phần tử System Boundary 2

j). Phần tử động cơ (Engine)

Động cơ 1NZFE là động cơ 4 kỳ, có thứ tự nổ là 1 – 3 – 4 – 2. Chế độ “Identical Cylinders” được chọn – tức là các xy-lanh có cùng đặc tính, và ta nhập thứ tự đánh lửa (firing order) theo góc quay trục khuỷu (CRANK ANGLE). tương ứng góc: 0, 180, 360, 540. [11]



Hình 2.13: Phần tử Engine



Hình 2.14: thứ tự nổ là 1 – 3 – 4 – 2 tương ứng góc: 0,180,360,540

k). Các thông số điều khiển quá trình mô phỏng.

Trong mô phỏng động cơ đốt trong bằng AVL BOOST, việc xác định và định nghĩa đúng loại nhiên liệu đóng vai trò rất quan trọng, vì nó ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình cháy, hiệu suất nhiệt, phát thải và kết quả tổng thể của mô phỏng.

Phần mềm AVL BOOST cho phép người dùng chọn từ thư viện nhiên liệu có sẵn, hoặc tùy chỉnh nhiên liệu bằng cách khai báo các thông số hóa lý đặc trưng.

Với xăng thông thường, ta chỉ việc chọn nhiên liệu Gasoline trong mục Fuel Properties. Xăng có nhiệt trị thấp là 43500 kJ/kg và tỉ số A/F là 14.5.

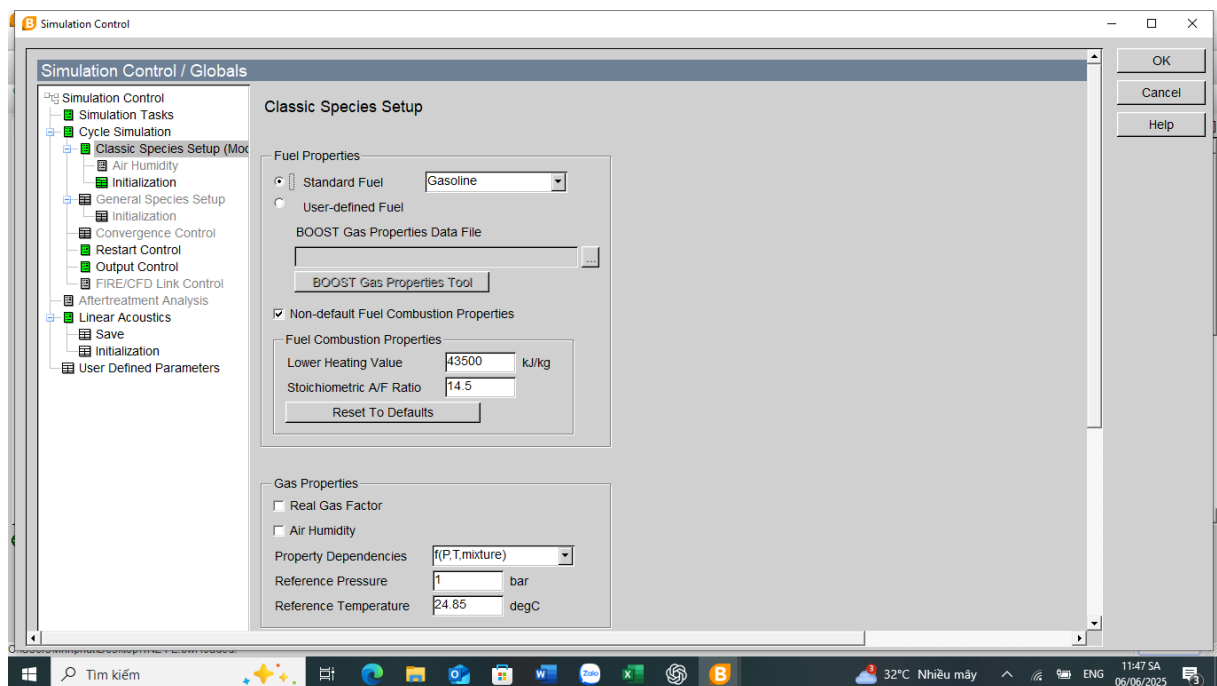
Với xăng pha ethanol và hydro, ta sẽ tiến hành định nghĩa nhiên liệu bằng công cụ Boost Gas Properties Tool. Ở đây ta sử dụng ba loại nhiên liệu để phối trộn là Gasoline-Ethanol-Hydrogen. Ở trong đề tài nghiên cứu này, thực hiện phối trộn Ethanol-Hydro vào xăng với các tỉ lệ:

G100: 100% xăng (đối chứng)

G75E10H15: 75% xăng – 10% ethanol – 15% hydro

G60E10H30: 60% xăng – 10% ethanol – 30% hydro

G45E10H45: 45% xăng – 10% ethanol – 45% hydro



Hình 2.15: Định nghĩa nhiên liệu 100% xăng trên AVL-Boost

Ta khai báo như hình 2.16 mục 1. Fuel Properties – Thuộc tính nhiên liệu:

Standard Fuel: Ta đang chọn sẵn nhiên liệu "Gasoline" từ thư viện của AVL BOOST. có thể thay đổi loại nhiên liệu bằng cách: Chọn "User-defined Fuel" để nhập tay thông số nhiên liệu mới (ví dụ như Ethanol hoặc Hydrogen). Non-default Fuel Combustion Properties – Các thuộc tính cháy (tùy chỉnh)

l). Gas Properties – Thuộc tính khí:

Real Gas Factor, Air Humidity: Nếu tích chọn, mô phỏng sẽ xét đến các yếu tố thực tế như độ ẩm không khí. Reference Pressure: 1 bar – áp suất chuẩn.

Reference Temperature: 24.85°C – nhiệt độ chuẩn không khí môi trường. Ta chọn “User-defined Fuel” để nhập tay thông số nhiên liệu mới (ví dụ như Ethanol hoặc Hydrogen),

Để phối trộn G90E5H5: 75% xăng – 10% ethanol – 15% hydro ta nhập các thông số như Hình 2.17 sử dụng một file nhiên liệu tự định nghĩa – có thể là hỗn hợp xăng và ethanol – với thông số nhiệt trị cao và tỷ lệ không khí/nhiên liệu lớn hơn xăng thông thường, phù hợp với đặc tính của các loại nhiên liệu sinh học hoặc phối trộn giàu oxy. Ethanol giúp tăng chỉ số octane, tăng khả năng chống kích nổ.

The screenshot shows the 'Gas Property Generator' software interface. The 'Fuel Components' section is active, displaying a table of fuel components and their properties.

Fuel Label	Fraction Ratio ([-])	Liquid Density (kg / m ³)
1 GASOLINE	0.75	720
2 ETHANOL	0.1	789
3 HYDROGEN	0.15	0.08988

Below the table, the software displays the following data added to the INFO SECTION of the Gasproperties File:

```

BUILD_VERSION v2020.1.0.0.0
BUILD_HOST DESKTOP-8C9F265
BUILD_USER vinhphat
BUILD_DATE 2025.07.04
BUILD_TIME 19:33:22
  
```

Following stoichiometric A/F Ratios were evaluated based on fuel atomic mass fractions:

```

Fuel Component >>GASOLINE<< : 14.6005
Fuel Component >>HYDROGEN<< : 34.2737
  
```

Evaluated Lower Heating Value and stoichiometric A/F-Ratio for the Fuel Composition:

```

Hu = 58832.03 kJ/kg (Boie approximation HuBoie = 53048.02 kJ/kg)
A/Fst = 18.5351 [-1]
  
```

Hình 2.16: Phối trộn G75E10H15: 75% xăng – 10% ethanol – 15% hydro

Theo bảng 2.9 Hydro có LHV cao nhất, nhưng mật độ năng lượng thể tích rất thấp → cần thể tích lớn hơn để tạo cùng năng lượng.

Hydrogen có khả năng cháy nhanh, giúp cải thiện tốc độ cháy và giảm phát thải CO/HC.

Tổng hợp lại, nhiên liệu có nhiệt trị cao hơn và tỷ lệ không khí lý tưởng cao hơn, phù hợp để mô phỏng các công nghệ động cơ cải tiến (lean burn, GDI, hybrid...).

Ethanol có trị số octan cao và đốt sạch hơn xăng, nhưng hiệu suất thể tích thấp hơn.

Xăng có ưu điểm về mật độ năng lượng thể tích, nhưng phát thải CO₂ cao hơn và dễ cháy hơn (nhiệt độ tự bốc cháy thấp hơn).

Bảng 2.9: So sánh các thuộc tính của Xăng – Ethanol - Hydro

Thuộc tính	Xăng (RON 95)	Ethanol (E100)	Hydro (H ₂)
Tỷ lệ H/C	1.85	3.0	∞ (chỉ H)
Nhiệt trị thấp	43,500 kJ/kg	26,800 kJ/kg	120,000 kJ/kg
Khối lượng riêng	740 kg/m ³	789 kg/m ³	0.0899 kg/m ³
Tỉ lệ A/F	14.7	9.0	34.3
Trị số octan	~95	108+	>130
Nhiệt độ tự bốc cháy	~280–470 °C	~363 °C	~585 °C
Phát thải CO	Có	Thấp hơn	Không (chỉ H ₂ O)
Thể tích tiêu thụ	Nhỏ	Lớn hơn xăng	Rất lớn

Bảng 2.10: So sánh thuộc tính hỗn hợp Xăng – Ethanol - Hydro theo tỉ lệ.

Thuộc tính	G75E10H15	G60E10H30	G45E10H45
Nhiệt trị thấp	41519,8 kJ/kg	41097,1 kJ/kg	40447,8 kJ/kg
Khối lượng riêng	634,5 kg/m ³	528,9 kg/m ³	423,3 kg/m ³
Tỉ lệ A/F	13,88	13,7	13,5
Trị số octan	~99,3	105	110,7
Nhiệt độ tự bốc cháy	~380 - 450 °C	~400 - 480 °C	~450 - 550 °C
Phát thải HC	Tăng	Tăng nhẹ	Tăng nhẹ

Phát thải CO	Giảm	Giảm nhẹ	Giảm đáng kể
Thể tích tiêu thụ	Thấp	Tăng nhẹ	Tăng cao

2.3 Kết luận chương 2.

Chương 2 đã trình bày một cách toàn diện các cơ sở lý thuyết cần thiết để thực hiện mô phỏng hoạt động của động cơ 1NZ-FE trên nền tảng phần mềm AVL BOOST. Phần đầu của chương tập trung giới thiệu về phần mềm AVL BOOST, một công cụ mô phỏng chuyên dụng cho các quá trình nhiệt động và cơ học trong động cơ đốt trong. Với khả năng mô hình hóa chi tiết các hiện tượng như quá trình nạp – xả, cháy, truyền nhiệt và phát thải, phần mềm này trở thành công cụ không thể thiếu trong nghiên cứu và phát triển động cơ hiện đại. Các tính năng mô phỏng linh hoạt cùng khả năng tích hợp nhiều loại mô hình vật lý trong AVL BOOST cho phép người dùng dễ dàng xây dựng, điều chỉnh và tối ưu hóa cấu hình động cơ. Qua phần giới thiệu giao diện và các thao tác lệnh cơ bản, người đọc có thể tiếp cận nhanh chóng cách sử dụng phần mềm, từ việc lắp ráp mô hình động cơ đến gán tham số và thực hiện mô phỏng.

Những công cụ như trình biên tập đồ họa (GUI), khối component dạng module, và biểu đồ phân tích kết quả giúp đơn giản hóa quá trình thao tác, đồng thời đảm bảo tính trực quan và độ chính xác trong từng bước mô hình hóa.

Tiếp theo, chương đã đi sâu vào các cơ sở lý thuyết liên quan đến việc xây dựng mô hình động cơ 1NZ-FE, bao gồm các mô hình vật lý then chốt như phương trình nhiệt động, mô hình cháy, truyền nhiệt và hình thành phát thải. Những phương trình này mô tả chính xác quá trình biến đổi năng lượng, khối lượng và động lượng diễn ra bên trong động cơ, từ đó giúp người dùng dự đoán được các thông số vận hành như công suất, mô-men xoắn, tiêu hao nhiên liệu và lượng phát thải khí độc hại.

Mô hình cháy giữ vai trò trung tâm trong tính toán hiệu suất động cơ. Việc lựa chọn phương pháp mô phỏng phù hợp với đặc tính nhiên liệu (như xăng, ethanol hoặc hydro) sẽ quyết định độ chính xác của kết quả. Cùng với đó, mô hình truyền nhiệt trong **Xi lanh** mô tả chi tiết quá trình thất thoát nhiệt từ khí cháy sang thành buồng đốt – yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất nhiệt và độ bền của động cơ. Trong khi đó, mô hình hình thành phát thải cung cấp thông tin quan trọng để đánh giá mức độ thân thiện môi

trường của từng loại nhiên liệu, đặc biệt trong bối cảnh các tiêu chuẩn khí thải ngày càng nghiêm ngặt.

Những kiến thức đã trình bày trong chương này không chỉ cung cấp nền tảng lý thuyết cho quá trình xây dựng mô hình mô phỏng mà còn là cơ sở để phân tích, đánh giá và xác thực kết quả mô phỏng trong các chương sau. Việc hiểu rõ các mô hình vật lý bên trong phần mềm giúp đảm bảo rằng kết quả đầu ra có độ tin cậy cao, từ đó phục vụ hiệu quả cho quá trình tối ưu hóa động cơ và nghiên cứu ảnh hưởng của các loại nhiên liệu thay thế. Đây chính là bước chuẩn bị cần thiết để tiến hành các thí nghiệm mô phỏng, đánh giá sự thay đổi hiệu suất và phát thải của động cơ 1NZ-FE khi sử dụng các loại nhiên liệu khác nhau như xăng RON95, ethanol E100 và hydro H_2 .

CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG

3.1 Mục đích và các chế độ tính toán mô phỏng

Mục đích của chương này là thực hiện mô phỏng hoạt động của động cơ xăng 1NZ-FE khi sử dụng các hỗn hợp nhiên liệu thay thế, dựa trên mô hình đã được xây dựng và xác thực trong chương trước. Quá trình mô phỏng được thực hiện trên phần mềm AVL BOOST nhằm phân tích, so sánh sự thay đổi của các thông số vận hành và phát thải khi thay thế một phần xăng truyền thống bằng ethanol và hydro – hai nhiên liệu có tiềm năng cao trong việc giảm phát thải khí độc hại và nâng cao hiệu suất cháy. Việc thay đổi thành phần nhiên liệu được thực hiện theo bốn chế độ nhiên liệu khác nhau, bao gồm:

G100: Nhiên liệu đối chứng, sử dụng 100% xăng RON 95. Đây là cơ sở để so sánh với các hỗn hợp nhiên liệu thay thế.

G75E10H15: Hỗn hợp gồm 75% xăng, 10% ethanol và 15% hydro theo tỷ lệ thể tích. Mô hình này giúp đánh giá ảnh hưởng khi chỉ thay thế một lượng nhỏ nhiên liệu bằng các thành phần sinh học và sạch hơn.

G60E10H30: Hỗn hợp gồm 60% xăng, 10% ethanol và 30% hydro. Chế độ này cho phép phân tích rõ hơn tác động khi tăng tỷ lệ thay thế nhiên liệu lên mức trung bình.

G45E10H10: Hỗn hợp gồm 45% xăng, 10% ethanol và 10% hydro. Chế độ này tập trung vào đánh giá ảnh hưởng của việc gia tăng tỷ lệ hydro – nhiên liệu có trị số octan rất cao.

Việc lựa chọn các tỷ lệ nhiên liệu này nhằm mục tiêu kiểm tra khả năng sử dụng phối trộn nhiên liệu trên động cơ truyền thống mà không cần thay đổi lớn về kết cấu, đồng thời hướng đến khả năng ứng dụng thực tế của các nhiên liệu thay thế trong điều kiện giao thông hiện nay. Các chế độ mô phỏng được thực hiện với cùng điều kiện đầu vào như tốc độ vòng quay, áp suất nạp, thời điểm đánh lửa, để đảm bảo tính so sánh giữa các cấu hình nhiên liệu.

Kết quả từ các chế độ mô phỏng sẽ được dùng để đánh giá các chỉ tiêu vận hành quan trọng như công suất, mô-men xoắn, hiệu suất nhiệt, suất tiêu hao nhiên liệu và các chỉ số phát thải chính như CO, NO_x và HC.

Từ đó, đưa ra nhận định về tính khả thi và hiệu quả khi sử dụng nhiên liệu ethanol và hydro pha trộn với xăng trong động cơ 1NZ-FE.

Cụ thể, quá trình mô phỏng sẽ thực hiện cho bốn chế độ nhiên liệu:

G100: 100% xăng RON 95 (nhiên liệu gốc, dùng làm cơ sở so sánh).

G75E10H15: 75% xăng, 10% ethanol, 15% hydro.

G60E10H30: 60% xăng, 10% ethanol, 30% hydro.

G45E10H45: 45% xăng, 10% ethanol, 45% hydro.

Các chế độ mô phỏng được tiến hành ở các mức tải khác nhau của động cơ, bao gồm tải thấp, tải trung bình và tải cao (tương ứng với các mức mở bướm ga khác nhau). Việc phân tích ở từng mức tải là cần thiết vì các thông số kỹ thuật và phát thải thường biến thiên đáng kể theo điều kiện làm việc của động cơ [27].

Phân tích các thông số kỹ thuật:

a). Công suất và mô-men xoắn

Công suất và mô-men là hai chỉ tiêu cơ bản phản ánh khả năng sinh công của động cơ. Dự kiến, khi tăng tỷ lệ ethanol và hydro, do trị số octan cao hơn và tốc độ cháy nhanh hơn, khả năng cải thiện mô-men tại một số chế độ tải trung bình là rõ rệt. Tuy nhiên, ở tải thấp, tỷ lệ thay thế nhiên liệu lớn có thể làm giảm năng lượng riêng của hỗn hợp (do LHV thấp hơn xăng), dẫn đến công suất giảm nhẹ.

b). Hiệu suất nhiệt

Do ethanol và hydro đều có tỷ lệ H/C cao, khả năng hòa trộn tốt với không khí và tốc độ cháy nhanh, hiệu suất nhiệt của động cơ được kỳ vọng sẽ cải thiện ở các chế độ tải trung bình và cao. Ở tải thấp, do tổn thất nhiệt tăng và quá trình đốt không hoàn toàn, hiệu suất có thể giảm nhẹ với hỗn hợp chứa nhiều hydro.

c). Suất tiêu hao nhiên liệu (BSFC)

Suất tiêu hao nhiên liệu tính theo khối lượng (g/kWh) có xu hướng tăng ở các hỗn hợp nhiên liệu vì ethanol và hydro có nhiệt trị thấp hơn so với xăng. Tuy nhiên, ở chế độ tải cao, nhờ hiệu suất cháy tốt hơn và giảm tổn thất do kích nổ, hỗn hợp G80E10H10 hoặc G80E5H15 có thể đạt BSFC thấp hơn so với G100 ở cùng công suất đầu ra.

Phân tích chỉ tiêu phát thải

a). CO (Carbon Monoxide)

CO sinh ra do cháy không hoàn toàn, thường xuất hiện nhiều ở tải thấp. Việc bổ sung ethanol và hydro giúp hỗn hợp cháy sạch hơn do có thêm oxy (trong phân tử ethanol) và hydro dễ bắt cháy. Do đó, hàm lượng CO dự kiến sẽ giảm rõ rệt ở cả ba hỗn hợp nhiên liệu so với G100, đặc biệt trong chế độ tải thấp và trung bình.

b). HC (Hydrocarbon chưa cháy)

Phát thải HC thường tăng ở tải thấp do cháy không hoàn toàn và tốc độ đốt chậm. Tuy nhiên, với sự hiện diện của hydro (tăng tốc độ cháy) và ethanol (cải thiện quá trình hình thành hỗn hợp), mức HC trong G90E5H5 và G80E10H10 sẽ giảm đáng kể ở chế độ tải trung bình và cao. Ở tải thấp, nếu tỷ lệ hydro quá cao, có thể làm nghèo hỗn hợp cục bộ và dẫn đến HC tăng nhẹ [28].

c). NOx (Oxit Nitơ)

NOx hình thành mạnh ở nhiệt độ cao, thường tăng ở tải cao. Việc sử dụng hydro sẽ làm tăng nhiệt độ cháy cục bộ, do đó có thể làm tăng NOx trong một số chế độ tải nặng. Tuy nhiên, ethanol lại có khả năng làm mát hỗn hợp (do nhiệt bay hơi lớn), giúp hạ nhiệt độ buồng đốt. **Tổng thể, mức NOx trong hỗn hợp nhiên liệu phối trộn dự kiến vẫn thấp hơn hoặc tương đương G100, tùy vào điều kiện vận hành.**

3.2 Đối tượng nghiên cứu

Trong nghiên cứu này, đối tượng được lựa chọn để mô phỏng và phân tích là động cơ xăng 1NZ-FE – một loại động cơ bốn kỳ, 4 xi-lanh thẳng hàng, dung tích 1.5L, thuộc dòng động cơ Toyota VVT-i, được sử dụng phổ biến trong các dòng xe du lịch hạng trung như Toyota Vios, Yaris. Động cơ 1NZ-FE hoạt động theo chu trình Otto, sử dụng đánh lửa cưỡng bức và nhiên liệu chính là xăng RON 95.

Việc lựa chọn động cơ 1NZ-FE làm đối tượng nghiên cứu có cơ sở thực tiễn và kỹ thuật rõ ràng, bởi đây là loại động cơ có khả năng hoạt động ổn định, kết cấu phổ biến, dễ tiếp cận dữ liệu và phù hợp để đánh giá ảnh hưởng của việc phối trộn nhiên liệu thay thế mà không cần thay đổi lớn về thiết kế động cơ.

3.3 Đối tượng mô phỏng

Trong mô phỏng này, bốn loại nhiên liệu đã được thiết lập với các tỷ lệ phối trộn khác nhau giữa xăng, ethanol và hydro. Mục đích là đánh giá ảnh hưởng của việc thay

thể một phần xăng bằng các nhiên liệu sạch hơn đến hiệu suất cháy và phát thải của động cơ cụ thể:

Bảng 3.1: Các loại nhiên liệu mô phỏng.

Tên nhiên liệu	Thành phần (thể tích)	Ghi chú
G100	100% xăng RON 95	Nhiên liệu đối chứng
G75E10H15	75% xăng – 10% ethanol – 15% hydro	Phối trộn thấp, cải thiện nhẹ đặc tính cháy
G60E10H30	60% xăng – 10% ethanol – 30% hydro	Phối trộn trung bình, hiệu ứng rõ hơn
G45E10H45	45% xăng – 10% ethanol – 45% hydro	Tăng tỷ lệ hydro, đánh giá ảnh hưởng tốc độ cháy nhanh

3.4 Đánh giá mô hình.

Để kiểm tra liệu mô hình có vận hành tương quan với thực tế hay không thì cần phải xem xét dựa trên biểu đồ công suất và mô men xoắn của động cơ INZ - FE.

Điểm cần lưu ý là nếu lấy các thông số dyno của cả xe mang động cơ 1NZ - FE thì đó là công suất, mô men xoắn đã qua hộp số hay còn có tên gọi là công suất và mô men xoắn tại bánh xe, và mỗi hộp số của mỗi dòng khác nhau. Vì vậy, cần phải xem xét công suất và mô men xoắn ngay tại cốt máy là chính xác nhất.

Theo thông số nhà sản xuất đưa ra, động cơ này sẽ đạt được công suất cực đại là 80kW tại 6000 vòng/ phút, và mô men xoắn cực đại với 141 N.m tại 4200 vòng/ phút.

Đối chiếu hai kết quả giữa thực tế và mô phỏng thì thấy có sự chênh lệch ở mức dưới 5%. Theo mô phỏng, mô men xoắn cực đại sẽ đạt 142,83 N.m và công suất cực đại ở mức 76,4579 kW

Thông số mô phỏng 100% tải đối với động cơ Toyota 1NZ-FE trong phần mềm AVL BOOST sẽ tập trung vào việc thiết lập các giá trị tối đa và tối ưu cho chế độ hoạt động công suất lớn nhất của động cơ xăng này.

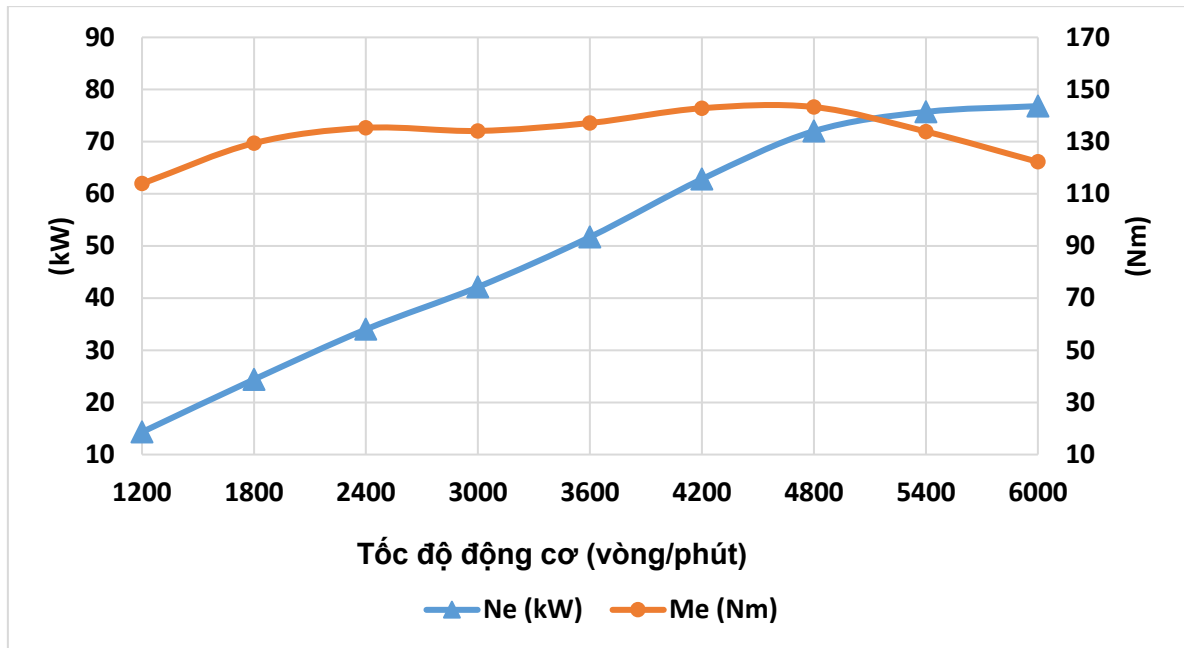
Mô phỏng 100% tải trên AVL BOOST cho động cơ 1NZ-FE là thiết lập mô hình để tái tạo trạng thái động cơ hoạt động với công suất tối đa tại một tốc độ quay (RPM) nhất định. Điều này đạt được bằng cách đặt góc mở bướm ga là 100% và tối ưu hóa các

tham số điều khiển. Cụ thể, lượng nhiên liệu phun được đặt ở mức cao để tạo ra hỗn hợp hoàn hảo (λ bằng 1), và góc đánh lửa sớm được điều chỉnh để đạt điểm tương ứng với tốc độ đang xét, trong khi hệ thống VVT-i được điều khiển để tối đa hóa lượng không khí nạp.

Bảng 3.2: Kết quả mô phỏng sử dụng 100% nhiên liệu xăng.

Vòng quay (RPM)	Ne (kW)	Me (Nm)	Ge (g/kWh)	BTE(%)	NO _x (ppm)	CO (ppm)	HC (ppm)
1200	14,31	113,89	343,58	24,42	145,60	8469	1741,95
1800	24,40	129,43	312,83	26,71	185,46	8576	1792,58
2400	34,01	135,31	301,57	27,63	217,23	8666	1838,16
3000	42,13	134,12	298,80	27,87	253,79	8640	1877,14
3600	51,71	137,17	296,55	28,05	267,98	8770	1892,86
4200	62,82	142,83	294,97	28,18	282,74	8831	1907,57
4800	72,02	143,29	297,12	27,97	309,56	8809	1911,66
5400	75,71	133,89	303,19	27,40	344,45	8712	1915,69
6000	76,82	122,26	313,41	26,50	345,68	8829	1950,51

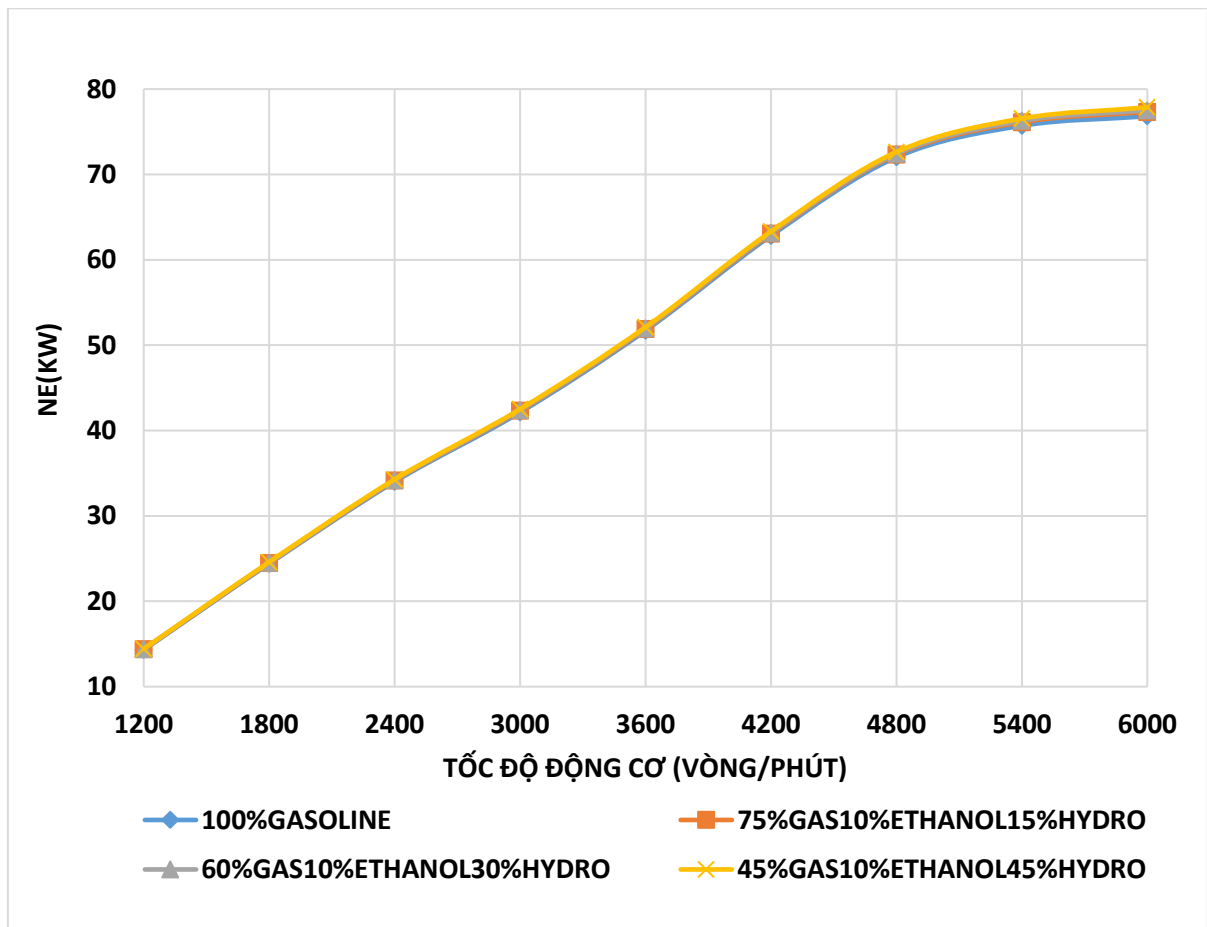
Trên thực tế, động cơ sẽ được khóa vòng tua ở mức 6400 vòng/ phút, nên cả công suất và mô men xoắn đều giảm, đối với mô phỏng thì điều khiển theo kiểu duy trì nên vòng tua máy sẽ đạt tới ngưỡng ở mức 6000 vòng/ phút. Với mức độ chênh lệch dưới 5% như vậy thì chúng tôi mô hình này đang rất tương quan với thực tế và kết quả cho ra sẽ không sai lệch nhiều nếu thực hiện ngoài thực tế. Vì vậy, bước hiệu chỉnh sẽ được lược bớt và đến phần thực hiện nội dung chính của đề tài.



Hình 3.1: Đồ thị đặc tính ngoài của động cơ khi mô phỏng

3.5 Kết quả và đánh giá.

3.5.1 Kết quả tính toán mô phỏng công suất của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.



Hình 3.2: Đồ thị công suất động cơ ở chế độ 100% tải

Từ đồ thị Hình 3.2 càng tăng tỷ lệ hydro trong hỗn hợp nhiên liệu, công suất (N_e) của động cơ càng tăng ở tất cả các dải vòng tua.

Lượng công suất tăng này không chỉ biểu thị hiệu suất đốt cháy cao hơn mà còn cho thấy quá trình cháy diễn ra nhanh hơn, hiệu quả hơn và triệt để hơn khi có mặt hydro.

Mức độ tăng công suất cụ thể:

Tại 6000 vòng/phút, so với 100% xăng:

Hỗn hợp 15% hydro: tăng +0,51 kW

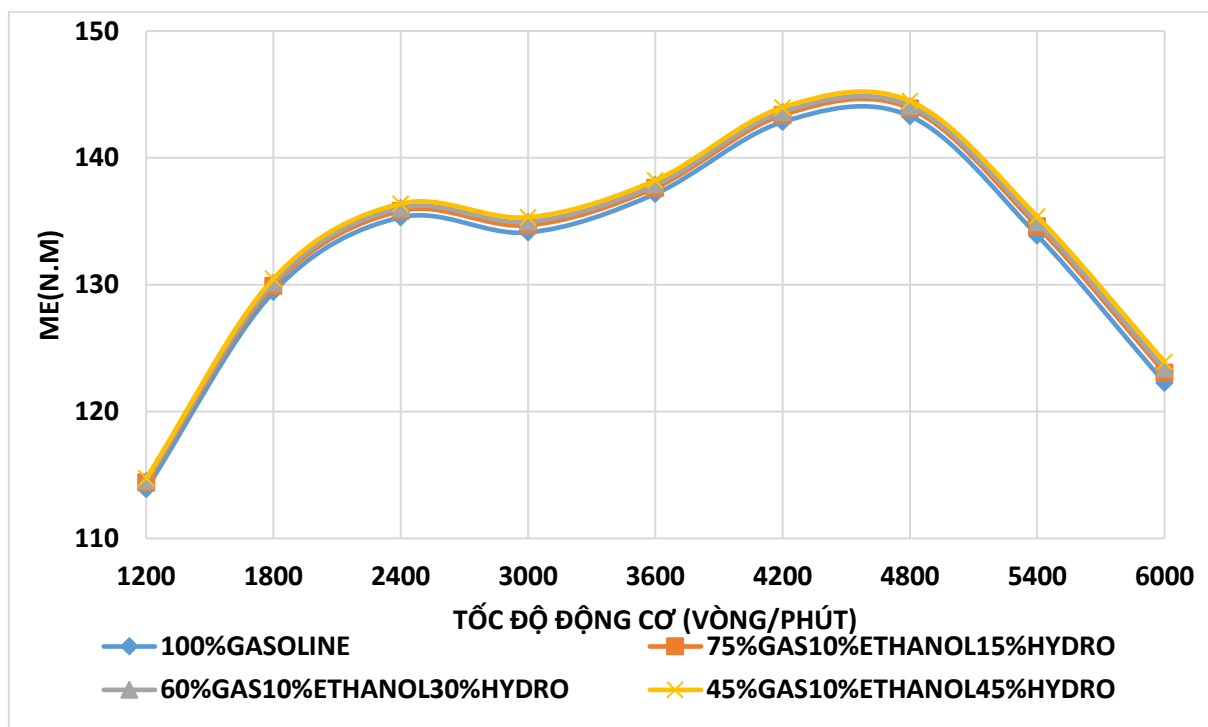
Hỗn hợp 30% hydro: tăng +0,70 kW

Hỗn hợp 45% hydro: tăng +1,04 kW

→ Dù mức tăng có vẻ nhỏ về giá trị tuyệt đối, nhưng trên thực tế, nó thể hiện sự gia tăng hiệu suất cháy nhiên liệu trên toàn bộ quá trình hoạt động, **đặc biệt là ở vòng tua từ 4800 đến 6000 vòng/phút.**

Tốc độ cháy và chỉ số octan của Hydro nhanh hơn xăng và ethanol, giúp ngọn lửa lan truyền nhanh hơn trong buồng đốt. Chỉ số octan cực cao của hydro (>130) giúp ngăn ngừa hiện tượng kích nổ, do đó cho phép đánh lửa sớm hoặc sử dụng tỷ số nén cao mà không ảnh hưởng đến độ ổn định cháy.

3.5.2. Kết quả tính toán mô phỏng mô men của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.



Hình 3.3: Đồ thị mômen động cơ ở chế độ 100% tải

Từ đồ thị hình 3.3 Tại 1200 vòng/phút, mô-men xoắn của động cơ khi sử dụng xăng thuần là 113,89 Nm. Khi tăng dần tỷ lệ hydro trong hỗn hợp nhiên liệu, mô-men xoắn tăng lên 114,43 Nm (với 15% hydro), 114,54 Nm (30% hydro), và đạt cao nhất là 114,74 Nm ở hỗn hợp 45% hydro. Dù mức tăng chỉ khoảng 0,85 Nm, nhưng đây là vòng tua thấp, việc tăng mô-men xoắn giúp cải thiện khả năng đề-pa, khởi động tải và vận hành trong môi trường đô thị.

Tại 1800 vòng/phút, mô-men xoắn tiếp tục xu hướng tăng từ 129,43 Nm với xăng lên 129,92 Nm (15% hydro), 130,14 Nm (30% hydro) và 130,48 Nm (45% hydro). Đây là vùng tốc độ trung bình, phù hợp với các tình huống tăng tốc và vượt xe. Mức tăng gần 1,05 Nm thể hiện tác động tích cực rõ rệt của hydrogen trong việc nâng hiệu suất sinh lực.

Tại 2400 vòng/phút, giá trị mô-men xoắn lần lượt tăng từ 135,31 Nm (xăng) lên 135,82 Nm, 136,06 Nm và cao nhất là 136,39 Nm với hỗn hợp giàu hydro. Tương tự, ở 3000 vòng/phút, mô-men xoắn cũng tăng từ 134,12 Nm (xăng) lên 134,69 Nm (15%hydro), 134,96 Nm (30% hydro) và 135,32 Nm (45% hydro). Dù các mức tăng chỉ dao động trong khoảng 1–1,2 Nm, nhưng chúng đều xảy ra đồng đều trên toàn dải tua máy, chứng tỏ hiệu quả đốt cháy đã được cải thiện nhất quán.

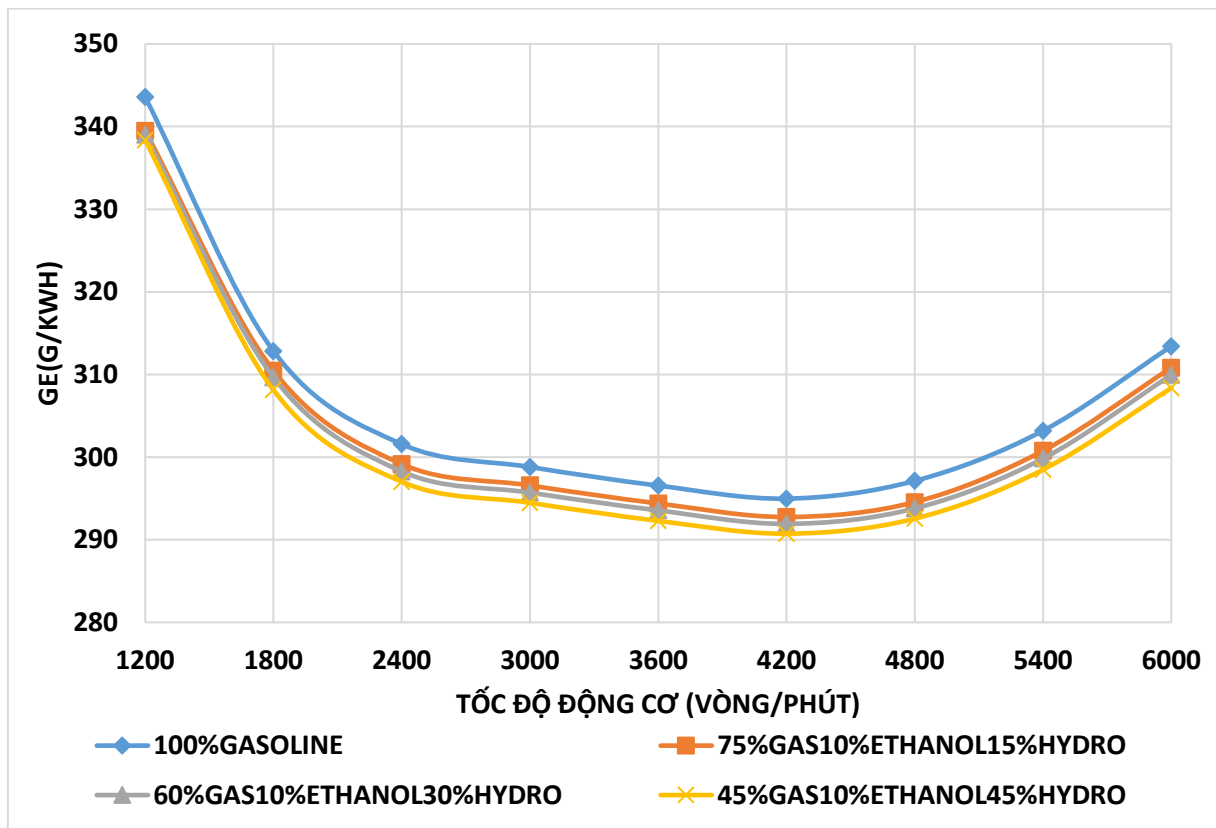
Tại các dải vòng tua cao hơn như 3600 và 4200 vòng/phút, xu hướng tăng vẫn giữ nguyên. Ở 3600 vòng/phút, mô-men xoắn từ 137,17 Nm (xăng) tăng lên lần lượt 137,65 Nm, 137,88 Nm và 138,23 Nm khi tăng dần tỷ lệ hydro. Tại 4200 vòng/phút – dải tua cận tối ưu của động cơ, Me tăng từ 142,83 Nm lên 143,38 Nm, 143,63 Nm và đạt 143,98 Nm – chạm gần đến 144 Nm với hỗn hợp 45% hydro. Đây là một cải thiện đáng kể về hiệu suất động cơ khi vận hành trong điều kiện tải lớn hoặc tăng tốc cao tốc. Tại các tốc độ rất cao như 4800, 5400 và 6000 vòng/phút, giá trị mô-men xoắn bắt đầu có xu hướng giảm nhẹ do đặc tính cơ học giới hạn của động cơ. Tuy nhiên, các hỗn hợp giàu hydro vẫn duy trì lợi thế rõ rệt. Cụ thể, tại 4800 vòng/phút, Me tăng từ 143,29 Nm (xăng) lên 143,90 Nm, 144,11 Nm và đạt 144,48 Nm ở mức cao nhất. Tại 5400 vòng/phút, từ 133,89 Nm với xăng, Me tăng lên 134,61 Nm, 134,91 Nm và đạt 135,37 Nm với 45% hydro. Cuối cùng, tại 6000 vòng/phút, mô-men xoắn cũng tăng đều từ

122,26 Nm lên 123,08 Nm, 123,37 Nm và đạt 123,92 Nm – tức gần 1,7 Nm tăng thêm so với ban đầu.

Từ dữ liệu trên, có thể rút ra kết luận rằng việc tăng tỷ lệ hydro trong hỗn hợp xăng – ethanol giúp cải thiện mô-men xoắn động cơ ở toàn dải tốc độ, đặc biệt rõ rệt tại dải tua từ 1800 đến 4800 vòng/phút – là vùng thường xuyên vận hành của động cơ trên đường thực tế. Điều này có được nhờ các đặc điểm ưu việt của hydro như: tốc độ cháy cao, chỉ số octan lớn, hòa trộn tốt với không khí và sinh nhiệt lớn khi cháy.

Lý do mô-men xoắn tăng khi thêm hydro Áp suất cháy đạt cực đại sớm sinh lực sớm hơn trong chu kỳ công. Cho phép đánh lửa sớm hơn mà không bị kích nổ cải thiện hiệu suất cháy. Hòa trộn tốt với không khí. Giúp cháy đều trong toàn bộ buồng đốt, tránh mất cân bằng lực tác dụng lên piston. Tăng tỉ lệ hydro → tăng nhiệt độ cháy tối ưu. Giúp đạt áp suất nén lớn hơn ở mọi tốc độ.

3.5.3 Kết quả tính toán mô phỏng suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.



Hình 3.4: Đồ thị suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ ở chế độ 100% tải

Từ đồ thị hình 3.4 Tại 1200 vòng/phút, ge khi dùng xăng thuần là 343,58 g/kWh đây là giá trị cao nhất trong toàn bộ dải tua máy, phản ánh hiệu suất đốt cháy kém ở tốc

độ thấp. Khi thêm hydro, ge giảm dần xuống còn 339,47 (15% hydro), 339,02 (30% hydro) và thấp nhất là 338,36 g/kWh (45% hydro). Dù mức giảm chỉ khoảng 5 g/kWh, nhưng nó thể hiện hiệu quả cháy đã được cải thiện từ giai đoạn đầu.

Tại 1800 vòng/phút, ge tiếp tục giảm từ 312,83 (xăng) xuống 310,46, 309,66 và 308,12 g/kWh. Điều này cho thấy khả năng đốt cháy nhiên liệu hiệu quả hơn ở dải tua thấp – trung, đặc biệt là với sự có mặt của hydro trong hỗn hợp.

Tại 2400 vòng/phút, ge giảm từ 301,57 xuống còn 299,16 g/kWh với 15% hydro, 298,27 với 30% hydro, và 297,02 g/kWh với 45% hydro. Điều tương tự cũng xảy ra ở các tua máy cao hơn như 3000 và 3600 vòng/phút, lần lượt với các giá trị ge từ 298,80 → 294,47 g/kWh và 296,55 → 292,28 g/kWh (tương ứng từ xăng đến 45% hydro).

Đáng chú ý là tại 4200 vòng/phút, một dải tua tối ưu của động cơ, ge giảm từ 294,97 (xăng) xuống chỉ còn 290,73 g/kWh (45% hydro). Đây là mức tiết kiệm nhiên liệu rõ rệt nhất, cho thấy hỗn hợp giàu hydro giúp cải thiện hiệu suất cháy khi động cơ hoạt động trong điều kiện ổn định.

Tại 4800 và 5400 vòng/phút, giá trị ge tiếp tục thấp hơn so với xăng thuần, lần lượt là: 4800 v/p: từ 297,12 g/kWh (xăng) xuống 292,55 g/kWh (45% hydro)

5400 v/p: từ 303,19 g/kWh (xăng) xuống 298,48 g/kWh (45% hydro)

Cuối cùng, tại 6000 vòng/phút, ge có xu hướng tăng trở lại do hiệu suất đốt cháy ở tốc độ cao giảm, nhưng hỗn hợp nhiên liệu có hydro vẫn cho kết quả tốt hơn: từ 313,41 g/kWh (xăng) xuống còn 308,36 g/kWh (45% hydro).

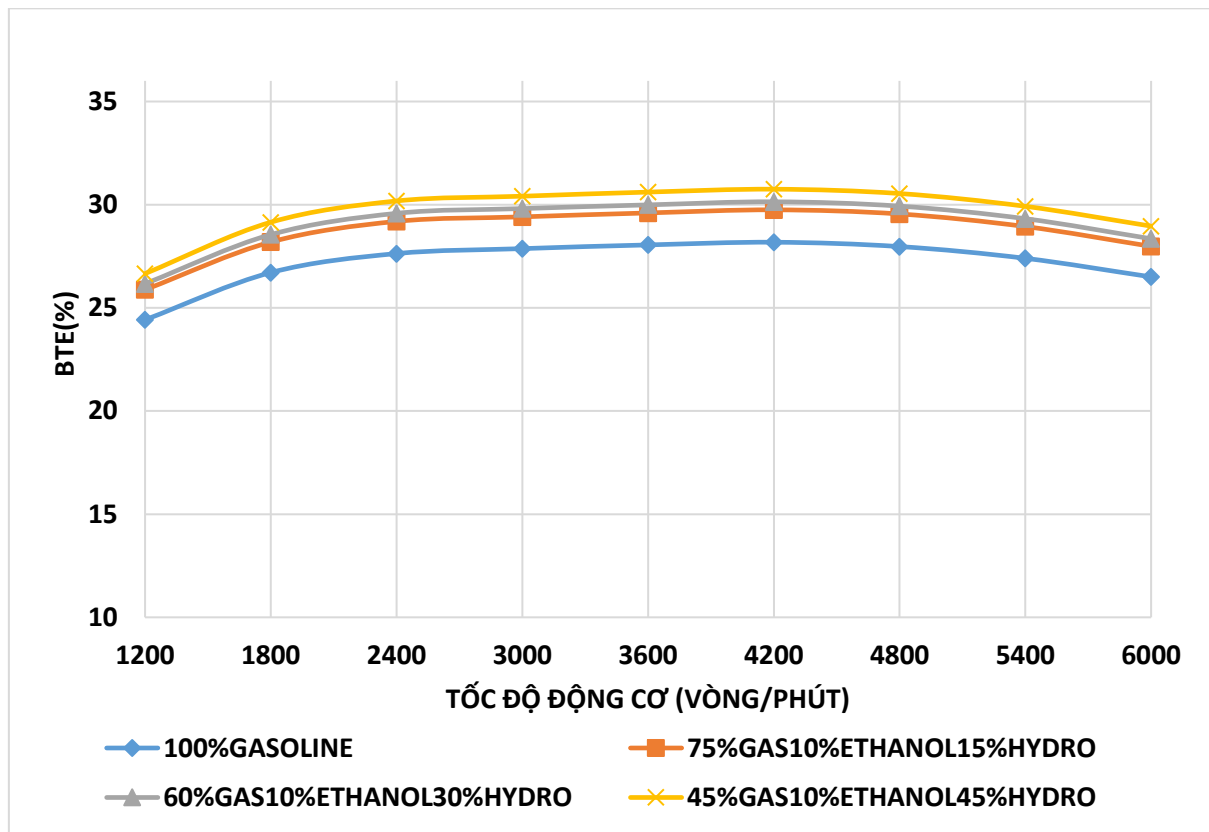
Nguyên nhân giúp giảm tiêu hao nhiên liệu khi thêm hydro: Hydro có tốc độ cháy nhanh, giúp quá trình cháy xảy ra gần điểm chết trên (TDC), từ đó tận dụng được nhiều năng lượng hơn từ nhiên liệu. Chỉ số octan cao của hydro cho phép đánh lửa sớm hơn mà không bị kích nổ, góp phần cải thiện điểm đánh lửa tối ưu. Hydro cháy sạch và triệt để, hạn chế nhiên liệu chưa cháy, giúp tận dụng gần như toàn bộ năng lượng hóa học của hỗn hợp. Sự kết hợp giữa hydro và ethanol (cùng chỉ số octan cao) giúp hệ thống đánh lửa hoạt động ổn định, đốt cháy đều và hiệu quả hơn.

Dữ liệu cho thấy rằng khi tăng tỷ lệ hydro trong hỗn hợp nhiên liệu, suất tiêu hao nhiên liệu riêng (ge) có xu hướng giảm đều ở tất cả các mức vòng tua.

Mức giảm rõ nhất thường nằm trong khoảng 4–6 g/kWh ở mọi tốc độ, trong đó tối ưu nhất ở tua 2400–4200 vòng/phút – là vùng mà động cơ làm việc hiệu quả nhất trong thực tế vận hành

Việc pha trộn hydro vào hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol giúp cải thiện hiệu quả cháy và làm giảm suất tiêu hao nhiên liệu riêng một cách đáng kể. Đây là cơ sở kỹ thuật quan trọng để khẳng định rằng hydro không chỉ giúp tăng công suất, mô-men xoắn mà còn góp phần tiết kiệm nhiên liệu một yếu tố then chốt trong việc phát triển động cơ sạch, bền vững và tiết kiệm năng lượng.

3.5.4 Kết quả tính toán mô phỏng hiệu suất nhiệt của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.



Hình 3.5: Đồ thị hiệu suất nhiệt của động cơ ở chế độ 100% tải

Từ đồ thị hình 3.5 Tại 1200 vòng/phút, hiệu suất nhiệt khi dùng xăng nguyên chất là 24,42%. Khi tăng dần tỷ lệ hydro, BTE tăng lần lượt lên 25,88% (15% hydro), 26,17% (30% hydro) và 26,66% (45% hydro). Mức tăng gần 2,2 điểm phần trăm cho thấy việc bổ sung hydro giúp cải thiện rõ hiệu suất cháy ngay cả ở tốc độ thấp, nơi động cơ thường kém hiệu quả nhất.

Tại 1800 vòng/phút, BTE tiếp tục tăng mạnh từ 26,71% (xăng) lên 28,19%, 28,55%, và đạt 29,15% với hỗn hợp giàu hydro. Đây là mức cải thiện trên 2,4% tuyệt đối, thể hiện khả năng đốt cháy tốt và sinh công hiệu quả hơn trong dải tốc độ làm việc trung bình.

Tại 2400 vòng/phút, hiệu suất tiếp tục tăng từ 27,63% lên 29,19%, 29,58% và cao nhất là 30,18%. Đặc biệt, mức BTE vượt mốc 30% chứng minh hỗn hợp nhiên liệu giàu hydro đã tăng hiệu quả năng lượng đến mức tương đương nhiều động cơ hiệu suất cao hiện nay.

Tại 3000 vòng/phút, hiệu suất nhiệt dao động từ 27,87% với xăng và tăng lần lượt qua các hỗn hợp lên đến 30,41% với 45% hydro – tức tăng gần 2,5% tuyệt đối, đồng thời đánh dấu một điểm vận hành tối ưu của động cơ trong điều kiện hỗn hợp nhiên liệu mới.

Từ 3600 đến 4800 vòng/phút, xu hướng tăng vẫn duy trì. Cụ thể:

3600 v/p: từ 28,05% (xăng) lên 30,61% (45% hydro)

4200 v/p: từ 28,18% lên 30,75%

4800 v/p: từ 27,97% lên 30,54%

→ Cả ba mức tua này đều chứng minh rằng hiệu suất nhiệt đã được cải thiện đáng kể khi lượng hydro tăng lên, đặc biệt hữu ích trong các điều kiện vận hành bình thường và tải lớn.

Tại 5400 vòng/phút, BTE từ xăng là 27,40%, tăng lên đến 29,92% với hỗn hợp 45% hydro tức tăng hơn 2,5 điểm phần trăm, một con số rất đáng kể.

Tại 6000 vòng/phút, mặc dù hiệu suất có xu hướng giảm nhẹ do tốc độ cao khiến tổn thất tăng, nhưng hỗn hợp giàu hydro vẫn duy trì hiệu suất cao nhất là 28,96% so với chỉ 26,50% khi dùng xăng nguyên chất.

BTE có xu hướng tăng đều khi tăng tỷ lệ hydro trong hỗn hợp nhiên liệu, và mức tăng này duy trì ở mọi dải vòng tua.

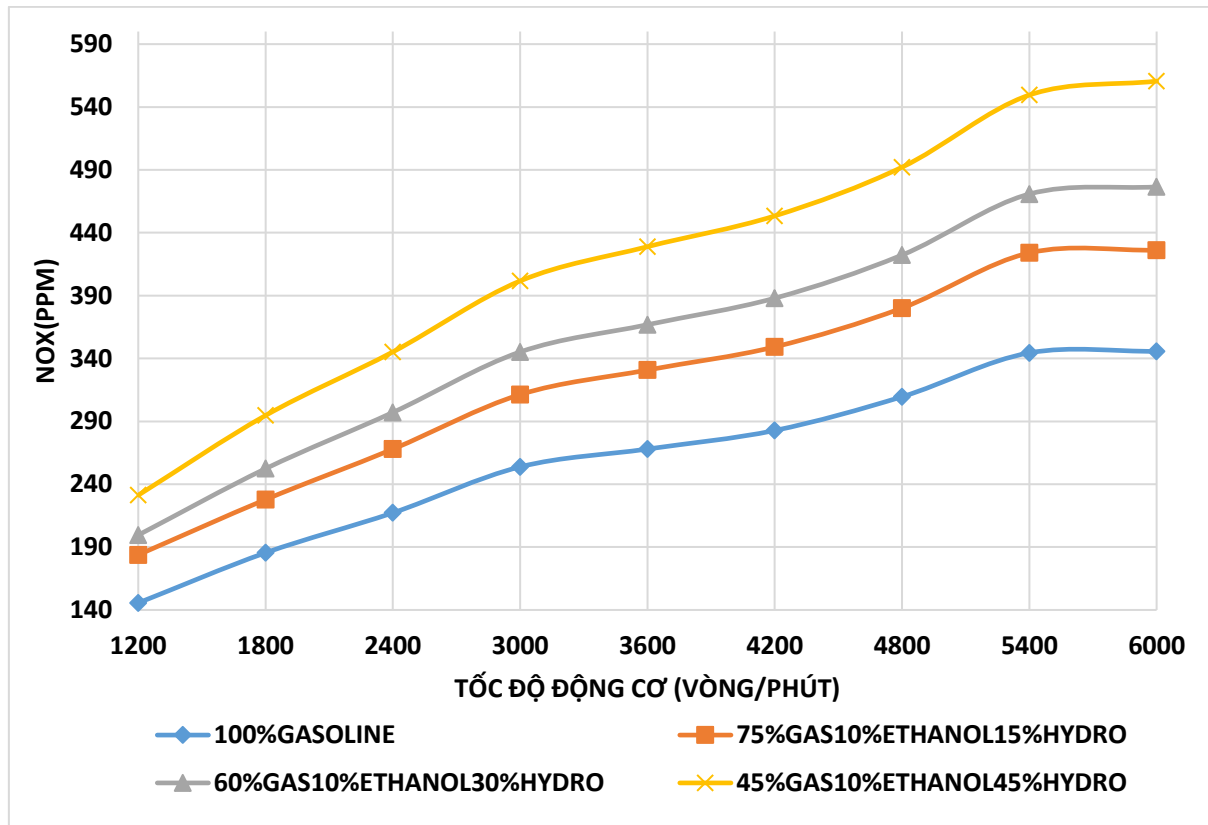
Mức cải thiện trung bình từ hỗn hợp 45% hydro so với xăng thuần dao động từ +1,5% đến +2,6% tuyệt đối, tùy theo tốc độ quay.

Hydro có tốc độ cháy rất cao, giúp ngọn lửa lan nhanh, tối ưu hóa thời điểm sinh công và giảm tổn thất nhiệt. Hydro có chỉ số octan rất cao (>130) → cho phép tăng tỷ số nén hoặc đánh lửa sớm hơn mà không gây kích nổ. Hydro hòa trộn tốt với không khí, cháy triệt để hơn → tận dụng tốt hơn nhiệt lượng sinh ra từ mỗi đơn vị nhiên liệu. Kết hợp

với ethanol (cũng có chỉ số octan cao) giúp ổn định và mở rộng giới hạn đánh lửa → tạo điều kiện vận hành ổn định ở nhiều tốc độ.

Dữ liệu cho thấy rằng hỗn hợp nhiên liệu có tỷ lệ hydrogen cao không chỉ giúp tăng công suất và mô-men xoắn, mà còn nâng cao hiệu suất nhiệt hữu ích (BTE) rõ rệt trên toàn dải vòng tua. Việc đạt tới BTE >30% tại nhiều mức vòng quay là minh chứng cho hiệu quả tối ưu hóa năng lượng của hỗn hợp xăng – ethanol – hydro.

3.5.5 Kết quả tính toán chỉ số phát thải NO_x của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.



Hình 3.6: Chỉ số phát thải NO_x của động cơ ở 100% tải.

Theo đồ thị hình 3.6 NO_x (oxit nitơ), là hợp chất khí độc hại hình thành trong buồng đốt động cơ khi nhiệt độ cháy vượt quá 1800°C và có mặt oxy dư. Các hợp chất NO_x là nguyên nhân chính gây ra mưa axit, sương mù quang hóa, và ảnh hưởng nghiêm trọng đến sức khỏe con người.

Trong nghiên cứu này, chỉ số phát thải NO_x được đo tại nhiều vòng tua động cơ khác nhau khi sử dụng các loại nhiên liệu:

Xăng nguyên chất (100% gasoline),

Hỗn hợp 75% xăng – 10% ethanol – 15% hydro,

Hỗn hợp 60% xăng – 10% ethanol – 30% hydro,

Và hỗn hợp 45% xăng – 10% ethanol – 45% hydro.

Khi tăng tỷ lệ hydro trong nhiên liệu, nồng độ NOx tăng mạnh mẽ ở hầu hết các mức vòng quay.

Đây là xu hướng ngược lại so với công suất, mô-men xoắn hay hiệu suất nhiệt. Lý do là vì hydro có tốc độ cháy rất cao, khiến nhiệt độ buồng đốt tăng đáng kể, tạo điều kiện thuận lợi để hình thành NOx.

Tại 1200 vòng/phút, phát thải NOx khi dùng xăng nguyên chất là 145,60. Khi tăng tỷ lệ hydro lên 15%, 30% và 45%, NOx tăng lần lượt lên 183,88; 199,55 và đạt 231,26. Mức tăng hơn 85 ppm chứng tỏ việc sử dụng hydro, dù ở tua thấp, vẫn làm tăng nhiệt độ cháy đủ lớn để tạo ra NOx nhiều hơn.

Tại 1800 vòng/phút, NOx tiếp tục tăng từ 185,46 (xăng) lên 227,78; 252,36 và cao nhất là 294,68. Đây là mức tăng gần 60% so với ban đầu, phản ánh ảnh hưởng mạnh của hydro đến điều kiện cháy và nhiệt độ buồng đốt.

Tại 2400 vòng/phút, nồng độ NOx khi dùng xăng là 217,23. Với 15% hydro, tăng lên 267,91; với 30% hydro là 297,08 và 45% hydro lên tới 345,22 – cao hơn hơn 1,5 lần so với xăng thuần.

Tại 3000 vòng/phút, NOx lần lượt là:

Xăng: 253,79

15% hydro: 311,29

30% hydro: 345,17

45% hydro: 401,65

→ Mức tăng hơn 150 ppm cho thấy đây là vùng nguy hiểm với phát thải NOx nếu không có giải pháp kiểm soát.

Từ 3600 đến 4800 vòng/phút, xu hướng này tiếp tục rõ rệt:

3600 v/p: từ 267,98 (xăng) lên 428,90 (45% hydro)

4200 v/p: từ 282,74 lên 453,37

4800 v/p: từ 309,56 lên tới 492,12

→ Riêng ở 4800 vòng/phút, NOx tăng hơn 180 ppm so với khi dùng xăng, tương đương gần 60%.

Tại 5400 và 6000 vòng/phút, phát thải NOx lên cực đại:

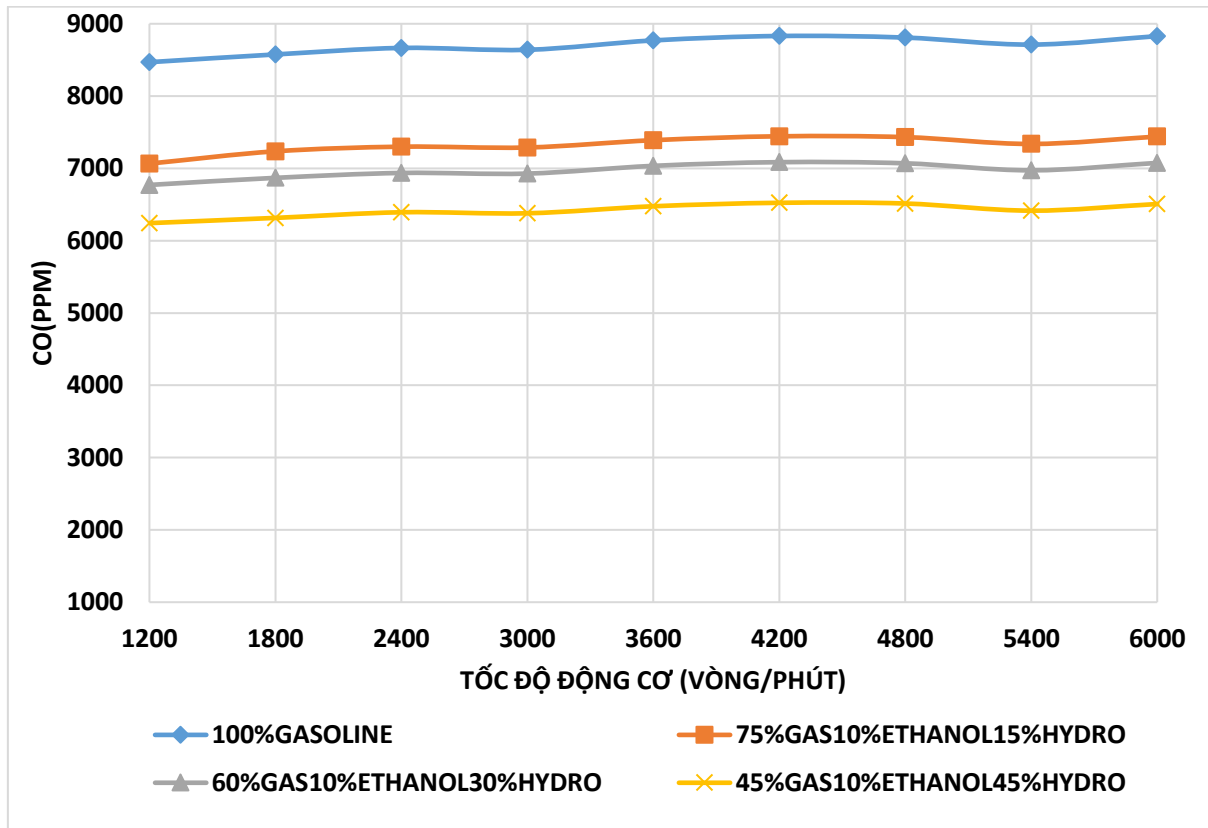
5400 v/p: xăng là 344,45 → tăng lên 549,50 (45% hydro)

6000 v/p: từ 345,68 → tăng mạnh lên 560,57 ppm

→ Đây là các mức tăng rất cao, báo hiệu vấn đề nghiêm trọng về phát thải NO_x khi sử dụng hỗn hợp giàu hydro ở tốc độ động cơ cao.

Hydro có tốc độ cháy cao, khiến quá trình cháy diễn ra nhanh, làm tăng nhanh nhiệt độ buồng đốt, hydro tạo ra ngọn lửa nhiệt độ rất cao (~2300–2600°C) nếu không được kiểm soát, vượt ngưỡng hình thành NO_x.

3.5.6 Kết quả tính toán chỉ số phát thải CO của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.



Hình 3.7: Chỉ số phát thải CO của động cơ ở 100% tải

Từ đồ thị hình 3.7 khi tăng dần tỷ lệ hydro trong hỗn hợp nhiên liệu, lượng khí CO phát thải giảm rõ rệt ở tất cả các dải vòng tua.

Điều này ngược lại với xu hướng của NO_x, nhưng là kết quả tích cực, cho thấy hydro giúp cháy sạch hơn, giảm lượng nhiên liệu không cháy hết.

Tại 1200 vòng/phút, CO phát sinh từ xăng thuần là 8469 ppm – rất cao do tốc độ cháy chậm và quá trình cháy chưa triệt để. Khi tăng tỷ lệ hydro lên 15%, 30% và 45%, lượng CO giảm lần lượt xuống còn 7066, 6771 và chỉ còn 6243 ppm. Mức giảm hơn 2200 ppm, tương đương gần 26%, cho thấy sự cải thiện đáng kể khi hydro được bổ sung.

Tại 1800 vòng/phút, CO cũng giảm từ 8576 ppm (xăng) xuống 7236, 6869 và 6315 ppm. Sự giảm dần này duy trì rõ nét qua các dải vòng tua kế tiếp.

Tại 2400 và 3000 vòng/phút, lượng CO từ xăng là 8666 và 8640 ppm. Khi thay bằng hỗn hợp chứa 45% hydro, CO giảm xuống chỉ còn 6393 và 6379 ppm – tức giảm hơn 2200 ppm, khẳng định rằng tốc độ cháy cao của hydro góp phần đốt cháy nhiên liệu triệt để hơn, hạn chế đáng kể khí độc CO.

Từ 3600 đến 5400 vòng/phút, giá trị CO tiếp tục giảm mạnh theo tỷ lệ hydro:

3600 v/p: từ 8770 → 6476 ppm (giảm ~26%)

4200 v/p: từ 8831 → 6524 ppm

4800 v/p: từ 8809 → 6514 ppm

5400 v/p: từ 8712 → 6415 ppm

→ Mức giảm duy trì ổn định ~2300–2400 ppm cho thấy tính nhất quán của hiệu quả cháy triệt để khi thêm hydro.

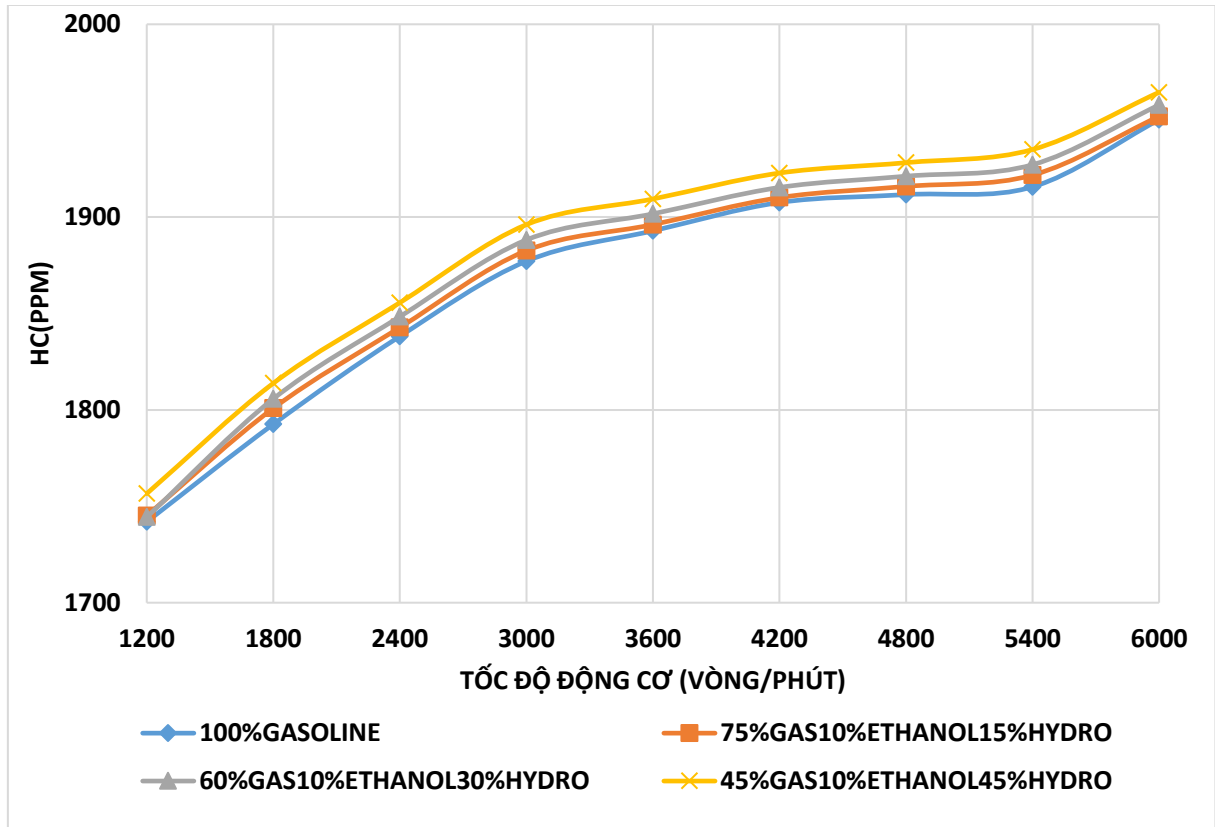
Tại 6000 vòng/phút, lượng CO vẫn ở mức cao khi dùng xăng (8829 ppm), nhưng giảm còn 7440 (15% hydro), 7076 (30% hydro) và chỉ còn 6507 ppm ở hỗn hợp giàu hydro – tức giảm trên 25%.

Hydro có tốc độ cháy cao, giúp phản ứng cháy xảy ra triệt để và nhanh hơn, giảm hiện tượng nhiên liệu cháy dở. Hydro không chứa carbon, nên không góp phần tạo CO. Việc sử dụng hydro giúp tăng nhiệt độ phản ứng ban đầu, thúc đẩy cháy hoàn toàn ngay từ pha đầu tiên của chu trình cháy. Sự kết hợp với ethanol (có tính oxy hóa cao hơn xăng) càng thúc đẩy hoàn tất quá trình oxy hóa hydrocarbon → hạn chế hình thành CO.

Việc giảm CO có ý nghĩa lớn trong bối cảnh đô thị, nơi chất lượng không khí là mối quan tâm hàng đầu. Giảm CO cũng đồng nghĩa với việc tăng chỉ số hiệu suất cháy, góp phần nâng cao hiệu suất tổng thể của động cơ. Đây là minh chứng rõ ràng cho tính "sạch" của hydro khi được sử dụng hợp lý trong hỗn hợp nhiên liệu.

Dữ liệu cho thấy rằng việc bổ sung hydro vào hỗn hợp xăng – ethanol không chỉ tăng hiệu suất mà còn giảm đáng kể lượng khí CO phát thải. Mức giảm trung bình từ 20–26% ở mọi vòng tua là minh chứng mạnh mẽ cho lợi ích môi trường của loại nhiên liệu này. Đây là cơ sở để khẳng định rằng hydro là thành phần tiềm năng trong quá trình chuyển đổi sang động cơ sạch, ít phát thải hơn trong tương lai gần.

3.5.7 Kết quả tính toán chỉ số phát thải HC của động cơ theo từng tốc độ ở 100% tải.



Hình 3.8: Chỉ số phát thải HC của động cơ ở 100% tải

Từ đồ thị hình 3.8 Trái ngược với khí CO, khi tăng tỷ lệ hydro, lượng phát thải HC lại có xu hướng tăng dần nhẹ, đặc biệt ở tốc độ cao.

Đây là điều đáng lưu ý vì hydro tuy giúp cải thiện hiệu suất cháy, nhưng có thể làm lan truyền ngọn lửa quá nhanh, khiến hỗn hợp ở rìa buồng cháy không được đốt triệt để → sinh ra nhiều HC chưa cháy.

Tại 1200 vòng/phút, phát thải HC từ xăng là 1741,95 ppm. Khi thêm 15% hydro, HC gần như giữ nguyên (1745,14), và tăng dần lên 1744,42 (30% hydro) và 1756,58 (45% hydro). Mức tăng tuy nhỏ, nhưng cho thấy ảnh hưởng bắt đầu xuất hiện.

Từ 1800 đến 3600 vòng/phút, lượng HC tăng nhẹ ở tất cả các mức hỗn hợp:

1800 v/p: từ 1792,58 (xăng) lên đến 1813,82 (45% hydro)

2400 v/p: từ 1838,16 → 1855,60

3000 v/p: từ 1877,14 → 1896,09

3600 v/p: từ 1892,86 → 1909,40

→ Mức tăng khoảng 20–30 ppm mỗi cấp hỗn hợp, vẫn nằm trong phạm vi tăng nhẹ, không gây biến động lớn. Từ 4200 đến 6000 vòng/phút, xu hướng tăng rõ rệt hơn:

4200 v/p: từ 1907,57 (xăng) lên 1928,85 (45% hydro)

4800 v/p: từ 1911,66 → 1932,24

5400 v/p: từ 1915,69 → 1935,05

6000 v/p: từ 1950,51 → 1964,73

→ Tại tua máy cao nhất, HC tăng gần 14 ppm so với xăng, tức khoảng 0,7% tăng thêm. Hydro cháy rất nhanh, nên ở rìa buồng cháy, hỗn hợp khí có thể chưa kịp đốt cháy triệt để → tăng HC chưa cháy. Nhiệt độ ngọn lửa cao nhưng thời gian cháy ngắn, có thể **khiến phần nhiên liệu chưa kịp hòa trộn đều và phát thải ra bên ngoài.**

Tỷ lệ xăng giảm, đồng nghĩa một phần hydrocarbon bị thay thế, nhưng tổng thể lượng HC chưa cháy vẫn có thể tăng nếu phân phối nhiên liệu không đều.

Tăng hydro khiến hỗn hợp nghèo hơn (leaner), có thể làm quá trình cháy bị gián đoạn cục bộ → sinh thêm HC. Tuy HC có xu hướng tăng khi dùng hydro, nhưng mức tăng là nhỏ, từ 0,1–0,8% tùy vòng tua → vẫn nằm trong giới hạn kiểm soát.

Cần kết hợp thêm thiết kế buồng cháy hợp lý, kỹ thuật phun nhiên liệu tối ưu hoặc hệ thống xúc tác oxi hóa (DOC) để giảm HC về mức chấp nhận được.

So với lợi ích giảm CO và tiêu hao nhiên liệu, thì mức tăng nhẹ của HC có thể chấp nhận được về mặt kỹ thuật và môi trường.

Bảng 3.3: Kết quả mô phỏng hỗn hợp 75% Xăng – 10% Ethanol – 15% Hydro

Vòng quay (RPM)	Ne (kW)	Me (Nm)	Ge (g/kWh)	BTE(%)	NO _x (ppm)	CO (ppm)	HC (ppm)
1200	14,38	114,43	339,47	25,88	183,8	7066	1745,14
1800	24,49	129,92	310,46	28,19	227,78	7236	1800,86
2400	34,14	135,82	299,16	29,19	267,91	7300	1842,71
3000	42,32	134,69	296,57	29,41	311,29	7289	1882,63
3600	51,89	137,65	294,39	29,60	330,82	7390	1896,10
4200	63,06	143,38	292,75	29,75	349,20	7444	1910,11
4800	72,33	143,90	294,55	29,55	380,07	7432	1915,91

5400	76,12	134,61	300,76	28,94	423,97	7338	1921,77
6000	77,33	123,08	310,82	27,98	426,14	7440	1952,27

Bảng 3.4: Kết quả mô phỏng hỗn hợp 60% Xăng – 10% Ethanol – 30% Hydro

Vòng quay (RPM)	Ne (kW)	Me (Nm)	Ge (g/kWh)	BTE(%)	NOx (ppm)	CO (ppm)	HC (ppm)
1200	14,39	114,54	339,02	26,17	199,55	6771	1744,42
1800	24,53	130,14	309,66	28,55	252,36	6869	1805,75
2400	34,19	136,06	298,27	29,58	297,08	6937	1848,36
3000	42,4	134,96	295,7	29,81	345,17	6928	1888,16
3600	51,98	137,88	293,55	29,99	366,85	7035	1901,69
4200	63,17	143,63	291,92	30,14	387,94	7086	1915,38
4800	72,44	144,11	293,79	29,93	422,26	7070	1921,20
5400	76,29	134,91	299,82	29,32	470,77	6973	1927,17
6000	77,52	123,37	309,94	28,35	476,47	7076	1958,16

Bảng 3.5: Kết quả mô phỏng hỗn hợp 45% Xăng – 10% Ethanol – 45% Hydro

Vòng quay (RPM)	Ne (kW)	Me (Nm)	Ge (g/kWh)	BTE(%)	NOx (ppm)	CO (ppm)	HC (ppm)
1200	14,42	114,74	338,36	26,66	231,26	6243	1756,58
1800	24,60	130,48	308,12	29,15	294,68	6315	1813,82
2400	34,28	136,39	297,02	30,18	345,22	6393	1855,6
3000	42,51	135,32	294,47	30,41	401,65	6379	1896,09
3600	52,11	138,23	292,28	30,61	428,90	6476	1909,4
4200	63,32	143,98	290,73	30,75	453,37	6524	1922,85
4800	72,63	144,48	292,55	30,54	492,12	6514	1928,24
5400	76,55	135,37	298,48	29,92	549,50	6415	1935,05
6000	77,86	123,92	308,36	28,96	560,57	6507	1964,73

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN ĐỀ TÀI.

1. Kết luận

Trong bối cảnh nhu cầu giảm thiểu tiêu thụ nhiên liệu hóa thạch và hạn chế ô nhiễm môi trường ngày càng trở nên cấp thiết, việc nghiên cứu, ứng dụng các nguồn nhiên liệu thay thế, thân thiện với môi trường là một hướng đi tất yếu của ngành công nghiệp động cơ đốt trong. Đề tài “Nghiên cứu đặc tính kỹ thuật và phát thải khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol – hydro trên động cơ xăng bằng mô phỏng số” đã góp phần làm rõ hơn những ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu này đến hiệu quả vận hành cũng như phát thải ô nhiễm của động cơ.

Thông qua quá trình xây dựng mô hình mô phỏng động cơ xăng 4 kỳ sử dụng phần mềm chuyên dụng, đề tài đã tiến hành khảo sát các đặc tính kỹ thuật như công suất hiệu dụng, mô-men xoắn, tiêu hao nhiên liệu và mức phát thải các chất ô nhiễm chính (CO, HC, NOx) khi sử dụng các tỷ lệ phối trộn khác nhau giữa xăng, ethanol và hydro.

Các kết luận chính đạt được từ đề tài như sau:

Việc phối trộn ethanol và hydro vào nhiên liệu xăng đã cho thấy tác động tích cực đến quá trình cháy bên trong buồng đốt. Cụ thể, ethanol với đặc tính cháy sạch, hàm lượng oxy cao, kết hợp với hydro có tốc độ cháy nhanh đã giúp cải thiện sự lan truyền ngọn lửa và nâng cao hiệu quả đốt cháy hỗn hợp nhiên liệu. Kết quả mô phỏng chỉ ra rằng ở những tỷ lệ phối trộn hợp lý, hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol – hydro giúp cải thiện đáng kể công suất và mô-men xoắn của động cơ ở nhiều chế độ làm việc, đồng thời làm giảm suất tiêu hao nhiên liệu riêng so với sử dụng xăng thuần túy. Hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol – hydro có ảnh hưởng rõ rệt đến thành phần khí thải. Phát thải CO và HC đều có xu hướng giảm mạnh nhờ quá trình cháy được cải thiện với sự hỗ trợ oxy từ ethanol và đặc tính cháy sạch của hydro. Tuy nhiên, phát thải NOx có xu hướng tăng nhẹ do nhiệt độ buồng cháy cao hơn, đặc biệt khi hàm lượng hydro trong hỗn hợp tăng. Đây là một thách thức cần được cân nhắc khi phát triển chiến lược phối trộn nhiên liệu phù hợp giữa hiệu suất và môi trường.

Kết quả nghiên cứu cho thấy hoàn toàn có thể ứng dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol – hydro cho động cơ xăng hiện nay mà không cần thay đổi quá nhiều về kết cấu động cơ. Việc này không chỉ góp phần giảm phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch mà còn

phù hợp với định hướng phát triển các giải pháp giao thông thân thiện với môi trường. Đề tài có ý nghĩa thực tiễn và khoa học rõ rệt, cung cấp thêm cơ sở lý luận cũng như số liệu tham khảo cho các nghiên cứu tiếp theo trong lĩnh vực sử dụng nhiên liệu thay thế, góp phần vào xu thế phát triển bền vững, bảo vệ môi trường, giảm phát thải khí nhà kính và hướng tới nền công nghiệp giao thông xanh hóa trong tương lai.

2. Hạn chế của đề tài.

Hạn chế lớn nhất nằm ở tính chính xác của mô hình hóa, khi mà quá trình cháy phức tạp của hỗn hợp ba nhiên liệu xăng – ethanol - hydro thường bị giản lược hóa bằng các mô hình đốt cháy đơn giản, dẫn đến sai số trong tính toán công suất và nhiệt độ.

Bên cạnh đó, nếu đề tài không có sự kiểm chứng bằng dữ liệu thực tế, kết quả mô phỏng sẽ thiếu căn cứ và khó tin cậy khi áp dụng vào điều kiện hoạt động thực tế. Cuối cùng, phạm vi nghiên cứu thường chỉ tập trung vào một số chế độ hoạt động hẹp mà không thể mô tả đầy đủ các hiện tượng vật lý phức tạp như ảnh hưởng ăn mòn của ethanol hoặc các vấn đề cơ khí phát sinh khi sử dụng nhiên liệu hydro.

Việc nghiên cứu phát thải HC và NOx bằng mô phỏng số đối với hỗn hợp Xăng – Ethanol – Hydro gặp phải những hạn chế lớn do sự phức tạp của quá trình cháy. Đối với NOx việc bổ sung Hydro làm tăng đáng kể tốc độ cháy và nhiệt độ đỉnh của buồng đốt. Tuy nhiên, các mô hình mô phỏng số thường dự đoán sai nhiệt độ đỉnh thực tế này, và do sự hình thành NOx có tính phức tạp và cực kỳ nhạy cảm với nhiệt độ, một sai lệch nhỏ trong dự đoán nhiệt độ cũng sẽ dẫn đến sai số lớn trong kết quả NOx. Mặt khác, đối với HC, thách thức nằm ở sự phức tạp của quá trình hình thành tại các vùng khe hở và lớp biên lạnh gần thành xi lanh. Các mô hình đơn giản thường không thể mô tả chi tiết sự chảy rối và các điều kiện nhiệt cục bộ trong những khu vực này, nơi mà nhiên liệu bị kẹt lại và không cháy hết, đặc biệt khi có sự tham gia của Ethanol tạo ra các sản phẩm trung gian phức tạp hơn so với chỉ dùng xăng, khiến cho việc dự đoán lượng HC trở nên kém chính xác và thiếu tin cậy.

3. Hướng phát triển đề tài.

Để tiếp tục hoàn thiện và phát triển hơn nữa các kết quả đạt được, các hướng nghiên cứu tiếp theo có thể tập trung vào nội dung sau: Cần thực hiện các thí nghiệm thực tế trên động cơ để kiểm chứng độ chính xác của mô hình mô phỏng, đồng thời hiệu chỉnh mô hình để kết quả dự đoán sát với thực tế hơn, từ đó nâng cao tính ứng dụng.

Xây dựng bản đồ vận hành và chiến lược điều khiển nhiên liệu: Thiết lập bản đồ vận hành động cơ ứng với từng chế độ tải và tốc độ khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu mới, đề xuất các chiến lược điều khiển phối khí – nhiên liệu hợp lý nhằm đảm bảo hiệu quả tối ưu trong suốt dải hoạt động của động cơ.

Mở rộng đối tượng nghiên cứu: Áp dụng nghiên cứu trên các dòng động cơ khác nhau như động cơ phun xăng trực tiếp, động cơ tăng áp, hệ thống hybrid,... để đánh giá khả năng áp dụng rộng rãi hỗn hợp nhiên liệu này trong thực tế.

Đánh giá tác động kinh tế - môi trường: Nghiên cứu sâu hơn về tác động kinh tế, chi phí vận hành khi sử dụng hỗn hợp xăng – ethanol – hydro, đồng thời đánh giá lợi ích môi trường lâu dài để phục vụ hoạch định chính sách và định hướng phát triển năng lượng bền vững.

Nghiên cứu mở rộng về các giải pháp đồng bộ: Kết hợp với các giải pháp kỹ thuật khác như cải tiến buồng đốt, hệ thống đánh lửa, hệ thống xử lý khí thải (EGR, SCR, TWC) nhằm khai thác tối đa hiệu quả của hỗn hợp nhiên liệu mới

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] A. G. Olabi, "State of the art on renewable and sustainable energy," Energy, vol. 61, pp, 2012.
- [2] European Commission, "Final report: State of the art on alternative fuels transport systems in the European Union," Jul. 2015.
- [3] R. H. Thring, "Alternative fuels for spark-ignition engines," SAE Technical Paper, 1983.
- [4] V. B. Nguyen and V. T. Tran, "Thử nghiệm trên động cơ 110 cc phun điện tử với E5, E10 và bổ sung H₂ qua điện phân HHO," 2020.
- [5] T. H. Nguyen, "Mô phỏng động cơ 1NZ-FE với ethanol (0–10 %) và bổ sung H₂," 2019.
- [6] Q. N. Dinh, "Thử nghiệm động cơ xe máy dùng E5/E10/E20 và bổ sung H₂," 2021.
- [7] Viện Cơ khí Động lực – ĐH Bách khoa Đà Nẵng, "Mô phỏng bằng AVL BOOST với nhiều tỉ lệ xăng–ethanol–Hydro," 2022.
- [8] M. T. Le, "Xe máy 125 cc thử E10 + H₂ (~8 % năng lượng)," 2023.
- [9] T. L. Pham, "Mô phỏng hỗn hợp Xăng–Ethanol–Hydro ('dual-fuel') trên động cơ diesel nhẹ," 2024.
- [10] V. H. Tran, "Phân tích chuỗi cung ứng ethanol từ mía xanh ở Việt Nam," 2022.
- [11] V. D. Nguyen et al., "Đánh giá kỹ thuật - an toàn hệ thống cung cấp H₂ cho xe hơi dùng hỗn hợp," 2024.
- [12] A. A. Desoky and S. H. El-Emam, "A study on the combustion of alternative fuels in spark-ignited engines," International Journal of Hydrogen Energy, vol. 10, pp. 497–504, 1985.
- [13] S. Verma et al., "Kết hợp 10% ethanol và H₂ (0–20% năng lượng)," International Journal of Hydrogen Energy, 2019.
- [14] S. Verma et al., "Thí nghiệm động cơ SI 4-xi-lanh với ethanol 0–20%," Renewable Energy, 2021.
- [15] S. Verma and P. Singh, "Thí nghiệm gasoline–ethanol–H₂," Fuel, 2017.
- [16] K. Rao, "Tổng quan tác động H₂–xăng," Energy Reports, 2020.
- [17] D. Kim et al., "Mô phỏng hóa-kinetics ảnh hưởng của H₂," Combustion and Flame, 2020.

- [18] Y. Li et al., "Mô phỏng động cơ ethanol + H₂ lean," *Applied Thermal Engineering*, 2021.
- [19] K. T. Nguyen, "Nghiên cứu sử dụng nhiên liệu sinh học có tỷ lệ cồn ethanol tới 100% cho động cơ xăng," *Luận án Tiến sĩ*, 2017.
- [20] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 2nd ed., 2015.
- [21] C. N. Grimaldi and F. Millo, "Internal combustion engine (ICE) fundamentals," in *Handbook of Clean Energy Systems*, 2015.
- [22] R. Rotondi and G. Bella, "Gasoline direct injection spray simulation," *International Journal of Thermal Sciences*, 2006, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2005.06.001.
- [23] F.El-Mahallawy and S. E.-D. Habik, *Fundamentals and Technology of Combustion*, 2002.
- [24] R. R. Raine, C. R. Stone, and J. Gould, "Modeling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone burned gas," *Combustion and Flame*, vol. 102, no. 3, pp. 241–255, 1995.
- [25] W. K. Cheng, D. Hamrin, J. B. Heywood, S. Hochgreb, K. Min, and M. Norris, "An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines," 1993, doi: 10.4271/932708.
- [27] R. Isermann, *Engine Modeling and Control*, 2014.
- [27] S. Wang, C. Ji, and B. Zhang, "Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark-ignited ethanol engine at idle and stoichiometric conditions," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 35, pp. 9205–9213, 2010.
- [28] C. Park, Y. Choi, C. Kim, S. Oh, G. Lim, and Y. Moriyoshi, "Performance and exhaust emission characteristics of a spark ignition engine using ethanol and ethanol-reformed gas," *Fuel*, vol. 89, pp. 2118–2125, 2010.