

MỤC LỤC

MỤC LỤC	1
DANH MỤC HÌNH ẢNH	3
DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT	5
LỜI NÓI ĐẦU	6
MỞ ĐẦU	7
I. LÍ DO CHỌN ĐỀ TÀI	7
II. MỤC ĐÍCH, ĐỐI TƯỢNG, PHẠM VI NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI	7
III. NỘI DUNG CỦA LUẬN VĂN	8
CHƯƠNG I. TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU	9
1.1 TỔNG QUAN VỀ NHIÊN LIỆU SINH HỌC	9
1.1.1 TÍNH CẤP THIẾT	9
1.1.2 CÁC LOẠI NHIÊN LIỆU SINH HỌC ĐƯỢC NGHIÊN CỨU VÀ SỬ DỤNG CHO PHƯƠNG TIỆN GIAO THÔNG	9
1.1.3 ETHANOL VÀ XĂNG SINH HỌC	11
1.1.4 PHƯƠNG TIỆN SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU LINH HOẠT	14
1.2 TỔNG QUAN VỀ PHẦN MỀM MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	17
1.2.1 TỔNG QUAN VỀ MÔ HÌNH HÓA	17
1.2.2 PHẦN MỀM MÔ PHỎNG AVL BOOST	19
CHƯƠNG II. NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH	21
2.1 CƠ SỞ LÝ THUYẾT CỦA PHẦN MỀM AVL BOOST	21
2.1.1 PHƯƠNG TRÌNH NHIỆT ĐỘNG	21
2.1.2 MÔ HÌNH CHÁY	24
2.1.3 MÔ HÌNH TRUYỀN NHIỆT	30
2.1.4 MÔ HÌNH HÌNH THÀNH PHÁT THẢI	34
2.1.5 MÔ HÌNH NHIÊN LIỆU	38
2.2 XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ 1NZFE	38

2.2.1 ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG TRONG MÔ PHÒNG	38
2.2.2 XÂY DỰNG MÔ HÌNH	39
CHƯƠNG III. TÍNH TOÁN MÔ PHÒNG TÍNH NĂNG KINH TẾ KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU LINH HOẠT	52
3.1 MỤC ĐÍCH TÍNH TOÁN MÔ PHÒNG	52
3.2 THIẾT BỊ THỬ NGHIỆM.....	53
3.2.1 SƠ ĐỒ THỬ NGHIỆM	53
3.2.2 CÁC THIẾT BỊ CHÍNH	54
3.3 CHUẨN HÓA MÔ HÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ.....	55
3.3.1 CHẾ ĐỘ TOÀN TẢI	55
3.3.3 CHẾ ĐỘ TẢI BỘ PHẬN	60
3.4 ĐÁNH GIÁ SỰ THAY ĐỔI TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ KHI SỬ DỤNG XĂNG SINH HỌC VỚI TỈ LỆ KHÁC NHAU.	61
3.4.1 TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ Ở CHẾ ĐỘ TOÀN TẢI...61	
3.4.2 TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ Ở CHẾ ĐỘ TẢI NHỎ	63
3.4.3 ẢNH HƯỞNG CỦA XĂNG SINH HỌC ĐẾN PHÁT THẢI	64
CHƯƠNG IV. TÍNH TOÁN LƯỢNG NHIÊN LIỆU CUNG CẤP VÀ GÓC ĐÁNH LỬA SỚM PHÙ HỢP VỚI TỈ LỆ CỒN TRONG XĂNG SINH HỌC	70
4.1 TÍNH TOÁN LƯỢNG NHIÊN LIỆU CUNG CẤP CHO ĐỘNG CƠ.....	70
4.2 TÍNH TOÁN ĐIỀU CHỈNH GÓC ĐÁNH LỬA SỚM	71
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI.....	74
DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ	76
TÀI LIỆU THAM KHẢO	77
PHỤ LỤC.....	78

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 1. 1 Số lượng xe FFV được sản xuất trên thế giới theo các năm.	16
Hình 1. 2 Mô hình một vùng cháy và hai vùng cháy	18
Hình 2. 1 Mô hình nhiệt động trong xy lanh	22
Hình 2. 2 Hiệu ứng cháy sát vách	29
Hình 2. 3 Nồng độ NO _x , HC, CO theo hệ số dư lượng không khí λ	35
Hình 2. 4 Mô hình mô phỏng động cơ 1NZFE trong phần mềm AVL - Boost	40
Hình 2. 5 Nhập thông số kết cấu và điều kiện biên cho phần tử xi lanh.....	41
Hình 2. 6 Thông số cần nhập trong mô hình truyền nhiệt Woschni 1978	42
Hình 2. 7 Thông số của xu páp nạp và xu páp thải	43
Hình 2. 8 Mô hình nhiều xu páp và cách tính hệ số Scale Factor trong mô hình.....	44
Hình 2. 9 Góc mở sớm của xu páp nạp động cơ 1NZFE	45
Hình 2. 10 Góc mở và độ nâng của xu páp nạp - thải.....	45
Hình 2. 11 Phần tử Injector – vòi phun	46
Hình 2. 12 Phần tử đường ống	47
Hình 2. 13 Phần tử System Boundary	48
Hình 2. 14 Nhập các thông số cho phần tử Engine.....	49
Hình 2. 15 Định nghĩa nhiên liệu E50.....	50
Hình 2. 16 Thiết lập các dạng nhiên liệu E0 và E50.....	51
Hình 3. 1 Sơ đồ bố trí thiết bị của băng thử động cơ nhiều xi lanh.....	54
Hình 3. 2 Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E0 ở 3500 v/ph ...	57
Hình 3. 3 Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E10 ở 3500 v/ph..	58

Hình 3. 4: Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E30 ở 3500 v/ph	59
Hình 3.. 5: Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E50 ở 3500 v/ph	60
Hình 3. 6 Công suất của động cơ khi sử dụng các nhiên liệu ở chế độ toàn tải.....	61
Hình 3. 7 Mô men của động cơ ở chế độ toàn tải	62
Hình 3. 8 Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ	62
Hình 3. 9 Công suất của động cơ sử dụng các nhiên liệu khác nhau.....	63
Hình 3. 10 Mô men của động cơ.....	63
Hình 3. 11 Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ ở chế độ tải nhỏ	64
Hình 3. 12 Phát thải của động cơ ở chế độ toàn tải	65
Hình 3. 13 Phát thải CO ₂ của động cơ ở chế độ toàn tải.....	65
Hình 3. 14 Phát thải HC của động cơ ở chế độ toàn tải	66
Hình 3. 15 Phát thải NO _x của động cơ ở chế độ toàn tải.....	66
Hình 3. 16 Phát thải CO của động cơ ở chế độ 40% tay ga	67
Hình 3. 17 Phát thải CO ₂ của động cơ ở chế độ 40% tay ga	68
Hình 3. 18 Phát thải HC của động cơ ở chế độ 40% tay ga	68
Hình 3. 19 Phát thải NO _x ở chế độ 40% tay ga.....	69
Hình 4. 1 Áp suất trong xi lanh và công suất động cơ	71
Hình 4. 2 Mô men của động cơ khi thay đổi góc đánh lửa sớm.....	72
Hình 4. 3 Áp suất trong xi lanh và công suất của động cơ.....	73

DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Diễn giải
ĐCĐT	Động cơ đốt trong
ĐCT	Điểm chết trên
ĐCD	Điểm chết dưới
VVT-i	Cơ cấu phân phối khí thông minh
PTN	Phòng thí nghiệm
ETB	Băng thử động lực học cao
APA	Phanh điện APA
THA 100	Bộ điều khiển tay ga
PUMA	Hệ thống điều khiển
CEBII	Tủ phân tích khí thải
EMCON	Hệ thống điều khiển động cơ và băng thử
MP	Mô phỏng
TN	Thử nghiệm
TB	Tuabin
FFV	Phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt
HC	Hydrocacbone
O ₂	Oxy
NO _x	Oxit nitơ
CO ₂	Cacbon dioxit
CO	Cacbon monoxit

LỜI NÓI ĐẦU

Hiện nay, động cơ đốt trong có vai trò rất quan trọng trong nền kinh tế quốc dân, giúp tăng đáng kể năng suất lao động của con người. Tuy nhiên việc gia tăng quá nhanh các phương tiện, thiết bị sử dụng động cơ đốt trong được cho là nguyên nhân chính gây ô nhiễm môi trường. Do vậy ngoài việc cải thiện các tính năng của động cơ như công suất, suất tiêu hao nhiên liệu ... thì giảm lượng khí thải phát ra môi trường đang được đặc biệt coi trọng. Giảm phát thải độc hại đang được nhiều hãng sản xuất động cơ đầu tư nghiên cứu, từ thay đổi kết cấu động cơ, xử lý khí thải bằng các bộ xúc tác và thay thế nhiên liệu truyền thống. Nghiên cứu nhiên liệu thay thế trong đó có nhiên liệu sinh học dần trở nên cấp thiết trong tình trạng nguồn nhiên liệu hóa thạch đang cạn kiệt. Một trong những loại nhiên liệu sinh học được sử dụng phổ biến trên phương tiện giao thông hiện nay là cồn ethanol dưới dạng phối trộn với xăng khoáng theo tỉ lệ nhất định hay còn được gọi là xăng sinh học. Để sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ bất kỳ, nhiều nước trên thế giới đã nghiên cứu chuyển đổi và thiết kế mới phương tiện nhiên liệu linh hoạt (Flexible Fuel Vehicle – FFV). Phương tiện nhiên liệu linh hoạt là phương tiện có thể sử dụng xăng sinh học có nồng độ cồn ethanol thay đổi từ E0 đến E100, thường là đến E85. Do cồn ethanol có một số tính chất khác biệt so với xăng thông thường nên khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn ethanol lớn trên động cơ xăng cần hiệu chỉnh lại động cơ.

Chính những vấn đề thực tiễn trên nên em chọn đề tài **“Tính toán mô phỏng động cơ xăng thông thường khi chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu linh hoạt”**.

Đề tài này thực hiện nghiên cứu tính toán lượng nhiên liệu cung cấp và góc đánh lửa sớm phù hợp với tỷ lệ cồn trong xăng sinh học nhằm đảm bảo tính năng kỹ thuật của động cơ bằng phần mềm mô phỏng AVL Boost.

Dưới sự hướng dẫn của thầy **PGS.TS. Phạm Hữu Tuyển** cùng với sự hỗ trợ của các thầy cô trong Bộ môn và Phòng thí nghiệm Động cơ Đốt trong Trường Đại học Bách khoa Hà Nội đã giúp đỡ, tạo điều kiện để em hoàn thành luận văn này. Mặc dù đã rất cố gắng nhưng trong quá trình thực hiện không thể tránh khỏi những thiếu sót. Kính mong nhận được sự góp ý của quý thầy cô.

Em xin chân thành cảm ơn!

Hà nội, ngày ... tháng ... năm 2015.
Học viên thực hiện

Bùi Thái Sơn

MỞ ĐẦU

I. LÝ DO CHỌN ĐỀ TÀI

Sự phát triển nóng của nền kinh tế và bùng nổ dân số ở Việt Nam những năm gần đây đã dẫn đến việc gia tăng nhanh chóng các phương tiện giao thông, đặc biệt là ở các thành phố lớn như Hà Nội, Hồ Chí Minh ... Hiện nay, nước ta có tới khoảng 3 triệu ô tô các loại và trên 26 triệu xe máy. Lượng phát thải gây ô nhiễm môi trường từ các phương tiện giao thông cũng có xu hướng gia tăng. Khí thải của các phương tiện giao thông này là một phần của tác nhân gây biến đổi khí hậu toàn cầu. Việt Nam là một trong năm quốc gia chịu ảnh hưởng nặng nề nhất của quá trình biến đổi khí hậu. Vấn đề cắt giảm phát thải độc hại được đặt ra không chỉ cho các nhà quản lí, nhà doanh nghiệp mà còn cho toàn xã hội.

Sử dụng các loại nhiên liệu thay thế trong đó có xăng sinh học là một giải pháp hữu hiệu cho vấn đề trên. Xăng sinh học là hỗn hợp của xăng khoáng và cồn ethanol theo một tỉ lệ nhất định về thể tích. Cồn ethanol có nguồn gốc từ thực vật như ngô, sắn, mía và biomass nói chung do đó đây là nhiên liệu có khả năng tái tạo. Để sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ bất kỳ, nhiều nước trên thế giới đã nghiên cứu chuyển đổi và thiết kế mới phương tiện nhiên liệu linh hoạt. Hiện nay, nước ta đã sử dụng rộng rãi xăng E5 và có lộ trình để sử dụng xăng E10. Nhằm nghiên cứu các ảnh hưởng của xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn tới động cơ cũng như điều chỉnh các thông số làm việc của động cơ để phù hợp với việc sử dụng các loại nhiên liệu sinh học có tỉ lệ cồn khác nhau, em chọn đề tài **“Tính toán mô phỏng động cơ xăng thông thường khi chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu linh hoạt”**.

Đề tài được nghiên cứu nhằm đánh giá ảnh hưởng của xăng sinh học có tỉ lệ cồn khác nhau đến công suất, suất tiêu hao nhiên liệu và phát thải của động cơ cũng như điều chỉnh các thông số làm việc của động cơ để đảm bảo các tính năng kĩ thuật khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn.

Kết quả của đề tài có ý nghĩa thực tiễn đối với các nhà sản xuất và cải tiến động cơ đồng thời đóng góp cơ sở khoa học cho các chính sách phát triển nhiên liệu sinh học ở Việt Nam.

II. MỤC ĐÍCH, ĐỐI TƯỢNG, PHẠM VI NGHIÊN CỨU CỦA ĐỀ TÀI

Đề tài nghiên cứu đánh giá sự thay đổi các tính năng kinh tế - kĩ thuật của động cơ khi sử dụng xăng sinh học với tỉ lệ cồn khác nhau trong trường hợp không thay đổi các thông số làm việc của động cơ và nghiên cứu điều chỉnh các

thông số làm việc của động cơ để đảm bảo các tính năng kỹ thuật khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn.

Đề tài nghiên cứu tính năng kỹ thuật của động cơ 1NZFE của hãng Toyota khi sử dụng xăng RON92 (E0), E10, E30, E50 và E85 thông qua mô phỏng bằng phần mềm AVL Boost. Các mô hình được hiệu chuẩn với kết quả thực nghiệm trên băng thử động cơ. Đề tài cũng tiến hành điều chỉnh các thông số làm việc của mô hình động cơ đã xây dựng để đảm bảo tính năng khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn.

III. NỘI DUNG CỦA LUẬN VĂN

- Tổng quan vấn đề nghiên cứu giới thiệu khái quát về nhiên liệu sinh học cũng như phần mềm AVL Boost mô phỏng động cơ đốt trong.
- Nghiên cứu lý thuyết và xây dựng mô hình trình bày cơ sở lý thuyết của phần mềm AVL Boost và tiến hành xây dựng mô hình động cơ 1NZFE trên phần mềm.
- Tính toán mô phỏng tính năng kinh tế - kỹ thuật của động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt mô tả quá trình xây dựng thí nghiệm, tiến hành chuẩn hóa mô hình đã xây dựng trên cơ sở các kết quả thí nghiệm và qua đó đánh giá sự thay đổi các tính năng của động cơ khi sử dụng xăng sinh học với các tỉ lệ cồn khác nhau.
- Tính toán lượng nhiên liệu cung cấp và góc đánh lửa sớm phù hợp với tỉ lệ cồn trong xăng sinh học để đảm bảo tính năng của động cơ.
- Đề tài cũng đưa ra một số kết luận và kiến nghị để hoàn thiện nghiên cứu.

CHƯƠNG I. TỔNG QUAN VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

1.1 TỔNG QUAN VỀ NHIÊN LIỆU SINH HỌC

1.1.1 TÍNH CẤP THIẾT

Năng lượng và nhiên liệu có vai trò quan trọng hàng đầu trong sự phát triển kinh tế - xã hội của nhân loại. Cùng với sự bùng nổ kinh tế và dân số trên toàn thế giới, nhu cầu sử dụng nhiên liệu ngày một tăng cao. Trong khi nguồn nhiên liệu hóa thạch đang dần cạn kiệt và không thể tái tạo. Chính nhu cầu này đã làm nảy sinh nhiều cuộc khủng hoảng và xung đột chính trị trên thế giới. Việc sử dụng các nguồn nhiên liệu hóa thạch cũng là nguyên nhân gây ô nhiễm môi trường, biến đổi khí hậu trên toàn thế giới. Thuật ngữ “Hiệu ứng nhà kính” mà chúng ta đã biết được dùng để chỉ hiện tượng Trái đất nóng lên mà nguyên nhân chính là khí CO₂. Khí CO₂ là sản phẩm của quá trình đốt cháy các nhiên liệu hóa thạch. Khi mà nhu cầu sử dụng nhiên liệu tăng cao như hiện nay thì lượng khí CO₂ đã tăng 30% so với thời kỳ tiền công nghiệp.

Để đảm bảo được an ninh năng lượng, tăng trưởng kinh tế và giảm thiểu ô nhiễm môi trường, chúng ta phải có chiến lược kết hợp sử dụng hợp lý các nguồn nhiên liệu hóa thạch với phát triển sử dụng các nguồn nhiên liệu thay. Chính vì những lý do đó, nhiều quốc gia và các hãng sản xuất ô tô lớn trên thế giới trong vài thập kỷ qua đã đầu tư cho nghiên cứu và phát triển các loại phương tiện sử dụng các dạng nhiên liệu sạch thay thế, trong đó có nhiên liệu sinh học.

1.1.2 CÁC LOẠI NHIÊN LIỆU SINH HỌC ĐƯỢC NGHIÊN CỨU VÀ SỬ DỤNG CHO PHƯƠNG TIỆN GIAO THÔNG

Nhiên liệu sinh học (Biofuels) là loại nhiên liệu được hình thành từ các hợp chất có nguồn gốc động thực vật. Ví dụ như nhiên liệu chế xuất từ chất béo của động thực vật (mỡ động vật, dầu dừa,...), ngũ cốc (lúa mì, ngô, đậu tương, sắn,...), chất thải trong nông nghiệp (rơm rạ, phân,...), sản phẩm trong công nghiệp (mùn cưa, sản phẩm gỗ thải,...)

Nhiên liệu sinh học có nhiều ưu điểm nổi bật so với các loại nhiên liệu truyền thống như:

- Thân thiện với môi trường: sinh ra ít khí gây hiệu ứng nhà kính (CO₂, CO, N₂O,...) nên ít gây ô nhiễm môi trường hơn các loại nhiên liệu truyền thống.
- Nguồn nhiên liệu tái sinh: các nhiên liệu này lấy từ hoạt động sản xuất nông, lâm nghiệp và có thể tái sinh.

- Giá thành thấp: Nhiên liệu sinh học có thể sản xuất từ các phụ phẩm trong nông nghiệp như rơm, rạ, thân cây,... nếu tận dụng được những nguồn nguyên liệu thô này sẽ giúp giảm giá thành nhiên liệu sinh học.

Tuy nhiên nhiên liệu sinh học cũng có một số nhược điểm như:

- Phát triển nhiên liệu sinh học có nguồn gốc từ thực vật yêu cầu diện tích canh tác lớn dẫn đến việc cạnh tranh diện tích canh tác với các cây lương thực khác do đó sẽ làm giá lương thực tăng cao, nếu phát triển không hợp lý có thể gây đe dọa tới an ninh lương thực.

- Phát triển nhiên liệu sinh học có nguồn gốc từ động thực vật còn gặp phải một khó khăn nữa đó là phụ thuộc rất nhiều vào điều kiện thời tiết, dịch bệnh nếu điều kiện không thuận lợi thì quá trình sản xuất không thể diễn ra liên tục được.

- Đầu tư cho công nghệ sản xuất nhiên liệu sinh học tiên tiến có giá vốn cao.

- Nhiên liệu sinh học khó cất giữ và bảo quản hơn so với nhiên liệu truyền thống (dễ bị biến tính phân hủy theo thời gian).

Hiện nay, có nhiều loại nhiên liệu sinh học được nghiên cứu và ứng dụng gồm:

1.1.2.1. Nhiên liệu lỏng

- Nhiên liệu Diesel sinh học (Biodiesel)

Diesel sinh học là một loại nhiên liệu có tính chất tương đương với nhiên liệu dầu diesel nhưng không phải được sản xuất từ dầu mỏ mà được sản xuất từ dầu thực vật hay mỡ động vật bằng phản ứng chuyển hóa ester.

- Nhiên liệu sinh học gốc rượu (Ancol)

Nhiên liệu sinh học gốc rượu là một hợp chất hữu cơ chứa nhóm $-OH$.

Ethanol (C_2H_5OH): là chất lỏng, không màu, mùi thơm, nhẹ hơn nước, dễ bay hơi, sôi ở nhiệt độ $78,39^{\circ}C$, hóa rắn ở $-114,15^{\circ}C$, dễ cháy và khi cháy không có khói. Ethanol được chế biến thông qua quá trình lên men các sản phẩm hữu cơ. Ethanol thường được pha với xăng để làm nhiên liệu cho động cơ đốt trong.

1.1.2.2. Khí sinh học (Biogas)

Biogas hay khí sinh học là hỗn hợp khí methane (CH_4) và một số khí khác phát sinh từ sự phân huỷ các vật chất hữu cơ trong môi trường yếm khí. Thành phần chính của Biogas là CH_4 (50-60%) và CO_2 (>30%) còn lại là các chất khác như hơi nước N_2 , O_2 , H_2S , CO , ... được thủy phân trong môi trường yếm khí, xúc tác nhờ nhiệt độ từ $20-40^{\circ}C$, do đó có thể sử dụng biogas làm nhiên liệu cho động cơ đốt trong. Để sử dụng biogas làm nhiên liệu thì phải xử lý biogas trước khi sử dụng tạo nên hỗn hợp nổ với không khí. Khí H_2S có thể ăn mòn các chi tiết trong động cơ, sản phẩm của nó là SO_x cũng là một khí rất độc. Hơi nước có hàm lượng nhỏ nhưng

ảnh hưởng đáng kể đến nhiệt độ ngọn lửa, giới hạn cháy, nhiệt trị thấp và tỷ lệ không khí/nhiên liệu của Biogas.

1.1.3 ETHANOL VÀ XĂNG SINH HỌC

1.1.3.1 Ưu, nhược điểm của Ethanol và xăng sinh học so với xăng

Ưu điểm của ethanol so với xăng:

- Ethanol là chất bay hơi ở nhiệt độ khá thấp nhưng lại có tính háo nước rất lớn, có thể tan vô hạn trong nước và trong nhiều chất hữu cơ, vô cơ khác.
- Ethanol không có màu và có mùi thơm, ngọn lửa của nó không màu.
- Vì ethanol là hợp chất Hydrocacbon có chứa oxy nên lượng không khí cần để đốt là 9 (kgkk/kgnl) ít hơn nhiều so với xăng 14 (kgkk/kgnl). Điều này cũng tránh được quá trình cháy thiếu cục bộ oxy. Do đó làm cho quá trình đốt cháy nhiên liệu được hoàn toàn hơn và giảm sự phát thải khí CO và HC.
- Chỉ số Octan cao, tức là khả năng chống kích nổ tốt, do vậy cho phép tối ưu hóa việc thiết kế và vận hành động cơ (tỉ số nén lớn).
- Nhiệt ẩn hóa hơi của ethanol cao dẫn đến hiệu ứng làm lạnh môi chất nạp. Do đó nạp được đầy hỗn hợp hơn vào trong xy lanh của động cơ, kết hợp với nhiệt trị thể tích của hỗn hợp ethanol gần bằng của xăng, cho nên công suất của động cơ dùng ethanol có thể lớn hơn khi dùng xăng.

Nhược điểm:

- Do có oxy trong thành phần nhiên liệu (khoảng 35% trọng lượng) dẫn đến nhiệt trị của ethanol thấp hơn xăng. Do vậy tiêu hao nhiên liệu tính trên cùng một quãng đường chạy xe nhiều hơn so với dùng xăng.
- Nhiệt ẩn hóa hơi của ethanol cao và nhiệt độ bay hơi khá cao (78°C) làm cho khó khởi động lạnh xe.
- Hiện tượng đẳng phí của ethanol với các hydrocacbon nhẹ trong xăng làm cho sự hao hụt do bay hơi tăng.
- Khó tách ethanol ra khỏi nước do hiện tượng đồng sôi của ethanol với nước. Hàm lượng nước trong ethanol lớn hơn 1% sẽ tạo ra sự phân lớp khi pha vào xăng. Nếu không bảo quản tốt thì một phần nhỏ ethanol bị oxy hóa thành acid axetic gây ăn mòn động cơ.

1.1.3.2 Phương pháp sản xuất Ethanol

Ethanol nguyên chất có thể được sản xuất từ rất nhiều nguồn. Với mỗi nguồn nguyên liệu khác nhau sẽ có các quy trình sản xuất tương ứng nhưng nhìn chung lại có hai phương pháp phổ biến:

- Hydrat hóa ethylen

Ethanol được sử dụng như là nguyên liệu công nghiệp và thông thường nó được sản xuất từ các nguyên liệu dầu mỏ, chủ yếu là thông qua phương pháp hydrat hóa ethylen trên xúc tác axit, được trình bày theo phản ứng hóa học sau. Cho ethylen ($\text{H}_2\text{C}=\text{CH}_2$) hợp nước ở 300°C áp suất 70 – 80 atm với xúc tác là axit photphoric:



- Phương pháp lên men:

Trong đó chủ yếu là glucose và xenluloze chuyển thành ethanol và khí CO_2 .

Với các loại ngũ cốc thì người ta tách tinh bột và cần thủy phân bởi các enzymes để thu được đường rồi mới lên men.

Công nghệ lên men để sản xuất ethanol có thể được tóm tắt như sau :

Đầu tiên là thủy phân tinh bột để thu được đường. Tiếp sau là lên men đường. Rồi chưng cất ethanol để thu được ethanol nguyên chất. Có hai giai đoạn chưng cất: Giai đoạn đầu, thu được loại ethanol 96%. Giai đoạn sau, khử nước để có ethanol aldehyd (99,5% tối thiểu, theo khối lượng).

Ở Việt Nam và các nước chủ yếu sử dụng các loại nguyên liệu có nguồn gốc xenlulozo hoặc dạng tinh bột :



Tuy nhiên sản xuất theo nguyên tắc chung như trên tỷ lệ ethanol chỉ nhỏ hơn 10% thể tích trong dung dịch với nước và chất bã do vậy muốn khử hết nước để đạt được ethanol nguyên chất (99%) có thể dùng phương pháp như chưng cất hoặc dùng chất phụ gia hoặc xúc tác để khử như CaCO_3 , canxiclorua khan, chưng cất ba chất đồng thời như ethanol, nước và thêm chất benzen. Để có được ethanol tuyệt đối là việc làm khá khó khăn và có thể dẫn tới chi phí để sản xuất ra ethanol tăng, giảm hiệu quả kinh tế.

1.1.3.3 Tình hình sản xuất và tiêu thụ xăng ethanol trên thế giới ở Việt Nam

- Brazil: Bắt nguồn từ khủng hoảng dầu mỏ 1972, Brazil có kế hoạch sản xuất xăng sinh học, và hiện nay dẫn đầu thế giới về sản xuất và sử dụng xăng ethanol và diesel sinh học. Năm 2006 Brazil đã có trên 325 nhà máy ethanol, và khoảng 60 nhà máy khác đang xây dựng, để sản xuất xăng ethanol từ mía (đường, nước mật, bã mía), và ngô.

Năm 2005, Brazil sản xuất 16 tỷ lít ethanol, chiếm 1/3 sản xuất toàn cầu. Năm 2006, Brazil sản xuất được 17.8 tỷ lít ethanol.

Ngày nay, diện tích trồng mía ở Brazil là 10.3 triệu ha, một nửa sản lượng mía dùng sản xuất xăng ethanol, nửa kia dùng sản xuất đường. Giá xăng ethanol được bán bằng nửa giá xăng thường tại Brazil.

- Hoa Kỳ: Hoa kỳ sản xuất Ethanol từ ngô, hạt sorgho và thân cây sorgho đường, và củ cải đường. Khoảng 17% sản lượng ngô sản xuất hàng năm ở Hoa Kỳ dùng để sản xuất ethanol. Hãng General Motor đang thực hiện dự án sản xuất E85 từ cellulose (thân cây ngô), và hiện có khoảng hơn 4 triệu xe hơi chạy bằng E85.
- Canada: Chỉ tiêu cho năm 2010 là 45% toàn quốc tiêu thụ xăng E10.
- Tại châu Âu: Liên minh Âu châu (EU) ra biểu quyết chung là mỗi quốc gia phải sản xuất cung cấp 5.75% xăng-sinh-học vào năm 2010, và 10% năm 2020 cho nước mình.

Đức là nước tiêu thụ nhiều nhất xăng sinh học trong cộng đồng châu Âu, khoảng 2.8 triệu tấn diesel sinh học, 0.71 triệu tấn dầu thực vật (tinh khiết) và 0.48 triệu tấn ethanol.

Pháp là nước thứ hai tiêu thụ nhiều ethanol sinh học trong cộng đồng châu Âu năm 2006, khoảng 1.07 triệu tấn ethanol và diesel sinh học.

Thụy Điển có chương trình chấm dứt hoàn toàn nhập cảng xăng cho xe hơi vào năm 2020, thay vào đó là sử dụng xăng sinh học. Hiện nay, 20% xe ở Thụy Điển chạy bằng xăng sinh học, nhất là xăng ethanol. Để khuyến khích sử dụng xăng sinh học, chính phủ Thụy Điển không đánh thuế lên xăng sinh học, trợ cấp xăng sinh học rẻ hơn 20% so với xăng thường ...

Vương quốc Anh: chỉ tiêu 5% xe giao thông sử dụng xăng sinh học năm 2010. Hiện tại các xe bus đều chạy xăng sinh học. hãng hàng không Virgin bắt đầu sử dụng xăng sinh học cho máy bay liên lục địa.

- Tại châu Á: Các nước trong khu vực châu Á cũng là những nước sản xuất một lượng lớn Ethanol trên thế giới.

Trung quốc: Năm 2005, sản xuất 920,000 tấn ethanol và khoảng 200,000 tấn diesel sinh học. Chỉ tiêu sản xuất 300 triệu tấn ethanol vào 2020.

Hiện tại sản xuất xăng E10 ở 5 tỉnh phía nam, cung cấp 16% nhiên liệu cho toàn xe hơi ở Trung Quốc. Trung Quốc cũng trợ cấp khoảng 163 USD cho mỗi tấn xăng ethanol.

Ấn Độ: Chính phủ có chính sách sử dụng xăng ethanol E5 hiện nay, sẽ tăng lên E10 và E20 trong những năm tới. Ấn Độ gia tăng diện tích trồng cây dầu lai để sản xuất diesel sinh học, và diện tích canh tác mía cho xăng ethanol.

Thái Lan. Từ năm 1985, Thái Lan đã bắt đầu nghiên cứu sản xuất xăng sinh học. Ủy ban Nhiên liệu sinh học được thành lập năm 2001 để điều hành, và xăng E10 đã bắt đầu bán ở các trạm xăng từ 2003.

- Ở Việt Nam, tổng sản lượng ethanol là tương đối lớn, vào khoảng 500 triệu lít/năm. Hiện nay, nước ta đang khuyến khích sử dụng xăng E5 thay cho xăng thông thường. Tuy nhiên vẫn chưa thể sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn cho động cơ. Do việc chuyển đổi từ động cơ sử dụng xăng thông thường sang sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn cần có sự điều chỉnh về kỹ thuật. Nhưng ở Việt Nam chưa có nhiều đơn vị nào tiến hành các nghiên cứu này.

1.1.4 PHƯƠNG TIỆN SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU LINH HOẠT

1.1.4.1. Khái niệm

Phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt hay Flexible Fuel Vehicles (FFV) là một chiếc xe có thể chạy được với nhiều loại nhiên liệu khác nhau. Những chiếc xe này có thể vận hành bằng xăng thông thường hoặc hỗn hợp nhiên liệu của xăng và ethanol với tỉ lệ khác nhau, thường đến 85% (E85) và có thể đến E100.

Hệ thống điện tử điều khiển động cơ tự động phát hiện loại nhiên liệu đang được sử dụng và điều chỉnh các thông số cần thiết đối với xe. Điều này làm cho những chiếc xe sử dụng nhiên liệu linh hoạt tiết kiệm nhiên liệu. Cũng giống như những chiếc xe chạy bằng nhiên liệu xăng thông thường, xe FFV cũng chỉ có một bình chứa nhiên liệu. Những chiếc xe FFV hạng nhẹ như sedan, xe bán tải và xe tải nhỏ được thiết kế để có thể chạy trên nền nhiên liệu với ít nhất là 15% xăng nguyên chất là để đảm bảo có thể khởi động được trong thời tiết lạnh.

Nhiên liệu chứa ethanol gây ăn mòn các chi tiết bằng cao su và kim loại. Vì vậy một số thành phần động cơ tiếp xúc với ethanol có thể cần phải được thay thế bằng một loại vật liệu không phân hủy.

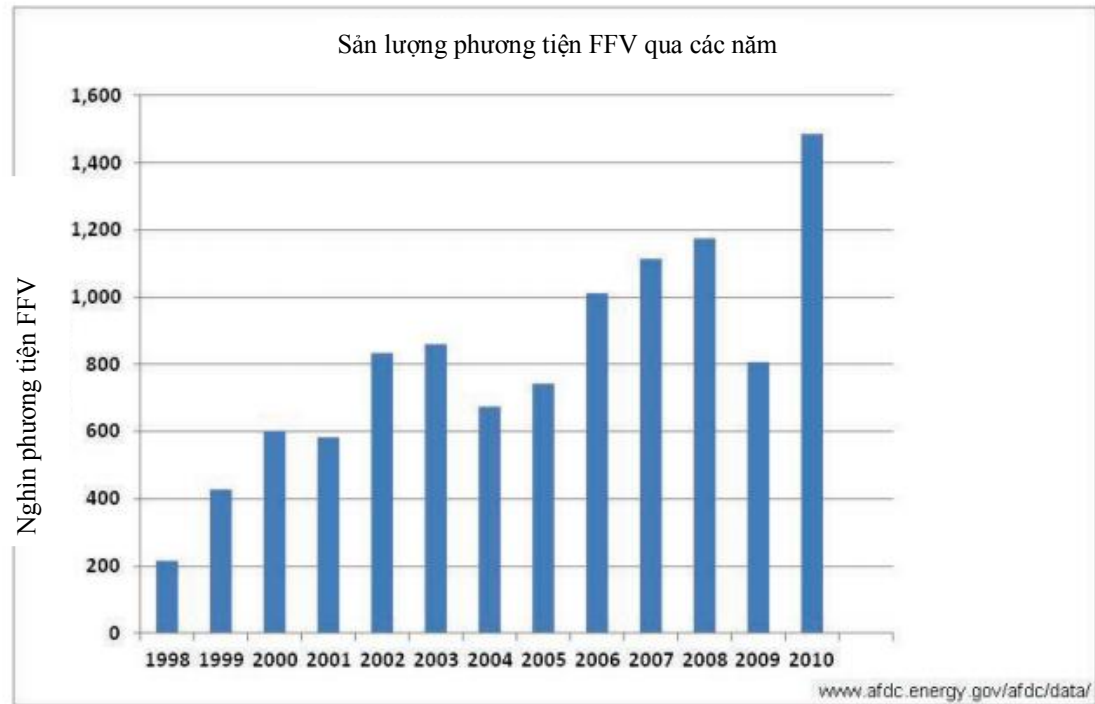
1.1.4.2 Những yêu cầu của phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt

- Động cơ có khả năng điều chỉnh: Lượng nhiên liệu phun và góc đánh lửa sớm được điều khiển trực tiếp bởi hệ thống điều khiển trên xe, kiểm soát quá trình đốt cháy, có khả năng khởi động nguội, chất lượng khí thải đáp ứng yêu cầu.
- Các chi tiết bên trong động cơ: piston, xéc măng, xu páp, và các chi tiết khác phải được làm bằng những vật liệu có khả năng tương thích được với ethanol, giảm thiểu những tác động làm hại đến nhiên liệu.

- Hệ thống nhận dạng nhiên liệu: Các cảm biến sẽ tự động phân tích được các thành phần của nhiên liệu và điều chỉnh động cơ hoạt động với hỗn hợp xăng ethanol khác nhau.
- Hệ thống phun nhiên liệu: Phải được làm bằng vật liệu có khả năng tương thích với ethanol và được thiết kế sao cho có dải hoạt động lớn hơn để bù lại cho mật độ năng lượng thấp của ethanol.
- Đường dẫn nhiên liệu: Phải được làm bằng vật liệu tương thích với nhiên liệu ethanol, các miếng đệm, ống nhiên liệu cao su cũng là loại vật liệu chịu được các loại nhiên liệu có tỷ lệ cồn khác nhau.
- Bình nhiên liệu: Phải được làm bằng vật liệu tương thích với các nhiên liệu ethanol khác nhau và được thiết kế để giảm thiểu khả năng bay hơi cũng như hấp thụ hơi nước từ môi trường bên ngoài.
- Hệ thống bơm nhiên liệu: Các chi tiết tiếp xúc trực tiếp với nhiên liệu trong bơm phải được làm từ vật liệu có khả năng tương thích với ethanol và kích thước đủ lớn để xử lý lượng nhiên liệu lớn hơn cần thiết để bù đắp lại cho mật độ năng lượng thấp của ethanol.
- Hệ thống điện và dây dẫn: Hệ thống điện phải được cách ly và khả năng dẫn điện tốt hơn cộng với khả năng bị ăn mòn ít hơn (nếu tiếp xúc với nhiên liệu).

1.1.4.3 Triển vọng phát triển phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt

Hình 1.1 thể hiện lượng phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt được sản xuất ra trên toàn thế giới từ năm 1998 đến 2010.



Hình 1. 1 Số lượng xe FFV được sản xuất trên thế giới theo các năm.

Từ đồ thị có thể thấy rằng sản lượng xe FFV sản xuất ra trên thế giới ngày một tăng cao, điều này chứng tỏ rằng con người đã ngày càng quan tâm hơn đến xe chạy trên nhiên liệu có khả năng cải thiện môi trường, giảm tỷ lệ phát thải chất thải độc hại ra môi trường sống. Việc chính phủ một số quốc gia công nghiệp hàng đầu như Mỹ, Nhật, Trung Quốc, Brazil bắt buộc sử dụng nhiên liệu xăng phải có sự pha trộn một tỷ lệ ethanol vào, cũng như áp dụng các chính sách tài chính ưu đãi sẽ làm cho lượng xe FFV được sản xuất và tiêu thụ ngày một phổ biến hơn. Các hãng sản xuất xe hàng đầu thế giới như General Motors, Chrysler, Mercedes, Toyota, Nissan... cũng đã vào cuộc để nghiên cứu, chế tạo loại phương tiện này.

1.2 TỔNG QUAN VỀ PHẦN MỀM MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.2.1 TỔNG QUAN VỀ MÔ HÌNH HÓA

Mô hình hóa trong khoa học và kỹ thuật, có thể được coi như là quá trình mô tả các hiện tượng vật lý trong một hệ thống bằng cách sử dụng các phương trình toán học tùy thuộc vào trường hợp cụ thể và có các phương pháp giải quyết tương đồng để hiểu hơn về bản chất của hiện tượng cần nghiên cứu. Thông thường, việc mô hình hóa giúp việc thiết kế các thiết bị tốt hơn nhờ việc có hiểu biết hơn về các quá trình vật lý cơ bản xảy ra bên trong. Các hoạt động mô phỏng động cơ trong những năm gần đây, phần lớn đã được tập trung theo hướng thiết kế cải tiến để các loại động cơ hoạt động tốt hơn với lượng khí thải độc hại giảm đi.

Ngày nay, với sự phát triển mạnh mẽ của công nghệ máy tính, nhiều công ty gia công phần mềm đã ra đời cùng với đó là sự xuất hiện của hàng loạt các phần mềm tính toán – mô phỏng và trở thành công cụ cần thiết của các kỹ sư. Bản chất của quá trình mô phỏng là dùng các phần tử có sẵn của phần mềm để mô tả các chi tiết phức tạp trong thực tế với các điều kiện biên hợp lý và sau đó giải các phương trình đặc trưng bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Với việc sử dụng các phần mềm tính toán – mô phỏng các nhà thiết kế có thể mô hình hóa các đối tượng phức tạp bằng các mô hình đơn giản, trực quan. Ta có thể loại bỏ các thí nghiệm không cần thiết và lặp đi lặp lại quá trình tính toán để tìm ra các thông số thiết kế phù hợp với các yêu cầu thực tế. Qua đó sẽ giảm đáng kể chi phí thực nghiệm và thời gian thiết kế.

Có nhiều phương pháp mô phỏng động cơ đốt trong. Trong đó, mô hình mô hình vô hướng là đơn giản nhất. Mô hình vô hướng được phân chia thành:

- Mô hình một vùng
- Mô hình hai vùng
- Mô hình nhiều vùng

Trong mô hình một vùng, chất lỏng làm việc trong động cơ được giả định là một hệ nhiệt động học và trao đổi khối lượng với môi trường xung quanh, năng lượng phát ra trong quá trình đốt cháy nhiên liệu được tính bằng cách áp dụng phương trình nhiệt động I cho hệ thống.

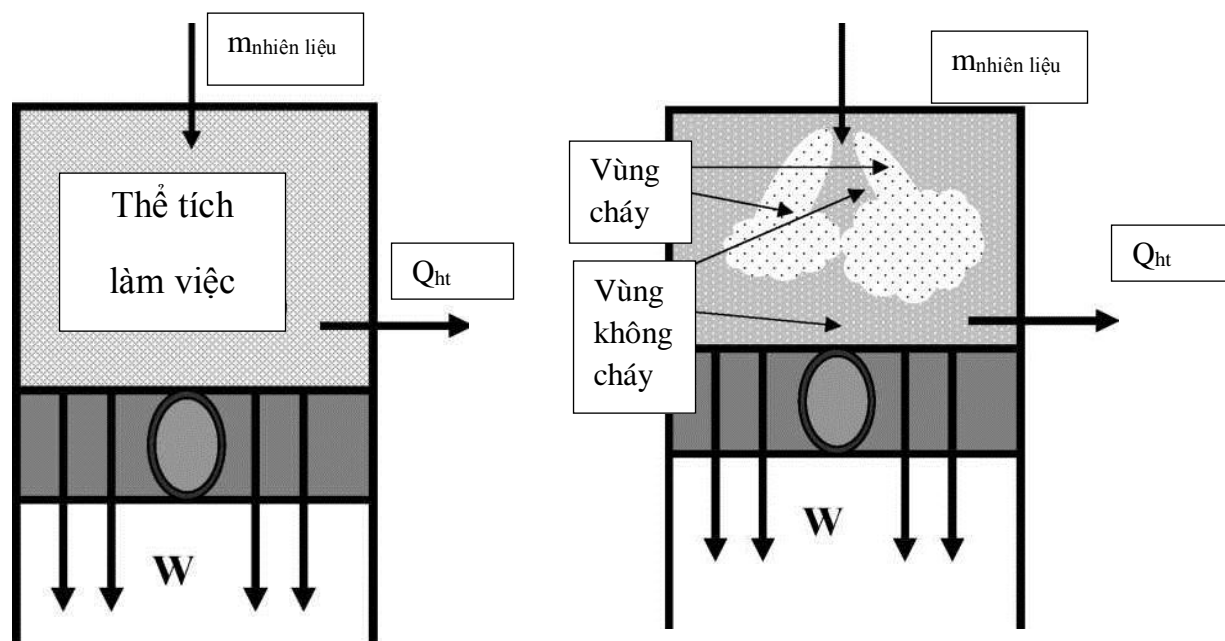
Trong mô hình hai vùng, các chất lỏng làm việc được coi gồm hai vùng, một vùng không cháy và một vùng cháy. Đây được coi là hai hệ nhiệt động học khác nhau, chúng trao đổi năng lượng và khối lượng với nhau và với môi trường xung

quanh. Tỷ lệ khối lượng cháy (hoặc áp suất trong xy lanh) là hàm của góc quay trục khuỷu, sau một số phép tính bằng cách giải các phương trình đơn giản từ kết quả của việc áp dụng định luật nhiệt động I cho mô hình hai vùng.

Một lưu ý ngắn gọn là thứ bậc khi đề cập đến bản chất của mô hình một vùng và mô hình hai vùng. Những mô hình này được sử dụng theo hai hướng khác nhau (xem hình 1.2).

Cả hai mô hình đã được sử dụng để dự đoán áp lực trong xy lanh như là một hàm của góc quay trục khuỷu từ giả thiết giải phóng năng lượng hoặc khối lượng đã đốt cháy (như một hàm của góc quay trục khuỷu).

Mục đích khác của mô hình nhằm xác định tỷ lệ giải phóng năng lượng so với khối lượng đốt cháy là hàm của góc quay trục khuỷu từ thực nghiệm để thu được dữ liệu áp suất trong xy lanh.



Hình 1. 2 Mô hình một vùng cháy và hai vùng cháy

Mô hình nhiều vùng phân tích thêm một bước nữa bằng cách xem xét cân bằng năng lượng và khối lượng trên nhiều vùng đã đạt được những kết quả gần hơn với thực tế.

Giả thiết cho một mô hình hai vùng điển hình:

- Các vùng cháy và vùng không cháy là các khí có tính chất khác nhau.

- Vùng không cháy được giả định bao gồm một hỗn hợp nhiên liệu-không khí. Mặc dù điều này có thể không chính xác cho quá trình đốt cháy động cơ diesel, nó là thực tế hơn cho động cơ xăng.
- Hằng số đặc trưng của khí ở các vùng cháy và vùng không cháy không thay đổi nhiều với sự thay đổi nhiệt độ và áp suất; hoặc nếu có sự thay đổi ở đây, thì chúng có thể được mô hình hóa phù hợp sử dụng các mối quan hệ rõ ràng giữa các hằng số này với tính chất của khí (T , p , $v.v$).
- Không có truyền nhiệt xảy ra từ vùng cháy vào vùng không cháy và ngược lại.
- Entanpy kết hợp với nhiên liệu phun vào thường là không đáng kể và có thể bỏ qua. Mất nhiệt qua khe có thể là đáng kể nhưng không được xét đến.
- Mức độ truyền nhiệt tức thời đủ để ước lượng nhiệt truyền cho thành xylanh.
- Áp lực tức thời trong cả hai khu vực là như nhau kể từ khi xuất hiện ngọn lửa trong buồng cháy.
- Công cần để chuyển môi chất từ vùng không cháy đến vùng cháy là không đáng kể.

Đối với việc thiết kế và cải tiến động cơ đốt trong nói riêng, việc tiếp cận để nghiên cứu quá trình nhiệt động xảy ra trong động cơ là vô cùng khó khăn và tốn kém. Vì vậy, việc áp dụng các phần mềm tính toán mô phỏng càng trở nên cần thiết hơn. Trên thế giới đã có nhiều hãng phát triển phần mềm chuyên dùng để tính toán, mô phỏng động cơ đốt trong. Đặc biệt với các gói phần mềm Boost, Fire, Excite, Brick... AVL Boost là phần mềm mô phỏng động cơ hàng đầu, có độ chính xác và tin cậy cao.

1.2.2 PHẦN MỀM MÔ PHỎNG AVL BOOST

AVL Boost là phần mềm mô phỏng động cơ được nhiều hãng chế tạo động cơ uy tín sử dụng như Audi, Volvo, Fiat ... và hiện phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong – Trường Đại học Bách khoa Hà Nội cũng đang tiến hành khai thác. AVL Boost có nhiều tính năng, diễn hình như:

- Mô phỏng chế độ làm việc, chế độ chuyển tiếp của động cơ với độ chính xác cao, thuận lợi cho thiết kế cũng như phân tích các quá trình nhiệt động và kiểm soát phát thải của động cơ.

- Tính toán thiết kế tối ưu hóa quá trình làm việc của động cơ: quá trình cháy, quá trình trao đổi khí, quá trình phát thải độc hại, ...
- Có thể mô phỏng đa dạng các loại động cơ: xăng hay diesel, 1 xy lanh hay nhiều xy lanh, động cơ 2 kỳ động cơ 4 kỳ...
- Có khả năng kết nối với các phần mềm khác (như MATLAB, Simulink, phần mềm CFD 3D AVL-Fire ...) để mô phỏng với các dữ liệu động.

Đối với bất kỳ phần mềm mô phỏng nào, việc xác định điều kiện ban đầu cho các phần tử là rất quan trọng. Với AVL Boost, để được kết quả có độ chính xác cao, người thiết kế phải nhập các điều kiện đầu vào hợp lý.

Luận văn sẽ trình bày chi tiết hơn về phần mềm AVL Boost trong chương II.

CHƯƠNG II. NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH

2.1 CƠ SỞ LÝ THUYẾT CỦA PHẦN MỀM AVL BOOST

2.1.1 PHƯƠNG TRÌNH NHIỆT ĐỘNG

Trong động cơ đốt trong, quá trình cháy xảy ra không thuận nghịch, biến hóa năng của nhiên liệu thành nhiệt năng. Trong các trường hợp chung, định luật nhiệt động thứ nhất được sử dụng để xác định mối tương quan giữa hai trạng thái đầu và trạng thái cuối.

Định luật này thể hiện mối quan hệ giữa sự biến thiên nội năng (Enthalpy) với sự biến thiên của nhiệt và công.

a) Phương trình nhiệt động I:

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

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

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

Trong đó:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$: là biến đổi nội năng bên trong xy lanh

$-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$: công chu trình thực hiện

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$: nhiệt lượng cấp vào

$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$: tổn thất nhiệt qua vách

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$: tổn thất enthalpy do lọt khí

m_c : khối lượng môi chất bên trong xy lanh

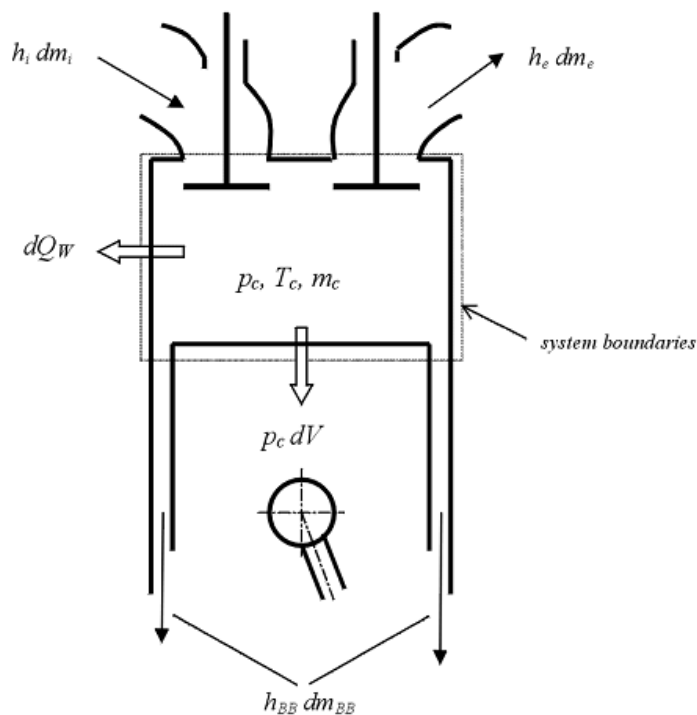
u : nội năng của hệ

p_c : áp suất bên trong xy lanh

V : thể tích xy lanh

Q_F	: nhiệt lượng do nhiên liệu cung cấp
Q_w	: nhiệt lượng tổn thất qua vách
α	: góc quay trục khuỷu
h_{BB}	: trị số enthalpy
$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$: biến thiên khối lượng dòng chảy
dm_i	: khối lượng phần tử lưu lượng vào xy lanh
dm_e	: khối lượng phần tử lưu lượng ra khỏi xy lanh
h_i	: enthalpy của khối lượng vào xy lanh
h_e	: enthalpy của của khối lượng ra khỏi xy lanh
q_{ev}	: nhiệt hóa hơi của nhiên liệu
f	: phần của nhiệt hóa hơi khi nạp vào xy lanh
m_{ev}	: lượng nhiên liệu hóa hơi

Hình 2.1 mô tả quá trình diễn ra trong xi lanh động cơ. Trong quá trình này, năng lượng của hệ được bảo toàn.



Hình 2. 1 Mô hình nhiệt động trong xy lanh

Phương trình 2.1 trên áp dụng cho cả động cơ hình thành hỗn hợp bên trong và bên ngoài buồng cháy. Tuy nhiên sự thay đổi thành phần hỗn hợp của hai trường hợp là khác nhau.

Đối với quá trình hình thành hỗn hợp bên trong xy lanh, ta có giả thiết:

- Nhiên liệu cấp vào xy lanh được đốt cháy tức thì.
- Sản phẩm cháy hòa trộn tức thì với khí nạp vào xy lanh thành hỗn hợp đồng nhất.
- Tỉ số A/F giảm dần từ giá trị lớn nhất tại thời điểm bắt đầu quá trình cháy tới giá trị cuối cùng ở điểm kết thúc quá trình cháy.

Đối với quá trình hình thành hỗn hợp bên ngoài xy lanh, ta có giả thiết:

- Hỗn hợp là đồng nhất tại thời điểm bắt đầu quá trình cháy.
- Tỉ số A/F không đổi trong suốt quá trình cháy.
- Hỗn hợp cháy và không cháy có nhiệt độ và áp suất giống nhau mặc dù có thành phần khác nhau.

Cùng với phương trình trạng thái của khí:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (2.3)$$

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:

$$\frac{dm}{dt} = A_{\text{eff}} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (2.4)$$

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_0 : Hằng số chất khí

ψ : Đối với dòng có vận tốc dưới vận tốc âm thanh,

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.5)$$

p_2 : áp suất tĩnh sau miệng hút

k : hệ số tỷ nhiệt

Đối với dòng có vận tốc ngang vận tốc âm thanh

$$\psi = \psi_{\text{max}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \quad (2.6)$$

Diện tích lưu thông có thể xác định thông qua hệ số dòng chảy $\mu\sigma$ (đo được)

$$A_{\text{eff}} = \mu\sigma \cdot \frac{d_{\text{vi}}^2 \cdot \pi}{4} \quad (2.7)$$

Trong đó:

$\mu\sigma$: hệ số dòng chảy tại cửa lưu thông

d_{vi} : đường kính để xupap

Hệ số dòng chảy $\mu\sigma$ 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.

2.1.2 MÔ HÌNH CHÁY

Mô hình cháy Fractal thích hợp cho mô phỏng hỗn hợp hình thành từ bên ngoài, đối với động cơ xăng thông số cơ bản điều chỉnh cháy là thay đổi thời gian cháy và thời điểm đánh lửa.

Mô hình cháy Fractal trong phần mềm AVL – Boost dự đoán tốc độ giải phóng nhiệt trong động cơ đốt trong có khí nạp đồng nhất. Mô hình này thường được dùng cho động cơ đánh lửa cưỡng bức, xét đến các thông số quan trọng sau:

- 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).

Phương trình nhiệt động ứng cho trường hợp cụ thể này của mô hình vùng cháy và không cháy được thể hiện lần lượt theo các phương trình 2.8 và 2.9:

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \quad (2.8)$$

$$\frac{d(m_u u_u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV_u}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\alpha} + h_u \cdot \frac{dm_B}{d\alpha} - h_{BB,u} \cdot \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha} \quad (2.9)$$

Trong đó, b là chỉ số thể hiện vùng cháy

u là chỉ số thể hiện vùng không cháy

$h_u \cdot \frac{dm_b}{d\alpha}$ bao gồm sự thay đổi enthalpy từ vùng không cháy đến vùng cháy do có sự chuyển đổi môi chất mới cho khí cháy. Sự trao đổi nhiệt giữa hai vùng được bỏ qua.

Ngoài ra, tổng thể tích thay đổi phải bằng thể tích xy lanh thay đổi và tổng thể tích hai vùng phải bằng thể tích xy lanh.

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \quad (2.10)$$

$$V_b + V_u = V \quad (2.11)$$

Mô hình cháy Vibe hai vùng được dùng để tính toán các điều kiện của sản phẩm cháy (vùng cháy) và duy trì khí nạp mới (vùng chưa cháy). Màng lửa được chuẩn bị kỹ càng lan truyền theo chuyển động rối xảy ra trong buồng cháy của động cơ đốt trong có bề dày rất mỏng và bề mặt gợn sóng mạnh. Diện tích màng lửa cháy A_T , do có sự gợn sóng nói trên nên lớn hơn nhiều so với diện tích diễn ra trong quá trình cháy tầng (A_L). Độ tăng diện tích bề mặt cháy (A_T/A_L) tương ứng với độ tăng

của tốc độ rơi so với trường hợp cháy tầng. Tốc độ cháy của khối lượng nhiên liệu được tính như sau:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_T S_L = \rho_u \left(\frac{A_T}{A_L} \right) A_L S_L \quad (2.12)$$

Phương trình 2.12 chỉ ra rằng tốc độ lan truyền màng lửa trong quá trình cháy rơi duy trì bằng với trường hợp cháy lớp, tuy nhiên, tốc độ cháy như nhau cũng có thể diễn đạt như là một hàm số của tốc độ rơi:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_S S_T = \rho_u \left(\frac{A_T}{A_L} \right) A_L S_L \quad (2.13)$$

$$\left(\frac{S_T}{S_L} \right) = \left(\frac{A_T}{A_L} \right) \quad (2.14)$$

Phương trình 2.13 cũng cho thấy tốc độ cháy có thể được tính toán dễ dàng khi biết độ tăng diện tích cháy. Tuy nhiên, cơ chế hình thành nếp gấp trên màng lửa vẫn chưa thật sự rõ ràng:

- Sự biến thiên cục bộ của nhiệt độ (có ảnh hưởng dạng hàm mũ tới tốc độ động học phản ứng) có thể gây ảnh hưởng tới tốc độ cháy cục bộ và sự biến dạng của ngọn lửa cháy.
- Quá trình giãn nở của khí cháy kết hợp với sự uốn cong của ngọn lửa tạo ra sự chuyển vị đối với các phân tử chất lỏng đi lân cận qua nó và sự biến dạng thủy động của ngọn lửa xảy ra.
- Xoáy lốc cũng tạo ra sự gợn sóng ngọn lửa đối lưu ở các quy mô khác nhau. Sự gợn sóng này sẽ bị bù trừ bởi quá trình cháy tầng cục bộ và kết quả là tạo ra một hiệu ứng “làm phẳng” sự biến dạng cục bộ của ngọn lửa.

Mức độ ảnh hưởng của các hiện tượng ở trên thay đổi theo chế độ làm việc của động cơ. Ở tốc độ quay cao của động cơ sự biến dạng bề mặt ngọn lửa rất mạnh và tạo ra sự đa kết nối bề mặt ngọn lửa với hỗn hợp chưa cháy đang tồn tại trong nó. Tuy nhiên, có thể chấp nhận rằng một phần liên quan của các vùng cháy diễn ra trong động cơ đốt trong có tồn tại bề mặt ngọn lửa dạng kết nối đơn và chủ yếu xảy ra sự gợn sóng do chuyển động đối lưu của trường dòng chảy rơi.

Dưới các giả thiết này có thể phát triển mô hình cháy tựa ổn định dựa trên khái niệm về hình học phân chia. Theo phương pháp này, bề mặt cầu lửa tron ban đầu - ngọn lửa cháy tầng A_L - sẽ được tạo các gợn sóng do sự hiện diện của xoáy lốc

ở các mức độ khác nhau. Sự tương tác giữa trường dòng chảy rối với màng lửa quyết định sự phát triển của bề mặt ngọn lửa rối A_T , lan truyền với tốc độ ngọn lửa tầng S_L . Nếu sự gợn sóng tương tự được giả thuyết trong khoảng tỷ lệ chiều dài $L_{\min} \div L_{\max}$, thì ngọn lửa tiên phong thể hiện đặc tính của đối tượng phân chia và bề mặt ngọn lửa cháy của nó có thể tính như sau:

$$\left(\frac{A_T}{A_L}\right) = \left(\frac{L_{\max}}{L_{\min}}\right)^{D_3-2} \quad (2.15)$$

Thay vào phương trình 2.12 cho phép tính toán tốc độ cháy một khi bề mặt cháy tầng A_L và tốc độ cháy S_L cũng như tỷ lệ gợn sóng ($L_{\min} \div L_{\max}$) và kích thước phân chia D_3 được ước lượng chính xác:

$$\left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{\text{fractals}} = \rho \left(\frac{L_{\max}}{L_{\min}}\right)^{D_3-2} \cdot A_L \cdot S_L \quad (2.16)$$

Chuyển động rối trong buồng cháy:

Trên cơ sở giả thiết nói trên, sự tính toán tỷ lệ gợn sóng ($L_{\min} \div L_{\max}$) cũng như kích thước phân chia D_3 phải phụ thuộc vào những đặc tính chuyển động rối trong xylanh. Sự đánh giá trong mô hình vô hướng là rất khó khăn; một số giải pháp có thể tìm được từ các tài liệu tham khảo hiện tại, trong đó có phương pháp K - k điều chỉnh dạng 2 phương trình sau đây:

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \dot{m}_{in} u_{in}^2 - P + K \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + K \frac{\dot{\rho}_u}{\rho_u} \quad (2.17)$$

$$\frac{dK}{dt} = P - \dot{m}\varepsilon + k \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + k \frac{\dot{\rho}_u}{\rho_u} \quad (2.18)$$

$$P = 0.3307 c_t \frac{K}{L_f} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.19)$$

$$\text{Trong đó: } K = \frac{1}{2} m U_f^2 \quad k = \frac{3}{2} m u'^2 \quad \varepsilon = \frac{u'^3}{L_f}$$

Trong các phương trình cân bằng trên, K là năng lượng động học của trường dòng chảy bình quân (U_f), đại lượng mà sự sinh ra và mất đi của nó chủ yếu liên quan đến lưu lượng dòng nạp và thải (\dot{m}_{in} và \dot{m}_{ex}); k là năng lượng động lực học của dòng chuyển động rối (giả thuyết là đẳng hướng); ε là tốc độ phân tán của k; P là đại lượng thể hiện sự hình thành rối đặc trưng cho sự truyền năng lượng giữa

trường dòng bình quân và trường dòng rối (năng lượng truyền động gián đoạn). Hệ số điều chỉnh c_t được đưa ra và giá trị là 1 thường được chọn.

Phương trình 2.19 được tích hợp tất cả các biến số của chu trình động cơ và sự chuyển động rối do sự thay đổi mật độ khí chưa cháy bên trong xy lanh trong suốt kỳ nén và giãn nở được bao hàm trong các phương trình K và k. Cuối cùng cường độ rối cũng được xác định. Mô hình trên cũng đưa ra khả năng để đánh giá tỷ lệ chiều dài Kolmogorov l_k dưới giả thuyết chuyển động rối đẳng hướng, giả định là:

$$l_k = \frac{L_I}{Re_t^{3/4}} \quad \text{với} \quad Re_t = \frac{u' L_I}{\nu_u} \quad \text{và} \quad L_I = c_l H \quad (2.20)$$

L_I : tỷ lệ chiều dài tổng, giả thiết tỷ lệ ($c_l = 0,2 \div 0,8$) với khe hở tức thời H bên trong xy lanh và ν_u là độ nhớt động học của hỗn hợp chưa cháy.

Đặc biệt, tỷ lệ chiều dài tổng và chiều dài Kolmogorov, L_I và L_k , được lựa chọn là tỷ lệ gọn sóng lớn nhất và nhỏ nhất trong phương trình 2.15, trong khi kích thước D_3 chủ yếu phụ thuộc vào tỷ số giữa cường độ rối u' và tốc độ cháy tầng S_L .

$$D_3 = \frac{2.35u' + 2.05S_L}{u' + S_L} \quad (2.21)$$

Mô hình cháy Fractal thực sự hiệu quả đối với ngọn lửa phát triển toàn bộ và xoay lốc mở rộng tự do.

Đánh lửa và cháy

Các hiện tượng phức tạp xảy ra sau khi đánh lửa, ngọn lửa dạng plasma và lan truyền từ nhân đám cháy. Nhân đám cháy được hình thành xong vào khoảng 200 ms sau khi đánh lửa, với ngọn lửa ổn định có dạng hình cầu bán kính khoảng 2 mm, quá trình lan truyền gọn sóng bắt đầu ở thời điểm cả bán kính cầu lửa tức thời và cường độ rối (tỷ lệ với tốc độ động cơ) tăng. Phương trình sau được đưa ra để tính toán tỷ lệ gọn sóng vô hướng của ngọn lửa.

$$\omega_{wr} = \frac{r_f}{r_{f,ref}} \frac{n}{n_{ref}} \quad (2.22)$$

Trong đó, $r_{f,ref}$ là bán kính điều chỉnh tham chiếu, có giá trị bằng 0,01; n_{ref} là tốc độ tham chiếu.

Phương trình 2.21 được điều chỉnh để tính đến sự tăng của kích thước phân chia liên quan đến sự tăng lên từ từ theo thời gian của gọn sóng trong ngọn lửa.

$$D_3 = \frac{D_{3,\max} u' + D_{3,\min} S_L}{u' + S_L} \quad (2.23)$$

$$D_{3,\min} = 2.05$$

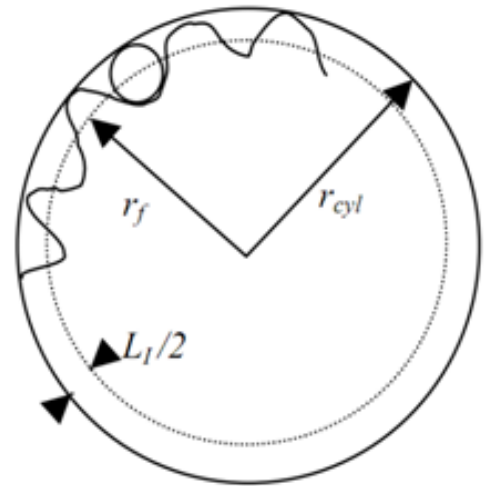
Ở phương trình này, thành phần đầu tiên của quá trình cháy sẽ được đặc trưng bằng đường kính phân chia rất gần với mức cực tiểu $D_{3,\min}$, thể hiện tốc độ cháy ban đầu gần với tốc độ cháy tầng. Lưu ý rằng giá trị nhỏ nhất của đường kính phân chia trong mọi trường hợp đều lớn hơn 2.

Điều này có thể bù trừ cho tốc độ cháy rất cao ở giai đoạn hình thành trung tâm cháy do năng lượng cung cấp lớn từ bugi. Tất nhiên sự điều chỉnh một cách cẩn thận thông số c_1 và $r_{f,\text{ref}}$ là cần thiết nhằm tương đồng với các đặc tính áp suất thực nghiệm ở mỗi chế độ vận hành của động cơ.

Hiện tượng cháy sát vách

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. 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.



Hình 2. 2 Hiện ứng cháy sát vách

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

$$\left(\frac{dm_b}{dt} \right)_{\text{wall-combustion}} = \frac{m - m_b}{\tau} \quad (2.24)$$

Trong đó τ là thời gian cháy sát vách.

Cuối cùng tổng lượng nhiên liệu cháy có thể xác định theo tỷ lệ khối lượng

của hai chế độ cháy được mô tả ở trên (cháy fractal và cháy sát vách).

$$\left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{overall} = (1 - w_2) \left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{fractals} + w_2 \left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{wall-combustion} \quad (2.25)$$

Sự chuyển tiếp giữa 2 chế độ cháy bắt đầu khi đạt tới thời gian chuyển tiếp t_{tr} (thời gian mà ngọn lửa đầu tiên chạm thành xy lanh):

$$r_f = \frac{(m - m_b)_{tr}}{(\rho_u A_T S_L)_{tr}} \quad (2.26)$$

Khi phương trình 2.26 xác định, thời gian cháy sát vách trong phương trình 2.24 được tính toán với giả định rằng tốc độ cháy sát vách bằng tốc độ cháy từ phương trình 2.16.

$$\tau = \frac{(m - m_b)_{tr}}{(\rho_u A_T S_L)_{tr}} \quad (2.27)$$

Giá trị τ nói trên sau đó được giữ nguyên trong suốt quá trình cháy sát vách. Hệ số trọng lượng w_2 tăng dần theo thời gian so với giá trị trong khoảng thời gian chuyển tiếp t_{tr} dưới đây và phụ thuộc vào khối lượng nhiên liệu không cháy tức thời $(m - m_b)$.

$$t_{tr} = \frac{m - m_b}{(m - m_b)_{tr}} \quad (2.28)$$

2.1.3 MÔ HÌNH TRUYỀN NHIỆT

Truyền nhiệt trong xy lanh:

Tổn thất nhiệt qua vách hay quá trình truyền nhiệt từ trong buồng cháy qua thành buồng cháy như nắp xy lanh, piston, và lót xy lanh được tính dựa vào phương trình truyền nhiệt sau:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (2.29)$$

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).

Đối với nhiệt độ của thành lót xy lanh, biến đổi nhiệt độ dọc trục giữa vị trí ĐCT và ĐCD được tính theo biểu thức:

$$T_L = T_{L,ĐCT} \cdot \frac{1 - e^{-e \cdot x}}{x \cdot C} \quad (2.30)$$

$$C = \ln \left(\frac{T_{L,ĐCT}}{T_{L,ĐCD}} \right) \quad (2.31)$$

Trong đó:

T_L : nhiệt độ lót xy lanh

$T_{L,ĐCT}$: nhiệt độ lót xy lanh tại vị trí ĐCT

$T_{L,ĐCD}$: nhiệt độ lót xy lanh tại vị trí ĐCD

x : dịch chuyển tương đối của piston (vị trí thực tế của piston so với toàn bộ hành trình).

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.

Trong đó mô hình Woschni được công bố năm 1978 thường được sử dụng. Hệ số truyền nhiệt của mô hình Woschni được tính theo công thức:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0.8} \quad (2.32)$$

Trong đó:

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot c_u / c_m$$

$$C_2 = 0.00324 \text{ đối với động cơ phun nhiên liệu trực tiếp (DI)}$$

$$C_2 = 0.00622 \text{ với động cơ phun nhiên liệu gián tiếp (IDI)}$$

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)

$p_{c,l}$: áp suất trong xy lanh tại thời điểm IVC

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

$$\alpha_w = 130.V^{-0,66}.P_c^{0,8}.T_c^{-0,4}.(c_m + 1,4)^{0,8} \quad (2.33)$$

Trong đó:

c_m : tốc độ trung bình của piston

V : 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 quét khí, việc lưu tâm đến quá trình trao đổi nhiệt tại cửa nạp và thải là hết sức quan trọng. Quá trình này có thể lớn hơn rất nhiều so với dòng chảy trong đường ống đơn giản do hệ số truyền nhiệt và nhiệt độ cao trong vùng giữa xupáp và đế xupáp.

$$T_d = (T_u - T_w).e^{\left(-A_w \cdot \frac{\alpha_p}{m.c_p}\right)} + T_w \quad (2.34)$$

Đối với dòng chảy ra:

$$\alpha_p = [C_4 + C_5.T_u - C_6.T_u^2]T_u^{0,44}.\dot{m}^{0,5}.d_{vi}^{-1,5} \cdot \left[1 - 0,797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.35)$$

Đối với dòng chảy vào:

$$\alpha_p = [C_7 + C_8.T_u - C_9.T_u^2]T_u^{0,33}.\dot{m}^{0,68}.d_{vi}^{-1,68} \cdot \left[1 - 0,765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.36)$$

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.

Các hệ số của các phương trình trao đổi nhiệt tại cửa nạp và cửa thải được thể hiện trong Bảng 2.1.

Bảng 2.1: Hệ số của phương trình trao đổi nhiệt tại cửa nạp và thải

Xupáp thải		Xupáp nạp	
C_4	1,2809	C_7	1,5132
C_5	$7,0451.10^{-4}$	C_8	$7,1625.10^{-4}$
C_6	$4,8035.10^{-7}$	C_9	$5,3719.10^{-7}$

Lưu lượng của dòng khí tại cửa nạp và cửa thải được tính toán từ các phương trình của dòng chảy qua khe hẹp đẳng entropi có tính đến hệ số lưu lượng được xác định bằng thiết bị đo ở trạng thái dòng ổn định.

Lưu lượng khối lượng có thể nhận được từ phương trình năng lượng đối với dòng ổn định qua khe hẹp.

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (2.37)$$

Trong đó:

$\frac{dm}{dt}$: lưu lượng dòng khí

A_{eff} : diện tích tiết diện lưu thông

p_{01} : áp suất trước miêng hút

T_{01} : Nhiệt độ trước miêng hút

R_o : hằng số chất khí

ψ : hàm áp suất phụ thuộc vào tính chất của khí và tỷ số áp suất. Đối với dòng chảy dưới âm:

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.38)$$

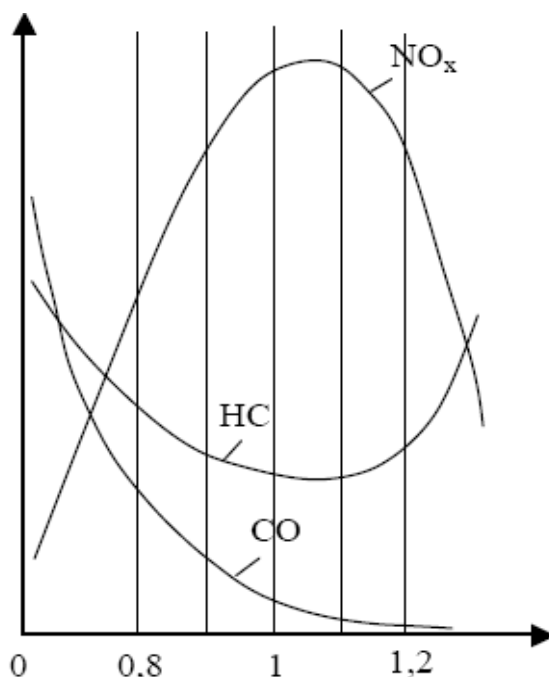
p_2 : áp suất ra

k : chỉ số đoạn nhiệt, dòng lưu động dưới giới hạn.

2.1.4. MÔ HÌNH HÌNH THÀNH PHÁT THẢI

Quá trình cháy lí tưởng của hỗn hợp hydrocarbon với không khí chỉ sinh ra CO_2 , H_2O và N_2 . Tuy nhiên, do sự không đồng nhất của hỗn hợp một cách lí tưởng cũng như do tính chất phức tạp của các hiện tượng lí hóa diễn ra trong quá trình cháy nên trong khí xả động cơ đốt trong luôn có chứa một hàm lượng đáng kể những chất độc hại như oxide nitơ (NO , NO_2 , N_2O , gọi chung là NO_x), monoxyde carbon (CO), các hydrocarbon chưa cháy (HC). Nồng độ các chất ô nhiễm trong khí xả phụ thuộc vào loại động cơ và chế độ vận hành.

Một trong những thông số có tính tổng quát ảnh hưởng đến mức độ phát sinh ô nhiễm của động cơ là hệ số dư lượng không khí λ . Động cơ đánh lửa cưỡng bức thường làm việc với hệ số dư lượng không khí $\lambda \approx 1$. Tuy nhiên, nếu hỗn hợp quá nghèo thì tốc độ cháy thấp, đôi lúc diễn ra tình trạng bỏ lửa và đó là những nguyên nhân làm tăng nồng độ HC trong khí thải. Nhiệt độ cực đại của quá trình cháy cũng là một nhân tố quan trọng ảnh hưởng đến thành phần các chất ô nhiễm vì nó ảnh hưởng mạnh đến động học phản ứng, đặc biệt là các phản ứng tạo NO_x . Hình 2.3 dưới đây thể hiện biến thiên nồng độ khí thải CO , HC , NO_x theo hệ số dư lượng không khí λ .



Hình 2. 3 Nồng độ NO_x , HC, CO theo hệ số dư lượng không khí λ

Nói chung tất cả những thông số kết cấu hay vận hành nào của động cơ có tác động đến thành phần hỗn hợp và nhiệt độ cháy đều gây ảnh hưởng trực tiếp hay gián tiếp đến sự hình thành các chất ô nhiễm trong khí xả.

2.1.4.1. Mô hình hình thành NO_x

NO_x trong khí thải của động cơ đốt trong chủ yếu được hình thành do quá trình oxy hóa N_2 có trong không khí nạp vào động cơ. Trong khí thải của động cơ đốt trong, monoxit nitơ (NO) chiếm tỷ lệ lớn nhất trong họ oxit nitơ (NO_x).

Cơ chế hình thành phát thải NO_x trong động cơ đốt trong dựa trên mô hình động lực học phản ứng cơ sở Patta và Hafner [5]. Quá trình hình thành NO_x được thể hiện qua sáu phương trình phản ứng theo cơ chế Zeldovich. Quá trình tính toán bắt đầu từ thời điểm xảy ra quá trình cháy.

	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	$N_2 + O = NO + N$	$r_1 = k_1 \cdot C_{N_2} \cdot C_O$	4.93×10^{13}	0.0472	38048.01
2	$O_2 + N = NO + O$	$r_2 = k_2 \cdot C_{O_2} \cdot C_N$	1.48×10^8	1.5	2859.01
3	$N + OH = NO + H$	$r_3 = k_3 \cdot C_N \cdot C_{OH}$	4.22×10^{13}	0.0	0.00

4	$\text{N}_2\text{O} + \text{O} = \text{NO} + \text{NO}$	$r_4 = k_4 \cdot c_{\text{N}_2\text{O}} \cdot c_{\text{O}}$	4.58×10^{13}	0.0	12130.60
5	$\text{O}_2 + \text{N}_2 = \text{N}_2\text{O} + \text{O}$	$r_5 = k_5 \cdot c_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{N}_2}$	2.25×10^{10}	0.825	50569.70
6	$\text{OH} + \text{N}_2 = \text{N}_2\text{O} + \text{H}$	$r_6 = k_6 \cdot c_{\text{OH}} \cdot c_{\text{N}_2}$	9.14×10^7	1.148	36190.66

Tốc độ phản ứng r_i có đơn vị là $[\text{mol}/\text{cm}^3 \cdot \text{s}]$, nồng độ c_i là nồng độ mol trong điều kiện cân bằng với đơn vị $[\text{mol}/\text{cm}^3]$. Nồng độ của N_2O được tính toán theo công thức sau:

$$c_{\text{N}_2\text{O}} = 1.1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.6125} \cdot e^{\left(\frac{9471.6}{T}\right)} \cdot c_{\text{N}_2} \cdot \sqrt{p_{\text{O}_2}} \quad (2.39)$$

Tốc độ phản ứng tạo thành NO được tính toán như sau:

$$r_{\text{NO}} = C_{\text{Post ProcMult}} \cdot C_{\text{KneticMult}} \cdot 2 \cdot (1 - \alpha^2) \cdot \frac{r_1}{1 + \alpha \cdot AK_2} \cdot \frac{r_4}{1 + AK_4} \quad (2.40)$$

Trong đó: $\alpha = \frac{c_{\text{NO,act}}}{c_{\text{NO,eq}}} \cdot \frac{1}{C_{\text{Post ProcMult}}}$

$$AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3}$$

$$AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6}$$

2.1.4.2. Mô hình hình thành CO

Mô hình hình thành CO dựa trên hai phản ứng sau:

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

Tốc độ phản ứng tạo CO:

$$r_{\text{CO}} = C_{\text{const}} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha) \quad (2.41)$$

Trong đó: $\alpha = \frac{c_{\text{CO,act}}}{c_{\text{CO,eq}}}$

2.1.4.3. Mô hình hình thành HC

Sự hình thành HC trong động cơ đánh lửa cưỡng bức có thể được giải thích theo các cơ chế sau:

- Sự tối màng lửa khi tiếp xúc với thành tạo ra một lớp hỗn hợp không bị bén lửa trên mặt thành buồng cháy (gọi là hiệu ứng sát vách).
- Hỗn hợp chứa trong không gian chết không cháy do màng lửa bị dập tắt.

- Hơi nhiên liệu hấp thụ vào lớp dầu bôi trơn trên thành xylanh trong giai đoạn nạp và nén và thải ra trong giai đoạn giãn nở và cháy.

- Sự cháy không hoàn toàn diễn ra ở một số chu trình làm việc của động cơ (cháy cục bộ hay bỏ lửa) do sự thay đổi độ đậm đặc, thay đổi góc đánh lửa sớm hay hồi lưu khí xả, đặc biệt khi gia giảm tốc độ. Khí thải của động cơ xăng thường chứa khoảng $(1 \div 2,5)\%$ lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ. Sự tồn tại HC trong khí thải động cơ xăng có thể do các nguyên nhân sau:

+ **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 nở 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 nở nhưng không được đốt cháy hoàn toàn.

Phương trình tổng quát về tốc độ hình thành HC:

$$\frac{dC_{HC}}{dt} = -F_{Ox} \cdot A_{Ox} \cdot \exp\left(\frac{-T_{Ox}}{T}\right) \cdot C_{O_2} \cdot C_{HC} \quad (2.42)$$

với C_{O_2}, C_{HC} : nồng độ của O_2 và HC (kmol/m^3)

F_{Ox} : tham số [-]

T_{Ox} : Nhiệt độ phản ứng, thông thường $T_{Ox} = 18790$ K

A_{Ox} : Hệ số tần số, $A_{Ox} = 7,7.10^{12}$ [$m^3/kmol/s$]

Nhiên liệu sẽ cháy không hoàn toàn ở những khu vực thiếu ôxy, hàm lượng HC trong khí thải cũng sẽ tăng khi nhiên liệu không được đốt cháy hoàn toàn. Khi pha trộn ethanol vào xăng, do lượng ôxy có sẵn trong ethanol làm giảm sự thiếu ôxy cục bộ có khả năng giúp quá trình cháy tốt hơn. Thêm vào đó do nhiệt hóa hơi của hỗn hợp xăng pha ethanol cao hơn nên nhiệt độ môi chất nạp giảm, hệ số nạp tăng lên cũng làm cho nhiên liệu cháy triệt để hơn.

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:

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (2.43)$$

$$\frac{H^0}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (2.44)$$

$$\frac{S^0}{RT} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (2.45)$$

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 XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ 1NZFE

2.2.1 ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG TRONG MÔ PHỎNG

Động cơ 1NZFE là động cơ được sử dụng trên xe Toyota Vios, đây là động cơ đánh lửa cưỡng bức, có 4 xi lanh thẳng hàng. Để nghiên cứu ảnh hưởng của xăng

ethanol tới động cơ, Phòng thí nghiệm Động cơ Đốt trong đã tiến hành chạy thử nghiệm nhiên liệu xăng ethanol với các tỉ lệ khác nhau trên động cơ này. Các thông số của động cơ như bảng 2.2 dưới đây.

Bảng 2.2: Các thông số của động cơ nghiên cứu

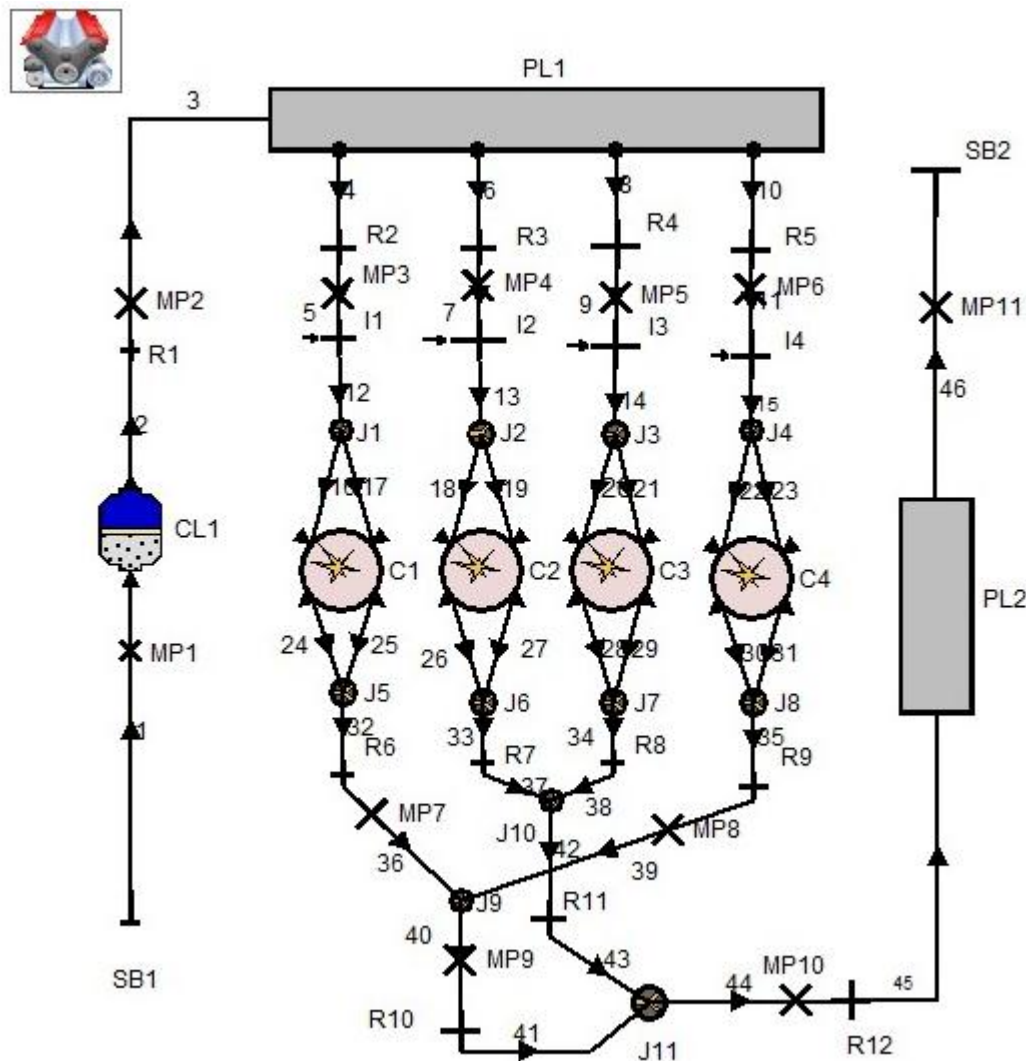
STT	Thông số			Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Số kỳ			τ	4	kỳ
2	Số xy lanh			i	4	-
3	Dung tích xy lanh			V	1497	cm ³
4	Đường kính xy lanh			D	75	mm
5	Hành trình piston			S	84,7	mm
6	Thời điểm phối khí	Nạp	Mở	α_1	7 ⁰ -33 ⁰	Trước ĐCT
			Đóng	α_2	52 ⁰ -12 ⁰	Sau ĐCD
		Xả	Mở	β_1	42 ⁰	Trước ĐCD
			Đóng	β_2	5 ⁰	Sau ĐCT
7	Tỉ số nén			ε	10.5:1	-
8	Công suất lớn nhất tại 6000 v/p			N _{max}	80	kW
9	Mô men 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 XÂY DỰNG MÔ HÌNH

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.

Các phần tử chính trong mô hình gồm: Engine, Cylinder, Air Cleaner, Injector, Plenum, các phần tử cản Restriction, các phần tử ống nối Pipe, các phần tử môi trường System boundary (Hình 2.4). Ngoài ra ta có thể đặt các phần tử Measuring Point trên các đường ống để đo các thông số tại đây.



Hình 2. 4 Mô hình mô phỏng động cơ INZFE trong phần mềm AVL - Boost

Để quá trình mô phỏng được chính xác, cần tìm hiểu kỹ kết cấu của động cơ, qua đó nối ghép các phần tử trong mô hình với nhau một cách hợp lý. Đồng thời, cần đo chính xác đường kính và chiều dài từng đoạn ống nối ... của động cơ thật để nhập vào mô hình. Trên toàn bộ tuyến ống, có những điểm nối, điểm chia nhánh hay các vị trí ống được thiết kế nhỏ lại để tăng tốc dòng khí nạp hoặc to ra để thải khí nhanh hơn. Vì vậy ta cần đặt các phần tử cản phù hợp.

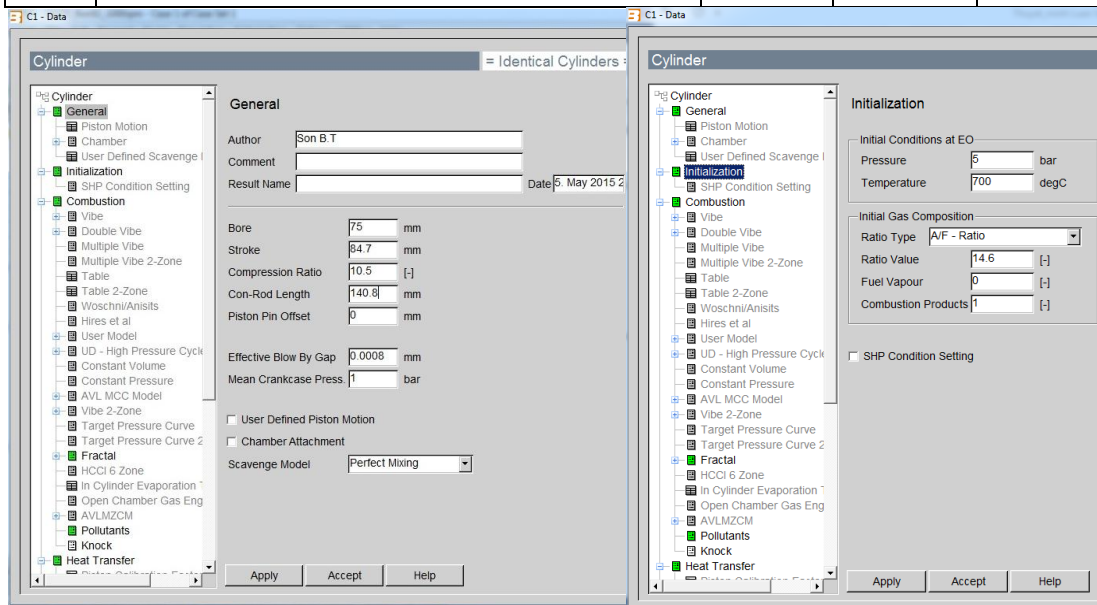
2.2.2.1 Phần tử xi lanh – Cylinder

Phần tử xylanh là một trong những phần tử quan trọng nhất trong mô hình.

Nhập các thông số cơ bản của xylanh như đường kính, hành trình piston, chiều dài thanh truyền... như bảng 2.3 và hình 2.6.

Bảng 2.3: Nhập các thông số kết cấu cho phần tử xylanh

STT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Bore (Đường kính)	mm	75	
2	Stroke (Hành trình)	mm	84,7	
3	Compression ratio (tỉ số nén)	-	10,5	
4	Con-rod Length (Chiều dài thanh truyền)	mm	140,8	
5	Piston pin offset (Độ lệch của đường tâm xylanh so với tâm trục khuỷu)	mm	12	
6	Effective Blow by Gap (Khe hở lọt khí)	mm	0,009	



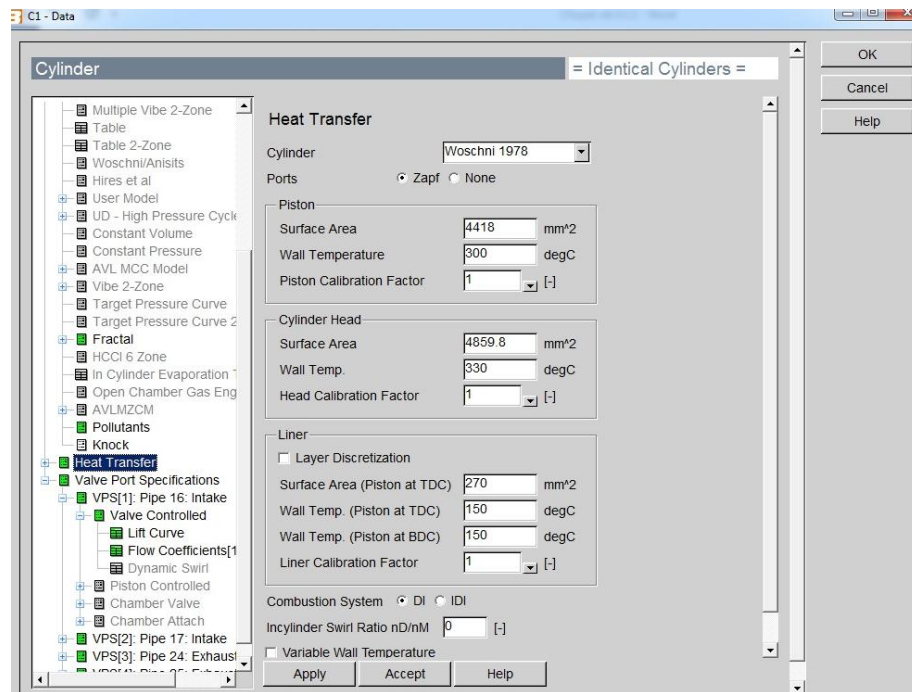
Hình 2. 5 Nhập thông số kết cấu và điều kiện biên cho phần tử xi lanh

AVL Boost đưa ra nhiều mô hình cháy và truyền nhiệt trong xylanh. Tùy từng trường hợp cụ thể mà ta chọn các mô hình phù hợp. Ở đây, với động cơ xăng đánh lửa cưỡng bức, ta chọn mô hình cháy Fractal, hỗn hợp được hình thành bên ngoài buồng cháy, nhiệt độ nhiên liệu là 25°C như bảng 2.4 và Phụ lục I.

Bảng 2.4: Các thông số mô hình cháy Fractal

STT	Thông số	Đơn vị	Giá trị
1	Ignition timing (góc đánh lửa)	độ	-9,5
2	Ignition fomation multiplier (tham số điều chỉnh sự đánh lửa chậm)	-	1
3	Ignition radius ratio (tỉ lệ bán kính màng lửa)	-	0,01
4	Turbulence production constant (tham số mô hình rối) c_t	-	0,6
5	Turbulent length scale parameter (tham số điều chỉnh mô hình rối) c_L	-	0,205
6	Turbulence length scale density exponent (số mũ trong mô hình rối)	-	-0,33
7	Mass fraction burned at wall combustion start (phần khối lượng cháy sát vách khi bắt đầu quá trình cháy)	-	0,2

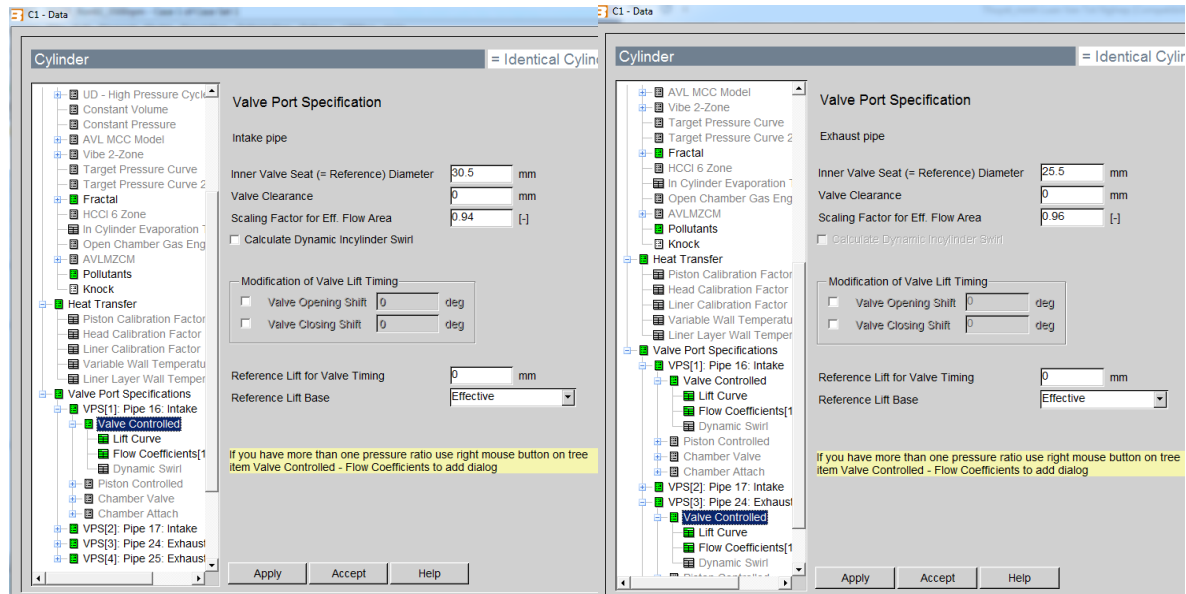
Một trong những yếu tố có ảnh hưởng quyết định là mô hình truyền nhiệt. Boost cung cấp khá nhiều các mô hình truyền nhiệt: Woschni 1978, Woschni 1990, Hohenberg, Lorenz 1978, 1990 hay AVL 2000. Luận văn sử dụng mô hình truyền nhiệt Woschni 1978 do mô hình này được sử dụng phổ biến trong nghiên cứu.



Hình 2. 6 Thông số cần nhập trong mô hình truyền nhiệt Woschni 1978

Trong đó, đối với động cơ xăng, diện tích đỉnh piston xấp xỉ với diện tích xylanh, và diện tích nắp xylanh bằng khoảng 1,1 lần diện tích xylanh. Với động cơ 1NZFE, ta tính được các thông số xylanh và piston như hình 2.6.

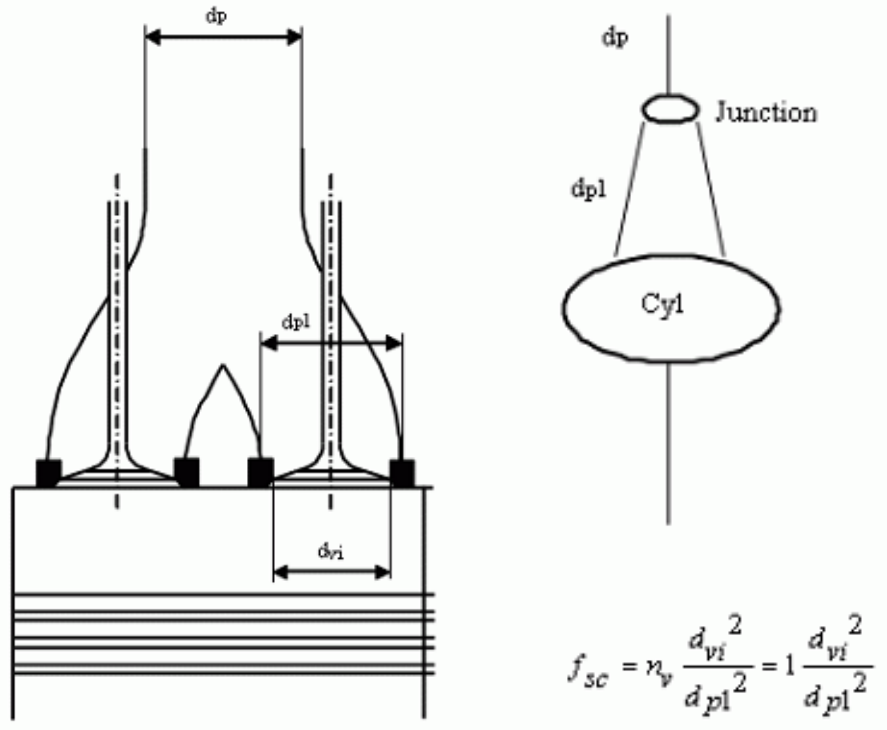
Một yếu tố quan trọng ảnh hưởng lớn tới quá trình truyền nhiệt qua cửa nạp, cửa thải đó là các thông số của xu páp nạp và xu páp thải. Có thể nhập thông số của xu páp nạp và thải như hình 2.7. Trong mô hình động cơ 1NZFE đã xây dựng, có hai xu páp nạp và hai xu páp thải, ta cần nhập đầy đủ thông số cho các xu páp này.



Hình 2. 7 Thông số của xu páp nạp và xu páp thải

Các xu páp nạp và xu páp thải được mô hình hóa bởi một ống gắn kèm (như hình 2.8). Với mô hình này ta có thể xác định được hệ số dòng chảy và hệ số khuếch đại trong hình 2.7. Trong đó, đường kính đường ống trước khi phân nhánh là d_p , của đường ống sau đoạn phân nhánh là d_{pl} , đường kính mặt đế xu páp là d_v .

Động cơ 1NZFE có hai xu páp nạp và hai xu páp thải mỗi xi lanh, đường kính mặt nắm xu páp nạp là 30,5 mm, của xu páp thải là 25,5 mm.



Hình 2. 8 Mô hình nhiều xu páp và cách tính hệ số Scale Factor trong mô hình

Với xu páp nạp ta có:
$$f_{sc} = n_v \frac{d_{vi}^2}{d_{pl}^2} = 1 \cdot \frac{30.5^2}{31.5^2} = 0.94$$

Tương tự, với xu páp thải: $f_{sc} = 0.96$

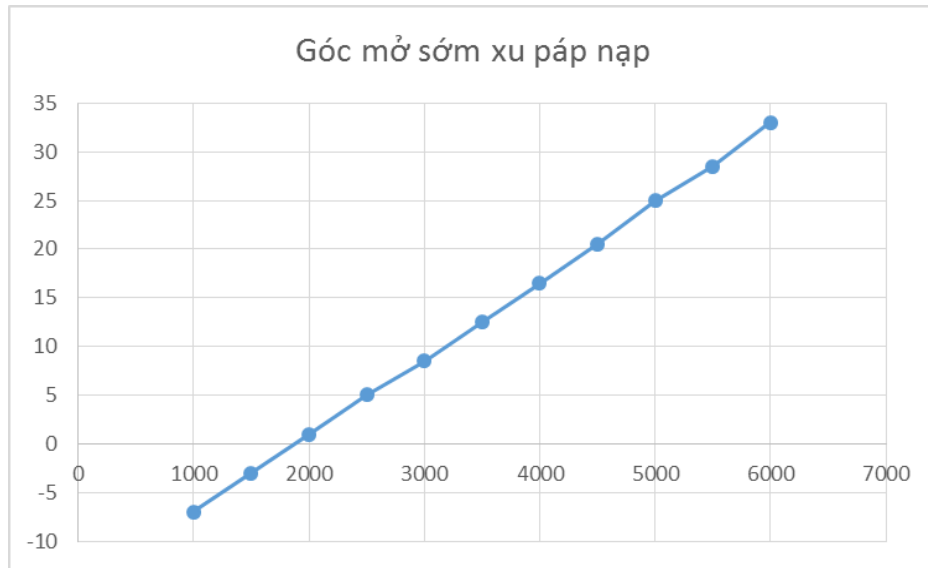
Để xác định được độ nâng xu páp nạp và xu páp thải, cần xác định chính xác biên dạng cam nạp và cam thải.

Tiến hành đo biên dạng cam nạp và cam thải bằng đồng hồ so và thước chia độ ta được kết quả trong *Phụ lục II*.

Sau khi có kết quả đo biên dạng cam nạp và cam thải. Ta xây dựng một mô hình cơ cấu phối khí của động cơ bằng phần mềm AVL Excite và tiến hành mô phỏng mô hình này để tìm các độ nâng xu páp nạp và thải (*Phụ lục III*).

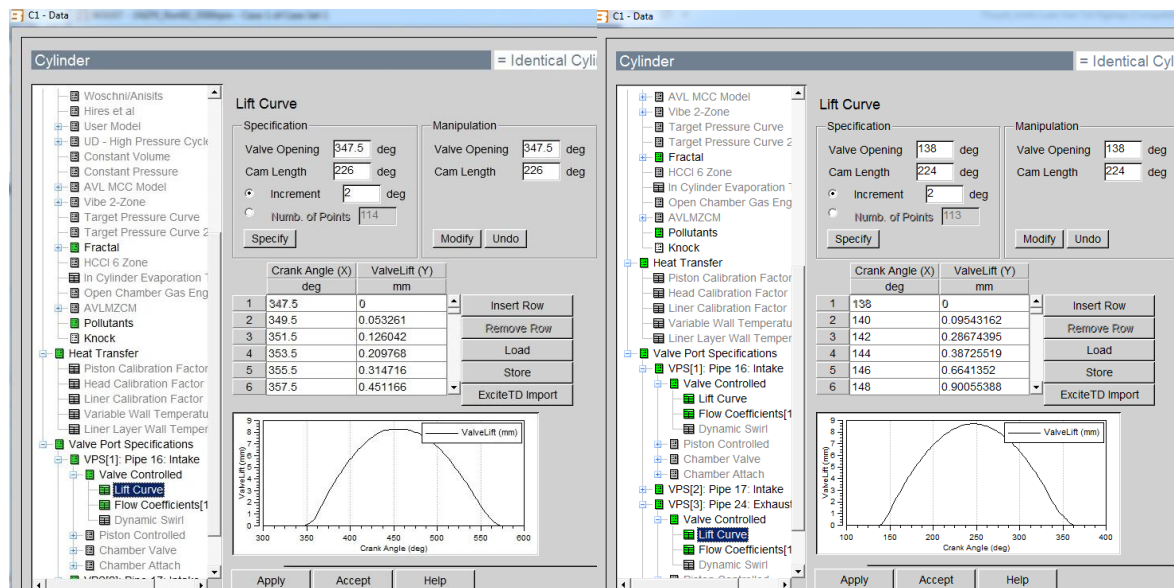
Trong mục này cần nhập góc mở sớm của xu páp và chiều dài cam. Động cơ 1NZFE có sử dụng hệ thống VVTi để điều khiển cơ cấu phân phối khí. Góc mở sớm của xu páp nạp từ $-7^\circ \div 33^\circ$ trước ĐCT. Do trong mô hình chưa mô phỏng được hệ thống VVTi nên để mô phỏng gần đúng hệ thống này, góc mở xu páp được điều chỉnh theo tốc độ động cơ. Khi động cơ chạy ở tốc độ thấp, thời gian nạp dài nên xu páp nạp có thể mở muộn một chút vẫn đảm bảo cung cấp đủ môi chất mới. Khi động

cơ chạy với tốc độ cao hơn, thời gian nạp rút ngắn lại, do đó các xu páp phải mở sớm hơn để cung cấp lượng môi chất cần thiết. Góc mở sớm của xu páp được chọn tương ứng với tốc độ động cơ như hình 2.10 dưới đây.



Hình 2. 9 Góc mở sớm của xu páp nạp động cơ 1NZFE

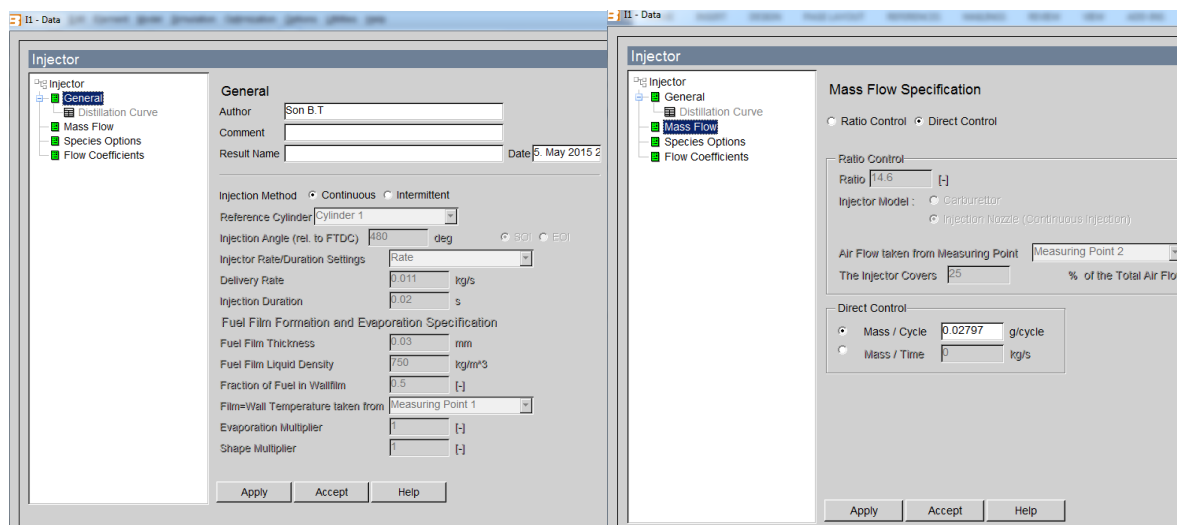
Từ hình 2.9 ta có thể xác định tương đối chính xác góc mở sớm xu páp nạp ở từng tốc độ động cơ. Với tốc độ 3500 v/ph, góc mở sớm của xu páp nạp là $12,5^{\circ}$ trước ĐCT. Ta nhập thông số Valve Opening cho mô hình là $347,5^{\circ}$ như hình 2.11. Khi thay đổi tốc độ động cơ, cần thay đổi góc mở xu páp trong phần Manipulation của mô hình.



Hình 2. 10 Góc mở và độ nâng của xu páp nạp - thải

Tương tự với phần tử xi lanh, ta sẽ xây dựng các phần tử khác của động cơ.

2.2.2.2 Phần tử Vòi phun – Injector



Hình 2. 11 Phần tử Injector – vòi phun

Động cơ 1NZFE là động cơ phun xăng đa điểm bằng hệ thống điện tử nên có thể điều khiển trực tiếp lượng nhiên liệu phun vào trong xi lanh. Với các thiết bị hiện đại của phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong – trường Đại học Bách Khoa Hà Nội, ta có thể xác định được lượng nhiên liệu phun vào xi lanh ứng với từng tốc độ động cơ trong các thí nghiệm cụ thể. Lượng nhiên liệu này được nhập vào mô hình vòi phun. Để đơn giản hóa mô hình, có thể coi quá trình phun nhiên liệu là liên tục.

2.2.2.3 Phần 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.

Thể tích ống trong bộ lọc được xác định theo công thức:

$$V_{\text{pipe}} = V_{\text{total}} - V_{\text{inlet collector}} - V_{\text{outlet collector}}$$

2.2.2.4 Phần tử ổ áp – Plenum

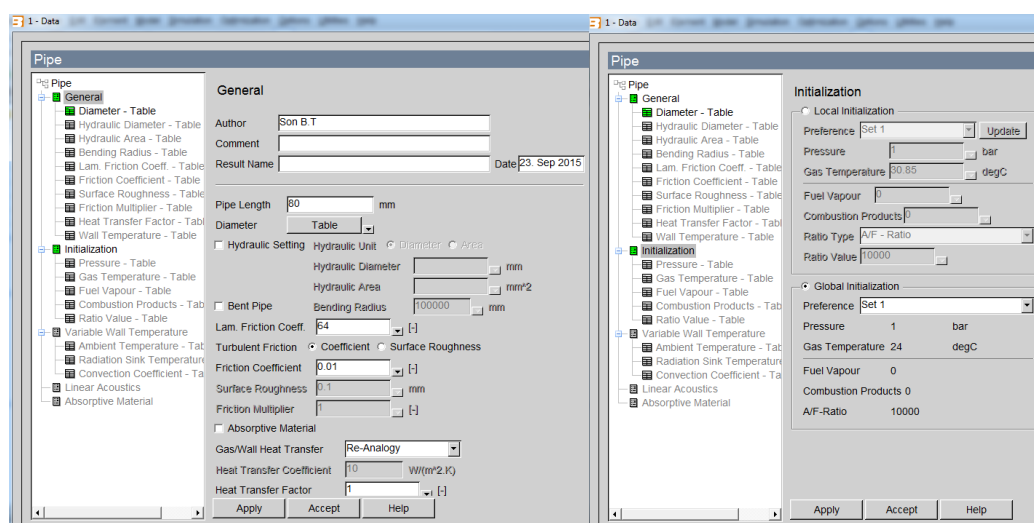
Trên đường ống nạp còn có một bộ góp nạp bằng nhựa, làm giảm sự truyền nhiệt từ nắp máy. Bộ góp nạp có tác dụng cải thiện nhiệt độ và thể tích khí nạp. Các nhánh ống nạp dài nhằm tối ưu hóa hình dáng đường nạp. Dạng xoắn ốc của đường nạp tạo ra hiệu ứng lưu động dòng khí nạp làm tăng thêm lượng khí nạp 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 ($d=52\text{ mm}$), điều này làm giảm hệ số cản cho đường nạp.

Phần mềm AVL Boost cho phép sử dụng phần tử Plenum như một phần tử ổn áp để mô tả đường ống góp nạp.

2.2.2.6 Phần tử đường ống – Pipe

Các phần tử trong mô hình động cơ 1NZFE được nối với nhau bởi 46 phần tử đường ống. 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 2.12.



Hình 2.12 Phần tử đường ống

Chiều dài và đường kính của đường ống được đo trực tiếp từ động cơ thử nghiệm và nhập vào mô hình các phần tử ống (Phụ lục I). Hệ số ma sát trên thành các đường ống phụ thuộc vào độ nhám bề mặt của đường ống, đường kính ống và hệ số Reynolds của dòng chảy trong đường ống. Đối với dòng chảy rối, giá trị của hệ số ma sát có trong bảng 2.5 dưới đây:

Bảng 2.5 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

2.2.2.6 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.

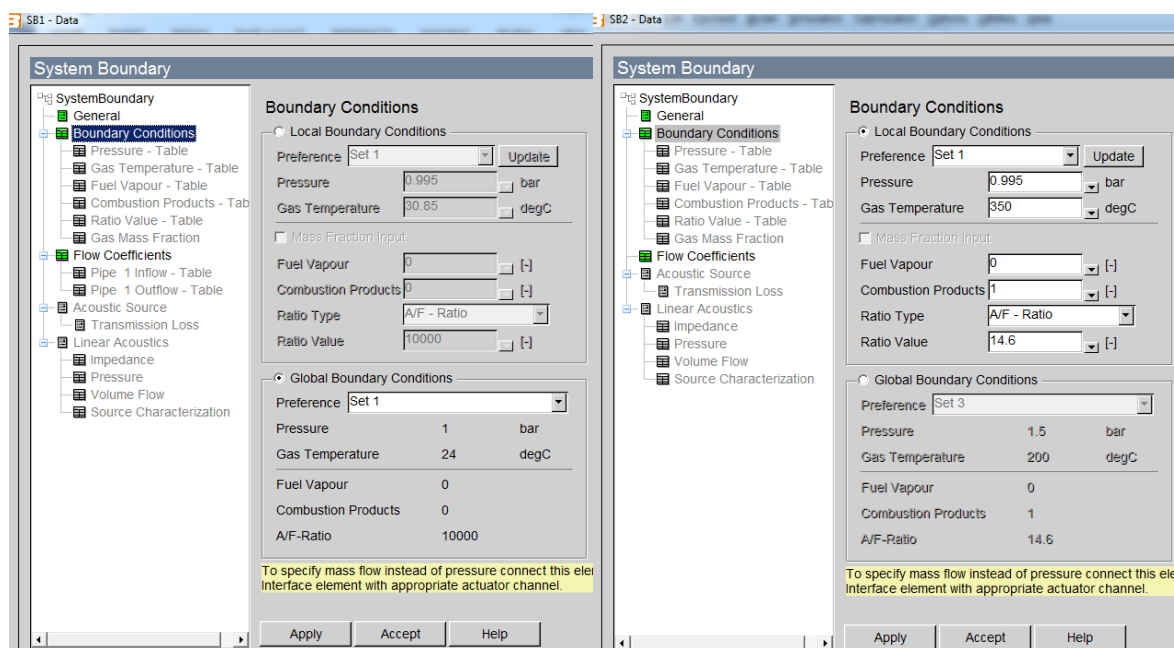
2.2.2.7 Phần tử điểm đo – Measuring point

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 ...

2.2.2.8 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 2.13 dưới đây.

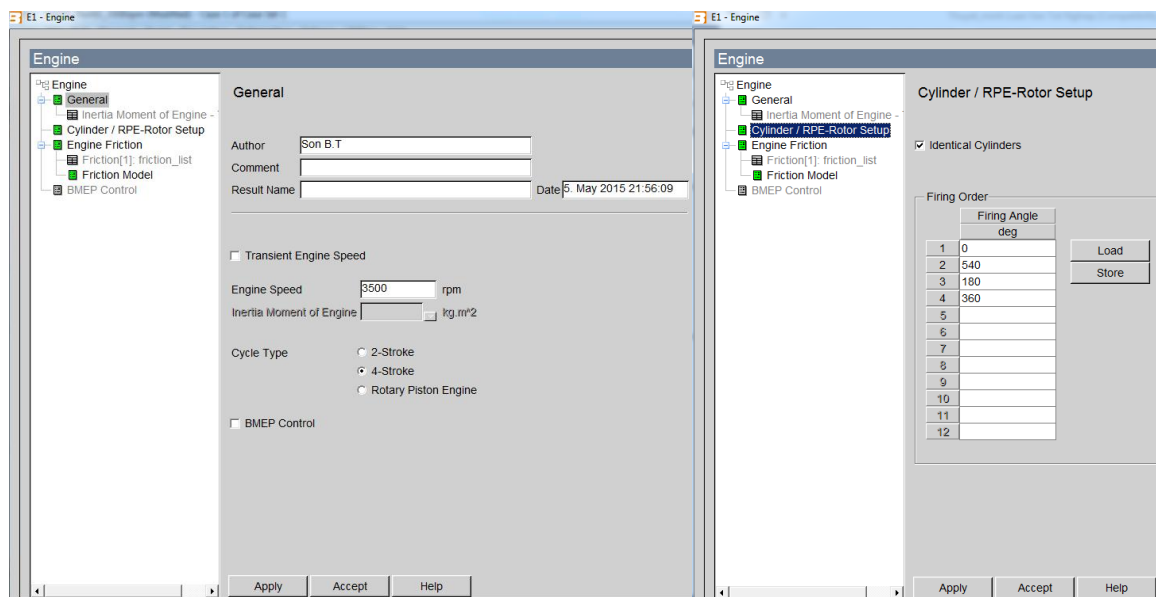


Hình 2.13 Phần tử System Boundary

2.2.2.9 Phần tử động cơ – Engine

Phần tử Engine giúp ta khai báo các thông số: tốc độ động cơ, loại động cơ cũng như thứ tự nổ của động cơ. Ta cũng có thể định nghĩa tổn hao cơ giới của động cơ trong phần tử này.

Động cơ 1NZFE là động cơ 4 kỳ, có thứ tự nổ là 1 – 3 – 4 – 2.



Hình 2.14 Nhập các thông số cho phần tử Engine

Như vậy là ta đã xây dựng hoàn thiện được mô hình của động cơ 1NZFE. Để tiến hành mô phỏng ta cần nhập các thông số điều khiển quá trình mô phỏng.

2.2.2.10 Các thông số điều khiển quá trình mô phỏng – Simulation Control

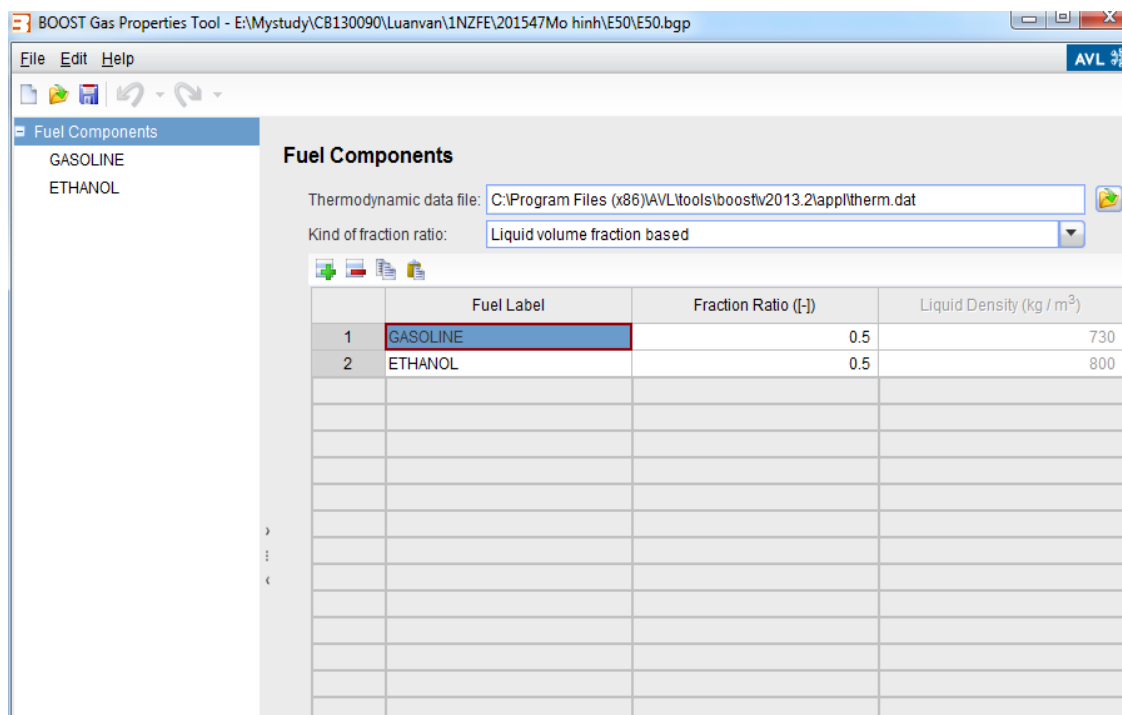
Ở đây, ta sẽ nhập số chu trình mô phỏng. Nếu kết quả của quá trình mô phỏng chưa đạt độ chính xác cao thì ta có thể tăng số chu trình mô phỏng.

Động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt có thể sử dụng được cả xăng thông thường hay xăng ethanol có tỉ lệ cồn thường lên đến 85%. Vì vậy trong mô hình này cần định nghĩa nhiều loại nhiên liệu bằng cách trộn các nhiên liệu tiêu chuẩn Standard Fuel là xăng và cồn với các tỉ lệ khác nhau theo thể tích.

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 ethanol, ta sẽ tiến hành định nghĩa nhiên liệu bằng công cụ Boost Gas Properties Tool. Ở đây ta sử dụng hai loại nhiên liệu để phối trộn là Gasoline và

Ethanol. Một lưu ý rằng mục *Kind of fraction ratio* cần chọn *Liquid volume fraction based* tương ứng với việc phối trộn nhiên liệu theo thể tích. Hình 2.15.



Hình 2. 15 Định nghĩa nhiên liệu E50

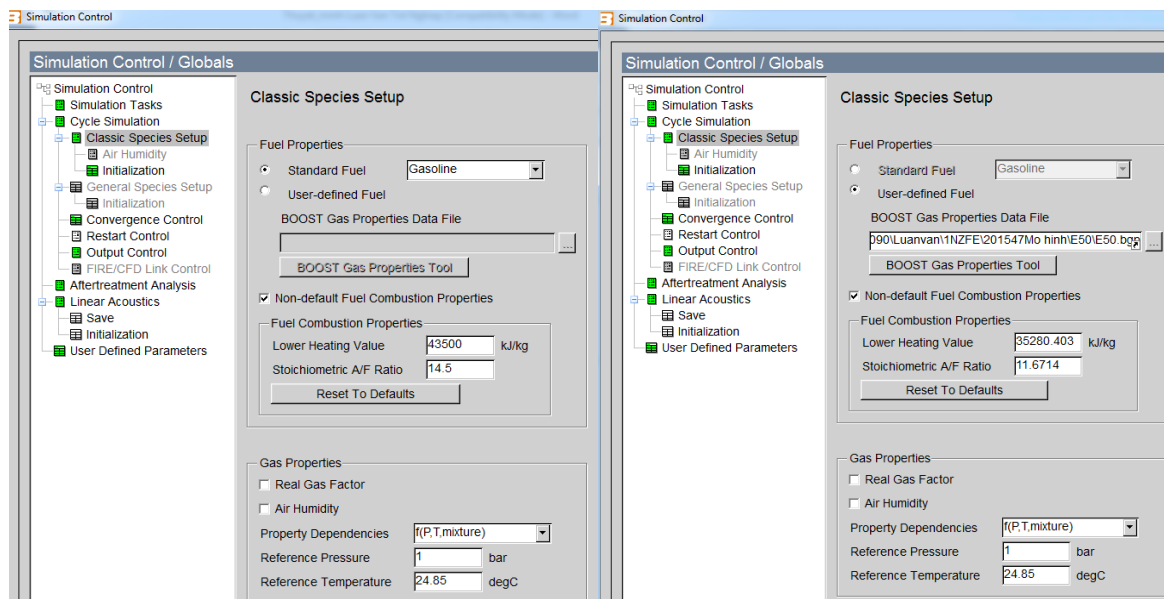
Với các tỉ lệ khác nhau về thể tích của xăng và ethanol ta sẽ được các loại nhiên liệu xăng ethanol khác nhau. Đây là công cụ hữu ích của Boost, có thể mô phỏng tương đối chính xác nhiên liệu xăng ethanol.

Bảng 2.6 Tỉ lệ của xăng và cồn trong các loại nhiên liệu

STT	Nhiên liệu	Tỉ lệ $V_{\text{xăng}}/V_{\text{cồn}}$	$\rho_{\text{xăng}}, \rho_{\text{cồn}}$ (kg/m ³)
1	RON92	1 : 0	730
2	E100	0 : 1	800
3	E30	0,7 : 0,3	
4	E50	0,5 : 0,5	
5	E85	0,15 : 0,85	

Sau khi định nghĩa nhiên liệu, Boost sẽ lưu nhiên liệu mới này với định dạng *.bgp. Ta có thể Load được từ mục Simulation Control như hình 2.17.

Ta có thể thấy với nhiên liệu E50, nhiệt trị thấp là 35280 kJ/kg, thấp hơn khá nhiều so với xăng. Trong phân tử ethanol có chứa oxi nên lượng không khí cần cũng giảm xuống, tỉ lệ A/F là 11,67.



Hình 2. 16 Thiết lập các dạng nhiên liệu E0 và E50

Tiến hành nhập các thông số ban đầu về nhiệt độ, áp suất, hơi nhiên liệu hay tỉ số A/F. Khai báo các thông số ở đây sẽ thuận tiện cho việc khai báo các thông số ban đầu cho các phần tử trong mô hình.

Sau khi xây dựng hoàn thiện mô hình và nhập đầy đủ thông tin, ta sẽ tiến hành tính toán mô phỏng động cơ.

CHƯƠNG III. TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG TÍNH NĂNG KINH TẾ KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU LINH HOẠT

Trong Chương I và Chương II, luận văn đã nêu tổng quan về nhiên liệu xăng sinh học cũng như cơ sở lý thuyết của phần mềm AVL Boost và đã xây dựng hoàn chỉnh mô hình mô phỏng động cơ 1NZFE trên phần mềm Boost. Chương III của đề tài tiến hành tính toán mô phỏng tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ 1NZFE sử dụng nhiên liệu với các loại nhiên liệu khác nhau.

3.1 MỤC ĐÍCH TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG

Trong Chương này, mô hình đã xây dựng được hiệu chuẩn bằng số liệu thử nghiệm động cơ trên băng thử để đảm bảo độ tin cậy của mô hình và sau đó sử dụng mô hình đánh giá sự thay đổi tính năng kỹ thuật của động cơ trong trường hợp không thay đổi kết cấu động cơ. Quá trình hiệu chuẩn cũng giúp thu được bộ thông số chuẩn của mô hình tương ứng với từng loại nhiên liệu sử dụng.

Tiến hành mô phỏng động cơ ở chế độ 100%, 40% độ mở bướm ga, thay đổi tốc độ từ 1000 vòng/phút – 3500 vòng/phút. Với các loại nhiên liệu RON 92 (E0), E10, E30, E50, E85. Tính chất của nhiên liệu sử dụng để phối trộn là RON 92 (E0) và Ethanol (E100) có trong bảng 3.1 dưới đây.

Bảng 3.1 Tính chất của xăng và ethanol sử dụng để phối trộn xăng sinh học

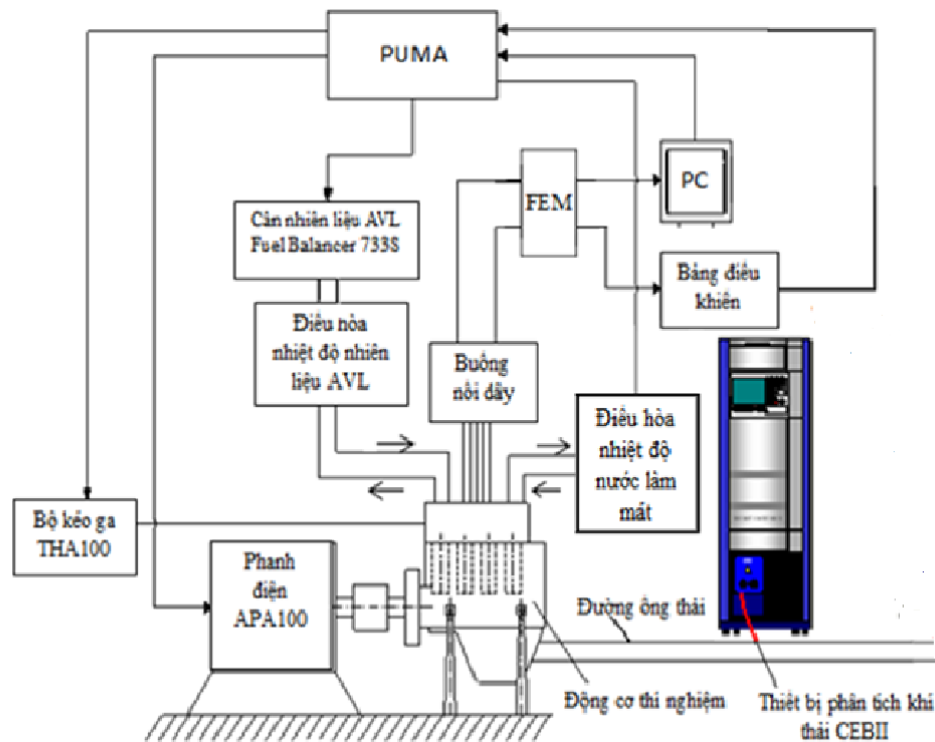
Tính chất	E0	E100
Nhiệt trị (MJ/kg)	42.6	26.9
Chỉ số Octan (RON)	92.4	113.3
Khối lượng riêng ở 15°C (kg/m ³)	730	789
Áp suất hơi Reid (kPa ở 37.8 ⁰ C)	60.4	15.7
Hàm lượng lưu huỳnh (ppm)	213	12
Hàm lượng nước (%)	N/A	0.09
Hàm lượng ô xy (%w/w)	1.6	34.7
Hàm lượng hydrocacbon thơm (%)	31,6	27,8

3.2 THIẾT BỊ THỬ NGHIỆM

Các thử nghiệm được thực hiện trên băng thử động cơ tại Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong – Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

3.2.1 SƠ ĐỒ THỬ NGHIỆM

Băng thử được trang bị phanh điện có ký hiệu APA 100 hoạt động được ở hai chế độ động cơ điện và máy phát điện. Ở chế độ động cơ điện, băng thử sẽ kéo động cơ thực hiện quá trình chạy rà nguội hoặc khởi động động cơ. Ở chế độ phanh, băng thử sẽ tạo tải cân bằng với công suất động cơ phát ra, từ đó xác định được các thông số cơ bản của động cơ như công suất, mô men, suất tiêu hao nhiên liệu... Băng thử có thể mô phỏng sự hoạt động của động cơ khí được gắn trên ô tô, mô phỏng ô tô chạy theo chu trình, phân tích nồng độ các khí thải độc hại như CO, CO₂, NO_x, HC, PM. Điều kiện hoạt động của động cơ được điều khiển bởi bộ điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát Coolant Conditioning System 553, bộ điều khiển nhiệt độ dầu bôi trơn Oil Conditioning System 554 và bộ điều khiển nhiệt độ nhiên liệu Fuel Conditioning 753. Các tín hiệu về nhiệt độ của nước, dầu, nhiên liệu, khí nạp, khí thải, áp suất ... được thu lại bởi các cảm biến gắn trên các đường ống và được đưa về thiết bị FEM (Front – End Module) chuyển đổi thành tín hiệu số và đưa về máy tính để xử lý. Vị trí cung cấp nhiên liệu được điều khiển bởi bộ kéo ga Throttle Actuator THA100. Lượng nhiên liệu tiêu hao trong quá trình thử nghiệm được xác định theo phương pháp khối lượng qua cân nhiên liệu Fuel Balancer 733. Các chế độ làm việc của động cơ và các dữ liệu đo đạc được điều khiển, thu nhận và xử lý bởi các phần mềm PUMA và EMCON. Sơ đồ bố trí các thiết bị của băng thử động cơ nhiều xi lanh được mô tả như hình 3.1 dưới đây.



Hình 3. 1 Sơ đồ bố trí thiết bị của băng thử động cơ nhiều xi lanh

3.2.2 CÁC THIẾT BỊ CHÍNH

3.2.2.1 Băng thử động lực học APA100

Hoạt động được ở hai chế độ động cơ điện và phanh điện. Dưới tác dụng tương hỗ giữa lực từ của stato và roto sẽ tạo ra tải trọng cho động cơ hoặc kéo cho động cơ đốt trong quay.

- Công suất lớn nhất ở chế độ động cơ điện: 200 kW
- Momen lớn nhất ở chế độ động cơ điện: 849 Nm
- Công suất lớn nhất ở chế độ máy phát: 200 kW
- Momen lớn nhất ở chế độ máy phát: 934 Nm
- Tốc độ lớn nhất: 8000 vòng/phút
- Sai số 0,3%

3.2.2.2 Tủ phân tích khí CEBII

Tủ phân tích khí CEBII là hệ thống đo lường thực hiện bởi các modul cho phép đo các chất trong khí thải như CO_2 , CO, NO_x , O_2 , HC. Thiết bị hoạt động dựa trên hiện tượng khí quang hóa để xác định hàm lượng các chất khí.

3.2.2.3 Cân nhiên liệu Fuel Balancer 733S

Fuel Balancer 733S dùng cảm biến đo lưu lượng cung cấp cho động cơ bằng cách cân lượng nhiên liệu trong bình chứa. Các cảm biến cân có tốc độ phản ứng nhanh, độ nhạy và chính xác cao.

3.2.2.4 Thiết bị điều chỉnh tay ga THA100

THA100 được sử dụng để điều chỉnh vị trí tay ga của động cơ từ $0 \div 100\%$ tải. Thiết bị này bao gồm cơ cấu chấp hành là một động cơ biến bước được điều khiển bằng phần mềm PUMA. Các vị trí của động cơ biến bước tương ứng với chế độ tải mà người điều khiển cần đạt được.

3.3 CHUẨN HÓA MÔ HÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ

Luận văn tiến hành hiệu chuẩn các thông số của quá trình cháy trong mô hình động cơ. Các giá trị góc đánh lửa sớm và lượng tiêu hao nhiên liệu nạp cho mô hình được xác định từ thực nghiệm sau đó thực hiện hiệu chuẩn các thông số của mô hình cháy và so sánh kết quả mô phỏng với kết quả đo thực nghiệm. Từ đó ta sẽ xây dựng được một bộ thông số chuẩn cho mô hình.

Các giá trị đo góc đánh lửa sớm cũng như công suất, mô men, lượng tiêu hao nhiên liệu đo đạc bằng thực nghiệm được trình bày trong Phụ lục IV.

Trong các thông số của mô hình cháy Fractal, luận văn sẽ tiến hành chuẩn hóa các thông số của mô hình rồi c_t và c_L . Đây cũng là các thông số ảnh hưởng lớn tới mô hình.

Hệ số xoáy lốc c_t điều chỉnh cường độ xoáy lốc trong kỳ nạp. Giá trị của c_t lớn nghĩa là cường độ xoáy đạt đỉnh trong giai đoạn đầu khi mở xu páp nạp, giá trị của c_t nhỏ thì cường độ xoáy đạt đỉnh ở giai đoạn giữa hoặc cuối khi mở xu páp nạp.

Hệ số tỉ lệ chiều dài xoáy lốc c_L điều khiển tốc độ phân rã của các xoáy lốc. Giá trị của c_L lớn nghĩa là quá trình phân rã xoáy chậm trong quá trình nén và do đó, cường độ xoáy cao trước khi đốt và ngược lại.

AVL đã tiến hành mô phỏng CFD và khuyến nghị nên lấy giá trị $c_t = 0,6 - 0,7$ đối với chế độ tải nhỏ và $c_t = 0,4 - 0,6$ với chế độ toàn tải [2].

3.3.1 CHẾ ĐỘ TOÀN TẢI

Ở chế độ toàn tải, tay ga được đặt ở vị trí 100%. Sau khi tiến hành hiệu chuẩn kĩ lưỡng, các thông số điều khiển quá trình cháy được đưa ra trong bảng 3.2 dưới đây.

Bảng 3.2: Các tham số của mô hình cháy ở chế độ 100% tải

Tốc độ	E0		E10		E30		E50	
	C _t	C _L	C _t	C _L	C _t	C _L	C _t	C _L
1000 v/ph	0,6	0,25	0,6	0,28	0,6	0,32	0,6	0,32
1500 v/ph	0,6	0,20	0,6	0,24	0,6	0,20	0,6	0,20
2000 v/ph	0,6	0,18	0,6	0,21	0,6	0,30	0,6	0,30
2500 v/ph	0,6	0,2	0,6	0,21	0,6	0,26	0,6	0,26
3000 v/ph	0,6	0,22	0,6	0,23	0,6	0,24	0,6	0,24
3500 v/ph	0,6	0,24	0,6	0,23	0,6	0,24	0,6	0,24

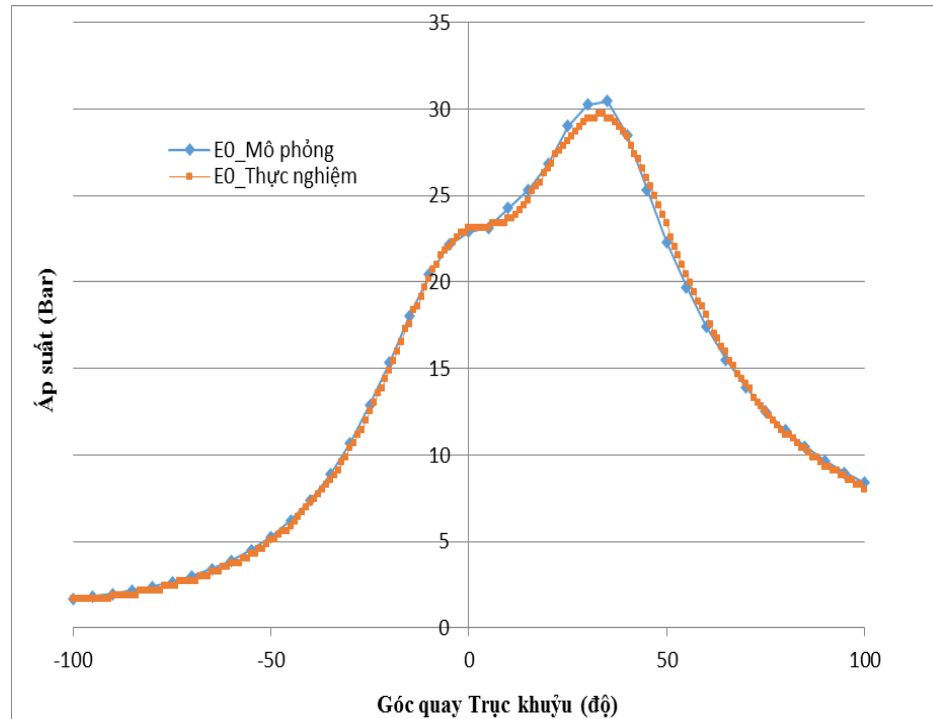
3.3.1.1 Động cơ sử dụng xăng E0

Với các thông số của quá trình cháy như trên, tiến hành mô phỏng mô hình động cơ sử dụng E0 trong dải tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút và so sánh với kết quả thực nghiệm như bảng 3.3 dưới đây.

Bảng 3.3 So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm khi sử dụng E0

Tốc độ (v/ph)	Công suất (kW)			Mô men (N.m)		
	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch
1000	9,33	9,14	2,0%	89,1	88,5	6,7%
1500	15,79	14,95	5,3%	100,6	98,2	2,4%
2000	21,08	20,68	2,5%	100,7	98,1	2,6%
2500	26,48	25,86	3,9%	101,2	98,5	2,7%
3000	32,84	32,25	3,7%	104,6	100,2	4,2%
3500	39,20	38,56	1,6%	107	105,2	1,6%

Đồ thị 3.2 thể hiện kết quả mô phỏng diễn biến áp suất trong xi lanh của mô hình đã xây dựng khi sử dụng xăng E0 ở tốc độ 3500 vòng/phút so với kết quả đo áp suất trong xi lanh từ thực nghiệm. Trong đồ thị này, kết quả mô phỏng và thực nghiệm gần như trùng khít, cùng với các kết quả công suất và mô men động cơ ở bảng 3.3, ta có thể thấy các thông số của quá trình cháy đã nhập vào mô hình là hợp lý và đáng tin cậy.



Hình 3. 2 Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E0 ở 3500 v/ph

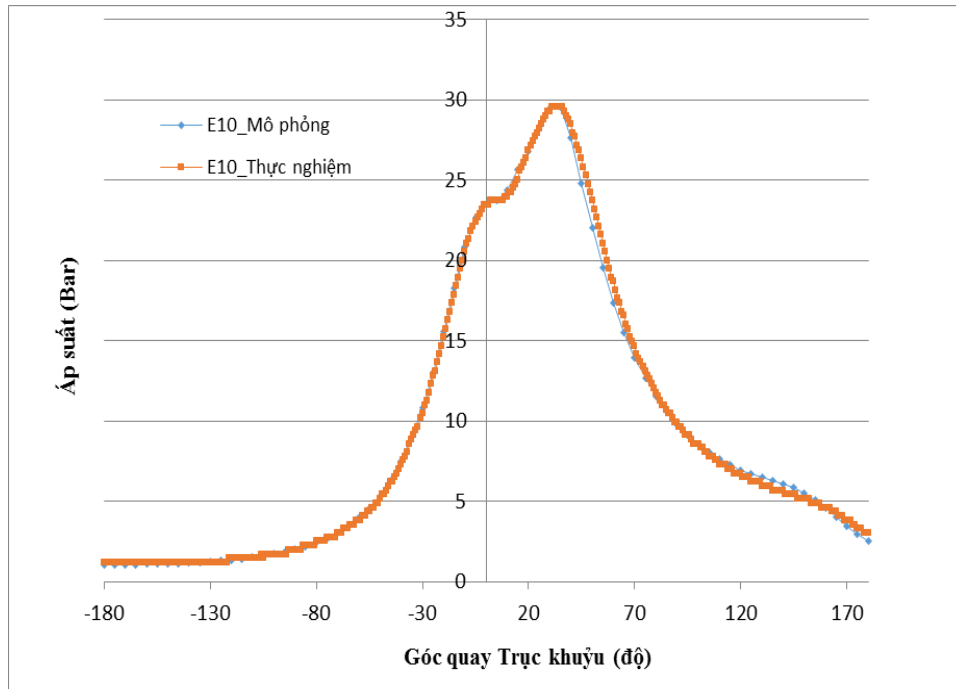
3.3.1.2 Động cơ sử dụng xăng E10

Tương tự, tiến hành mô phỏng mô hình với nhiên liệu E10 trong dải tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút và so sánh với kết quả thực nghiệm có trong bảng 3.4

Bảng 3.4 Công suất và mô men của động cơ khi sử dụng E10.

Tốc độ (v/ph)	Công suất (kW)			Mô men (N.m)		
	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch
1000	9,68	9,22	4,7%	92,4	89,5	3,1%
1500	16,24	15,35	5,5%	103,4	99,4	3,8%
2000	18,14	16,98	6,4%	86,6	89,1	2,8%
2500	25,88	25,06	3,1%	98,8	96,9	2,2%
3000	31,91	30,88	3,2%	101,5	100,2	1,3%
3500	38,81	37,50	3,4%	105,8	103,5	2,2%

Với tốc độ động cơ là 3500 vòng/phút, kết quả mô phỏng diễn biến áp suất trong xi lanh của động cơ sử dụng xăng E10 so với các kết quả thực nghiệm có trong hình 3.3.



Hình 3.3 Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E10 ở 3500 v/ph

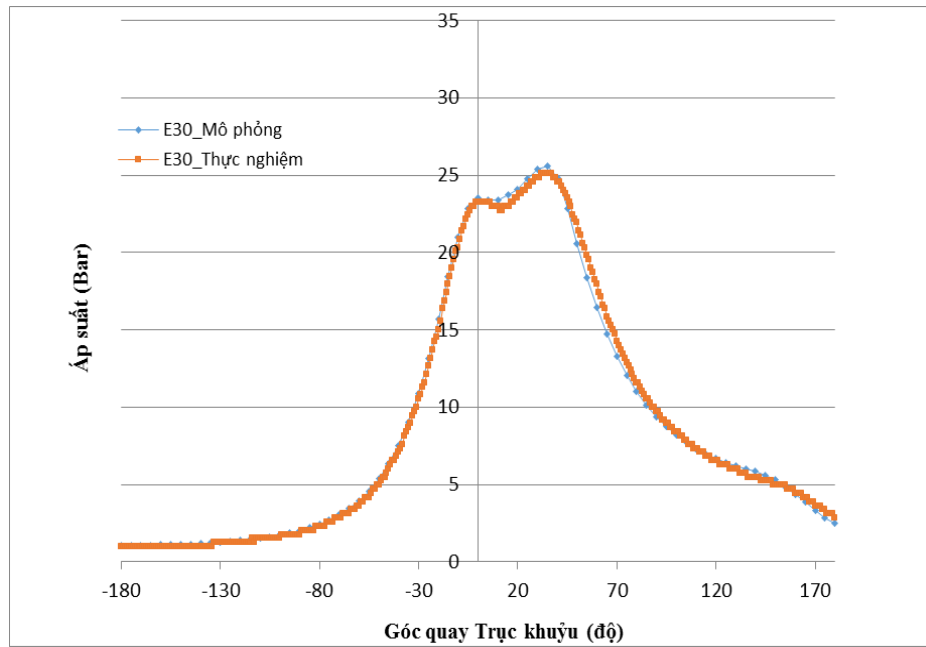
3.3.1.3 Động cơ sử dụng xăng E30

Kết quả mô phỏng và thực nghiệm của công suất và mô men động cơ khi sử dụng xăng E30 có trong bảng 3.5.

Bảng 3.5 Công suất và mô men của động cơ sử dụng E30

Tốc độ (v/ph)	Công suất (kW)			Mô men (N.m)		
	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch
1000	9,31	8,98	3,5%	88,9	87,3	1,8%
1500	15,58	14,87	4,8%	99,2	97,2	2,0%
2000	20,76	19,62	5,5%	99,1	97,3	1,8%
2500	25,79	24,20	6,2%	98,5	96,6	1,9%
3000	31,49	30,81	2,2%	100,3	97,8	2,5%
3500	37,37	35,92	3,9%	102	100,1	1,8%

Với tốc độ 3500 v/ph, diễn biến áp suất trong xi lanh của mô hình mô phỏng động cơ sử dụng xăng E30 so với kết quả thực nghiệm có trong hình 3.4.



Hình 3. 4: Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E30 ở 3500 v/ph

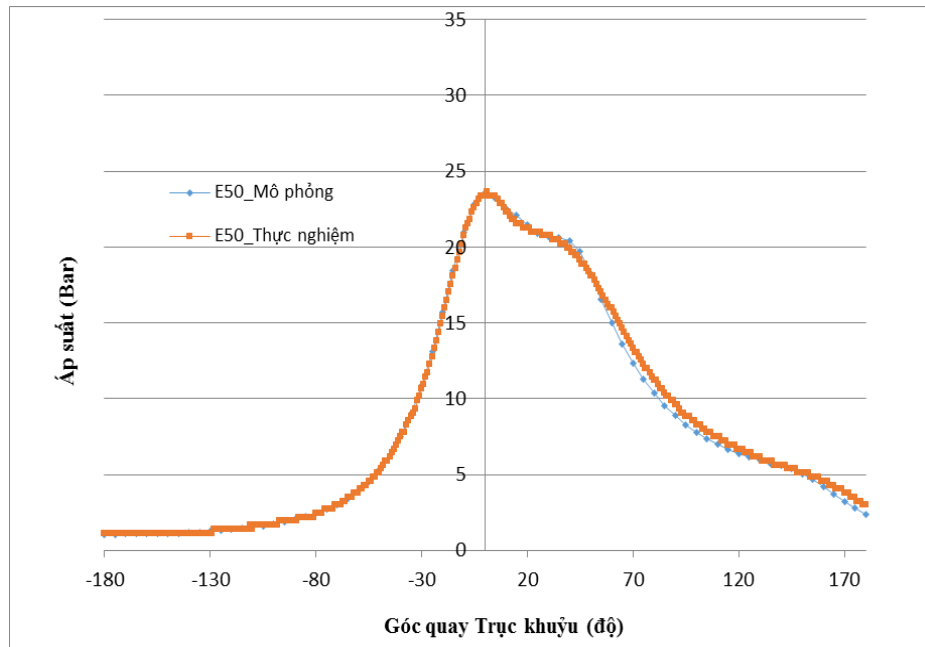
3.3.1.4 Động cơ sử dụng xăng E50

Với xăng E50, hỗn hợp khá nhạt nên công suất và mô men của động cơ giảm khá nhiều so với khí sử dụng E0, E10 và E30. Kết quả thực nghiệm và mô phỏng được thể hiện trong bảng 3.6 dưới đây.

Bảng 3.6 Công suất và mô men động cơ sử dụng E50

Tốc độ (v/ph)	Công suất (kW)			Mô men (N.m)		
	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch	Thực nghiệm	Mô phỏng	Sai lệch
1000	9,23	8,85	4,1%	86,5	81,9	5,3%
1500	14,59	13,89	4,8%	92,8	86,9	6,3%
2000	14,36	13,92	3,0%	68,5	72,3	5,5%
2500	17,88	16,16	9,6%	68,3	70,9	3,8%
3000	25,66	24,23	5,6%	81,6	80,1	1,8%
3500	28,88	26,81	7,6%	78,7	78,1	0,8%

Với tốc độ 3500 vòng/phút, kết quả mô phỏng diễn biến áp suất trong xi lanh của mô hình và thực nghiệm có trong hình 3.5.



Hình 3.. 5: Diễn biến áp suất trong xi lanh khi sử dụng nhiên liệu E50 ở 3500 v/ph

3.3.1.5 Động cơ sử dụng xăng E85

Với nhiên liệu E85, E100 thì lượng oxy trong nhiên liệu chiếm tới 34.7% do hỗn hợp rất nhạt, nhiệt trị thấp quá thấp nên làm cho động cơ làm việc không ổn định, không tiến hành các thí nghiệm ở chế độ 100% tải.

3.3.3 CHẾ ĐỘ TẢI BỘ PHẬN

Ở chế độ tải bộ phận, tay ga được đặt ở vị trí 40%. Tiến hành hiệu chuẩn tương tự chế độ toàn tải, các thông số điều khiển quá trình cháy ở chế độ 40% độ mở bướm ga được đưa ra trong bảng 3.3.

Bảng 3.3: Các tham số của mô hình cháy ở chế độ 40% độ mở bướm ga

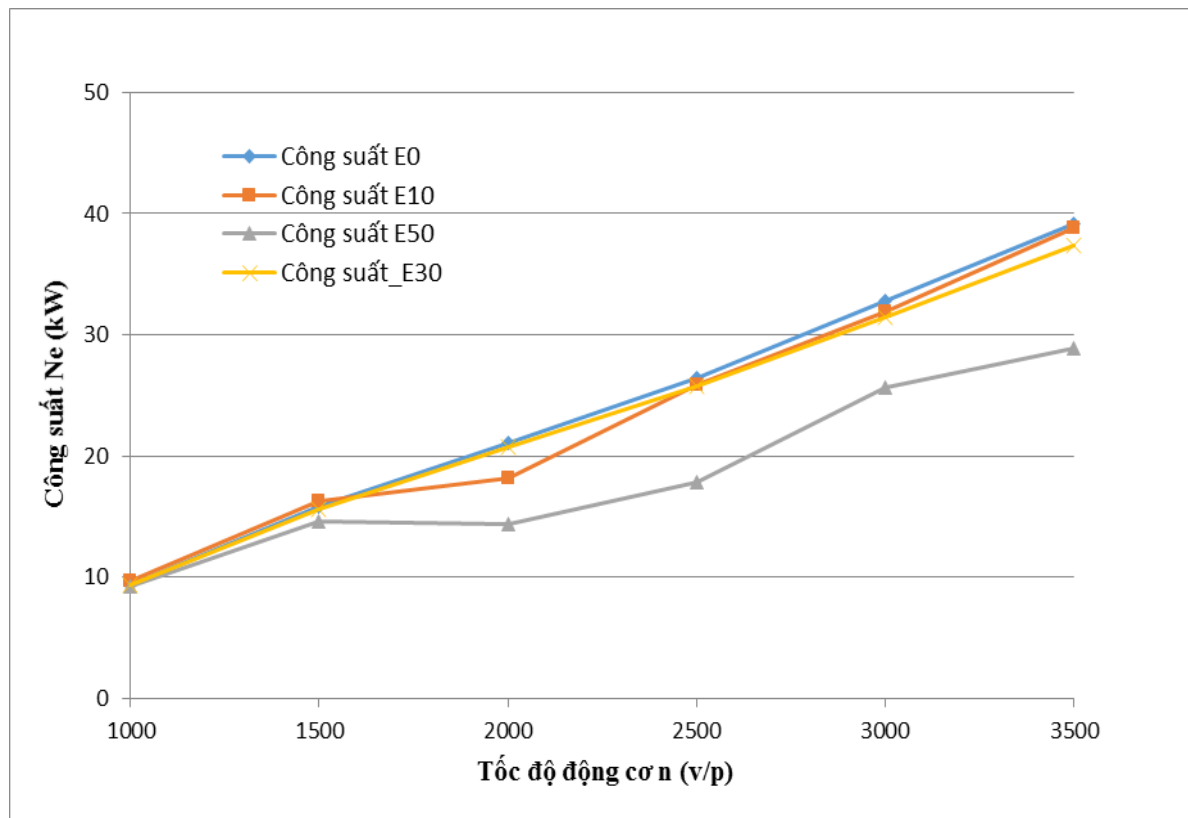
Tốc độ	E0		E10		E30		E50		E85	
	c_t	c_L	c_t	c_L	c_t	c_L	c_t	c_L	c_t	c_L
1000 v/ph	0,7	0,28	0,7	0,26	0,7	0,30	0,7	0,30	0,7	0,28
1500 v/ph	0,7	0,25	0,7	0,24	0,7	0,25	0,7	0,26	0,7	0,25
2000 v/ph	0,7	0,19	0,7	0,20	0,7	0,28	0,7	0,28	0,7	0,25
2500 v/ph	0,7	0,21	0,7	0,20	0,7	0,26	0,7	0,26	0,7	0,24
3000 v/ph	0,7	0,22	0,7	0,22	0,7	0,22	0,7	0,25	0,7	0,22
3500 v/ph	0,7	0,23	0,7	0,22	0,7	0,22	0,7	0,24	0,7	0,24

3.4 ĐÁNH GIÁ SỰ THAY ĐỔI TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ KHI SỬ DỤNG XĂNG SINH HỌC VỚI TỈ LỆ KHÁC NHAU.

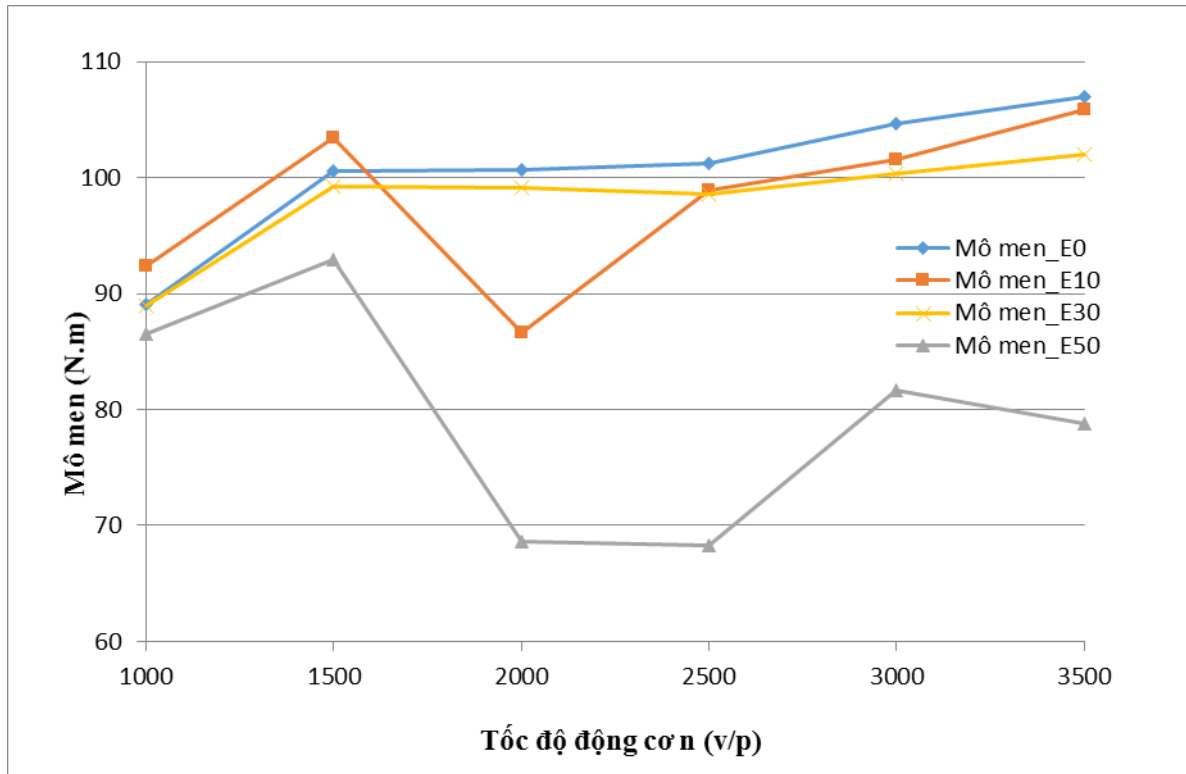
3.4.1 TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ Ở CHẾ ĐỘ TOÀN TẢI

Khi sử dụng nhiên liệu E10, E30, E50 mô men và công suất trung bình trên toàn dải tốc độ theo đường đặc tính ngoài đều giảm so với khi sử dụng nhiên liệu E0. Với E85, do nhiên liệu quá nhớt và nhiệt trị thấp nên động cơ làm việc không ổn định.

Khi sử dụng nhiên liệu E10 thì mô men và công suất trung bình trên toàn dải tốc độ theo đường đặc tính ngoài chỉ giảm 2,8 % so với khi sử dụng nhiên liệu xăng E0 (RON92). Với nhiên liệu E30 thì mô men và công suất trung bình trên toàn dải tốc độ theo đường đặc tính ngoài giảm 3,1 % so với khi sử dụng nhiên liệu E0. Với E50, mô men và công suất của động cơ giảm trung bình khoảng 23,6 % trên dải tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút.

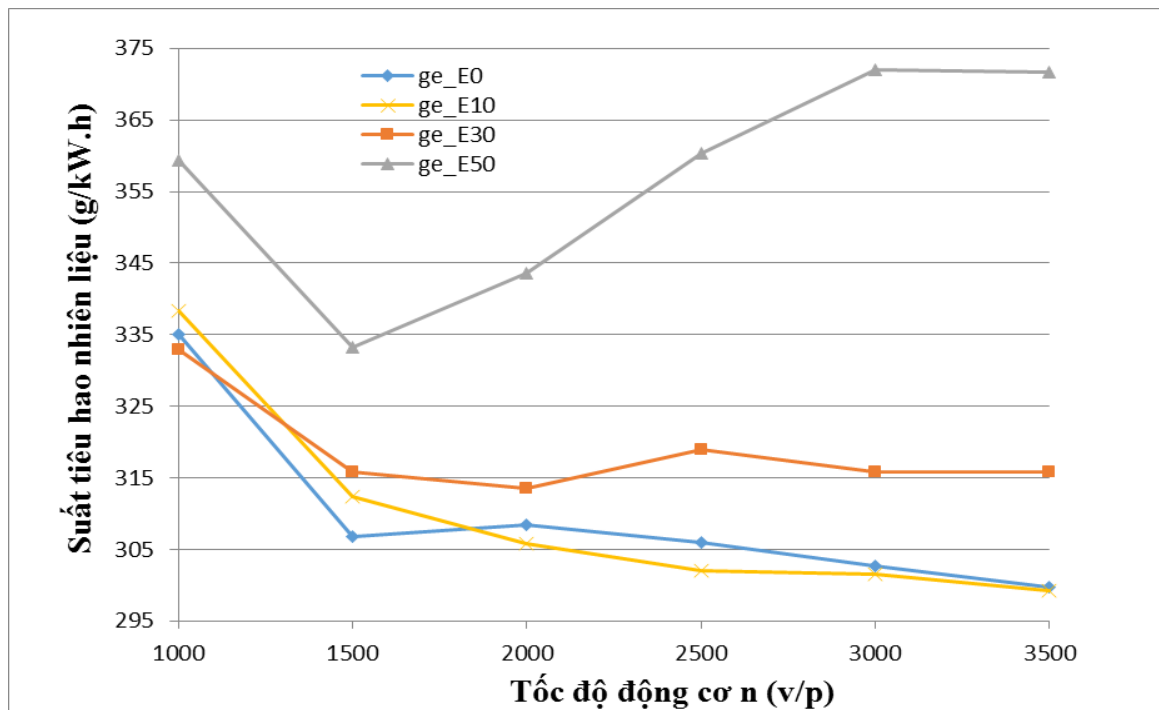


Hình 3. 6 Công suất của động cơ khi sử dụng các nhiên liệu ở chế độ toàn tải



Hình 3. 7 Mô men của động cơ ở chế độ toàn tải

Do nhiệt trị thấp của xăng sinh học thấp hơn xăng thông thường nên lượng nhiên liệu tiêu thụ sẽ tăng lên so với lượng nhiên liệu tiêu thụ của xăng như hình 3.8.

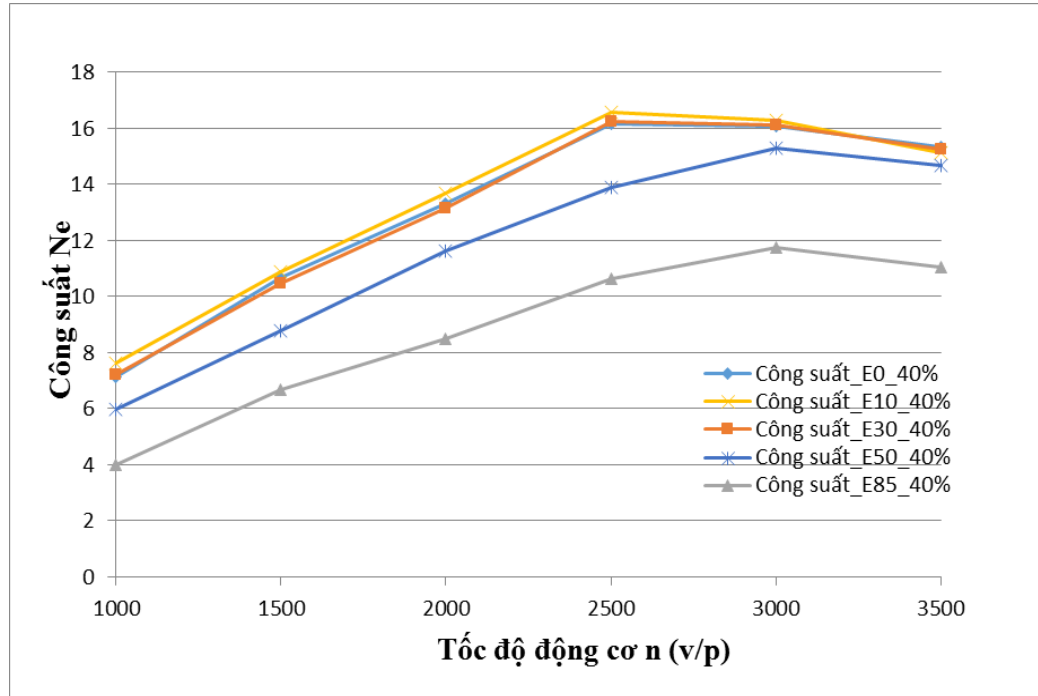


Hình 3. 8 Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ

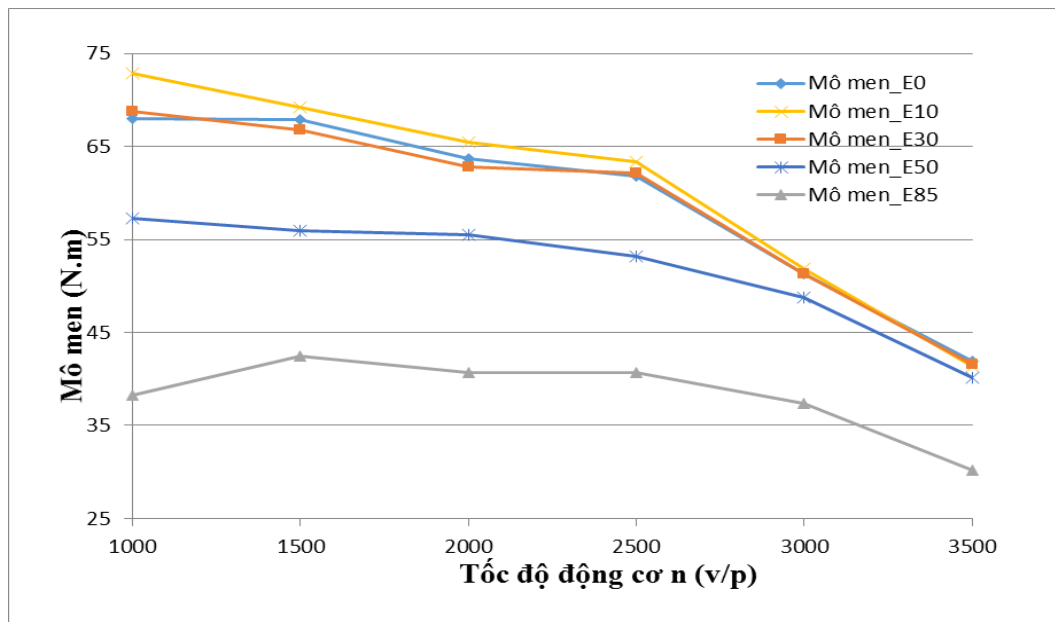
Suất tiêu hao nhiên liệu khi sử dụng xăng E10, E30, E50 tăng tương ứng là 0%, 2,9%, 20% so với khi sử dụng xăng thông thường.

3.4.2 TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ Ở CHẾ ĐỘ TẢI NHỎ

Chế độ tải nhỏ trong thực nghiệm tương ứng với 40% vị trí tay ga. Ở chế độ này, tính năng kỹ thuật của động cơ được mô phỏng như sau:

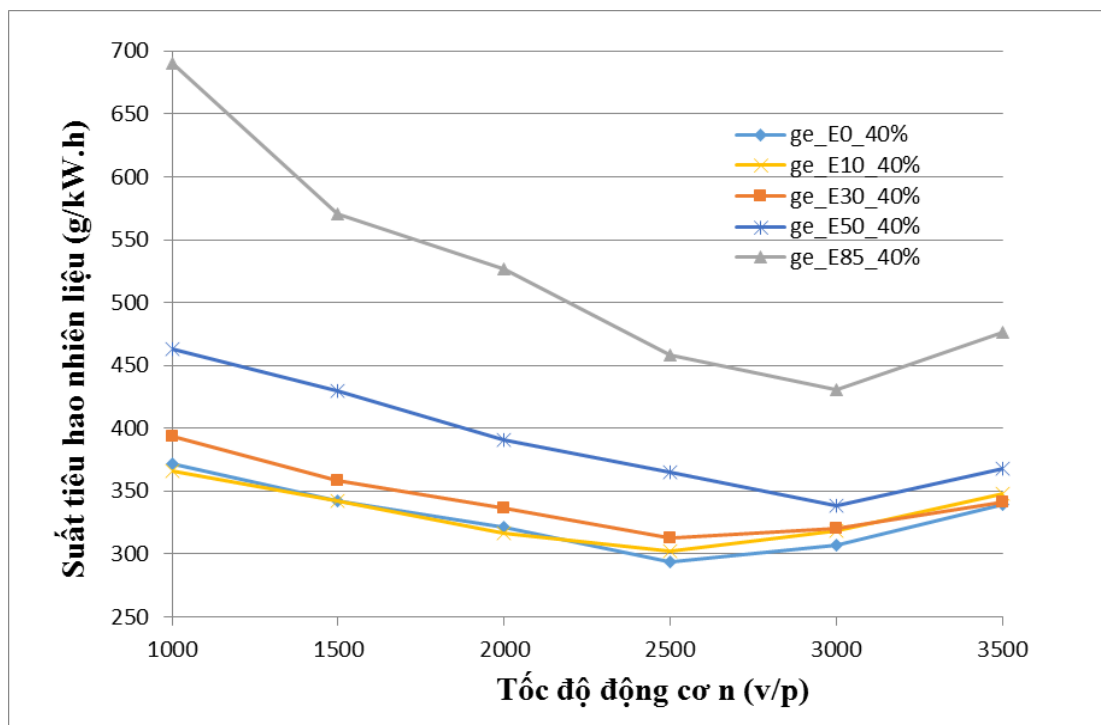


Hình 3. 9 Công suất của động cơ sử dụng các nhiên liệu khác nhau



Hình 3. 10 Mô men của động cơ

Có thể thấy rằng với xăng sinh học tỉ lệ cồn thấp, khi thử nghiệm động cơ ở chế độ tải nhỏ mô men và công suất của động cơ giảm không đáng kể so với khi sử dụng xăng thông thường (giảm khoảng 8% giá trị trung bình trên toàn dải tốc độ). Tuy nhiên với xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn (E85) thì mô men và công suất của động cơ giảm tương đối nhiều (giảm khoảng 30% giá trị trung bình trên dải tốc độ).



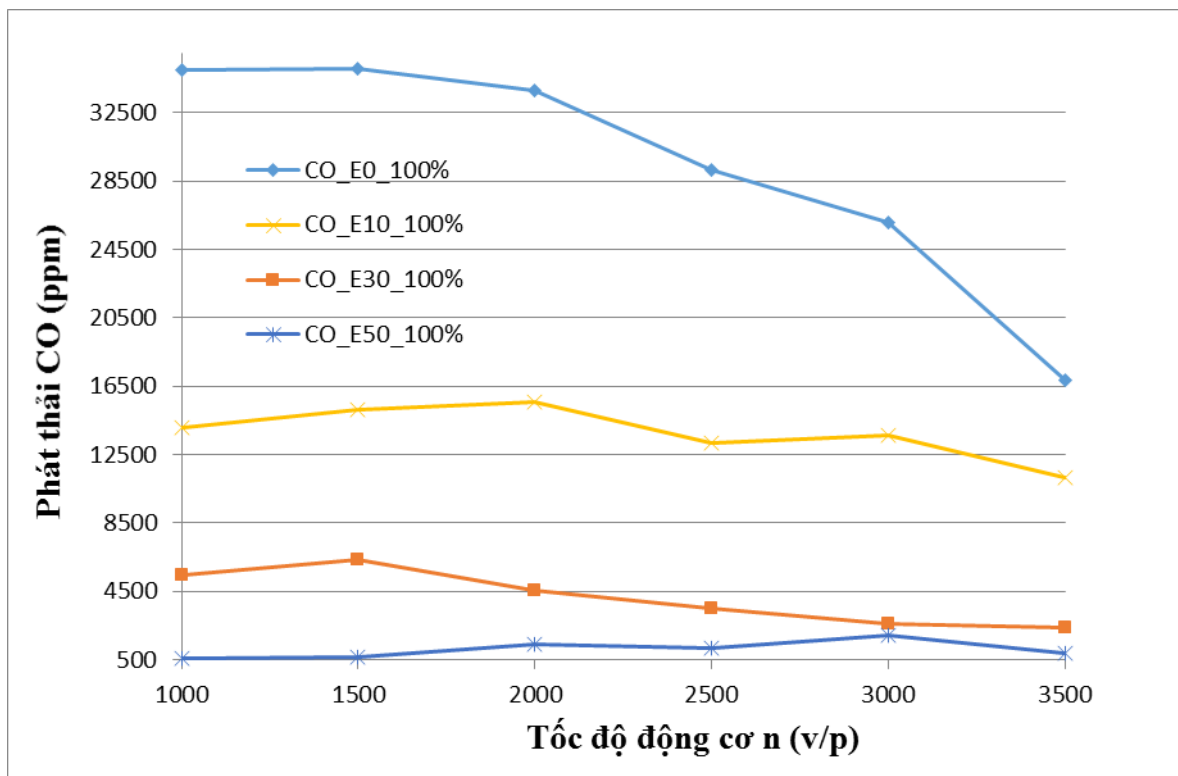
Hình 3. 11 Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ ở chế độ tải nhỏ

Khi sử dụng xăng E85, suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ tăng đáng kể so với khi sử dụng xăng E0.

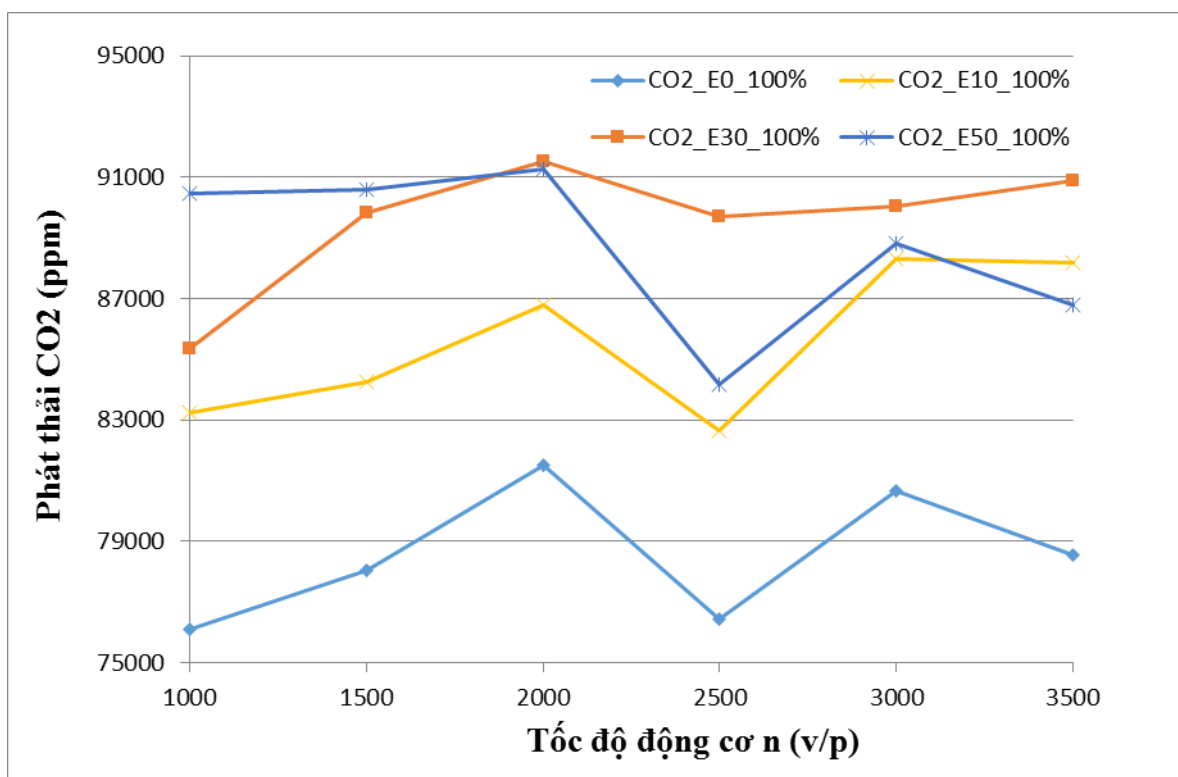
3.4.3 ẢNH HƯỞNG CỦA XĂNG SINH HỌC ĐẾN PHÁT THẢI

3.4.3.1 Phát thải của động cơ ở chế độ toàn tải

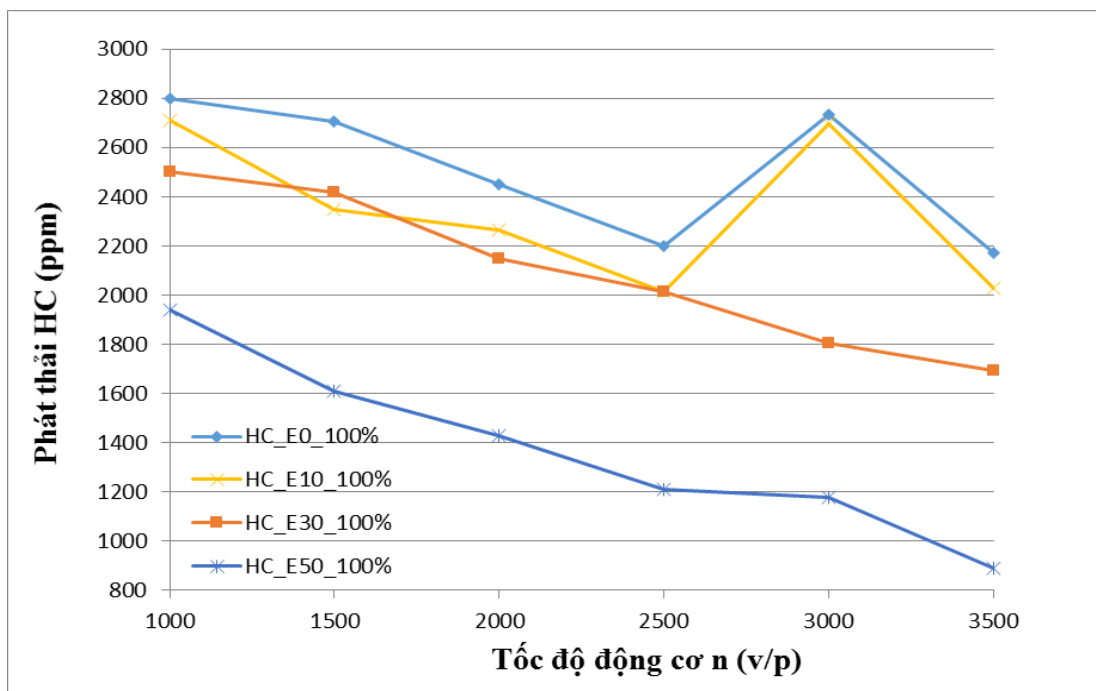
Ở chế độ toàn tải, phát thải CO, CO₂, HC, NO_x của động cơ được thể hiện trong các hình 3.12 – 3.15



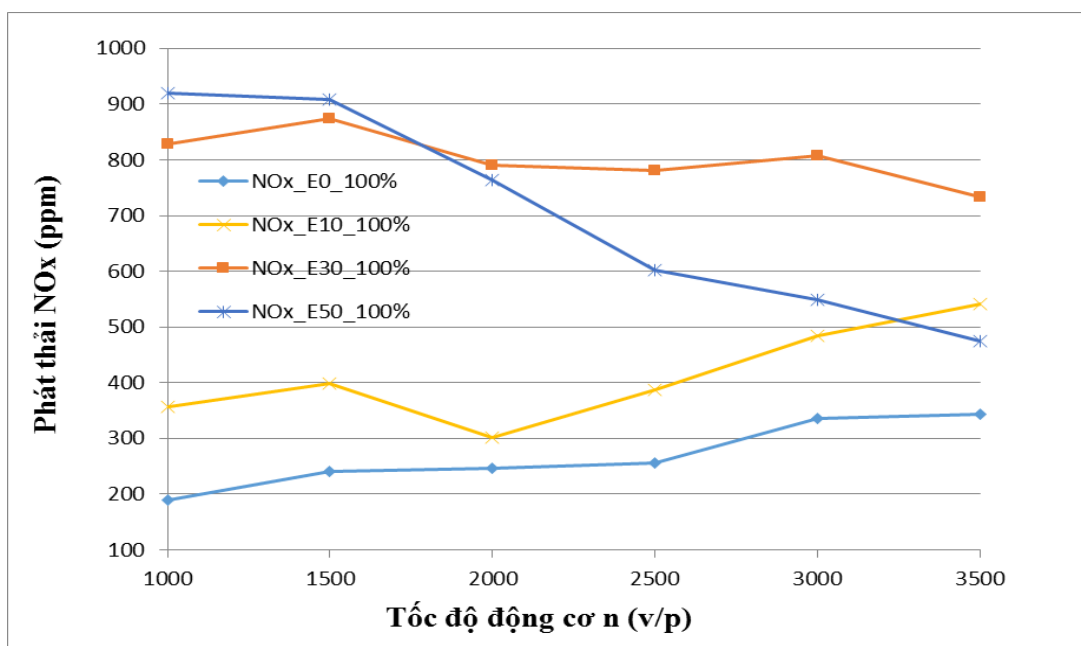
Hình 3. 12 Phát thải của động cơ ở chế độ toàn tải



Hình 3. 13 Phát thải CO₂ của động cơ ở chế độ toàn tải



Hình 3. 14 Phát thải HC của động cơ ở chế độ toàn tải



Hình 3. 15 Phát thải NO_x của động cơ ở chế độ toàn tải

Từ đồ thị có thể nhận thấy rõ ràng là phát thải CO, HC trung bình trên toàn dải tốc độ đã giảm đi đáng kể khi sử dụng nhiên liệu E10, E30 và E50 so với khi động cơ sử dụng nhiên liệu E0 tại vị trí 100% tay ga. Cụ thể phát thải CO giảm lần lượt 53,0%, 85,8% và 96,3% so với E0. Phát thải HC giảm 6,6%, 16,4% và 45,2% khi sử dụng E10, E30 và E50 so với khi sử dụng E0.

Do hàm lượng ô xi có chứa trong nhiên liệu được cải thiện, quá trình cháy của động cơ được cải thiện, nên lượng khí thải CO_2 , NO_x sinh ra trong quá trình cháy là lớn hơn so với E0.

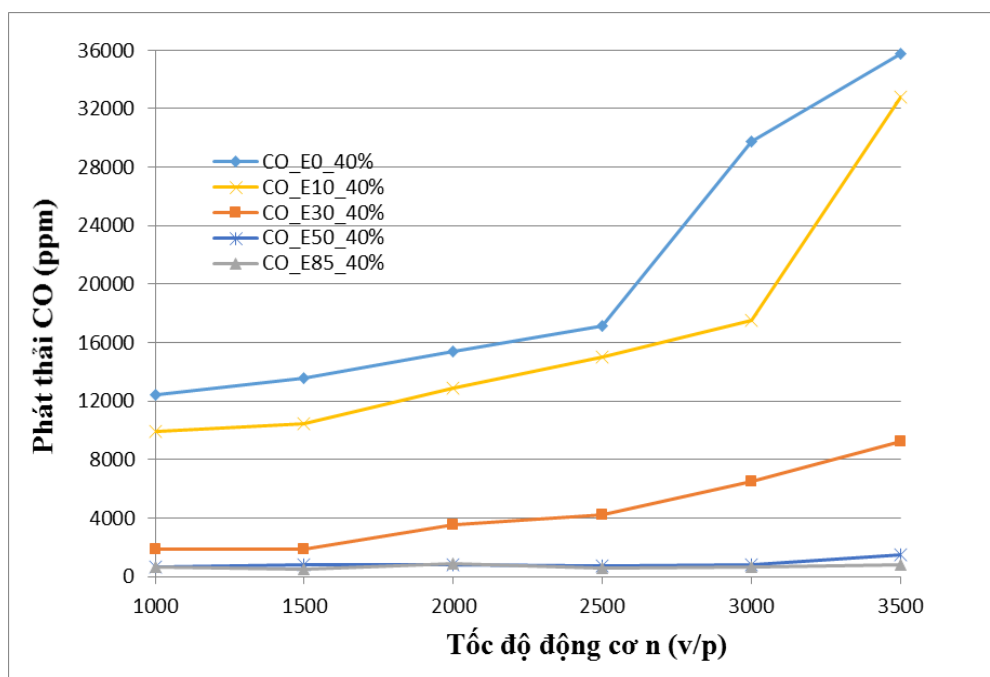
Hàm lượng CO_2 tăng 8,9% với E10, 14,0% với E30 và 12,9% với E50, còn hàm lượng NO_x tăng tương ứng là 53,3%, 198,5% và 161,5% với E10, E30 và E50.

Các kết quả đo phát thải của động cơ ở chế độ toàn tải được đưa trong Phụ lục IV.

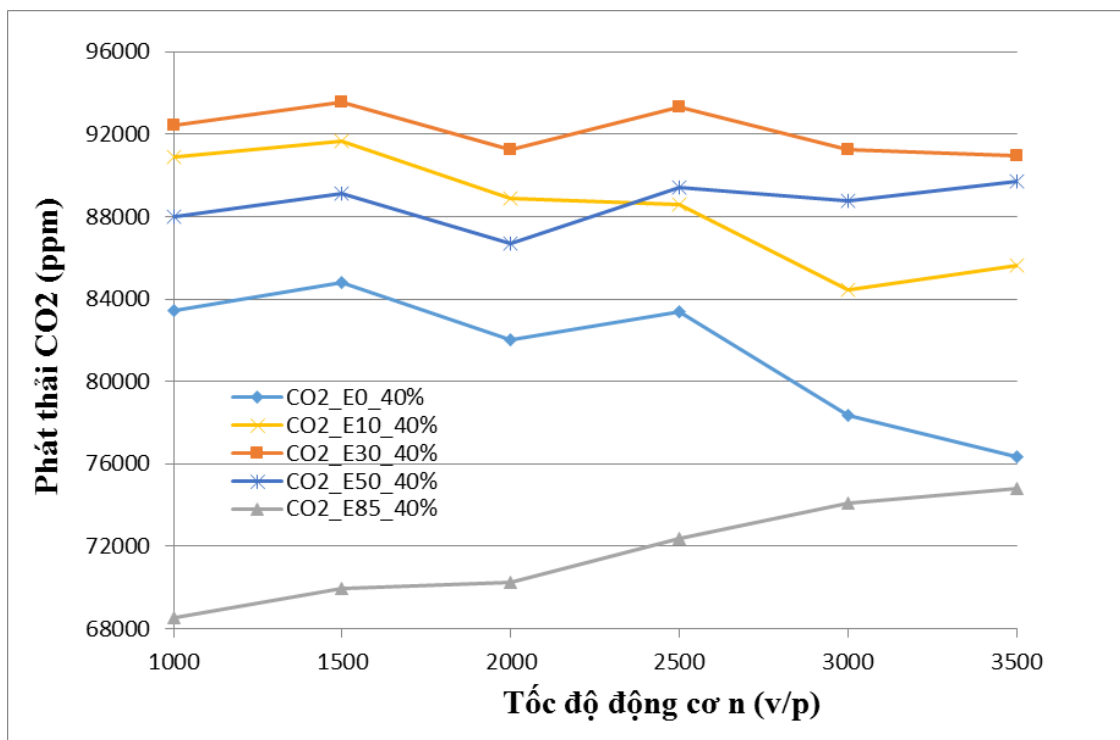
3.4.3.2 Phát thải của động cơ ở chế độ tải bộ phận

Ở vị trí 40% tay ga, phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu E0, E10, E30, E50 và E85 thể hiện trên các hình 3.16-3.19. Kết quả cho thấy khi tăng dần hàm lượng ethanol theo thể tích trong hỗn hợp nhiên liệu trộn lên thì hàm lượng CO, HC giảm đi theo sự tăng đó. Cụ thể CO giảm 21%, 78%, 96% và 97% tương ứng với E10, E30, E50 và E85. Phát thải HC cũng giảm đi tương ứng 26%, 53% và 55% tương ứng với E30, E50 và E85.

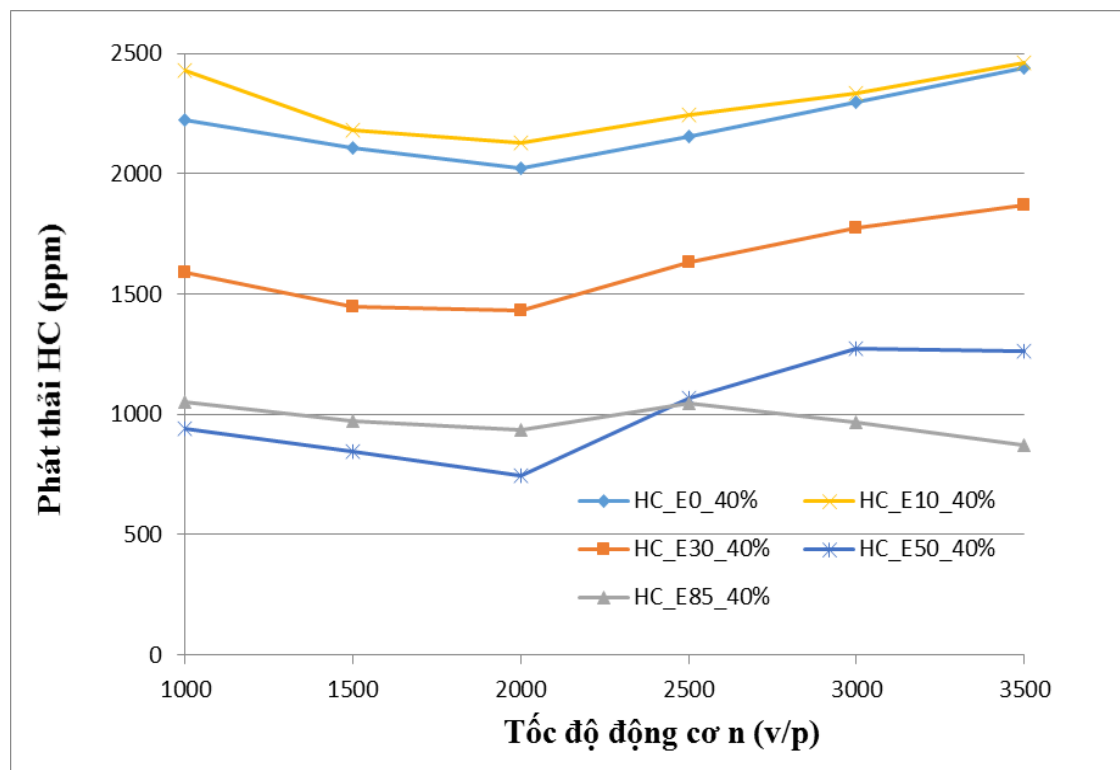
Hàm lượng CO_2 tăng 8,5% với E10 và 13,2% với E30, còn hàm lượng NO_x tăng tương ứng là 21,7% với E10 và 115,2% với E30. Tuy nhiên, khi tăng thêm tỉ lệ ethanol trong nhiên liệu thì hàm lượng CO_2 và NO_x trong khí thải lại giảm đi. Cụ thể, hàm lượng CO_2 tăng 8,8% với E50 và giảm 11,9% với E85. Hàm lượng NO_x tăng 52,8% với E50 và giảm 78,3% với E85.



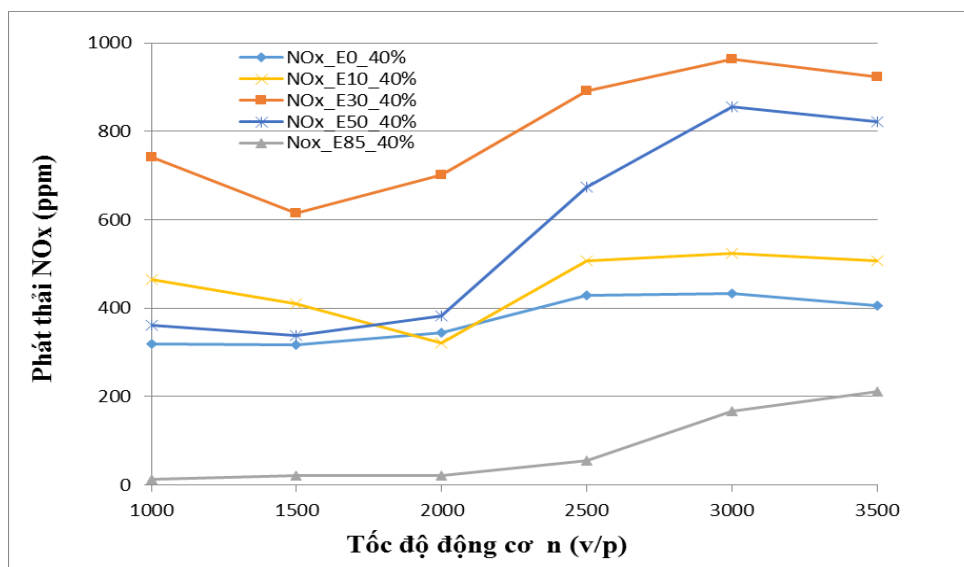
Hình 3. 16 Phát thải CO của động cơ ở chế độ 40% tay ga



Hình 3. 17 Phát thải CO₂ của động cơ ở chế độ 40% tay ga



Hình 3. 18 Phát thải HC của động cơ ở chế độ 40% tay ga



Hình 3. 19 Phát thải NO_x ở chế độ 40% tay ga

Các kết quả đo phát thải của động cơ ở chế độ tải nhỏ có trong Phụ lục IV.

Nhận xét:

Sau khi tiến hành mô phỏng và đánh giá kết quả với các nhiên liệu khác nhau ở các chế độ toàn tải và tải bộ phận (tương ứng 40% vị trí tay ga) thì có thể nhận thấy rằng, ở cả hai chế độ khi sử dụng xăng E10, E30 thì công suất giảm nhẹ còn khi sử dụng xăng E50, E85 thì công suất giảm mạnh. Trong khi suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ khi sử dụng xăng E50, E85 tăng mạnh.

Nguyên nhân ở đây là do nhiệt trị thấp của E10, E30, E50 và E85 thấp hơn khá nhiều so với nhiệt trị thấp của xăng E0. Đồng thời khả năng bay hơi và hòa trộn với không khí của nhiên liệu kém nên công suất của động cơ giảm dần theo tỉ lệ tăng hàm lượng ethanol trong hỗn hợp nhiên liệu.

Ấn nhiệt hóa hơi của ethanol là 361 Btu/lb lớn hơn nhiều so với ấn nhiệt hóa hơi của xăng là 140 Btu/lb, do vậy trong cùng một điều kiện xăng ethanol khi bay hơi sẽ làm giảm nhiệt độ nhiều hơn so với xăng. Nó dẫn đến mật độ khí nạp lớn hơn, lượng khí nạp mới khi nạp vào động cơ sẽ lớn hơn do đó khi sử dụng xăng ethanol, tỷ lệ ethanol càng lớn thì sẽ càng tốn nhiên liệu hơn.

Các mô hình đã được chuẩn hóa các thông số của mô hình cháy do đó các kết quả mô phỏng về tính năng kỹ thuật của động cơ như công suất, mô men hay suất tiêu hao nhiên liệu là tương đối chính xác so với kết quả thực nghiệm. Vì vậy ta hoàn toàn có thể sử dụng mô hình đã chuẩn hóa này để nghiên cứu sự thay đổi của các tính năng kỹ thuật khác như hiệu suất, phát thải của động cơ ...

CHƯƠNG IV. TÍNH TOÁN LƯỢNG NHIÊN LIỆU CUNG CẤP VÀ GÓC ĐÁNH LỬA SỚM PHÙ HỢP VỚI TỈ LỆ CỒN TRONG XĂNG SINH HỌC

Ở các chương trước, luận văn đã xây dựng mô hình động cơ 1NZFE và mô phỏng động cơ khi sử dụng các loại nhiên liệu khác nhau mà không thay đổi thông số điều chỉnh của động cơ.

Có thể thấy, động cơ sử dụng xăng sinh học tỉ lệ cồn thấp trong hỗn hợp thì không cần thay đổi các thông số điều chỉnh như lượng nhiên liệu cung cấp và góc đánh lửa sớm mà vẫn có thể đảm bảo các tính năng kỹ thuật của động cơ. Tuy nhiên, với xăng sinh học có tỉ lệ ethanol lớn, tính năng kỹ thuật của động cơ bị suy giảm. Do vậy, chương này thực hiện điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp và góc đánh lửa sớm nhằm đảm bảo tính năng kỹ thuật động cơ khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn. Quá trình mô phỏng tiến hành với nhiên liệu E0, E10, E50 trong dải tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút ở chế độ toàn tải.

4.1 TÍNH TOÁN LƯỢNG NHIÊN LIỆU CUNG CẤP CHO ĐỘNG CƠ

Khi giữ nguyên lượng nhiên liệu, do nhiệt trị của ethanol thấp hơn xăng nên công suất động cơ sẽ giảm. Với một tốc độ cùng một vị trí bướm ga lượng không khí cấp vào xi lanh là không đổi. Do trong ethanol có ô xi nên lượng không khí lí thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg ethanol ít hơn xăng. Vì vậy, cùng lượng nhiên liệu cung cấp, hỗn hợp càng nhạt đi khi tăng tỉ lệ ethanol trong nhiên liệu. Để đảm bảo duy trì công suất động cơ, luận văn thực hiện điều chỉnh tăng lượng nhiên liệu với E50 như bảng 4.1 và giữ nguyên các thông số khác của động cơ.

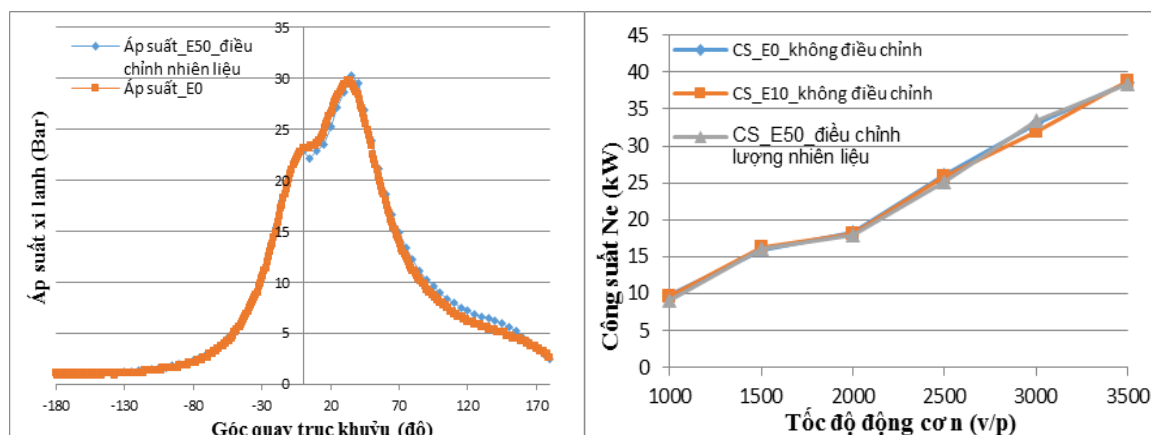
Bảng 4.1 Điều chỉnh lượng nhiên liệu E50 cung cấp cho động cơ

Tốc độ động cơ (vòng/phút)	g_{ct} ban đầu (g/ct)	g_{ct} thay đổi (g/ct)
1000	0,027	0,029
1500	0,028	0,030
2000	0,028	0,036
2500	0,028	0,035
3000	0,028	0,032
3500	0,028	0,037

Trong bảng 4.1, giá trị g_{ct} ban đầu là lượng nhiên liệu cung cấp cho một xi lanh trong một chu trình. Giá trị này được tính từ kết quả đo suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ trong quá trình thực nghiệm.

Sau khi thay tăng lượng nhiên liệu E50 cung cấp cho động cơ, ta sẽ được kết quả công suất và áp suất trong xi lanh động cơ tương đương với trường hợp sử dụng xăng thông thường và xăng E10 không thay đổi lượng nhiên liệu.

Trong hình 4.1 là kết quả mô phỏng áp suất trong xi lanh của động cơ ở tốc độ 3500 vòng/phút ứng với các trường hợp không thay đổi lượng nhiên liệu E0, E10 và thay đổi lượng nhiên liệu E50.



Hình 4. 1 Áp suất trong xi lanh và công suất động cơ

Dựa vào đồ thị, có thể thấy khi điều chỉnh tăng lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ phù hợp sẽ giúp đảm bảo tính năng kỹ thuật của động cơ.

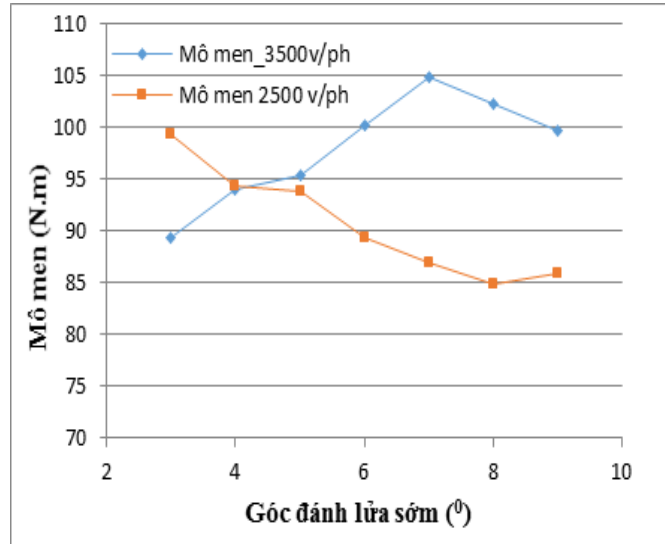
4.2 TÍNH TOÁN ĐIỀU CHỈNH GÓC ĐÁNH LỬA SỚM

Góc đánh lửa sớm φ_s có ảnh hưởng rất lớn đến quá trình cháy của nhiên liệu trong động cơ. Nếu φ_s quá lớn sẽ dẫn đến hiện tượng vừa cháy vừa nén làm tổn công nén và máy nóng. Ngược lại φ_s nhỏ quá làm cho quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở, nhiệt độ khí thải cao, máy nóng và hiệu quả sinh công kém. Lựa chọn được φ_s tối ưu sẽ cho tính kinh tế và tính hiệu quả cao nhất.

Thời gian cháy trễ của hỗn hợp nhiên liệu giảm đi khi tăng tỉ lệ ethanol trong khi thời gian cháy nhanh lại có chiều hướng tăng lên [6]. Bởi vì trong ethanol có chứa ô xi nên thuận tiện hơn cho quá trình châm cháy ở nhiệt độ cao và dịch chuyển màng lửa. Do đó, khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ ethanol càng cao thì góc đánh lửa sớm của động cơ sẽ được điều chỉnh giảm đi.

Tương tự như với thí nghiệm điều chỉnh lượng nhiên liệu E50, thực hiện thay đổi góc đánh lửa sớm của động cơ ở từng tốc độ và giữ nguyên lượng nhiên liệu cung cấp. Để tìm góc đánh lửa tối ưu cho động cơ nhóm nghiên cứu đã tiến hành điều chỉnh góc đánh lửa sớm ở phần tử xi lanh trong mô hình để động cơ đạt mô

men lớn nhất. Trong hình 4.2 là giá trị mô men của động cơ sử dụng E50 ở tốc độ 2500 vòng/phút và 3500 vòng/phút ứng với các góc đánh lửa sớm. Từ đó ta có thể xác định được góc đánh lửa tối ưu của động cơ ở hai tốc độ này là 3° trước ĐCT với tốc độ 2500 vòng/phút và 7° trước ĐCT với tốc độ 3500 vòng/phút.



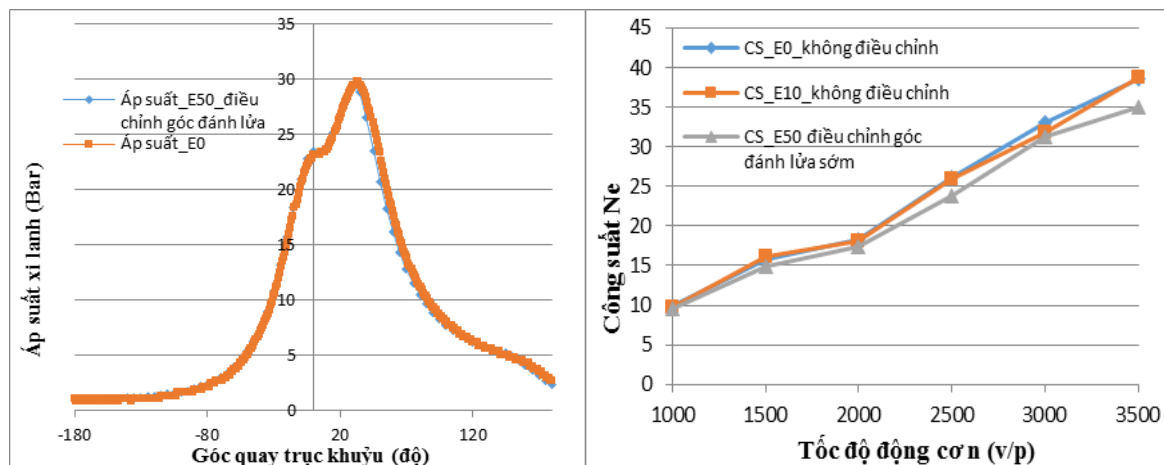
Hình 4. 2 Mô men của động cơ khi thay đổi góc đánh lửa sớm

Bảng 4.2 là các giá trị góc đánh lửa sớm của động cơ sử dụng E50 ứng với các tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút ở hai trường hợp không điều chỉnh và điều chỉnh. Góc đánh lửa sớm không điều chỉnh (góc đánh lửa ban đầu) là kết quả đo đặc được tiến hành trong thực nghiệm.

Tốc độ động cơ (vòng/phút)	Góc đánh lửa sớm ban đầu	Góc đánh lửa sớm điều chỉnh
1000	-4.5	-2
1500	3	1
2000	-1	-1
2500	4	3
3000	7.5	6
3500	9	7

Sau khi điều chỉnh góc đánh lửa sớm của động cơ sử dụng xăng E50 và tiến hành mô phỏng ta được kết quả công suất và áp suất xi lanh của động cơ tương đương với trường hợp sử dụng xăng E0.

Hình 4.3 là áp suất trong xi lanh và công suất của động cơ ở 3500 vòng/phút, với hai trường hợp giữ nguyên góc đánh lửa sớm với xăng E0, E10 và điều chỉnh góc đánh lửa với E50.



Hình 4. 3 Áp suất trong xi lanh và công suất của động cơ

Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra với xăng sinh học có tỉ lệ cồn thấp, ở đây là E10 không cần thay đổi các thông số của động cơ. Tuy nhiên với xăng sinh học có tỉ lệ cồn cao, từ E50 trở lên cần thiết phải thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp và góc đánh lửa sớm nhằm đảm bảo và nâng cao tính năng kỹ thuật của động cơ. Lượng nhiên liệu tăng thêm trung bình là 19,59% trong dải tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút trong khi góc đánh lửa sớm điều chỉnh giảm từ 1 – 4⁰ trục khuỷu.

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI

Luận văn đã tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng động cơ 1NZFE và đánh giá ảnh hưởng của xăng sinh học có tỉ lệ cồn khác nhau tới các tính năng kinh tế - kỹ thuật của động cơ và điều chỉnh các thông số làm việc để đảm bảo tính năng của động cơ khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn. Quá trình thực hiện luận văn đã thu được nhiều kết quả có ý nghĩa lớn trong nghiên cứu và thực tiễn.

Luận văn đã tiến hành hiệu chuẩn các thông số của mô hình dựa trên các thông số đo đạc từ thực nghiệm, qua đó đánh giá tính năng của động cơ. Ở chế độ toàn tải, khi sử dụng nhiên liệu E10 thì mô men và công suất trung bình trên toàn dải tốc độ theo đường đặc tính ngoài giảm khoảng 2,8 % so với khi sử dụng nhiên liệu xăng E0. Với nhiên liệu E30, E50 thì mô men và công suất trung bình trên toàn dải tốc độ theo đường đặc tính ngoài giảm tương ứng 3,1 % và 23,6% so với khi sử dụng nhiên liệu E0. Ở chế độ tải bộ phận, với xăng sinh học có tỉ lệ cồn thấp, mô men và công suất của động cơ giảm không đáng kể so với khi sử dụng xăng thông thường. Tuy nhiên với xăng sinh học có tỉ lệ cồn lớn (E85) thì mô men và công suất của động cơ giảm tương đối nhiều, cụ thể trên dải tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút công suất trung bình giảm khoảng 33,1 % và mô men giảm khoảng 35 %.

Khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn ethanol tăng dần thì phát thải CO, HC trung bình trên toàn dải tốc độ đã giảm đi đáng kể so với khi sử dụng nhiên liệu E0. Hàm lượng CO₂ và NO_x trong phát thải khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn ethanol thấp thì tăng lên nhưng sẽ giảm đi khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ cồn ethanol cao.

Nghiên cứu này cũng chỉ ra với xăng sinh học có tỉ lệ cồn thấp không cần thay đổi các thông số của động cơ. Tuy nhiên với xăng sinh học có tỉ lệ cồn cao, từ E50 trở lên cần thiết phải thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp và góc đánh lửa sớm nhằm đảm bảo và nâng cao tính năng kỹ thuật của động cơ. Qua tính toán mô phỏng, lượng nhiên liệu tăng thêm trung bình là 19,59% trong dải tốc độ từ 1000 – 3500 vòng/phút trong khi góc đánh lửa sớm điều chỉnh giảm từ 1 – 4⁰ trục khuỷu.

Như vậy, ta có thể thấy việc sử dụng xăng sinh học trên các phương tiện giao thông có rất nhiều lợi ích về kinh tế, kỹ thuật và môi trường.

- Sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ cồn ethanol lớn giúp giảm sự phụ thuộc nhiên liệu truyền thống và giảm phát thải ô nhiễm môi trường.

- Các vấn đề đặt ra khi sử dụng xăng sinh học có tỉ lệ ethanol lớn trên phương tiện đang lưu hành là điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp và thay đổi góc đánh lửa nhằm đảm bảo và nâng cao tính năng kỹ thuật của động cơ.

Hướng phát triển của đề tài:

Tại Việt Nam, việc nghiên cứu và sử dụng xăng sinh học mới ở những bước đi đầu tiên và cũng mới chỉ tập trung trong các nghiên cứu với các tỷ lệ ethanol thấp và trung bình. Cần có các nghiên cứu với các tỷ lệ ethanol lớn.

- Từ các mô hình động cơ được chuẩn hóa ta có thể tiếp tục thực hiện các nghiên cứu về ảnh hưởng của xăng sinh học tới tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ, đặc biệt là tính toán phát thải.

- Nghiên cứu sâu để điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp và thay đổi góc đánh lửa sớm cho động cơ để phù hợp với xăng sinh học có tỉ lệ ethanol khác nhau.

- Tiếp tục nghiên cứu chuyển đổi động cơ sử dụng xăng thông thường sang sử dụng xăng ethanol và nghiên cứu phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt.

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ

- [1] **Bùi Thái Sơn**, Nguyễn Khánh Tùng, Phạm Hữu Tuyền, (2015), “Nghiên cứu điều chỉnh thông số làm việc của động cơ Ô tô khi sử dụng xăng sinh học E10 Và E50”, *Hội nghị An toàn Giao thông Quốc gia 2015, Tạp chí Giao thông Vận tải*, (Số đặc biệt), ISSN 2354-0818, tr. 99-103.
- [2] **Bùi Thái Sơn**, Nguyễn Khánh Tùng, Phạm Hữu Tuyền, “Chuẩn hóa mô hình cháy của động cơ đánh lửa cưỡng bức chạy bằng hỗn hợp nhiên liệu xăng – ethanol” *Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Công Nghiệp Hà Nội*.

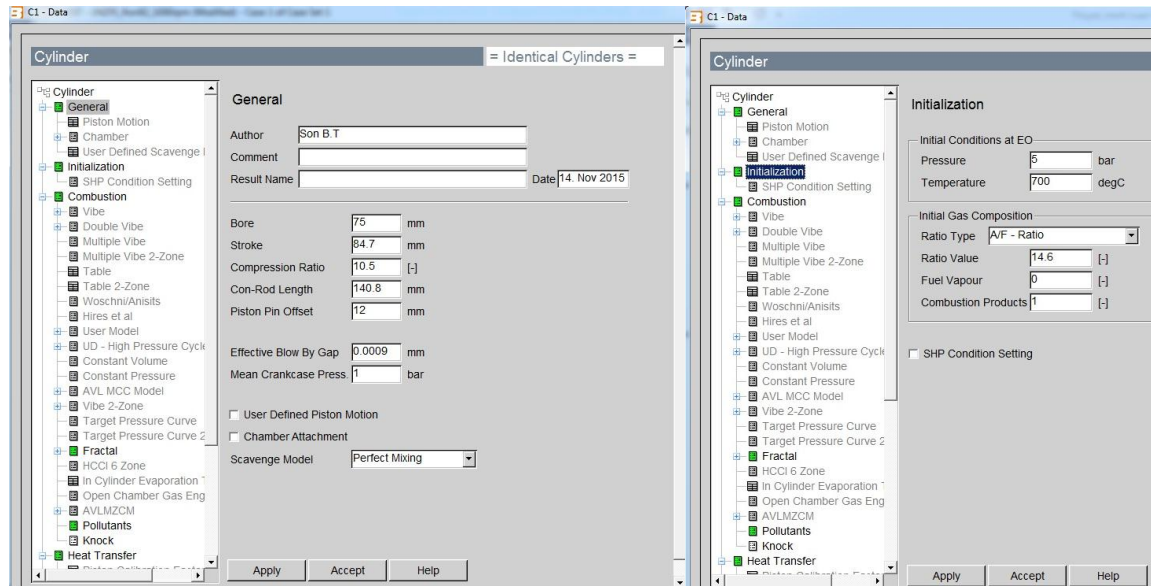
TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] AVL–List GmbH. *BOOST v.2011.1 Theory*. Hans–List–Platz 1, A–8020 Graz, Austria, 2011.
- [2] AVL–List GmbH. *BOOST v.2011.1 Users Guide*. Hans–List–Platz 1, A–8020 Graz, Austria, 2011.
- [3] AVL–List GmbH. *BOOST v.2011.1 Boost Examples*. Hans–List–Platz 1, A–8020 Graz, Austria, 2011.
- [4] John B. Heywood, (1998), *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc, New York.
- [5] Pattas K., Häfner G., “Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung”, MTZ Nr. 12, 397-404, 1973.
- [6] Lê Anh Tuấn, Phạm Hữu Tuyền, (2011), *Nghiên cứu mô phỏng ảnh hưởng của xăng sinh học E5, E10, E20 tới tính năng động cơ xăng xe máy và ô tô thế hệ cũ*, Đề án phát triển nhiên liệu sinh học đến năm 2015, tầm nhìn đến năm 2025, Hà Nội.
- [7] Lê Anh Tuấn, (2012), “Nhiên liệu thay thế dùng cho động cơ đốt trong: Tiềm năng, sản xuất và sử dụng ở Việt Nam”, *Hội nghị toàn quốc ngành nhiệt lần thứ II, 4/2012*.
- [8] Phạm Văn Đoàn, Phạm Hữu Tuyền, Lê Anh Tuấn, Nguyễn Duy Tiến, (2013), “Nghiên cứu đánh giá tính năng và phát thải của động cơ xe máy khi sử dụng nhiên liệu sinh học”; *Tạp chí khoa học và công nghệ, Trường Đại học Công nghiệp*, ISSN 1859-3585, Số 14, 2/2013
- [9] Phạm Minh Tuấn, (2008), *Lý thuyết động cơ đốt trong*, NXB Khoa học – Kỹ thuật, Hà Nội.

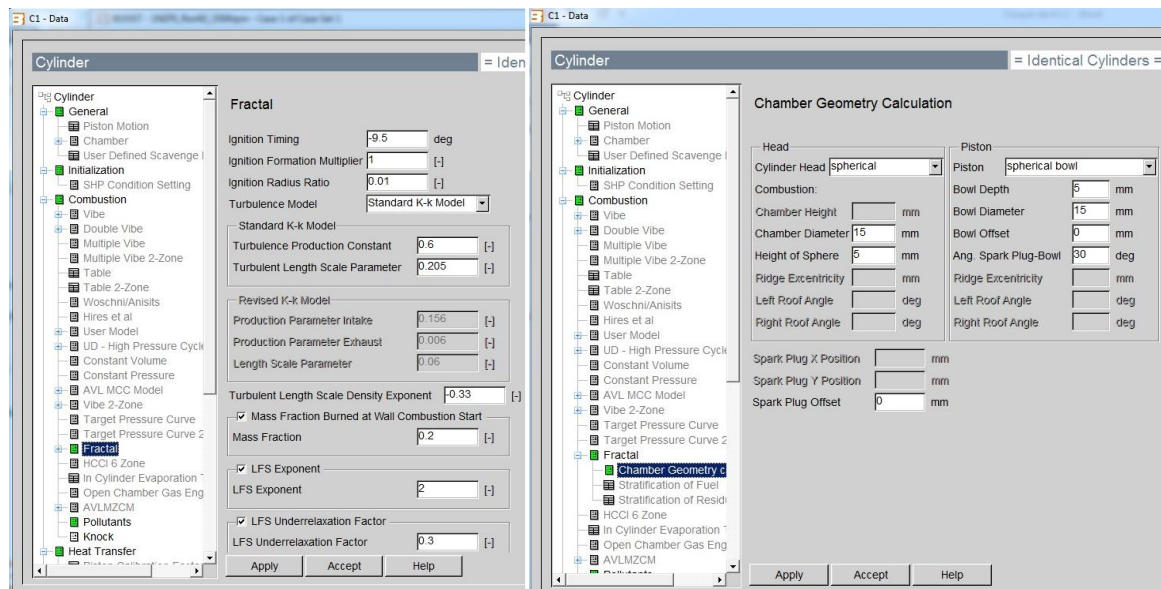
PHỤ LỤC

PHỤ LỤC I: NHẬP THÔNG SỐ CHO CÁC PHẦN TỬ

I.1 Cửa sổ nhập thông số kết cấu và điều kiện biên cho xi lanh:



I.2 Mô hình cháy Fractal cho xi lanh động cơ xăng đánh lửa cưỡng bức



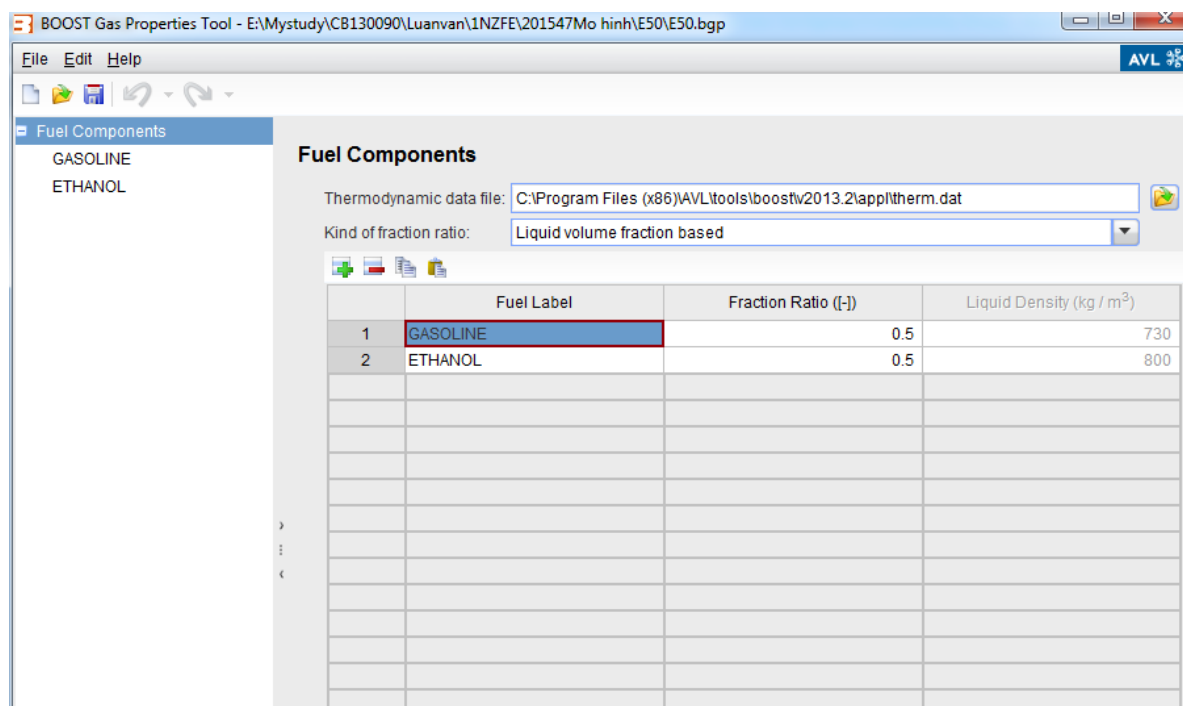
I.3 Phần tử đường ống trong mô hình:

STT	Phần tử	Chiều dài (mm)	Bán kính (mm)	Hệ số truyền nhiệt	Hệ số ma sát	Áp suất bar	Nhiệt độ °C
1	Pipe 1	80	60-70	1	0,01	1	24
2	Pipe 2	60	70	1	0,01	1	24

3	Pipe 3	60	60	1	0,01	1	24
4	Pipe 4	100	52-45	1	0,019	1	24
5	Pipe 5	100	42	1	0,019	1	24
6	Pipe 6	100	52-45	1	0,019	1	24
7	Pipe 7	100	42	1	0,019	1	24
8	Pipe 8	100	52-45	1	0,019	1	24
9	Pipe 9	100	42	1	0,019	1	24
10	Pipe 10	100	52-45	1	0,019	1	24
11	Pipe 11	100	42	1	0,019	1	24
12	Pipe 12	100	32	1	0,023	0,95	60
13	Pipe 13	100	32	1	0,023	0,95	60
14	Pipe 14	100	32	1	0,023	0,95	60
15	Pipe 15	100	32	1	0,023	0,95	60
16	Pipe 16	40	25	1	0,023	1,5	200
17	Pipe 17	40	25	1	0,023	1,5	200
18	Pipe 18	40	25	1	0,023	1,5	200
19	Pipe 19	40	25	1	0,023	1,5	200
20	Pipe 20	40	25	1	0,023	1,5	200
21	Pipe 21	40	25	1	0,023	1,5	200
22	Pipe 22	40	25	1	0,023	1,5	200
23	Pipe 23	40	25	1	0,023	1,5	200
24	Pipe 24	40	22	1	0,023	1,5	600
25	Pipe 25	40	22	1	0,023	1,5	600
26	Pipe 26	40	22	1	0,023	1,5	600
27	Pipe 27	40	22	1	0,023	1,5	600
28	Pipe 28	40	22	1	0,023	1,5	600
29	Pipe 29	40	22	1	0,023	1,5	600
30	Pipe 30	40	22	1	0,023	1,5	600
31	Pipe 31	40	22	1	0,023	1,5	600
32	Pipe 32	80	30	1	0,019	1,5	600

33	Pipe 33	80	30	1	0,019	1,5	600
34	Pipe 34	80	30	1	0,019	1,5	600
35	Pipe 35	80	30	1	0,019	1,5	600
36	Pipe 36	50	35	1	0,023	1,5	550
37	Pipe 37	50	35	1	0,023	1,5	550
38	Pipe 38	50	35	1	0,023	1,5	550
39	Pipe 39	50	35	1	0,023	1,5	550
40	Pipe 40	290	37	1	0,023	1,5	500
41	Pipe 41	290	37	1	0,023	1,5	500
42	Pipe 42	290	37	1	0,023	1,5	500
43	Pipe 43	290	37	1	0,023	1,5	500
44	Pipe 44	330	46	1	0,019	1	400
45	Pipe 45	330	46	1	0,019	1	400
46	Pipe 46	330	46	1	0,019	1	400

I.4 Định nghĩa nhiên liệu bằng công cụ Boost Gas Properties Tool



BOOST Gas Properties Tool - E:\Mystudy\CB130090\Luanvan\1NZFE\201547Mo_hinh\E10\E10.bgp

File Edit Help

Fuel Components

GASOLINE

ETHANOL

GASOLINE

Load Data From Thermodynamic Data File

Molar mass: 0.11120875 kg / mol

Lower heating value: 43529288 J / kg

Stoichiometric A/F ratio: 14.600477 [-]

Carbon/Total mass ratio: 0.86404352 [-]

Oxygen/Total mass ratio: 0 [-]

Nitrogen/Total mass ratio: 0 [-]

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

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

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

Enthalpy/Entropy Polynomial Coefficients

	Upper Temp. Range	Lower Temp. Range
a1(-)	26.093134	-3.7498795
a2(1/K)	0.031762974	0.10547648
a3(1/K^2)	-1.0780036e-05	-8.1278196e-05
a4(1/K^3)	1.6653408e-09	3.262717e-08
a5(1/K^4)	-9.629855e-14	-5.3378361e-12
a6(K)	-12839.555	-2913.942
a7(-)	-115.65148	43.141618

Row 1 of 7, column 1 of 3

Validity range connecting temperature: 1397 K

BOOST Gas Properties Tool - E:\Mystudy\CB130090\Luanvan\1NZFE\201547Mo_hinh\E10\E10.bgp

File Edit Help

Fuel Components

GASOLINE

ETHANOL

ETHANOL

Load Data From Thermodynamic Data File

Molar mass: 0.04606952 kg / mol

Lower heating value: 27753296 J / kg

Stoichiometric A/F ratio: 8.998616 [-]

Carbon/Total mass ratio: 0.52143586 [-]

Oxygen/Total mass ratio: 0.34728819 [-]

Nitrogen/Total mass ratio: 0 [-]

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

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

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

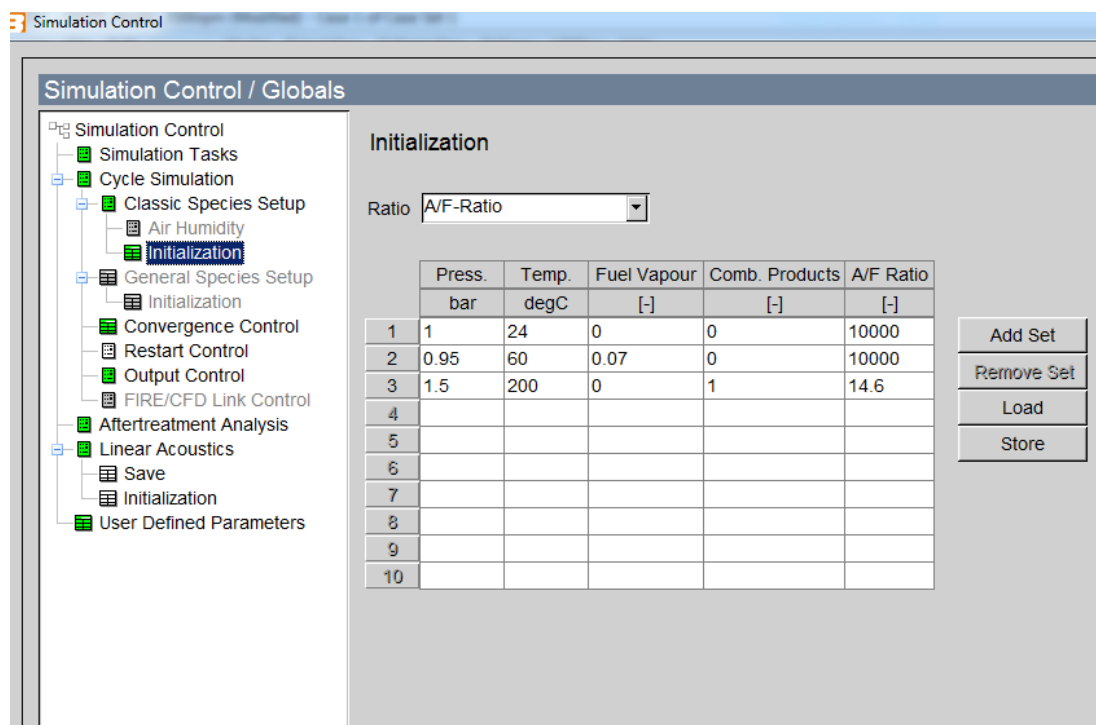
Enthalpy/Entropy Polynomial Coefficients

	Upper Temp. Range	Lower Temp. Range
a1(-)	6.5624365	4.8586957
a2(1/K)	0.015204222	-0.0037401726
a3(1/K^2)	-5.3896795e-06	6.9555378e-05
a4(1/K^3)	8.6225011e-10	-8.8654796e-08
a5(1/K^4)	-5.1289787e-14	3.5168835e-11
a6(K)	-3267.7923	-1738.3035
a7(-)	-9.4730202	4.8018545

Row 1 of 7, column 1 of 3

Validity range connecting temperature: 1000 K

1.5 Thiết lập các thông số ban đầu cho quá trình mô phỏng



PHỤ LỤC II: BIÊN DẠNG CAM NẠP VÀ CAM THẢI

II.1 Biên dạng cam nạp

Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]
270	0	330	0.38	390	7.655	450	0.205
275	0.002	335	0.53	395	6.225	455	0.155
280	0.005	340	0.8	400	4.91	460	0.125
285	0.01	345	1.21	405	3.7	465	0.095
290	0.015	350	1.775	410	2.885	470	0.07
295	0.025	355	2.51	415	2.05	475	0.055
300	0.05	360	3.43	420	1.455	480	0.04
305	0.075	365	4.54	425	1.02	485	0.02
310	0.105	370	5.895	430	0.69	490	0.01
315	0.145	375	7.355	435	0.495	495	0.002
320	0.205	380	8.46	440	0.37	500	0
325	0.275	385	8.59	445	0.28		

II.2 Biên dạng cam thải

Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]
85	0.000	145	0.515	205	6.440	265	0.115
90	0.005	150	0.745	210	5.050	270	0.075
95	0.055	155	1.115	215	3.860	275	0.055
100	0.075	160	1.660	220	2.865	280	0.040
105	0.095	165	2.300	225	2.055	285	0.035
110	0.125	170	3.145	230	1.440	290	0.020
115	0.135	175	4.225	235	0.975	295	0.010
120	0.180	180	5.400	240	0.665	300	0.005
125	0.215	185	6.860	245	0.485	305	0.000
130	0.275	190	8.305	250	0.385		
135	0.345	195	8.700	255	0.305		
140	0.415	200	8.055	260	0.210		

PHỤ LỤC III: ĐỘ NÂNG XU PÁP NẠP – THẢI

III.1 Độ nâng xu páp nạp

Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]
367	0	427	6.35921	487	8.19359	547	4.31628
369	0.053261	429	6.52335	489	8.15757	549	4.10869
371	0.126042	431	6.68084	491	8.1149	551	3.89646
373	0.209768	433	6.83179	493	8.06547	553	3.67947
375	0.314716	435	6.97607	495	8.00932	555	3.45845
377	0.451166	437	7.1135	497	7.94649	557	3.23358
379	0.629395	439	7.24392	499	7.87706	559	3.005
381	0.865375	441	7.36742	501	7.8011	561	2.77285
383	1.15226	443	7.4841	503	7.71852	563	2.53179

385	1.46608	445	7.59385	505	7.6293	565	2.28166
387	1.78289	447	7.69655	507	7.53355	567	2.03058
389	2.07872	449	7.79207	509	7.43138	569	1.78662
391	2.35375	451	7.8823	511	7.32292	571	1.55786
393	2.62392	453	7.96734	513	7.20805	573	1.34142
395	2.88903	455	8.04434	515	7.08669	575	1.13192
397	3.14884	457	8.11049	517	6.95902	577	0.933655
399	3.40313	459	8.16297	519	6.82519	579	0.750945
401	3.65212	461	8.18882	521	6.68541	581	0.588078
403	3.89596	463	8.20477	523	6.54016	583	0.445109
405	4.13434	465	8.21787	525	6.38933	585	0.319166
407	4.36693	467	8.22912	527	6.23215	587	0.21018
409	4.59347	469	8.23927	529	6.06787	589	0.118077
411	4.81409	471	8.24865	531	5.89572	591	0.042788
413	5.029	473	8.2567	533	5.70988	593	0
415	5.23797	475	8.26272	535	5.51638		
417	5.44074	477	8.26567	537	5.31996		
419	5.63704	479	8.26267	539	5.12165		
421	5.82702	481	8.2613	541	4.92211		
423	6.01084	483	8.24546	543	4.72189		
425	6.1883	485	8.22289	545	4.5203		

III.2 Độ nâng xu páp thải

Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]	Góc [°]	Độ nâng [mm]
138	0	198	6.71832093	258	8.59516213	318	4.57173938
140	0.09543162	200	6.87517342	260	8.55361012	320	4.34942727
142	0.28674395	202	7.02606272	262	8.50520861	322	4.12339091

144	0.38725519	204	7.17081596	264	8.45003199	324	3.89160762
146	0.6641352	206	7.3092603	266	8.3881546	326	3.6520547
148	0.90055388	208	7.44122287	268	8.31965082	328	3.40270947
150	1.2491764	210	7.56686198	270	8.24442847	330	3.13549603
152	1.56455619	212	7.68629285	272	8.16243797	332	2.85176283
154	1.89269546	214	7.79927805	274	8.07381758	334	2.56362372
156	2.12959642	216	7.90558015	276	7.97870559	336	2.28319256
158	2.37126128	218	8.00496172	278	7.87724024	338	2.0225832
160	2.62319168	220	8.09726452	280	7.76928222	340	1.77745492
162	2.88805281	222	8.18264685	282	7.65473936	342	1.53973183
164	3.15759222	224	8.26134605	284	7.53382062	344	1.31592499
166	3.42355746	226	8.33359948	286	7.40673501	346	1.11254547
168	3.67769609	228	8.39964449	288	7.27369148	348	0.93610432
170	3.91957186	230	8.45965445	290	7.13461566	350	0.78872275
172	4.15468639	232	8.51347111	292	6.98936821	352	0.64606006
174	4.38369408	234	8.56083444	294	6.83806074	354	0.54493444
176	4.60724929	236	8.60148439	296	6.68080482	356	0.35216405
178	4.82600641	238	8.6351609	298	6.51771206	358	0.21456708
180	5.04015313	240	8.66188041	300	6.34863319	360	0.10907381
182	5.24925321	242	8.68181627	302	6.17349381	362	0
184	5.45302509	244	8.69494386	304	5.99251782		
186	5.65118726	246	8.70123852	306	5.80592913		
188	5.84345818	248	8.70067564	308	5.61395163		
190	6.0299878	250	8.69323871	310	5.41639918		
192	6.21096381	252	8.67894416	312	5.21312251		
194	6.38616128	254	8.65781673	314	5.00440084		
196	6.5553553	256	8.62988114	316	4.79051339		

PHỤ LỤC IV: CÁC KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM*IV.1 Số liệu đo góc đánh lửa sớm của động cơ*

Góc đánh lửa sớm		E0	E10	E30	E50	E85
Chế độ tải lớn	1000 v/ph	-5	-6	-6	-4.5	-
	1500 v/ph	3	3.5	3.5	3	-
	2000 v/ph	4	0	-0.5	-1.0	-
	2500 v/ph	5	4.5	4.5	4	-
	3000 v/ph	8.5	8.5	8	7.5	-
	3500 v/ph	9.5	9.5	9.5	9	-
Chế độ tải nhỏ	1000 v/ph	-10.5	-10.5	-10.5	-10.5	-4.0
	1500 v/ph	-2.5	-2.00	-2.0	-2.0	5.50
	2000 v/ph	6.50	6.00	6.00	6.00	6.00
	2500 v/ph	18.00	18.00	17.50	17.00	17.50
	3000 v/ph	25.00	26.00	26.00	25.50	25.00
	3500 v/ph	30.00	31.00	30.50	30.00	30.50

IV.2 Số liệu đo công suất, mô men, tiêu hao nhiên liệu động cơ chế độ toàn tải

		E0	E10	E30	E50
Công suất (kW)	1000 v/ph	9,33	9,57	9,31	9,06
	1500 v/ph	15,79	16,16	15,58	14,96
	2000 v/ph	21,08	19,12	20,75	19,24
	2500 v/ph	26,48	26,75	25,79	23,05
	3000 v/ph	32,84	33,35	31,49	27,25
	3500 v/ph	39,20	39,78	37,36	31,83
Mô men (Nm)	1000 v/ph	89,1	91,43	88,95	86,55
	1500 v/ph	100,6	102,95	99,25	95,3
	2000 v/ph	100,7	91,35	99,15	91,9

	2500 v/ph	101,2	102,25	98,55	88,1
	3000 v/ph	104,6	106,2	100,3	86,8
	3500 v/ph	107,0	108,1	102,0	86,9
Suất tiêu hao nhiên liệu (g/ct)	1000 v/ph	0,0260		0,0258	0,0271
	1500 v/ph	0,0269		0,0273	0,0277
	2000 v/ph	0,0271		0,0271	0,0275
	2500 v/ph	0,0270		0,0274	0,0277
	3000 v/ph	0,0276		0,0276	0,0281
	3500 v/ph	0,0280		0,0281	0,0282

IV.3 Số liệu đo công suất, mô men, tiêu hao nhiên liệu động cơ ở chế độ 40% tay ga

		E0	E10	E30	E50	E85
Công suất (kW)	1000 v/ph	7,12	7.62	7.2	5.99	4.00
	1500 v/ph	10,66	10.86	10.49	8.78	6.66
	2000 v/ph	13,33	13.70	13.16	11.63	8.51
	2500 v/ph	16,16	16.59	16.26	13.91	10.65
	3000 v/ph	16,09	16.28	16.11	15.31	11.74
	3500 v/ph	15,34	15.15	15.24	14.69	11.04
Mô men (Nm)	1000 v/ph	67,95	72.8	68.75	57.25	38.25
	1500 v/ph	67,85	69.2	66.8	55.9	42.43
	2000 v/ph	63,7	65.45	62.8	55.55	40.65
	2500 v/ph	61,75	63.4	62.1	53.15	40.7
	3000 v/ph	51,25	51.85	51.3	48.75	37.4
	3500 v/ph	41,85	41.35	41.6	40.1	30.15
Suất tiêu hao nhiên liệu (g/ct)	1000 v/ph	0,0220		0.0236	0.0231	0.0230
	1500 v/ph	0,0202		0.0209	0.0209	0.0211
	2000 v/ph	0,0178		0.0184	0.0189	0.0187

	2500 v/ph	0,0158		0.0169	0.0169	0.0163
	3000 v/ph	0,0137		0.0143	0.0144	0.0140
	3500 v/ph	0,0124		0.0124	0.0129	0.0125

IV.4 Phát thải của động cơ ở chế độ toàn tải

	E0			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	35018	76091	2801	189.7
1500	35120	78058	2707	239.77
2000	33774	81525	2452	247.2
2500	29180	76415.5	2199	256.35
3000	26080	80667.9	2033	335.4
3500	16861	78538.4	2107	344.04
	E10			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	14073	83259	3112	357
1500	15125	84239	2750	399
2000	15584	86797	2565	302
2500	13159	82640	2911	388
3000	13592	88297	4798	485
3500	11175	88189	7228	541
	E30			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	5422	85334	2503	829
1500	6361	89848	2419	875
2000	4525	91537	2150	790
2500	3504	89717	2011	780
3000	2624	90049	1806	807

3500	2405	90900	1694	733
	E50			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	537	90452	1939	920
1500	613	90589	1610	908
2000	1376	91253	1428	763
2500	1168	84189	1210	603
3000	1908	88820	1175	548
3500	878	86806	890	475

IV.5 Phát thải của động cơ ở chế độ 40% tải ga

	E0			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	12432	83468	2224.8	319.72
1500	13566	84814.5	2108	316.7
2000	15413	82011	2021	343.6
2500	17154	83406.8	2156.18	428.1
3000	29784	78370.5	2296	434.1
3500	35735.9	76321.1	2438.5	405.36
	E10			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	9963	90873	2428	465
1500	10458	91661	2184	410
2000	12852	88884	2129	321
2500	15051	88567	2246	507
3000	17512	84428	2336	525
3500	32775	85622	2463	508

	E30			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	1890	92465	1591	742
1500	1869	93536	1445	614
2000	3552	91281	1434	702
2500	4203	93339	1633	891
3000	6515	91231	1776	964
3500	9278	90972	1870	924
	E50			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	654	87997	941	362
1500	770	89130	845	338
2000	824	86700	746	383
2500	702	89433	1066	675
3000	799	88764	1274	855
3500	1511	89699	1265	821
	E50			
n (v/ph)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	HC (ppm)	NO _x (ppm)
1000	656	68539	1051	13
1500	536	69945	972	21
2000	870	70257	936	20
2500	571	72376	1045	54
3000	684	74065	969	167
3500	841	74787	873	212