

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN ĐỘNG CƠ



HCMUTE

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

ỨNG DỤNG AVL BOOST MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ
NHIÊN LIỆU KÉP DIESEL - CNG

SVTH: ĐÌNH MINH THÀNH

MSSV: 15145355

SVTH: LÊ KHÁNH VÂN

MSSV: 15145416

GVHD: PGS.TS LÝ VĨNH ĐẠT

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 07 năm 2019

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN ĐỘNG CƠ



HCMUTE

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Chuyên ngành: Công nghệ Kỹ thuật ô tô

Tên đề tài:

ỨNG DỤNG AVL BOOST MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ
NHIÊN LIỆU KÉP DIESEL - CNG

SVTH: ĐÌNH MINH THÀNH

MSSV: 15145355

SVTH: LÊ KHÁNH VÂN

MSSV: 15145416

GVHD: PGS.TS LÝ VĨNH ĐẠT

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 07 năm 2019

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HCM

KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

BỘ MÔN ĐỘNG CƠ

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

ĐỀ TÀI:

ỨNG DỤNG AVL BOOST MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ NHIÊN LIỆU KÉP DIESEL – CNG

Sinh viên thực hiện: Đinh Minh Thành MSSV: 15145355

Lê Khánh Vân MSSV: 15145416

Giảng viên hướng dẫn: **PGS.TS LÝ VĨNH ĐẠT**

I. NỘI DUNG:

- Nghiên cứu tổng quan phần mềm AVL – BOOST.
- Nghiên cứu cơ sở lý thuyết về mô phỏng động cơ nhiên liệu kép.
- Ứng dụng phần mềm mô phỏng động cơ Ford Ranger trong tính toán khí thải, công suất.

II. TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- Tài liệu của hãng AVL – BOOST.
- Các tài liệu trên mạng Internet.

III. TRÌNH BÀY:

- Thuyết minh đề tài: 01 cuốn thuyết minh.

IV. THỜI GIAN THỰC HIỆN:

- Ngày bắt đầu: 23/3/2019
- Ngày hoàn thành: 27/07/2019
- Ngày nộp đề tài: 27/07/2019

BỘ MÔN ĐỘNG CƠ

Tp.HCM, ngày 27 tháng 07 năm 2019

Giảng viên hướng dẫn

PGS.TS Lý Vĩnh Đạt

Bộ môn

PHIẾU NHẬN XÉT ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

(Dành cho giảng viên hướng dẫn)

Họ và tên sinh viên.....MSSV:..... Hội đồng:.....

Họ và tên sinh viên.....MSSV:..... Hội đồng:.....

Tên đề tài:

.....

Ngành đào tạo:

Họ và tên GV hướng dẫn:

Ý KIẾN NHẬN XÉT

1. Nhận xét về tinh thần, thái độ làm việc của sinh viên (không đánh máy)

.....
.....
.....
.....

2. Nhận xét về kết quả thực hiện của ĐATN(không đánh máy)

2.1.Kết cấu, cách thức trình bày ĐATN:

.....
.....
.....
.....
.....

2.2 Nội dung đồ án:

(Cơ sở lý luận, tính thực tiễn và khả năng ứng dụng của đồ án, các hướng nghiên cứu có thể tiếp tục phát triển)

.....
.....
.....
.....

.....

2.3. Kết quả đạt được:

.....

.....

.....

.....

.....

2.4. Những tồn tại (nếu có):

.....

.....

.....

.....

3. Đánh giá:

TT	Mục đánh giá	Điểm tối đa	Điểm đạt được
1.	Hình thức và kết cấu ĐATN	30	
	<i>Đúng format với đầy đủ cả hình thức và nội dung của các mục</i>	<i>10</i>	
	<i>Mục tiêu, nhiệm vụ, tổng quan của đề tài</i>	<i>10</i>	
	<i>Tính cấp thiết của đề tài</i>	<i>10</i>	
2.	Nội dung ĐATN	50	
	<i>Khả năng ứng dụng kiến thức toán học, khoa học và kỹ thuật, khoa học xã hội...</i>	<i>5</i>	
	<i>Khả năng thực hiện/phân tích/tổng hợp/đánh giá</i>	<i>10</i>	
	<i>Khả năng thiết kế chế tạo một hệ thống, thành phần, hoặc quy trình đáp ứng yêu cầu đưa ra với những ràng buộc thực tế.</i>	<i>15</i>	
	<i>Khả năng cải tiến và phát triển</i>	<i>15</i>	
	<i>Khả năng sử dụng công cụ kỹ thuật, phần mềm chuyên ngành...</i>	<i>5</i>	
3.	Đánh giá về khả năng ứng dụng của đề tài	10	
4.	Sản phẩm cụ thể của ĐATN	10	
	Tổng điểm	100	

4. Kết luận:

- ☐ Được phép bảo vệ
- ☐ Không được phép bảo vệ

TP.HCM, ngày tháng 07 năm 2018

Giảng viên hướng dẫn

((Ký, ghi rõ họ tên))

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
TP. HCM

KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

Bộ môn

CỘNG HOÀ XÃ HỘI CHỦ NGHĨA
VIỆT NAM

Độc lập - Tự do – Hạnh phúc

PHIẾU NHẬN XÉT ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

(Dành cho giảng viên phản biện)

Họ và tên sinh viên.....MSSV:Hội đồng.....

Họ và tên sinh viên.....MSSV:Hội đồng.....

Tên đề tài:

.....

Ngành đào tạo:

Họ và tên GV phản biện: (Mã GV)

Ý KIẾN NHẬN XÉT

1. Kết cấu, cách thức trình bày ĐATN:

.....
.....
.....

2. Nội dung đồ án:

(Cơ sở lý luận, tính thực tiễn và khả năng ứng dụng của đồ án, các hướng nghiên cứu có thể tiếp tục phát triển)

.....
.....
.....
.....

3. Kết quả đạt được:

.....
.....
.....
.....

4. Những thiếu sót và tồn tại của ĐATN:

.....

.....

.....

.....

5. Câu hỏi:

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

6. Đánh giá:

TT	Mục đánh giá	Điểm tối đa	Điểm đạt được
1.	Hình thức và kết cấu ĐATN	30	
	Đúng format với đầy đủ cả hình thức và nội dung của các mục	10	
	Mục tiêu, nhiệm vụ, tổng quan của đề tài	10	
	Tính cấp thiết của đề tài	10	
2.	Nội dung ĐATN	50	
	Khả năng ứng dụng kiến thức toán học, khoa học và kỹ thuật, khoa học xã hội...	5	
	Khả năng thực hiện/phân tích/tổng hợp/đánh giá	10	
	Khả năng thiết kế, chế tạo một hệ thống, thành phần, hoặc quy trình đáp ứng yêu cầu đưa ra với những ràng buộc thực tế.	15	
	Khả năng cải tiến và phát triển	15	
	Khả năng sử dụng công cụ kỹ thuật, phần mềm chuyên ngành...	5	

3.	<i>Đánh giá về khả năng ứng dụng của đề tài</i>	10	
4.	<i>Sản phẩm cụ thể của ĐATN</i>	10	
	Tổng điểm	100	

7. Kết luận:

- ☐ Được phép bảo vệ
- ☐ Không được phép bảo vệ

TP.HCM, ngày tháng 07 năm 2018

Giảng viên phản biện

((Ký, ghi rõ họ tên))

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

XÁC NHẬN HOÀN THÀNH ĐỒ ÁN

Tên đề tài:

.....

Họ và tên Sinh viên: MSSV:.....

..... MSSV:.....

Ngành: Công nghệ Kỹ thuật ô tô

Sau khi tiếp thu và điều chỉnh theo góp ý của Giảng viên hướng dẫn, Giảng viên phản biện và các thành viên trong Hội đồng bảo vệ. Đồ án tốt nghiệp đã được hoàn chỉnh đúng theo yêu cầu về nội dung và hình thức.

Chủ tịch Hội đồng: _____

Giảng viên hướng dẫn: _____

Giảng viên phản biện: _____

Tp. Hồ Chí Minh, ngày tháng năm 20

LỜI CẢM ƠN

Nhóm thực hiện chúng em xin chân thành cảm ơn
quý thầy cô trường Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật Tp.HCM đã
tận tâm trong công việc giáo dục, truyền dạy cho chúng em những
kiến thức và kinh nghiệm quý báu trong khóa học vừa qua.

Chúng em xin chân thành cảm ơn **quý thầy cô khoa**
Cơ Khí Động Lực đã tạo điều kiện thuận lợi để chúng em có thể
hoàn thành đề tài này.

Đặc biệt, chúng em xin gửi lời cảm ơn chân thành
đến **giáo viên hướng dẫn PGS.TS Lý Vĩnh Đạt** đã rất tận tình
hướng dẫn chúng em trong suốt thời gian thực hiện đề tài, để chúng
em có thể hoàn thiện đề tài một cách tốt nhất có thể.

Đinh Minh Thành

Lê Khánh Vân

TÓM TẮT

Ô nhiễm môi trường ngày càng tăng do hàm lượng khí thải lớn từ nền công nghiệp ô tô gây nên. Cấp thiết cần có những giải pháp cụ thể và hữu hiệu để hạn chế vấn đề trên. Một trong những giải pháp để cắt giảm khí thải trên ô tô chính là sử dụng nguồn nhiên liệu sạch CNG.

Thông qua việc tìm hiểu về phần mềm mô phỏng động cơ AVL Boost, chúng tôi sử dụng phần mềm để mô phỏng động cơ trên xe Ford Ranger và tiến hành trộn thêm CNG vào Diesel để nghiên cứu quá trình cháy và khí thải (Soot, NOx). Cụ thể sẽ tạo ra một mô hình sơ đồ khối đặc trưng cho động cơ, nhập thông số cần thiết và tiến hành chạy thử ở các tỉ lệ nhiên liệu khác nhau từ đó rút ra kết quả thu được như công suất, mô men xoắn, áp suất trong xy lanh, hàm lượng khí thải Soot và NOx,... Từ đó đánh giá được tính hiệu quả của việc sử dụng nhiên liệu kép trên xe và đưa ra việc cải tiến giúp giữ nguyên hoặc giảm tổn thất công suất đến mức thấp nhất như tăng tỉ số nén của động cơ vì chỉ số RON của CNG cao hơn Diesel.

Tuy nhiên nhiên liệu CNG chưa được tối ưu hóa về vấn đề lưu trữ nên cần phát triển công nghệ lưu trữ với áp suất cao hơn nhằm đảm bảo tính cơ động và an toàn.

MỤC LỤC

DANH MỤC CÁC KÍ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT.....	i
DANH MỤC CÁC HÌNH.....	iii
DANH MỤC CÁC BẢNG.....	vi
LỜI NÓI ĐẦU	vii
CHƯƠNG 1. DẪN NHẬP	1
1.1. Lý do chọn đề tài	2
1.1.1. Tình hình ô nhiễm môi trường hiện nay	2
1.1.2. Tình hình sử dụng CNG	6
1.2. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu	16
1.3. Mục tiêu của đề tài.....	16
1.4. Phương pháp nghiên cứu	16
1.5. Nội dung nghiên cứu	17
CHƯƠNG 2. TỔNG QUAN VỀ PHẦN MỀM AVL BOOST	18
2.1. Tính năng và ứng dụng của phần mềm AVL BOOST	19
2.1.1. Tính năng.....	19
2.1.1.1. Tính năng cơ bản.....	19
2.1.1.2. Tính năng áp dụng	19
2.1.2. Ứng dụng của phần mềm AVL Boost.....	19
2.1.2.1. Cơ sở lý thuyết của phần mềm AVL BOOST	20
2.2. Các phần tử của phần mềm BOOST.....	33
2.2.1. Giao diện phần mềm	33
2.2.2. Các phần tử của phần mềm	36
2.3. Các bước cơ bản để xây dựng một mô hình	42
CHƯƠNG 3. ỨNG DỤNG AVL BOOST MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ	44
3.1. Xây dựng mô hình động cơ Ford Ranger	45
3.1.1. Thông số chi tiết động cơ.....	45
3.1.2. Chọn khối cho động cơ Ford Ranger	46

3.1.3. Nối mô hình và thiết lập các điểm đo áp suất	49
3.2. Cài đặt thông số cho mô hình	50
3.2.1. Cài đặt thông số chung cho mô hình	50
3.2.1.1. Điều khiển chung – General control	52
3.2.1.2. Điều khiển bước tính – Time step control	53
3.2.1.3. Thứ tự nổ - Firing order	54
3.2.1.4. Điều kiện ban đầu	54
3.2.1.5. Điều khiển khởi động và đầu ra - Restart Control - Output... ..	56
3.2.1.6. Ma sát động cơ – Engine friction.....	57
3.2.2. Thiết lập dữ liệu cho các khối trong mô hình	59
3.2.2.1. Xy lanh.....	59
3.2.2.1.1. Tổng quát – General	59
3.2.2.1.2. Thông số chuẩn – Initialization	60
3.2.2.1.3. Truyền nhiệt – Heat transfer.....	63
3.2.2.1.4. Đặc điểm các đường ống – Valve port specifications	65
3.2.2.2. Làm mát khí nạp – Air cooler	71
3.2.2.2.1. Tổng quát – General	71
3.2.2.2.2. Điều kiện vận hành chuẩn - Reference Operating Conditions.....	71
3.2.2.3. Bộ tăng áp – Turbocharger	72
3.2.3. Tạo file nhiên liệu	74
3.2.4. Tạo case và khởi chạy mô hình	77
3.3. Chạy mô hình và xuất kết quả	81
3.3.1. Cách xuất kết quả và kết quả chung	81
3.3.2. Ảnh hưởng của nhiên liệu kép Diesel - CNG đến đặc tính động cơ	84
3.3.3. Ảnh hưởng của nhiên liệu kép Diesel - CNG đến hàm lượng khí thải	89
CHƯƠNG 4. KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	92
4.1. Kết luận.....	93

4.2. Kiến nghị	93
TÀI LIỆU THAM KHẢO	95
PHỤ LỤC.....	96

DANH MỤC CÁC KÍ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Tên gọi	Đơn vị
AVL – BOOST	Phần mềm mô phỏng của hãng AVL	-
AVL – MCC	Mô hình cháy của hãng AVL	-
B0	Nhiên liệu chứa 100% Diesel	-
B10	Nhiên liệu chứa 10% CNG và 90% Diesel	-
B20	Nhiên liệu chứa 20% CNG và 80% Diesel	-
B30	Nhiên liệu chứa 30% CNG và 70% Diesel	-
B100	Nhiên liệu chứa 100% CNG	-
CNG	Khí nén thiên nhiên	-
CO	Monoxit Cacbon	-
DI	Kiểu phun trực tiếp	-
EO	Mở xupap thải	-
FMEP	Hệ số ma sát	-
NO _x	Oxit nito	-
ROHR	Đồ thị tốc độ tỏa nhiệt bộ xúc tác khử NO _x	-
Smoke	Độ khói	-
Soot	Muội than, bồ hóng	-
SO _x	Oxit lưu huỳnh	-
TCVN	Tiêu chuẩn Việt Nam	-
θ	Góc quay trục khuỷu hiện thời	Độ
Q	Tổng nhiệt lượng tỏa ra trong quá trình cháy	J
Aw	Hằng số phụ thuộc tỉ lệ nhiên liệu CNG	-
Ne	Công suất định mức	kW
I	Số xy lanh	-
ne	Số vòng quay định mức	rpm
S	Hành trình piston	mm

D	Đường kính xy lanh	mm
L	Chiều dài thanh truyền	mm
ε	Tỷ số nén	-
g	Suất tiêu hao nhiên liệu	g/ml.h
d1	Đường kính nắm xupap nạp	mm
d2	Đường kính nắm xupap thải	mm
d3	Đường kính thân xupap nạp	mm
d4	Đường kính thân xupap thải	mm
φ	Góc phun sớm	Độ TK
φ_1	Góc mở sớm xupap thải	Độ TK
φ_2	Góc đóng muộn xupap thải	Độ TK
β_1	Góc mở sớm xupap nạp	Độ TK
β_2	Góc đóng muộn xupap nạp	Độ TK
m_c	Khối lượng môi chất bên trong xy lanh	g
u	Nội năng	J
p_c	Áp suất bên trong xy lanh	Kpa
V	Thể tích xy lanh	l
Q_F	Nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp	J
h_{BB}	Trị số enthalphy	-
T_c	Nhiệt độ xy lanh	Độ K
Hc	Nhiệt trị thấp	kJ/ kg
Λ	Hằng số dư lượng không khí	-
Φ	Tỷ lệ tương đương	-
ISS	Hệ thống lưu trữ tích hợp	-
SB	System Boundary	-

DANH MỤC CÁC HÌNH

Ký hiệu	Tên bảng	Trang
Hình 1.1.	Tình trạng ô nhiễm khí thải tại Việt Nam	3
Hình 1.2.	Tỷ lệ phát thải chất gây ô nhiễm do các phương tiện giao thông cơ giới đường bộ của Việt Nam.....	5
Hình 1.3.	Khai thác dầu khí Việt Nam	10
Hình 1.4.	Xe buýt sử dụng khí CNG	12
Hình 1.5.	Hệ thống nguyên liệu kép Diesel - CNG.....	15
Hình 1.6.	Cách lắp đặt CNG lên phương tiện	15
Hình 2.1.	Đồ thị mô tả tốc độ tỏa nhiệt	23
Hình 2.2.	Ảnh hưởng của tham số đặc trưng cháy	23
Hình 2.3.	Đường kính để xupap	29
Hình 2.4.	Cửa sổ khởi động của phần mềm	33
Hình 2.5.	Cửa sổ giao diện chính của phần mềm AVL Boost	34
Hình 3.1.	Các phần tử xây dựng mô hình động cơ.....	46
Hình 3.2.	Khối các xy lanh.....	46
Hình 3.3.	Điều kiện biên SB1 và SB2.....	47
Hình 3.4.	Chọn bình ổn áp	47
Hình 3.5.	Khối động cơ đã thêm bình ổn áp	48
Hình 3.6.	Khối làm mát	48
Hình 3.7.	Sơ đồ khối mô hình chưa đầu dây	48
Hình 3.8.	Nối dây cho mô hình	49
Hình 3.9.	Sơ đồ khối tổng thể.....	50
Hình 3.10.	Cài đặt dữ liệu chung.....	51
Hình 3.11.	Cài đặt thông số	51
Hình 3.12.	Cài đặt thông số điều khiển chung	52
Hình 3.13.	Cài đặt loại nhiên liệu.....	53
Hình 3.14.	Cài đặt thứ tự nổ cho xy lanh	54

Hình 3.15. Cài đặt giá trị chạy ban đầu	55
Hình 3.16. Cài đặt khởi động lại mô hình	56
Hình 3.17. Cài đặt điều khiển đầu ra	57
Hình 3.18. Cài đặt ma sát động cơ	58
Hình 3.19. Đồ thị ma sát động cơ theo tốc độ	59
Hình 3.20. Cài đặt thông số xy lanh động cơ	60
Hình 3.21. Cài đặt thông số chuẩn	61
Hình 3.22. Cài đặt mô hình cháy	61
Hình 3.23. Cài đặt mô hình cháy	62
Hình 3.24. Cài đặt khí thải động cơ	63
Hình 3.25. Cài đặt mô hình tỏa nhiệt	64
Hình 3.26. Cài đặt số liệu đường ống	65
Hình 3.27. Cài đặt thông số xupap nạp	66
Hình 3.28. Cài đặt độ nâng và góc mở xupap nạp	66
Hình 3.29. Cài đặt độ mở xupap nạp	67
Hình 3.30. Đồ thị nhắc xupap nạp	67
Hình 3.31. Độ nâng xupap nạp và hệ số lưu lượng	68
Hình 3.32. Hệ số lưu lượng	68
Hình 3.33. Cài đặt xupap thải	68
Hình 3.34. Cài đặt độ nâng và góc mở xupap thải	69
Hình 3.35. Góc mở xupap thải	69
Hình 3.36. Đồ thị nhắc xupap thải	70
Hình 3.37. Độ nâng xupap thải ứng với lưu lượng tương ứng	70
Hình 3.38. Đồ thị độ nâng xupap thải ứng với lưu lượng	71
Hình 3.39. Cài đặt điều kiện vận hành chuẩn	72
Hình 3.40. Cài đặt tăng áp	73
Hình 3.41. Cài đặt Turbine của bộ tăng áp	73
Hình 3.42. Mở hộp thoại cài đặt trộn nhiên liệu	74

Hình 3.43. Hộp thoại chọn loại nhiên liệu	74
Hình 3.44. Chọn thành phần trong nhiên liệu	75
Hình 3.45. Chọn thành phần và tỉ lệ nhiên liệu	75
Hình 3.46. Chọn thành phần CNG	76
Hình 3.47. Chọn tỉ lệ thành phần CNG	77
Hình 3.48. Tạo thành file nhiên liệu Diesel – CNG	77
Hình 3.49. Tạo case	77
Hình 3.50. Thêm vào đơn vị mới	78
Hình 3.51. Tạo đơn vị số vòng quay động cơ	78
Hình 3.52. Mở các case ứng với số vòng quay động cơ	78
Hình 3.53. Hộp thoại Case Explorer	78
Hình 3.54. Chọn đơn vị cần dùng.....	79
Hình 3.55. Tạo số vòng quay động cơ mong muốn	79
Hình 3.56. Hộp thoại Run	80
Hình 3.57. Chọn case chạy chương trình	80
Hình 3.58. Kiểm tra và chạy xong mô hình	81
Hình 3.59. Chọn hiển thị kết quả.....	81
Hình 3.60. Không gian hiển thị kết quả	82
Hình 3.61. Danh sách các kết quả thu được	82
Hình 3.62. Đồ thị áp suất trong lòng xy lanh	83
Hình 3.63. Đồ thị nhiệt độ trong xy lanh.....	83
Hình 3.64. Suất tiêu hao nhiên liệu	84
Hình 3.65. Áp suất trong lòng xy lanh ứng với tỉ lệ nhiên liệu khác nhau	84
Hình 3.66. Nhiệt độ trong lòng xy lanh ứng với tỉ lệ nhiên liệu khác nhau.....	85
Hình 3.67. Đồ thị công suất động cơ ứng với từng tỉ lệ nhiên liệu	86
Hình 3.68. Đồ thị mô men xoắn ứng với từng tỉ lệ nhiên liệu	87
Hình 3.69. Đồ thị khí thải Soot ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu.....	89
Hình 3.70. Đồ thị khí thải NOx ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu khác nhau	91

DANH MỤC CÁC BẢNG

Ký hiệu	Tên hình vẽ	Trang
Bảng 1.1.	So sánh tính hóa lý giữa CNG và các nhiên liệu khác.....	7
Bảng 1.2.	So sánh nguy cơ cháy nổ giữa CNG và các nhiên liệu khác	9
Bảng 1.3.	So sánh tỉ lệ khí thải giữa CNG và các nhiên liệu khác.....	10
Bảng 2.1.	Các hệ số của phương trình trao đổi nhiệt tại cửa nạp và thải.....	26
Bảng 2.2.	Các phần tử của phần mềm	37
Bảng 3.1.	Các thông số cơ bản của động cơ	45
Bảng 3.2.	Ma sát động cơ theo tốc độ	58
Bảng 3.3.	Tỉ lệ hòa trộn Diesel và CNG	76
Bảng 3.4.	Công suất động cơ ứng với vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu	85
Bảng 3.5.	Mô men xoắn động cơ ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu.....	87
Bảng 3.6.	Lượng khí thải Soot ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu khác nhau	89
Bảng 3.7.	Lượng khí thải NOx ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu khác nhau	90

LỜI NÓI ĐẦU

Ngành công nghiệp ô tô không chỉ giữ một vị trí quan trọng trong việc thúc đẩy nền kinh tế quốc dân phát triển thông qua đáp ứng nhu cầu giao thông vận tải, góp phần phát triển sản xuất và kinh doanh thương mại mà còn là một ngành kinh tế mang lại lợi nhuận rất cao nhờ sản xuất ra những sản phẩm có giá trị vượt trội. Sớm nhận thức được tầm quan trọng của ngành công nghiệp này, các nước phát triển như Mỹ, Nhật Bản, Anh, Pháp, Đức, Hàn Quốc,... đã rất chú trọng phát triển ngành công nghiệp ô tô của riêng mình trong quá trình công nghiệp hoá để phục vụ không chỉ nhu cầu trong nước mà còn xuất khẩu sang các thị trường khác.

Trong cơ sở nghiên cứu khoa học, đối với ngành động cơ nói chung và động cơ đốt trong nói riêng thì việc ứng dụng máy vi tính vào công việc là tất yếu.

Việc nghiên cứu các vấn đề về các loại động cơ trở nên cấp bách do nhu cầu sử dụng các loại động cơ đang phát triển rất nhanh nhất là ở những nước đang phát triển như Việt Nam. Với nhiều phát minh khoa học về tất cả các lĩnh vực toán học, vật lý, tin học, ... thì ngày càng có nhiều công cụ hơn để có thể khảo sát các loại động cơ. Một trong số các công cụ cần thiết cho việc nghiên cứu các động cơ đó là công cụ có thể xây dựng mô hình mô phỏng động cơ nhằm tăng tính trực quan của hệ thống cũng như rút ngắn thời gian nghiên cứu, thời gian chế tạo thử, giảm chi phí trong thiết kế và nghiên cứu,... Qua các quá trình mô hình hóa và mô phỏng giúp cho các nhà khoa học có thể tối ưu hóa các quá trình công tác, các kết cấu mới phù hợp hơn cho người sử dụng.

Hiện nay trên thế giới đã xuất hiện rất nhiều phần mềm có liên quan đến động cơ nói chung và quá trình nhiệt động học của động cơ nói riêng như phần mềm đa phương KIVA, phần mềm nhiệt động học quá trình công tác của động cơ PROMO của Đức dựa trên lý thuyết tính toán động lực học chất lỏng CFD (computational Fluid Dynamics), các phần mềm BOOST, FIRE, HYDSIM, EXCITE, GLIDE, TYCON, BRICKS của hãng AVL (cộng hòa Áo). Các phần mềm này có thể dùng để nghiên cứu một cách chuyên sâu về các chu trình công tác làm việc của động cơ, có khả năng thiết kế mẫu, thử nghiệm mẫu trên lý thuyết,... Ở Việt Nam các phần mềm này mới được đưa vào sử dụng trong vài năm gần đây nên đang ở giai đoạn nghiên cứu.

Phần mềm AVL BOOST là một phần mềm chuyên về tính toán các quá trình nhiệt động trong động cơ và dòng chảy. Phần mềm đã được ứng dụng khá rộng rãi ở các nước công nghiệp phát triển cũng như các hãng ô tô hiện đại. Tại Việt Nam phần mềm này cũng đã được một số cán bộ, sinh viên nghiên cứu và ứng dụng.

Ngoài các phần mềm chuyên sâu đó, còn có một số phần mềm thường được sử dụng đến như phần mềm MATLAB SIMULINK, một phần mềm chuyên dụng về mô phỏng và tính toán các thông số. Phần mềm này có thể xử lý hầu hết các phép toán một cách đơn giản dựa trên bộ lệnh có sẵn, hơn nữa nó còn có khả năng thực hiện việc mô phỏng các hệ thống trong cơ học cũng như trong các ngành điện tử. Phần mềm Matlab Simmulink có thể liên kết với các phần mềm khác như C, C++,...

Nhìn chung, mỗi phần mềm đều có một lợi thế riêng trong một lĩnh vực nhất định. Phần mềm AVL BOOST thì có khả năng trong việc tính toán các thông số chi tiết bên trong động cơ một cách chi tiết và đáng tin cậy nhưng lại không mềm dẻo, không thể linh động được trong các trường hợp mà phải chạy riêng cho từng trường hợp sau đó kết nối lại. Phần mềm MATLAB SIMULINK lại có khả năng điều khiển, mềm dẻo trong mọi hoạt động, nói một cách cụ thể đó là điều khiển được các phần tử của BOOST giúp cho phần mềm BOOST có thể hoạt động một cách chính xác, mềm dẻo hơn. Nhưng với riêng phần mềm MATLAB SIMULINK thì lại không thể tính toán một cách chính xác các quá trình diễn ra bên trong động cơ. Chính vì thế việc kết hợp hai phần mềm này lại với nhau là rất cần thiết, nó giúp cho chúng ta có thể tận dụng điểm mạnh của phần mềm này để cải thiện điểm yếu của phần mềm kia, giúp cho việc mô phỏng được chính xác và trực quan hơn, nhuần nhuyễn hơn, có thể nghiên cứu được cả những thông số bên trong động cơ lẫn bên ngoài động cơ, giúp cho các nhà nghiên cứu đỡ mất thời gian trong quá trình làm việc.

Xuất phát từ việc muốn tăng khả năng cho phần mềm AVL BOOST bằng cách thực tế hóa để giúp cho quá trình nghiên cứu trở nên dễ dàng, chi tiết và hoàn thiện hơn. Chúng tôi đã quyết định chọn đề tài: “Ứng dụng AVL Boost mô phỏng động cơ nguyên liệu kép Diesel – CNG” với hy vọng có thể đóng góp một phần nào đó trong việc khai thác một cách hiệu quả phần mềm AVL BOOST.

Do thời gian thực hiện đề tài khá hạn chế so với tính phức tạp và đa dạng của đề tài, điều kiện sử dụng các thiết bị kiểm chứng bằng thực tế không nhiều, và do bản thân những người thực hiện đề tài chưa có nhiều kinh nghiệm nên đề tài sẽ không tránh khỏi những thiếu sót và hạn chế, tác giả sẽ tiếp tục đầu tư và rèn luyện để có thể hoàn thiện thêm.

CHƯƠNG 1. DẪN NHẬP

1.1. Lý do chọn đề tài

1.1.1. Tình hình ô nhiễm môi trường hiện nay

Theo Báo cáo hiện trạng môi trường quốc gia năm 2016, chủ đề “Môi trường đô thị” do Bộ Tài nguyên và Môi trường tổ chức tại Hà Nội, các nguồn gây ô nhiễm không khí tại các đô thị được chỉ ra trong báo cáo này chủ yếu gồm hoạt động giao thông vận tải, hoạt động xây dựng, hoạt động của các xí nghiệp nội đô, sinh hoạt của dân cư, xử lý rác thải và các nguồn ô nhiễm từ ngoại thành chuyển vào được xem là những nguyên nhân chính khiến vấn đề về môi trường không khí tại các khu đô thị ngày càng trở nên nhức nhối.

Trong tổng lượng phát thải gây ô nhiễm môi trường không khí đô thị thì khí thải từ các phương tiện giao thông cơ giới đường bộ chiếm vị trí hàng đầu. Trong các loại phương tiện giao thông thì xe mô tô, xe gắn máy chiếm tỷ lệ lớn nhất đồng thời cũng là nguồn phát thải chất gây ô nhiễm lớn nhất.

Lý giải căn nguyên của vấn đề trên, theo các chuyên gia thì các phương tiện giao thông cơ giới sử dụng xăng và dầu Diesel làm nhiên liệu, quá trình rò rỉ, bốc hơi và đốt cháy nhiên liệu còn dẫn tới phát sinh nhiều loại khí độc như: VOC, Benzen, Toluen...

❖ *Ảnh hưởng của các khí thải độc hại do ô tô:*

Khí thải xe hơi gồm một số hóa chất độc hại, trong đó có Oxit Nitơ (khí NO_x), carbon monoxide, sulfur dioxide, benzen, formaldehyde và muội than, tất cả đều có thể gây hại tới sức khỏe con người.

Phần lớn ô tô ngày nay sử dụng xăng/dầu để cung cấp sức mạnh cho động cơ, từ đó xảy ra một số phản ứng cơ học và hóa học đồng thời giúp xe hoạt động. Tất cả những điều này xảy ra phía dưới nắp ca-pô (chủ yếu là việc đốt cháy nhiên liệu), phát thải khí và các hạt - thường được nhắc tới một cách phổ biến là khí xả.

Khí xả chủ yếu là phụ phẩm từ quá trình đốt cháy một số loại nhiên liệu, như dầu, xăng, khí tự nhiên, dầu mazut... Khí xả ô tô thoát ra từ xe và hòa vào môi trường.



Hình 1.1. Tình trạng ô nhiễm khí thải tại Việt Nam

Khí xả mang tiếng xấu bởi gây hại cho cả con người lẫn môi trường, nguyên nhân từ sự góp mặt của một số chất vốn nổi tiếng về độ độc hại. Tuy nhiên, cũng nên lưu ý rằng không phải mọi thành phần của khí xả đều có hại, bởi nó còn gồm cả những thứ không độc, như khí nitơ, hơi nước và carbon dioxide CO₂ (dù đó là loại khí nhà kính và yếu tố chính góp phần làm nóng bề mặt địa cầu).

Dưới đây là một số chất độc hại có trong khí thải xe hơi và sự tác động tới con người cũng như môi trường:

– **Carbon monoxide (CO):**

Là khí không màu, không mùi, không vị. Con người hít phải quá nhiều khí này sẽ bị giảm khả năng hấp thụ oxy, tổn hại mô nghiêm trọng và có nguy cơ tử vong. Carbon monoxide là nguyên nhân gây tử vong hàng đầu trong các vụ ngộ độc khí với các triệu chứng như cảm giác bồn chồn, nhức đầu, buồn nôn, khó thở rồi từ từ đi vào hôn mê.

– **Benzen (C₆H₆):**

Là một chất hữu cơ bay hơi, có mặt tự nhiên trong dầu thô, nên cũng có trong xăng dầu và các khí thải phương tiện xe cộ. Benzen nguy hiểm vì khả năng

phá hủy máu. Nó khiến tủy xương không thể sản xuất đủ tế bào hồng cầu, trong khi lại làm tổn thương hệ miễn dịch bằng cách không tạo ra đủ tế bào bạch cầu.

Năm 2013, Cơ quan Y tế Canada từng cảnh báo về sự nguy hiểm của benzen từ khí thải xe hơi, nếu để xe sát hoặc ngay trong nhà. Nó làm tăng nguy cơ ung thư máu và các loại ung thư khác.

Hầu hết các tài xế đều biết không nên cho xe nổ máy khi vào garage. Tuy nhiên, họ không biết rằng ngay cả khi đã tắt máy, động cơ vẫn tiếp tục giải phóng hơi benzen vào không khí và lắng đọng trong nhà xe. Ngoài ra, sơn và các dung môi thường được gia chủ để vào garage cũng giải phóng benzen khi chúng bốc hơi từ từ.

– **Sulfur dioxide (SO₂):**

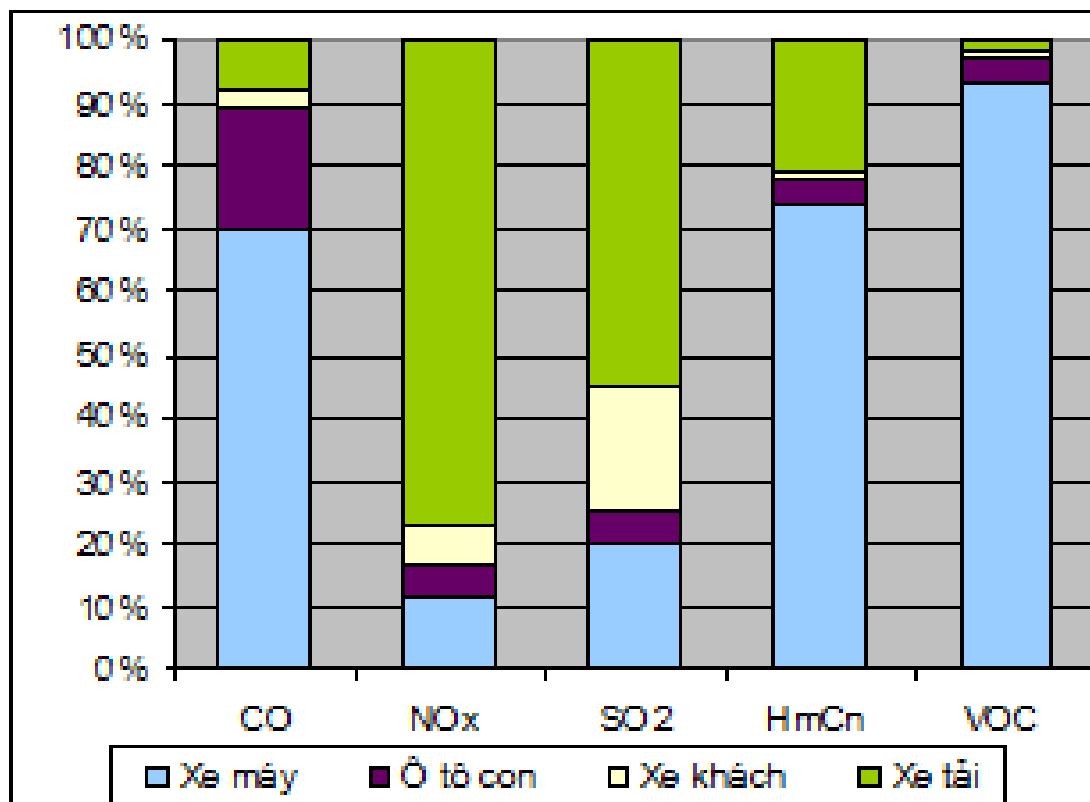
Loại khí không màu có mùi khó chịu, thâm nhập qua đường hô hấp gồm mũi, họng, gây ho và khó thở. Trong thời gian dài, loại khí này có thể dẫn tới chứng hen và những trạng thái sức khỏe tương tự khác.

– **Muội than:**

Muội than, hay bồ hóng, là thứ khiến khí xả bay ra từ ô tô có màu đen. Tác hại của muội than rất nhiều, trong đó gồm bệnh cúm, hen suyễn và thậm chí là ung thư.

Muội than cũng tác động xấu tới môi trường. Trong thực tế, muội than chiếm hơn 25% ô nhiễm độc hại trong không khí.

Với những chất độc hại kể trên, khí xả, dù bay ra từ một chiếc ô tô cỡ nhỏ hay một nhà máy sản xuất khổng lồ, đều gây thiệt hại nghiêm trọng tới con người cũng như môi trường. Đó cũng là lý do thế giới đang dần hạn chế khí thải hết mức có thể.



Hình 1.2. Tỷ lệ phát thải chất gây ô nhiễm do các phương tiện giao thông cơ giới đường bộ của Việt Nam.

Sự phát thải của các phương tiện cơ giới đường bộ được chỉ ra phụ thuộc rất nhiều vào chất lượng phương tiện, nhiên liệu, tốc độ, người lái, tắc nghẽn và đường xá,...

Xe ô tô, xe máy ở Việt Nam bao gồm nhiều chủng loại, có nhiều xe qua nhiều năm sử dụng và không thường xuyên bảo dưỡng, hiệu quả sử dụng nhiên liệu thấp, nồng độ chất độc hại và bụi trong khí thải cao. Xe máy hiện vẫn là nguồn đóng góp chính các loại khí ô nhiễm, đặc biệt đối với các khí thải như CO và VOC. Trong khi đó, các loại xe tải và xe khách lại thải nhiều khí NO₂, SO₂.

Quá trình cháy không hết nhiên liệu cũng thải ra bụi cacbon. Nguồn bụi này thường tồn đọng trên đường, hoặc bám theo xe và thường cuốn theo lớp xe khi xe chạy cũng được xem là tác nhân từ khí thải từ hoạt động giao thông.

Ngoài ra, một nguyên nhân nữa khiến môi trường đô thị ngày càng ô nhiễm được chỉ ra là do các tuyến đường chật hẹp, xuống cấp, thiếu quy hoạch đồng bộ, chưa đáp ứng nhu cầu đi lại, cùng với ý thức tham gia giao thông của người dân chưa cao gây hiện tượng ùn tắc giao thông cũng là yếu tố đáng kể làm nghiêm

trọng thêm vấn đề ô nhiễm môi trường không khí, đặc biệt là tại các đô thị lớn như TP. Hà Nội và TP. Hồ Chí Minh.

Bên cạnh đó, bụi đất đá, cát tòn đống trên đường do chất lượng đường kém, do đường bẩn và do chuyên chở các vật liệu xây dựng, chuyên chở rác, khi các phương tiện giao thông chạy qua bụi từ mặt đường bốc lên cũng là một nguồn gây ô nhiễm không khí.

1.1.2. Tình hình sử dụng CNG

Việc sử dụng khí đốt tự nhiên trong giao thông đặc biệt hấp dẫn ở các quốc gia có trữ lượng khí đốt đáng kể.

Xe sử dụng nhiên liệu CNG hiện đại cũng đáng tin cậy như xe chạy bằng xăng. Xe chạy bằng khí đốt tự nhiên cần thêm không gian để lưu trữ nhiên liệu. Trong hầu hết các xe chở khách chạy bằng CNG hiện đại, lớp dự phòng đã được tháo ra để lắp bình nhiên liệu. Tuy nhiên, xe CNG có phạm vi lái xe tương đối ngắn, ngắn hơn khoảng 50% so với xe chạy bằng xăng thông thường. Phạm vi lái xe ô tô chở khách CNG bị giới hạn trong phạm vi từ 350 đến 450 km. Do đó, việc sử dụng CNG chủ yếu giới hạn ở xe khách và xe buýt thành phố. Cải thiện phạm vi xe có thể đạt được bằng công nghệ phun trực tiếp, tận dụng số lượng octan cao của khí tự nhiên, sạc turbo và lai của xe (IGI, 2009). Những tiến bộ công nghệ này cũng sẽ làm giảm lượng phát thải CO₂.

Việc giới thiệu khí đốt tự nhiên làm nhiên liệu vận chuyển ở hầu hết các quốc gia bị cản trở do thiếu cơ sở hạ tầng tiếp nhiên liệu với phạm vi bảo hiểm quốc gia đầy đủ. Sự thâm nhập thấp của các trạm tiếp nhiên liệu CNG là do chi phí đầu tư cho một trạm tiếp nhiên liệu khí tự nhiên cao hơn đáng kể so với nhiên liệu lỏng. (theo Roeterdink et al, 2010). Những chi phí đầu tư cao này làm chậm sự tăng trưởng của một bãi đỗ xe CNG vì chủ sở hữu các trạm tiếp nhiên liệu sẽ chỉ cung cấp CNG khi có đủ nhu cầu. Tuy nhiên, người tiêu dùng sẽ chỉ mua một chiếc xe như vậy khi có đủ các trạm tiếp nhiên liệu. Kết hợp các trạm tiếp nhiên liệu CNG cho xe buýt thành phố với các trạm tiếp nhiên liệu công cộng có thể làm tăng hiệu quả ban đầu của trạm tiếp nhiên liệu CNG.

Thông qua việc mô phỏng trên động cơ thực tế cho thấy những kết quả rất khả quan :

- Công suất động cơ thay đổi trong khoảng giới hạn cho phép, không sai lệch quá nhiều so với thông số từ nhà sản xuất.
- Mức phát thải ra môi trường giảm rõ rệt ở mọi phương diện, cho thấy một nguồn nguyên liệu sạch cho môi trường.

❖ Tính chất của CNG

CNG là khí nén được khai thác từ các mỏ khí tự nhiên hoặc là khí đồng hành trong quá trình khai thác dầu mỏ, qua xử lý và nén ở áp suất cao (250atm) để tồn trữ. Với thành phần chủ yếu là methane CH₄ (84%) nên khi cháy khí CNG sinh ra rất ít khí CO₂, giúp môi trường sạch hơn, giảm được hiệu ứng nhà kính. Và nếu CNG có bị rò rỉ ra môi trường không khí, nguy cơ hỏa hoạn thấp hơn xăng dầu. Với thành phần cấu tạo này, CNG đáp ứng được tiêu chí thân thiện môi trường, có tính an toàn khá cao, giá lại rẻ hơn so với các loại nhiên liệu khác từ 10-30%. Cụ thể, nếu so với dầu FO, DO và LPG, dùng CNG trong sản xuất rẻ hơn 10-15%, dùng trong vận tải rẻ hơn 30-40%. Vì thế, việc sử dụng loại nhiên liệu này sẽ góp phần giảm được tối đa chi phí nhiên liệu.

Bảng 1.1. So sánh tính hóa lý giữa CNG và các nhiên liệu khác.

Đặc tính	CNG	LPG	Diesel	Xăng
Màu, mùi	Không	Không	Có	Có
Tỷ trọng	0.64 (air = 1)	0.51 ÷ 0.56 (water = 1)	0.82 ÷ 0.87 (water = 1)	0.72 ÷ 0.87 (water = 1)
Nhiệt độ sôi (°C)	- 162	- 43.7 ÷ - 5	175 ÷ 370	40 ÷ 200
Nhiệt trị (MJ/kg)	50.0	46.4	42.7	42.9
Nhiệt độ cháy (°C)	1900	1983	1780	2030
Nhiệt độ kích nổ (°C)	540	476	280	264
Chỉ số octan	120	97 ÷ 112	N/A	83 ÷ 95

❖ Ưu và nhược điểm của CNG

➤ Ưu điểm

Thành phần hóa học của Khí thiên nhiên tạo ra CO₂ ít hơn nhiều so với các loại nhiên liệu khác và làm giảm sự hình thành ozone trong khí quyển.

Thành phần hóa học của khí thiên nhiên tạo ra CO₂ ít hơn nhiều so với các loại nhiên liệu khác và làm giảm sự hình thành ozone trong khí quyển.

Một lợi ích quan trọng khác là dễ vận chuyển và tiết kiệm hơn nhiều so với các loại nhiên liệu khác, bởi vì sau chi phí ban đầu để xây dựng đường ống dẫn khí, việc vận chuyển rất tốn kém. Không giống như các loại nhiên liệu khác, khí tự nhiên không cần phải được vận chuyển trong xe tải chở dầu, tạo ra khí thải gây ô nhiễm và góp phần gây tắc nghẽn giao thông, do đó nó giúp giảm rủi ro tai nạn và ô nhiễm khi lưu thông xe cộ.

Lưới đường ống khí đốt tự nhiên nằm dưới lòng đất, vì vậy nó không ảnh hưởng đến cảnh quan ở những nơi nó đi qua.

Về mặt kinh tế: Giảm khá nhiều chi phí nhiên liệu (khoảng 30%) do sử dụng CNG có giá rẻ hơn các loại nhiên liệu truyền thống khác là LPG, xăng, dầu. Mặt khác, các phương tiện, thiết bị sử dụng CNG còn giảm được chi phí bảo trì, bảo dưỡng động cơ xe do CNG là nhiên liệu sạch, giảm thiểu các yếu tố gây hại cho động cơ. Ngoài ra, về mặt vĩ mô, ứng dụng CNG trong giao thông vận tải còn giúp nhà nước giảm thiểu nhập khẩu xăng dầu, đồng thời còn đảm bảo về mặt an ninh năng lượng cho quốc gia (do Việt Nam chủ động trong nguồn cấp khí thiên nhiên).

Về mặt an toàn, CNG là loại nhiên liệu cơ bản đảm bảo an toàn hơn các loại nhiên liệu lỏng khác, các thiết bị chế tạo được kiểm soát chặt chẽ về mặt an toàn phòng chống cháy nổ. Sau đây là bảng so sánh nguy cơ cháy nổ của CNG so với các nhiên liệu thông thường: (bảng 1.2).

Về mặt môi trường, việc dùng CNG thay thế cho các loại nhiên liệu đang sử dụng hiện nay sẽ giảm được khá lớn các chất độc hại gây ô nhiễm môi trường, gây hiệu ứng nhà kính.. Với một số nghiên cứu trên thế giới, lượng khí thải của nhiên liệu CNG so với các nhiên liệu khác (Xăng, Dầu, LPG) được đưa ra như bảng tổng hợp dưới đây: (bảng 1.3).

Tiềm năng sử dụng CNG trong hệ thống GTVT tại Việt Nam: do Việt Nam có trữ lượng khí thiên nhiên ổn định nên chủ động trong việc cấp khí và giảm bớt việc nhập khẩu xăng, dầu.

Bảng 1.2. So sánh nguy cơ cháy nổ giữa CNG và các nhiên liệu khác.

Thông số	CNG	LPG	Xăng Dầu
Khả năng bắt lửa	Nhẹ hơn không khí, dễ tan vào không khí.	Nặng hơn không khí, tích tụ dưới đất, bắt lửa dễ dàng.	
Nhiệt độ bốc cháy.	650 ⁰ C	481 ⁰ C	250-275 ⁰ C
Nồng độ giới hạn tự bốc cháy.	5% ÷ 15%	2% ÷ 9.5%	0.6% ÷ 7.6%
Vật liệu chứa.	Vật liệu đặc biệt, áp suất nổ trên 585 bar.	Thép thường, áp suất thiết kế 18 bar.	Thép thường
Phụ kiện.	Emergency Shuts Off Valve sẽ tự động ngắt dòng để tránh mọi sự rò rỉ khí khi gặp sự cố.		Không có

Bảng 1.3. So sánh tỉ lệ khí thải giữa CNG và các nhiên liệu khác.

	Carbon Monoxide (CO)	Nonmetal Hydrocarbon	Nitrogen Oxide (NO)
NG/CNG	- 60%	- 90%	- 10%
LPG	- 20%	- 10%	+ 20%
Diesel	- 40%	-10%	+ 700%
Xăng	100%	100%	100%

➤ **Nhược điểm**

Vấn đề khó khăn của CNG là công nghệ lưu trữ, trạm sạc và chiếm quá nhiều thể tích để lưu trữ hơn so với Diesel → Phát triển những công nghệ để có thể lưu trữ ở áp suất cao hơn nhưng vẫn đảm bảo tính an toàn...



Hình 1.3. Khai thác dầu khí Việt Nam.

Theo TS.Nguyễn Hữu Hường (Trưởng khoa Kỹ thuật giao thông, Trường Đại học Bách khoa TP HCM), khí CNG là một loại khí sạch, không có benzen và hydrocarbon thơm kèm theo nên khi đốt nhiên liệu này không giải phóng nhiều khí độc và không phát sinh bụi nên rất thân thiện môi trường. Trong tương lai, khí CNG sẽ thay thế các loại nhiên liệu như xăng, dầu... Chính vì những ưu điểm trên, khí CNG mang lại nhiều lợi ích cho các ngành sản xuất công nghiệp. Cụ thể, sử dụng khí CNG làm nguyên liệu cho các ngành công nghiệp chế biến thực phẩm, sản xuất thủy tinh, vật liệu xây dựng, gốm sứ và sắt thép,... Trong đó có thể kể đến một số cơ sở công nghiệp lớn sử dụng khí CNG làm nhiên liệu trong quá trình sản xuất như Thép Pomina, Công ty Gạch men Bạch Thanh,... Với những đặc tính ưu việt trên, khí CNG đang trở thành nguồn nhiên liệu lý tưởng cho các doanh nghiệp.

Đặc biệt, đối với ngành công nghiệp dầu khí, khí CNG đang đóng vai trò chủ lực, bởi nhiên liệu này tiết kiệm được 40% chi phí so với các nguồn nhiên liệu khác. Ngoài ra, khí CNG còn rất tiện lợi trong việc vận chuyển đến các nhà máy và khu công nghiệp bởi nó chỉ chiếm khoảng 1/200 thể tích so với khí thiên nhiên ở điều kiện tiêu chuẩn (15OC, 1atm) nên có thể lưu trữ và vận chuyển khối lượng lớn. Nếu trong quá trình vận chuyển chẳng may khí CNG thoát ra ngoài thì nguy cơ cháy nổ thấp hơn so với xăng dầu.

Không chỉ thế, khí CNG còn được sử dụng làm nhiên liệu cho các phương tiện giao thông đường bộ như ô tô, xe buýt, xe tải... Động cơ sử dụng khí CNG sẽ giảm 90-97% lượng khí thải độc hại đến môi trường và gần như không có bụi so với động cơ sử dụng xăng. Đây là một ưu điểm vượt trội của động cơ sử dụng khí CNG. Việc sử dụng khí CNG làm nhiên liệu vận hành còn giúp tiết kiệm rất nhiều chi phí vì giá khí CNG hiện nay khá thấp. Theo tính toán của một số nhà khoa học, giá 1 tấn khí CNG khoảng 318 USD, chỉ bằng 53,5% giá xăng, 42% giá dầu. Vì thế, xe sử dụng khí CNG tiết kiệm rất nhiều nhiên liệu so với việc sử dụng dầu Diesel nên hứa hẹn đây sẽ là nhiên liệu tối ưu trong tình hình giá xăng dầu ngày càng tăng cao. Ngoài ra, loại nhiên liệu này còn có một ưu thế nữa là có thể sử dụng được cho máy chạy cả động cơ xăng và động cơ Diesel. Mặt khác, khí CNG có nhiệt trị và chỉ số octane cao, được đốt cháy hoàn toàn nên không gây đóng cặn tại bộ chế hòa khí của các phương tiện, điều này giúp cải thiện hiệu suất, kéo dài chu kỳ bảo dưỡng và tăng được tuổi thọ thiết bị.

Bên cạnh những lợi ích trên, khí CNG còn mang lại nhiều lợi ích cho ngành y tế, xây dựng và một số ngành tiêu dùng...

❖ **Tiềm năng phát triển và khả năng ứng dụng của khí CNG trên ô tô**

Công nghệ khí CNG lần đầu tiên xuất hiện tại Việt Nam năm 2008 bằng sự ra đời của nhà máy khí thiên nhiên CNG tại Khu công nghiệp Phú Mỹ I, huyện Tân Thành, tỉnh Bà Rịa-Vũng Tàu. Vào tháng 5-2010, để hạn chế ô nhiễm môi trường, chống biến đổi khí hậu, vì môi trường xanh sạch, Tập đoàn Dầu khí Việt Nam đã chuyển đổi và sử dụng nhiên liệu khí CNG cho toàn bộ ô tô tại các đơn vị thành viên của tập đoàn trên địa bàn TPHCM và tỉnh Bà Rịa-Vũng Tàu (ước tính khoảng 600 xe).



Hình 1.4. Xe buýt sử dụng khí CNG.

Hiện tại, ở phía Nam đã có 2 trạm nạp khí CNG cho các phương tiện giao thông vận tải: một trạm ở Phú Mỹ, Đồng Nai và một trạm ở gần khu vực sân bay Tân Sơn Nhất, TPHCM. Khí CNG được cung cấp chủ yếu từ Công ty CNG Việt Nam và Công ty Cổ phần Kinh doanh Khí hóa lỏng Miền Nam (PGS) có nhà máy đặt tại Khu công nghiệp Phú Mỹ I (Bà Rịa- Vũng Tàu) với tổng công suất 150 triệu mét khối mỗi năm.

Theo thống kê, có gần 500 công ty sản xuất trong các khu công nghiệp gần đó có khả năng sử dụng thêm 338 triệu mét khối khí đốt/năm. Nguồn cung khí ở Việt Nam sẽ tăng 11%/năm trong giai đoạn 2013-2017. Bên cạnh đó, đề án sản xuất 300 xe buýt chạy bằng khí CNG của UBND TPHCM đã được phê duyệt sẽ góp phần làm tăng cầu tiêu thụ khí CNG trong nước năm 2014.

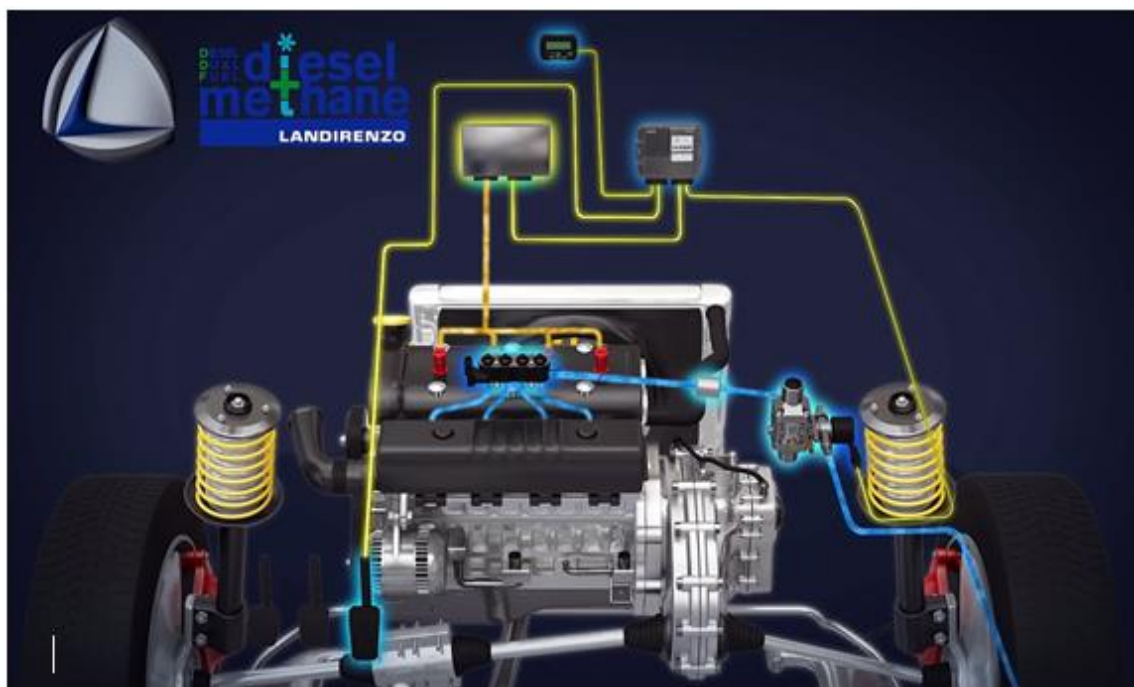
Có thể thấy tiềm năng của khí CNG trong giao thông vận tải cũng như trong công nghiệp tại Việt Nam là rất lớn. Xu hướng sử dụng nhiên liệu tiết kiệm, thân thiện môi trường tại Việt Nam chắc chắn sẽ tăng mạnh trong tương lai gần. Vì vậy, PV Gas và PV Gas South đã và đang tích cực chuẩn bị các kế hoạch nhằm đảm bảo nguồn cung khí CNG cũng như nhiên liệu từ khí thiên nhiên, đồng thời hoàn thiện cơ sở vật chất như xây dựng thêm các đường ống vận chuyển khí, nhiều trạm tiếp nhiên liệu để kịp thời đáp ứng nhu cầu thị trường trong thời gian tới.

Khí thải từ ô tô sử dụng nhiên liệu Diesel sinh ra đang là một trong những tác nhân lớn nhất gây ô nhiễm môi trường không khí, đặc biệt ở tại các khu đô thị. Trong khí thải của động cơ Diesel thì thành phần độc hại đáng quan tâm nhất là khí thải dạng hạt có đường kính $\leq 10\mu\text{m}$ (bụi lơ lửng) và Oxit nitơ (NOx). Các nghiên cứu trên thế giới đều cho thấy NOx là một trong những nhân tố làm trầm trọng thêm bệnh hen suyễn và các bệnh về hô hấp khác, trong khi đó khí thải bụi hạt có liên quan đến nguy cơ gây ung thư. Trong những năm qua, việc nghiên cứu giảm khí thải độc hại cho động cơ Diesel đang được nhiều quốc gia đầu tư thực hiện. Để giảm các thành phần độc hại trong khí thải động cơ Diesel, ngoài các biện pháp công nghệ như cải tiến kết cấu buồng cháy, sử dụng hệ thống tuần hoàn khí thải, tối ưu hóa các thông số của quá trình cung cấp nhiên liệu,... thì biện pháp sử dụng nhiên liệu sạch cho động cơ Diesel, trong đó có nhiên liệu khí thiên nhiên nén (CNG) hiện đang được nhiều nước ứng dụng. Sử dụng động cơ chạy bằng lưỡng nhiên liệu Diesel- CNG trên ô tô nhằm giảm khí thải độc hại là một hướng nghiên cứu đang được các nhà khoa học quan tâm. Biện pháp này khi áp dụng sẽ giải quyết được hai vấn đề là bảo vệ môi trường không khí và tận dụng được nguồn nhiên liệu hiện đang có sẵn ở nhiều nơi trên thế giới trong khi nhiên liệu hóa thạch đang dần có nguy cơ cạn kiệt. Để đảm bảo cho động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu Diesel-CNG mà ít phải thay đổi kết cấu có thể dùng biện pháp lắp đặt thêm bộ cung cấp CNG vào động cơ Diesel nguyên thủy. Phương án này không chỉ sử dụng được cho các loại ô tô dùng động cơ Diesel mới mà còn có thể sử dụng cho các loại xe ô tô đang lưu hành vì việc lắp đặt thêm hệ thống cung cấp CNG vào động cơ Diesel là không phức tạp và ít làm ảnh hưởng đến đặc tính của động cơ. Ưu điểm nổi bật của động cơ lưỡng nhiên liệu theo phương án đã nêu so với đơn nhiên liệu CNG là không phải chế tạo động cơ chuyên chạy CNG mà vẫn đạt được mục đích giảm lượng khí thải độc hại. Với thực trạng trên, việc nghiên cứu tính toán xác định thành phần khí thải phát tán vào môi trường của động cơ ô tô sử dụng lưỡng nhiên liệu Diesel-CNG trở nên cấp thiết, có ý nghĩa khoa học và thực tiễn cao.

Trong một thập kỷ trở lại đây, ô nhiễm không khí đã trở thành một vấn đề mang tính cấp bách đối với các đô thị phát triển. Do đó, việc tìm kiếm và sử dụng nhiên liệu thay thế cho xăng dầu càng được khuyến khích. Nhiên liệu thay thế phải đảm bảo các tiêu chí như giảm thiểu ô nhiễm môi trường, an toàn và thuận tiện trong sử dụng và giá thành sử dụng hợp lý. Với nguồn khí thiên nhiên ổn định tại Việt Nam và đảm bảo đáp ứng các tiêu chí trên, việc sử dụng khí thiên nhiên nén (CNG) là một trong những lựa chọn ưu tiên hàng đầu.

Với những đặc điểm nổi trội so với các loại nhiên liệu truyền thống và mong muốn giảm thiểu ô nhiễm môi trường, đề tài được tạo ra với hy vọng phổ biến dần nguyên liệu sạch CNG vào nền công nghiệp ô tô của cả thế giới nói chung và của Việt Nam nói riêng.

❖ Khả năng lắp đặt lên xe thực tế



Hình 1.5. Hệ thống nhiên liệu kép Diesel - CNG.

Do CNG cần được dự trữ trong những bình có áp suất khoảng 200 bar nên yêu cầu phương tiện phải có không gian hợp lý để lắp đặt và đảm bảo tiêu chí an toàn.

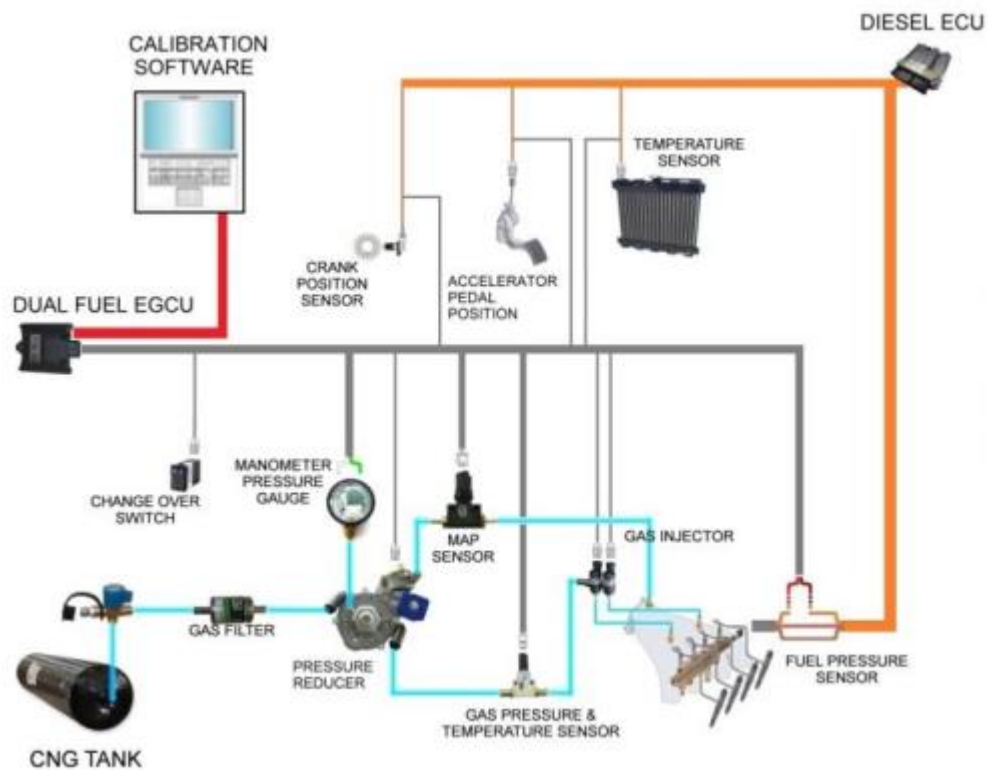
Các bình khí CNG được đặt trong cốp xe hoặc bên ngoài xe, tuân thủ khoảng cách an toàn.

Ngoài ra hệ thống nhiên liệu kép Diesel-CNG là một hệ thống phun tuần tự cải tiến được thiết kế bởi Landi Renzo để chuyển đổi động cơ Diesel trên các

phương tiện giao thông công cộng và thương mại thành động cơ có khả năng chạy trên hỗn hợp Diesel và khí tự nhiên.

Các thiết bị điện tử đặc biệt tinh vi của hệ thống pha trộn hai loại nhiên liệu, ưu tiên sử dụng khí đốt tự nhiên với những lợi ích kinh tế mà nó mang lại.

Bộ điều khiển điện tử nhiên liệu kép Diesel tính toán thời gian thực lượng nhiên liệu Diesel có thể giảm và lượng được bơm vào, đảm bảo cùng một công suất và ít chất gây ô nhiễm so với động cơ ban đầu, do đó giảm tiêu thụ và chi phí vận hành trong khi vẫn giữ nguyên tuổi thọ và hiệu suất của động cơ ban đầu.



Hình 1.6. Cách lắp đặt CNG lên phương tiện.

EGCU sẽ căn cứ vào một số cảm biến như vị trí bàn đạp ga, vị trí trục khuỷu, cảm biến nhiệt độ,... để ECGU tiến hành điều khiển Diesel ECU trong việc kiểm tra và điều chỉnh áp suất ống rail cũng như phun nhiên liệu Diesel, căn cứ vào các bảng tích hợp trong phần mềm Calibrator Software. Song song với việc điều khiển Diesel ECU phun nhiên liệu Diesel thì ECGU sẽ điều khiển gas injector dựa vào Calibrator Software.

1.2. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu:

Đối tượng nghiên cứu của đề tài là động cơ Puma 2.2L Duratorq TDCi trên xe Ford Ranger, một loại động cơ Diesel 4 kỳ, công suất thiết kế là 160 mã lực ở số vòng quay 3700 vòng/phút, mô men xoắn tối đa 385N.m tại 2600 vòng/phút.

Hiện nay động cơ Puma 2.2L Duratorq TDCi trên xe Ford Ranger vẫn đang được phổ biến tại thị trường Việt Nam. Chính vì thế việc nghiên cứu động cơ Puma 2.2L Duratorq TDCi trên xe Ford Ranger nhằm mục đích đánh giá động cơ và khả năng làm việc của động cơ, mặt khác góp phần vào việc tạo ra một cái nhìn tổng quát về loại động cơ phổ biến này tại Việt Nam.

Đề tài chủ yếu nghiên cứu về quá trình cháy trong động cơ Puma 2.2L Duratorq TDCi nhờ vào việc ứng dụng phần mềm mô phỏng động cơ AVL Boost qua đó có thể đưa ra một số kết quả tham khảo.

1.3. Mục tiêu của đề tài

Sử dụng phần mềm mô phỏng AVL Boost nhằm xác định hàm lượng các thành phần khí thải khi sử dụng thêm khí thiên nhiên nén (CNG) vào động cơ Diesel.

Đánh giá hiệu quả giảm phát thải của động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu Diesel-CNG.

Thấy được những ưu điểm của nhiên liệu CNG, qua việc nghiên cứu quá trình cháy của động cơ nguyên liệu kép Diesel-CNG, chúng ta mong đợi một sự kết hợp mang tính khả thi trong thực tế nhằm cải thiện chất lượng môi trường trong khi nguồn nhiên liệu truyền thống vẫn đang chiếm lĩnh trên thị trường.

Ngoài ra việc nghiên cứu đề tài còn là một hướng đi mới trong nền công nghiệp ô tô, tận dụng nguồn nhiên liệu mới sạch hơn, rẻ hơn, ít ảnh hưởng tới môi trường hơn. Hơn hết giải quyết được vấn đề cạn kiệt nguồn nhiên liệu về sau là một mục tiêu hàng đầu.

1.4. Phương pháp nghiên cứu:

- Sử dụng lý thuyết về quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi chất của động cơ đốt trong để xây dựng phương pháp xác định lượng khí thải.
- Sử dụng phương pháp mô phỏng phần mềm AVL BOOST để mô phỏng quá trình làm việc của động cơ và tính toán hàm lượng phát thải.
- Sử dụng phương pháp tra cứu tài liệu.
- Sử dụng phương pháp biên dịch tài liệu kết hợp tham khảo ý kiến của các chuyên gia.

1.5. Nội dung nghiên cứu:

Để thực hiện đề tài cần giải quyết được những vấn đề sau:

- Nắm vững nguyên lý hoạt động của động cơ.
- Tìm hiểu về phần mềm AVL Boost.
- Chạy mô phỏng động cơ trên phần mềm với từng chế độ và điều kiện khác nhau.
- So sánh kết quả nhận được và rút ra kết luận sau cùng.

Luận án được trình bày trong 4 chương với cấu trúc như sau:

Chương 1. Tổng quan về vấn đề nghiên cứu: Chương này trình bày khái quát về lý do chọn đề tài, đối tượng và phạm vi nghiên cứu, mục tiêu đề tài, phương pháp và nội dung nghiên cứu đề tài.

Chương 2. Tổng quan về phần mềm AVL BOOST: Trình bày khái quát về tính năng, ứng dụng của phần mềm, các phần tử và các bước cơ bản để xây dựng một mô hình.

Chương 3. Ứng dụng AVL BOOST mô phỏng động cơ: Trình bày chi tiết các bước xây dựng mô hình và nhập liệu cần thiết để chạy mô hình, xuất các kết quả cần thiết.

Chương 4. Kết luận và kiến nghị: Kết luận lại kết quả thu được, bàn luận và đưa ra kiến nghị để đề tài được hoàn thiện tốt hơn.

CHƯƠNG 2. TỔNG QUAN VỀ PHẦN MỀM AVL BOOST

2.1. Tính năng và ứng dụng của phần mềm AVL BOOST

2.1.1. Tính năng

2.1.1.1. Tính năng cơ bản

Phần mềm AVL Boost bao gồm những tính năng cơ bản sau:

- Mô phỏng động cơ 2 kỳ, 4 kỳ, động cơ tăng áp, động cơ không tăng áp.
- Mô phỏng các chế độ làm việc, chế độ chuyển tiếp của động cơ.

Tính toán thiết kế và tối ưu hóa quá trình làm việc của động cơ như quá trình cháy, quá trình trao đổi khí, quá trình phát thải độc hại.

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

2.1.1.2. Tính năng áp dụng:

AVL Boost là một công cụ mô phỏng chu trình công tác và quá trình trao đổi của động cơ. AVL Boost cho phép xây dựng mô hình đầy đủ của toàn thể động cơ bằng cách lựa chọn các phần tử có trong hộp công cụ và nối chúng lại bằng các phần tử ống nối. Giữa các đường ống, người ta sử dụng các phương trình động lực học.

Đây là một công cụ mô phỏng tin cậy, nó cho phép giảm thời gian phát triển động cơ bằng công cụ mô phỏng và nghiên cứu động cơ chính xác, tối ưu hóa kết cấu và quá trình ngay ở giai đoạn tạo mẫu động cơ mà không cần đến mô hình cứng.

AVL Boost cho phép tính toán các chế độ tĩnh và động. AVL Boost có thể dùng để tối ưu hóa ở chế độ tĩnh các hệ thống nạp và thải, đóng mở xupap, phối hợp các bộ phận tăng áp và ước lượng tính năng của các động cơ mới. AVL Boost cũng là một công cụ lý tưởng cho việc tối ưu hóa các đặc trưng chuyển tiếp của động cơ ở thời kỳ đầu, khi động cơ chưa được chế tạo, nhưng có tính đến cả hệ truyền động của phương tiện. Ngoài ra AVL Boost còn cho phép xây dựng mô hình điều khiển động cơ các chức năng quan trọng của hệ thống điều khiển động cơ mà không cần tới các phần mềm bên ngoài. AVL Boost có thể dễ dàng kết nối với Matlab, Simulink và phần mềm CFD 3D AVL-Fire.

2.1.2. Ứng dụng của phần mềm AVL Boost

Các ứng dụng điển hình của phần mềm AVL Boost bao gồm 8 ứng dụng sau :

- Xác định đặc tính mô men, tiêu hao nhiên liệu.

- Thiết kế đường nạp, thải.
- Tối ưu hóa thời điểm đóng mở xupap.
- Phối hợp với cụm tăng áp, xupap xả.
- Phân tích về âm thanh (độ ồn trên đường nạp, thải).
- Phân tích quá trình cháy và hình thành khí thải.
- Tuần hoàn khí thải.
- Độ thích ứng của cụm tăng áp.

2.1.2.1. Cơ sở lý thuyết của phần mềm AVL BOOST

➤ *Phương trình nhiệt động học thứ nhất*

Trong động cơ đốt trong quá trình cháy là quá trình không thuận nghịch biến năng lượng hoá học thành nhiệt năng. Việc xác định trạng thái của môi chất tại từng thời điểm của quá trình cần phải biết cụ thể các phản ứng trung gian biến đổi từ hỗn hợp ban đầu thành sản phẩm cháy cuối cùng. Cho tới nay, các phản ứng đó chỉ mới được xác định đối với những nhiên liệu đơn giản như hydrogene và methane, ... Tuy nhiên trong tất cả các trường hợp, chúng ta đều có thể dùng định luật nhiệt động học thứ nhất để xác định mối tương quan giữa trạng thái đầu và cuối của quá trình cháy.

Việc áp dụng định luật này không đòi hỏi phải biết diễn biến các giai đoạn trung gian của quá trình. Định luật nhiệt động học thứ nhất thể hiện mối quan hệ giữa sự biến thiên của nội năng (hay enthalpie) với sự biến thiên của nhiệt và công. Khi áp dụng định luật này đối với hệ thống mà thành phần hoá học của nó thay đổi chúng ta cần phải xác định trạng thái chuẩn zero của nội năng hay enthalpie của tất cả các chất trong hệ thống.

Trong trường hợp cụ thể thì việc tính toán quá trình cháy trong động cơ đốt trong được dựa trên phương trình nhiệt động học thứ nhất.

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (2.1)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} \frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} & \quad - \text{biến đổi nội năng bên trong xy lanh;} \\ -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} & \quad - \text{công chu trình thực hiện;} \end{aligned}$$

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$	- nhiệt lượng cấp vào;
$\Sigma \frac{dQ_w}{d\alpha}$	- 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;
p_c	- áp suất bên trong xy lanh;
V	- thể tích xy lanh;
Q_F	- nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp;
Q_w	- nhiệt lượng tổn thất cho thành;
α	- góc quay trục khuỷu;
h_{BB}	- trị số enthalpy;
$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$	- biến thiên khối lượng dòng chảy.

Phương trình 2.1 được áp dụng cho cả động cơ hình thành hỗn hợp bên trong và hỗn hợp bên ngoài. Tuy nhiên sự thay đổi thành phần hỗn hợp của hai trường hợp trên là khác nhau. Đối với trường hợp quá trình hình thành hỗn hợp bên trong xy lanh thì có giả thiết:

- Nhiên liệu cấp vào trong xy lanh được đốt cháy tức thì.
- Hỗn hợp cháy được hoà trộn tức thì với lượng khí sót trong xy lanh.
- Tỷ lệ A/F giảm liên tục từ giá trị cao ở điểm bắt đầu tới giá trị thấp ở điểm kết thúc quá trình cháy.

Như vậy phương trình 2.1 sau khi biến đổi sẽ trở thành:

$$\frac{dT_c}{d\alpha} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{p_c}{T_c} \right)} \left[\frac{dQ_F}{d\alpha} \left(1 - \frac{u_c + \frac{\partial u}{\partial p} p_c}{H_u} \right) - \frac{dQ_w}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \right. \\ \left. \cdot \left(h_{BB} - u_c - p_c \frac{\partial u}{\partial p} \right) - m_c \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \alpha} - p_c \frac{dV_c}{d\alpha} \left(1 - \frac{\partial u}{\partial p} \frac{m_c}{V_c} \right) \right] \quad (2.2)$$

Trong đó:

T_c - nhiệt độ xy lạnh;

m_c - khối lượng môi chất trong xy lạnh;

p_c - áp suất trong xy lạnh;

u_c - nội năng riêng của khối lượng môi chất bên trong xy lạnh;

H_c - nhiệt trị thấp;

λ - hệ số dư lượng không khí ($1/\Phi$);

Φ - tỷ lệ tương đương;

V_c - thể tích xy lạnh.

Việc giải phương trình trên phụ thuộc vào mô hình quá trình cháy, quy luật tỏa nhiệt và quá trình truyền nhiệt qua thành xy lạnh, cũng như áp suất, nhiệt độ và thành phần hỗn hợp khí. Cùng với phương trình trạng thái.

$$p_c = \frac{1}{V} . m_c . R_c . T_c \quad (2.3)$$

Thiết lập quan hệ giữa áp suất, nhiệt độ và tỷ trọng, từ phương trình (2.1), (2.2), ta sử dụng phương pháp Runge-Kutta giải để xác định nhiệt độ trong xy lạnh. Từ đó sẽ xác định được áp suất thông qua phương trình trạng thái.

➤ **Lý thuyết cháy Vibe**

Quá trình cháy chịu ảnh hưởng của rất nhiều thông số, phần mềm AVL Boost mô tả quá trình cháy thông qua đặc tính tỏa nhiệt, chu trình cháy lý thuyết, quá trình cháy do người sử dụng định nghĩa hoặc đặc tính tỏa nhiệt dự tính. Trong đó cách thức tiếp cận tiện lợi và phổ biến nhất là sử dụng phương trình cháy Vibe.

Quy luật Vibe được xác định thông qua các tham số như: điểm bắt đầu cháy, thời gian cháy, tham số đặc trưng cháy “m”. Các thông số trên có thể là không đổi hoặc thay đổi phụ thuộc vào từng chế độ làm việc của động cơ thông qua phương trình sau:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{6.908}{\Delta\alpha_c} . (m+1) . y^m . e^{-6.908 . y^{(m+1)}} \quad (2.4)$$

$$\text{ở đây} \quad dx = \frac{dQ}{Q} \quad (2.5)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c} \quad (2.6)$$

Trong đó:

Q - nhiệt lượng do nhiên liệu sinh ra;

α - góc quay trục khuỷu;

α_0 - điểm bắt đầu cháy;

$\Delta\alpha_c$ - khoảng thời gian cháy;

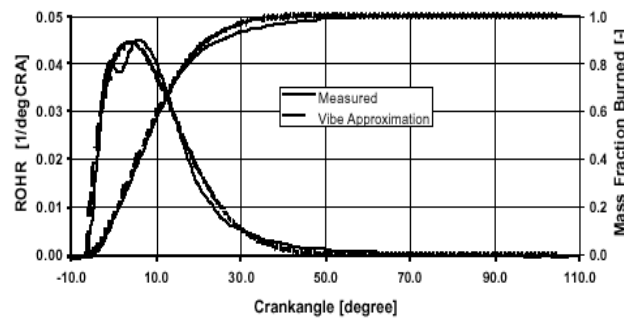
m - tham số đặc trưng cháy;

Tích phân phương trình (2.4) ta có:

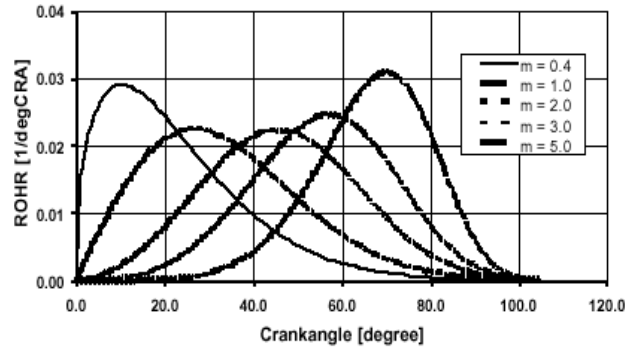
$$x = \int \frac{dx}{d\alpha} . d\alpha = 1 - e^{-6.908.y^{(m+1)}} \quad (2.7)$$

x - phần trăm khối lượng môi chất đốt cháy.

Hình 2.1 là đồ thị mô tả quan hệ tốc độ toả nhiệt và phần trăm khối lượng môi chất cháy theo góc quay trục khuỷu (ROHR rate of heat release (tốc độ toả nhiệt)).



Hình 2.1. Đồ thị mô tả tốc độ toả nhiệt.



Hình 2.2. Ảnh hưởng của tham số đặc trưng cháy.

- **Truyền nhiệt trong xy lanh**

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:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (2.8)$$

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);

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

$$T_L = T_{L, DCT} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c} \quad (2.9)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L, DCT}}{T_{L, DCD}} \right) \quad (2.10)$$

Trong đó:

T_L – nhiệt độ lót xy lanh;

$T_{L, DCT}$ – nhiệt độ lót xy lanh tại vị trí ĐCT;

$T_{L, DCD}$ – 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).

Đối với hệ số truyền nhiệt thì phần mềm AVL Boost cho phép lựa chọn một trong 4 mô hình sau:

- Woschni 1978.
- Woschni 1990.
- Hohenberg.
- Lorenz (chỉ dùng cho động cơ có buồng cháy ngăn cách).

Mô hình Woschni 1978 được lựa chọn cho việc tính toán quá trình truyền nhiệt trong động cơ thử nghiệm D1146TI.

Mô hình Woschni 1978

Hệ số truyền nhiệt của mô hình Woschni 1978 được tính theo phương trình sau:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0,8} \quad (2.11)$$

Trong đó:

$C_1 = 2,28 + 0,308 (cu/cm)$;

$C_2 = 0,00324$ đối với động cơ phun trực tiếp;

$C_2 = 0,00622$ đối với động cơ phun gián tiếp;

D - đường kính xy lanh;

c_m - tốc độ trung bình của piston;

c_u - tốc độ tiếp tuyến; ($c_u = \pi \cdot D \cdot n_d / 60$ trong đó n_d - tốc độ xoáy của môi chất, $n_d = 8,5 n$);

V_D - thể tích công tác của 1 xy lanh;

p_c - áp suất môi chất trong xy lanh;

$p_{c,0}$ - áp suất khí trời;

$T_{c,1}$ - nhiệt độ môi chất trong xy lanh tại thời điểm đóng xupap nạp;

$p_{c,1}$ - áp suất môi chất trong xy lanh tại thời điểm đóng xupap nạp.

➤ **Trao đổi nhiệt tại cửa nạp, 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 cao và nhiệt độ trong

vùng giữa xupap và đế xupap. Trong AVL Boost mô hình Zapf hiệu chỉnh được sử dụng để tính toán cho quá trình này.

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{\left(-A_w \frac{\alpha_p}{\dot{m} \cdot c_p}\right)} + T_w \quad (2.12)$$

Hệ số trao đổi nhiệt α_p phụ thuộc vào hướng của dòng chảy (vào hoặc ra khỏi xy lanh):

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0.44} \cdot \dot{m}^{0.5} \cdot d_{vi}^{-1.5} \cdot \left[1 - 0.797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.13)$$

dùng cho dòng chảy ra, và:

$$\alpha_p = [C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0.33} \cdot \dot{m}^{0.68} \cdot d_{vi}^{-1.68} \cdot \left[1 - 0.765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.14)$$

cho dòng chảy vào.

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 bề mặt cửa;

\dot{m} - lưu lượng khối lượng;

c_p – nhiệt dung riêng đẳng áp;

h_v - độ nâng xupap;

d_{vi} - đường kính trong của đế xupap.

Bảng 2.1. Các hệ số của phương trình trao đổi nhiệt tại cửa nạp và thải

XUPAP THẢI		XUPAP NẠP	
C ₄	1.2809	C ₇	1.5132
C ₅	7.0451.10 ⁻⁴	C ₈	7.1625.10 ⁻⁴
C ₆	4.8035.10 ⁻⁷	C ₉	5.3719.10 ⁻⁷

➤ **Quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi chất**

Phương trình cơ bản

Quá trình trao đổi chất được thể hiện thông qua phương trình khai triển của phương trình nhiệt động học thứ nhất đã được thể hiện ở (2.1):

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e \quad (2.15)$$

Trong đó:

m_c – lượng môi chất bên trong xy lanh;

u – nội năng;

p_c – áp suất bên trong xy lanh;

V – thể tích xy lanh;

Q_w – nhiệt tổn thất qua thành;

dm_i – khối lượng phân tử chất khí đi vào xy lanh;

dm_e – khối lượng phân tử chất khí đi ra ngoài xy lanh;

h_i – enthalpy của chất khí bên trong;

h_e – enthalpy của chất khí bên ngoài.

Tương tự như đối với quá trình cháy, phương trình nhiệt động học thứ nhất có thể khai triển để xác định sự biến đổi của nhiệt độ trong xy lanh theo biểu thức sau:

$$\begin{aligned} \frac{dT_c}{d\alpha} = & \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{p_c}{T_c} \right)} \cdot \left\{ - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - p_c \cdot \left(1 - \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{m}{V} \right) \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \right. \\ & \left. - \left(u_c + \frac{\partial u}{\partial p} \cdot p - h_e \right) \cdot \frac{dm_e}{d\alpha} + \left(u_c + \frac{\partial u}{\partial p} \cdot p - h_e \right) \cdot \frac{dm_i}{d\alpha} - m_c \cdot \frac{\partial u}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\alpha} \right\} \quad (2.16) \end{aligned}$$

Phương trình (2.16) sử dụng cho động cơ Diesel.

Sự thay đổi lượng môi chất nạp vào xy lanh có thể được xác định thông qua lượng khí ra và vào xy lanh, thể hiện qua biểu thức sau:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \quad (2.17)$$

➤ **Lưu lượng dòng khí nạp và thải**

Tốc độ dòng khí tại cửa nạp và thải được tính theo công thức viết cho dòng chảy đẳng entropy mà kể đến hệ số cản dòng được quyết định bởi kích thước đường kính họng.

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

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 T_{01}}} \psi \quad (2.18)$$

Trong đó:

$\frac{dm}{dt}$ - lưu lượng dòng khí;

A_{eff} – diện tích tiết diện lưu thông;

p_{01} - áp suất trước miệng hút;

T_{01} – nhiệt độ trước miệng hút;

R_0 – hằng số chất khí.

Đối với dòng dưới âm.

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.19)$$

p_2 - áp suất tĩnh sau miệng hút;

k – hệ số tỷ nhiệt.

Đối với dòng đồng âm (sonic flow)

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \quad (2.20)$$

Diện tích lưu thông hiệu dụng có thể xác định thông qua hệ số dòng chảy đo được $\mu\sigma$:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4} \quad (2.21)$$

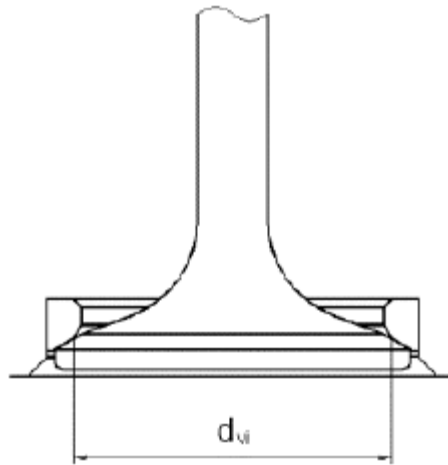
Trong đó:

$\mu\sigma$ - hệ số dòng chảy tại miệng cửa lưu thông;

d_{vi} - đường kính đế xupap

Hệ số dòng chảy μ thay đổi theo độ nâng xupap được xác định thông qua thiết bị thử nghiệm dòng chảy ổn định. Hệ số dòng chảy μ thể hiện tỷ số giữa lưu lượng dòng chảy thực tế ứng với một độ chênh áp nhất định và lưu lượng dòng chảy đẳng entropy lý thuyết ở cùng điều kiện biên. Hệ số dòng chảy liên quan đến diện tích tiết diện ngang của ống nối.

Đường kính bên trong của đế xupap dùng cho việc xác định độ nâng xupap định mức được thể hiện trên (hình 2.3)



Hình 2.3. Đường kính đế xupap.

Quá trình xả khí cháy khỏi xy lanh qua cửa xả được trình bày trong mô hình quét khí.

➤ **Quá trình quét khí**

Mô hình hòa trộn hoàn hảo thường được dùng cho việc tính toán các động cơ 4 kỳ. Điều này có nghĩa là hỗn hợp khí thải là hỗn hợp trung bình của các khí trong xy lanh, và năng lượng của khí thải cũng cân bằng với năng lượng trung bình của khí cháy trong xy lanh động cơ. Trong trường hợp này sự thay đổi của lượng khí mới theo góc quay trục khuỷu được tính theo công thức sau:

$$\frac{dR}{d\alpha} = \frac{1}{m_c} \cdot (1 - R) \cdot \frac{dm_i}{d\alpha} \quad (2.22)$$

R – khí nạp mới.

➤ **Truyền nhiệt trong quá trình trao đổi chất.**

Truyền nhiệt trong quá trình trao đổi chất được tính toán tương tự như ở chu trình cháy. Đối với quá trình trao đổi chất cả hai mô hình Woschni đều được sử dụng để tính hệ số truyền nhiệt:

$$\alpha_w = 130 \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot (C_3 \cdot c_m)^{0,8} \quad (2.23)$$

Trong đó:

$$C_3 = 6,18 + 0,417 \cdot c_u/cm;$$

α_w – hệ số truyền nhiệt;

D – đường kính xy lanh;

c_m – tốc độ trung bình của piston;

c_u – tốc độ quay.

Trong quá trình trao đổi chất chỉ cần quan tâm đến quá trình truyền nhiệt của dòng khí nạp và dòng khí xả. Như vậy nhiệt độ khí nạp được tính theo biểu thức sau:

$$T_d = (T_u - T_w) e^{\left(-A_w \cdot \frac{\alpha_p}{\dot{m} \cdot c_p}\right)} + T_w \quad (2.24)$$

Hệ số truyền nhiệt phụ thuộc trực tiếp vào dòng khí, biểu thức tính hệ số truyền nhiệt được xác định như sau:

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2] T_u^{0,44} \cdot \dot{m}^{0,5} \cdot d_{vi}^{-1,5} \cdot \left[1 - 0,797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.25)$$

Công thức (2.25) sử dụng tính cho dòng ra.

$$\alpha_p = [C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2] T_u^{0,33} \cdot \dot{m}^{0,68} \cdot d_{vi}^{-1,68} \cdot \left[1 - 0,765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}\right] \quad (2.26)$$

Công thức (2.26) sử dụng cho dòng khí chảy vào.

α_p – hệ số truyền nhiệt tại cửa nạp và xả;

T_d – nhiệt độ dòng chảy xuôi;

T_u – nhiệt độ dòng chảy ngược;

T_w – nhiệt độ thành tại cửa nạp và xả;

A_w – diện tích cửa nạp và xả;

\dot{m} – tốc độ dòng chảy;

c_p – nhiệt dung riêng đẳng áp;

h_v – độ nâng của xupap;

d_{vi} – đường kính để xupap.

➤ **Dòng chảy trong đường ống**

Động lực học dòng chảy không khí một chiều trong đường ống được thể hiện thông qua phương trình liên tục:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{\partial(\rho.u)}{\partial x} - \rho.u \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \quad (2.27)$$

Phương trình bảo toàn động lượng:

$$\frac{\partial(\rho.u)}{\partial t} = -\frac{\partial(\rho.u^2 + p)}{\partial x} - \rho.u^2 \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial x} - \frac{F_R}{V} \quad (2.28)$$

Và phương trình năng lượng:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = -\frac{\partial[u.(E+p)]}{\partial x} - u.(E+p) \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} + \frac{q_w}{V} \quad (2.29)$$

Ở đây:

λ – mật độ;

u – tốc độ dòng khí;

x – tọa độ dọc trục đường ống;

A – diện tích mặt cắt ngang đường ống;

t – thời gian;

p – áp suất tĩnh;

F_R – lực ma sát với thành;

E – thành phần năng lượng của khí $\left(= \rho \cdot \overline{c_v} \cdot T + F \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \right)$;

c_v – nhiệt dung riêng đẳng tích;

T – nhiệt độ;

q_w – nhiệt lượng truyền cho thành.

Lực ma sát với thành có thể xác định từ hệ số ma sát với thành λ_f :

$$\frac{F_R}{V} = \frac{\lambda_f}{2.D} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad (2.30)$$

λ_f – hệ số ma sát với thành;

D – đường kính ống.

Sử dụng phương trình Reynold, dòng nhiệt truyền cho thành ống có thể tính từ lực ma sát và chênh lệch nhiệt độ giữa thành và khí:

$$\frac{q_w}{V} = \frac{\lambda_f}{2.D} \cdot \rho \cdot |u| \cdot c_p \cdot (T_w - T) \quad (2.31)$$

c_p – nhiệt dung riêng đẳng áp;

T_w – nhiệt độ thành ống.

Trong quá trình tích phân số hóa các phương trình bảo toàn (2.27) và (2.29), việc điều khiển bước thời gian cần phải được quan tâm. Để có được một giải pháp ổn định, tiêu chuẩn CFL (tiêu chuẩn ổn định được định nghĩa bởi Courant, Friedrichs và Lewy) phải đáp ứng được:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{u + a} \quad (2.32)$$

Trong đó:

Δt – bước thời gian tính;

Δx – chiều dài phần tử tính toán;

u – tốc độ dòng chảy;

a – tốc độ âm thanh.

Điều này có nghĩa là giữa bước thời gian tính và chiều dài phần tử tính toán phải có một quan hệ nhất định. AVL Boost thể hiện quan hệ bước thời gian tính và chiều dài phần tử tính toán ngay tại lúc bắt đầu quá trình tính dựa trên điều kiện ban đầu nhất định trong đường ống đó. Nếu tiêu chuẩn ở trên không được đáp ứng do các thông số của dòng chảy thay đổi quá lớn thì bước thời gian tính sẽ được tự động hạ xuống.

➤ **Đối với đường ống cong:**

AVL Boost thể hiện mô hình đơn giản trong đó có tính đến ảnh hưởng của độ cong của ống tới tổn thất dòng chảy. Mô hình đường ống cong trong AVL Boost làm tăng tổn hao ma sát với thành ống theo hệ số tổn hao ζ .

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.33)$$

Hệ số tổn hao này là hàm của độ cong đường ống và tỷ lệ giữa bán kính cong và đường kính ống. Như vậy bán kính cong dọc theo đường ống cần phải được định nghĩa. Nó chính là bán kính cong của đường tâm ống.

2.2. Các phần tử của phần mềm AVL Boost

2.2.1. Giao diện phần mềm

Phần mềm AVL Boost là một phần mềm nằm trong bộ phần mềm của hãng AVL, cửa sổ khởi động phần mềm Boost được thể hiện trên (hình 2.4).

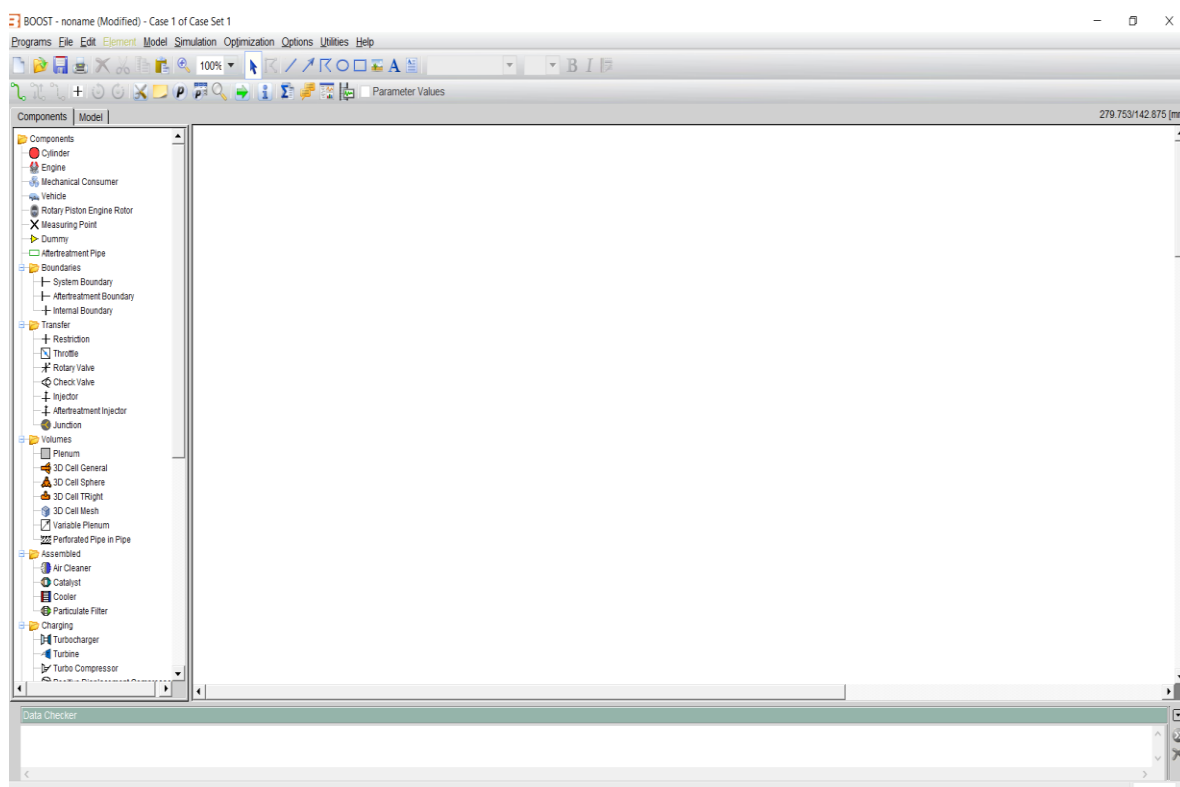


Hình 2.4. Cửa sổ khởi động của phần mềm.

Cửa sổ giao diện của phần mềm AVL Boost khi khởi động xong để chuẩn bị bước vào quá trình xây dựng mô hình để mô phỏng được thể hiện ở (hình 2.5).





Thanh công cụ Programs, File, Edit, Element, Model, Simulation, Options, Utilities và Help. Chức năng của các thanh công cụ thể hiện rõ ở phần Help. Các



















phần tử có sẵn của chương trình được đặt phía bên trái màn hình. Việc xây dựng mô hình được thực hiện bên phải màn hình. Các phần tử được copy từ bên trái màn hình (danh mục các phần tử) và được đưa sang bên phải màn hình (trong vùng vẽ). Việc sắp xếp, thay đổi kích thước và hướng của các phần tử được thực hiện bằng các phím chức năng khác nhau.



Hình 2.5. Cửa sổ giao diện chính của phần mềm AVL Boost.

Các biểu tượng sử dụng theo các chức năng riêng biệt khác nhau. Các chức năng của các biểu tượng được mô tả cụ thể hơn như sau:










Biểu tượng	Chức năng
	File mới.
	Mở file.
	Ghi.
	In.

Biểu tượng	Chức năng
	Xoá.
	Cắt.
	Copy.
	Dán.
	Zoom.
	Chọn đối tượng.
	Thay đổi đường.
	Chèn đường.
	Vẽ đường elíp.
	Vẽ hình vuông.
	Tải hình.
	Viết văn bản.
	Hiện thị đối tượng lên trên.
	Hiện thị đối tượng xuống sau.
	Màu và nét đặc trưng.
	Phông chữ.
	Phông chữ to.
	Phông chữ nhỏ.

Để có được mô hình tính, trước tiên cần phải triển khai việc xây dựng mô hình trên vùng vẽ.

Các phần tử sử dụng để xây dựng mô hình được lựa chọn phù hợp theo từng loại động cơ. Sau khi đã chọn phần tử, hình dạng, kích thước và hướng của các phần tử trên vùng vẽ có thể thay đổi được.

Các biểu tượng có chức năng thay đổi hình dạng, kích thước và hướng của phần tử được thể hiện như sau:





Biểu tượng	Chức năng
	Ống nối giữa hai phần tử.
	Dây nối giữa ECU với các phần tử.
	Nối bình tiêu âm.
	Đổi chiều dòng chảy.
	Thay đổi dạng ống nối và các dây nối.
	Xoay phần tử ngược chiều kim đồng hồ một góc 90 độ.
	Xoay phần tử theo chiều quay đồng hồ một góc 90 độ.
	Điều khiển mô hình.
	Chạy mô hình.





Sau khi thực hiện xong công việc lựa chọn và định vị các phần tử trên vùng vẽ, tiếp tục thực hiện việc nối các phần tử với nhau thông qua phần tử ống hoặc dây nối. Phần cuối của quá trình xây dựng mô hình là việc đặt các phần tử đo trên ống theo yêu cầu.




2.2.2. Các phần tử của phần mềm






Để có các kết quả với độ chính xác và độ tin cậy cao thì đòi hỏi mô hình mô phỏng phải sát với mô hình thực. Điều này được thể hiện rõ trong phần mềm AVL Boost bằng việc định nghĩa rất nhiều các phần tử thay thế để sử dụng trong việc xây dựng các mô hình. Đồng thời chương trình chính được thực hiện bằng các thuật toán tối ưu với tất cả các phần tử trong mô hình. Một số phần tử và tính năng cơ bản được thể hiện trên (bảng 2.2).






Bảng 2.2. Các phần tử của phần mềm


STT	Phần tử	Kí hiệu	Tính năng và tác dụng
1	Điều kiện biên	 System Boundary	Nhiệm vụ: Kết nối mô hình với điều kiện bên ngoài như nhiệt độ, áp suất...
2	Điều kiện bên trong	 Internal Boundary	Quy định điều kiện bên trong ống tại một vị trí giới hạn của mô hình. Phần tử được sử dụng để nghiên cứu, đo đạc và xác định các điều kiện bên trong ống tại mọi vị trí. Kết quả đầu ra của phần tử này cho phép xác định các điều kiện biên của đường nạp và đường xả. Tại các vị trí đặt điểm đo sẽ xác định được nhiệt độ và áp suất theo góc quay trục khuỷu.
3	Điểm đo	 Measuring Point	Bằng phần tử đo có thể xác định được các thông số đặc trưng và trạng thái quá trình lưu động của môi chất trong ống theo góc quay trục khuỷu ở bất kì vị trí nào trên ống thuộc mô hình. Các vị trí đặt phần tử đo được xác định trong phạm vi kích thước cho phép của ống. Thông số lấy được từ các phần tử đo bao gồm nhiệt độ, áp suất, tốc độ và lưu lượng dòng môi chất, v v... Ngoài ra còn có khả năng đưa ra được đặc tính sóng áp suất, tốc độ phía trước và phía sau vị trí đặt phần tử đo.
4	Ống đục lỗ	 Perforated Pipe in Pipe	Là phần tử thay thế cho bình tiêu âm trong thực tế của động cơ.

STT	Phần tử	Kí hiệu	Tính năng và tác dụng
5	Lọc muội than của động cơ Diesel	 Diesel Particulate Filter	Là phần tử bộ lọc muội than của khí thải động cơ Diesel, được sử dụng trong trường hợp động cơ có lắp lọc muội than.
6	Đường ống		Phần tử Pipe có nhiệm vụ kết nối các phần tử thay thế cho các ống nạp, thải trong thực tế.
7	Xy lanh	 Cylinder	Phần tử xy lanh trong mô hình thể hiện thể tích công tác bên trong buồng cháy của động cơ, cũng có thể được định nghĩa bằng hành trình dịch chuyển của piston.
8	Bình ổn áp	 Plenum	Phần tử Plenum là phần tử trong mô hình thay thế cho các đoạn ống có trạng thái ổn định về nhiệt độ, áp suất, thành phần hỗn hợp.
9	Bình ổn áp có thể tích thay đổi	 Variable Plenum	Phần tử này bổ sung cho phần tử bình ổn áp chuẩn trong trường hợp thể tích của bình ổn áp thay đổi thay đổi theo thời gian có thể xác định được. Ví dụ hộp cacte và bơm quét khí có ảnh hưởng nhiều tới sự thay đổi thể tích. Phần tử này được sử dụng trong mô hình để thay thế cho hộp các te và bơm quét khí của động cơ thực.

STT	Phần tử	Kí hiệu	Tính năng và tác dụng
10	Tiết lưu	 Restriction	Phần tử tiết lưu được sử dụng để đánh giá nhân tố cản dòng trong hệ thống. Nó có thể được sử dụng để nối kết các ống có kích thước khác nhau hoặc các mô hình có tiết diện thay đổi đột ngột, ví dụ như bướm ga, vòi phun... Phần tử tiết lưu đưa vào mô hình để đánh giá tổn thất áp suất trên hệ thống ống dẫn. Các nguyên nhân như kích thước tiết diện mặt cắt ngang ống thay đổi (như bướm tiết lưu, vòi phun, vv..) hoặc hiện tượng phân dòng trong hệ thống, cũng như các thay đổi kích thước ống và những vị trí góc hẹp ống đều gây ra hiện tượng cản dòng.
11	Xupap quay	 Rotary Valve	Xupap quay cũng là một loại xupap cản dòng đặc biệt, hệ số cản dòng phụ thuộc vào thời gian hoặc góc quay của trục khuỷu. Tốc độ của xupap quay có thể khác so với tốc độ động cơ. Phần tử xupap có nhiệm vụ thay thế cho thiết bị điều khiển quá trình nạp trên mô hình thực của động cơ hai kỳ. Phần tử xupap quay được sử dụng để điều khiển lưu lượng dòng môi chất theo góc quay trục khuỷu hoặc theo thời gian. Trong mô hình của động cơ 2 kỳ có điều khiển quá trình nạp thì phần tử xupap quay thường được đưa vào.
12	Phân dòng	 Junction	Phần tử phân dòng thể hiện sự

STT	Phần tử	Kí hiệu	Tính năng và tác dụng
			phân dòng trên hệ thống ống dẫn. Trong mô hình phần tử Junction đóng vai là phần tử trung gian để kết nối các phần tử ống khi có hiện tượng phân dòng.
13	Lọc khí	 Air Cleaner	Phần tử có nhiệm vụ thay thế cho bình lọc khí nạp của mô hình thực, bằng phần tử lọc khí trên mô hình xây dựng sẽ đánh giá được ảnh hưởng do tổn thất áp suất gây ra đối với quá trình nạp.
14	Vòi phun	 Injector	Phần tử này thay thế cho vòi phun trong hoặc chế hoà khí của động cơ xăng. Đối với động cơ xăng hỗn hợp cháy được mặc định hình thành bên ngoài buồng cháy kể cả trường hợp phun xăng.
15	Bộ xúc tác khí xả	 Catalyst	Phần tử này có nhiệm vụ thay thế cho bộ xúc tác khí xả trên mô hình thực để đánh giá ảnh hưởng trên đường xả.
16	Turbo tăng áp	 Turbocharger	Thay thế cho mô hình động cơ có sử dụng Turbo tăng áp.
17	Máy nén khí	 Turbo Compressor	Phần tử này sử dụng cho mô hình động cơ tăng áp cơ khí. Trong trường hợp tỷ số tăng áp không đổi và hiệu suất máy nén không đổi, theo lý thuyết có thể xác định được đường tốc độ chuẩn hoặc một map. Nếu một đường tốc độ chuẩn hoặc một map của máy nén được xác định, thì tỉ số tăng áp và hiệu suất được xác định theo tỷ lệ khối lượng

STT	Phần tử	Kí hiệu	Tính năng và tác dụng
			tức thời của dòng chảy và tốc độ của máy nén thực tế.
18	Kết làm mát	 Cooler	Phần tử làm mát khí tăng áp chỉ sử dụng cho mô hình có làm mát khí tăng áp. Các dữ liệu đối với phần tử làm mát khí tăng áp về cơ bản là giống phần tử lọc khí. Các giá trị về tổn thất áp suất, hiệu suất làm mát và khối lượng dòng khí ổn định tương đối được xác định từ bên ngoài.
19	Xupap xả	 Waste Gate	Phần tử thay thế cho xupap xả của turbine tăng áp biến áp trong thực tế.
20	Kết nối các hệ thống điện tử	 Electrical Device	Được sử dụng để kết nối các hệ thống điện tử, sử dụng cho các mạch điều khiển trên động cơ.
21	Điều khiển động cơ ECU	 Engine Control Unit	Sử dụng để thay thế cho hệ thống điều khiển ECU trên thực tế.
22	Liên kết động DLL	 MATLAB® DLL	Phần tử này là một trong những phần tử ứng dụng để mở rộng khả năng của BOOST. Nó là phần tử dùng để kết nối khả năng của hai phần mềm BOOST và MATLAB để tăng tính mềm dẻo của các phần tử cũng như tận dụng hết khả năng của phần mềm BOOST. Sử dụng phần tử này sẽ tăng khả năng chính xác cho các phần tử bằng cách can thiệp sâu hơn vào các thông số để điều khiển các phần tử trong BOOST và mở rộng một số khả năng khác của BOOST. Nó tương

STT	Phần tử	Kí hiệu	Tính năng và tác dụng
			tự như một chiếc ECU để điều khiển các thông số cho các phần tử. (Hình 6) mô tả một ví dụ về sự kết nối này.
23	Liên kết động API	 MATLAB® API	Đây cũng là một trong những phần mềm ứng dụng để kết nối giữa hai phần mềm BOOST và MATLAB SIMULINK. Liên kết API này khác so với phần tử DLL ở chỗ nó mang tính chi tiết hơn, nó điều khiển sâu hơn vào các phần tử cụ thể trong BOOST. Cụ thể hơn là nếu dùng phần tử DLL thì BOOST sẽ cung cấp cho MATLAB SIMULINK hai biểu tượng của BOOST, các thông số của BOOST ở điểm kết nối vào MATLAB SIMULINK sẽ được đưa hoàn toàn vào MATLAB SIMULINK để xử lý. Còn phần tử API thì lại tác động chi tiết hơn đến từng phần tử để tăng độ chính xác đến các phần tử so với thực tế. Hai phần tử API và DLL có thể thay thế cho nhau nhưng cách tác động đến BOOST là khác nhau. (Hình 7) mô tả một ví dụ cụ thể về việc sử dụng liên kết API.

2.3. Các bước cơ bản để xây dựng một mô hình

Quá trình xây dựng mô hình một động cơ bất kì trải qua các giai đoạn sau:

- Chọn các phần tử: Các phần tử được lựa chọn phụ thuộc vào kết cấu thực tế của động cơ như số xy lanh, động cơ tăng áp hay không tăng áp, các đường ống dài bao nhiêu ...

- Nối các phần tử lại với nhau: Nối các phần tử bằng pipe (đường ống) hay dây nối riêng theo quy định của các phần tử khi nối với nhau.
- Khai báo các thông số cho các phần tử: Các thông số đã được đo sẵn trên động cơ thực cho các phần tử.
- Chạy mô hình và lấy kết quả.

CHƯƠNG 3. ỨNG DỤNG AVL BOOST MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ

3.1. Xây dựng mô hình động cơ Ford Ranger (Puma 2.2L Duratorq TDCi)

3.1.1. Thông số chi tiết động cơ

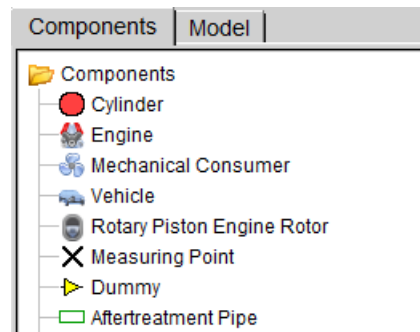
Động cơ Puma 2.2L Duratorq TDCi được lắp đặt trên xe Ford Ranger 2016, đang lưu hành rộng rãi tại Việt Nam.

Bảng 3.1. Các thông số cơ bản của động cơ

Thông số		Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Công suất định mức		N_e	160	Mã lực
Số xy lanh		i	4	
Thứ tự nổ			1-3-4-2	
Số vòng quay định mức		n_e	3700	Vòng/phút
Hành trình piston		S	94.6	mm
Đường kính xy lanh		D	86	mm
Chiều dài thanh truyền		L	189	mm
Tỷ số nén		ε	15.7:1	
Xupap nạp	Đường kính xupap nạp	x_n	35	mm
	Góc mở sớm của xupap nạp	β_1	8	Độ TK
	Góc đóng muộn của xupap nạp	β_2	60	Độ TK
Xupap thải	Đường kính xupap xả	x_t	30	mm
	Góc mở sớm của xupap thải	φ_1	54	Độ TK
	Góc đóng muộn của xupap thải	φ_2	18	Độ TK

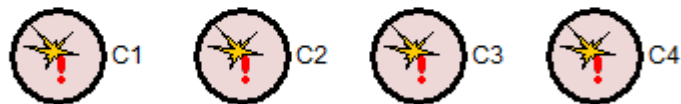
<i>Thông số</i>	<i>Kí hiệu</i>	<i>Giá trị</i>	<i>Đơn vị</i>
Góc phun sớm	ϕ	21	Độ TK

3.1.2. Chọn khối cho động cơ Ford Ranger



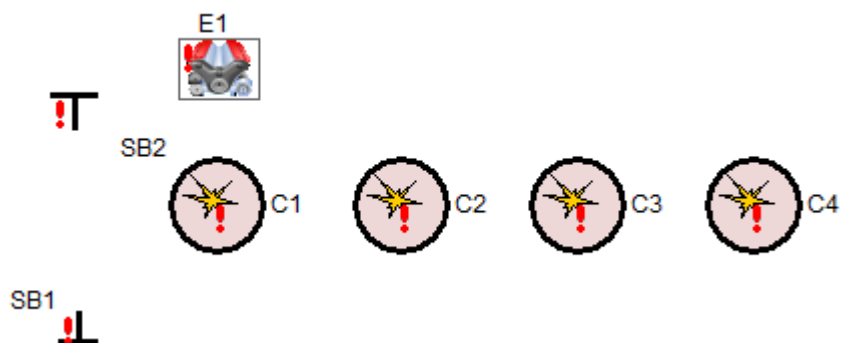
Hình 3.1. Các phần tử xây dựng mô hình động cơ

Vào mục thông số chọn hai đối tượng là Engine (động cơ) và Cylinder (xy lanh), ta chọn 4 xy lanh tương ứng với động cơ Puma Duratorq 2,2 L.



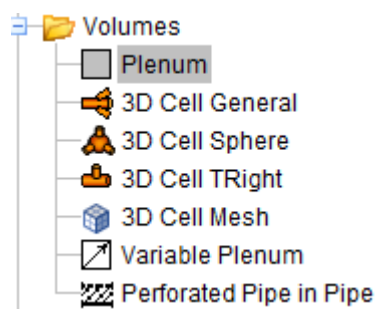
Hình 3.2. Khối các xy lanh

Vào mục Boundaries ta lựa chọn 2 đối tượng System Boundary để làm điểm đầu và điểm cuối cho mô hình gắn liền với các điều kiện môi trường bên ngoài.



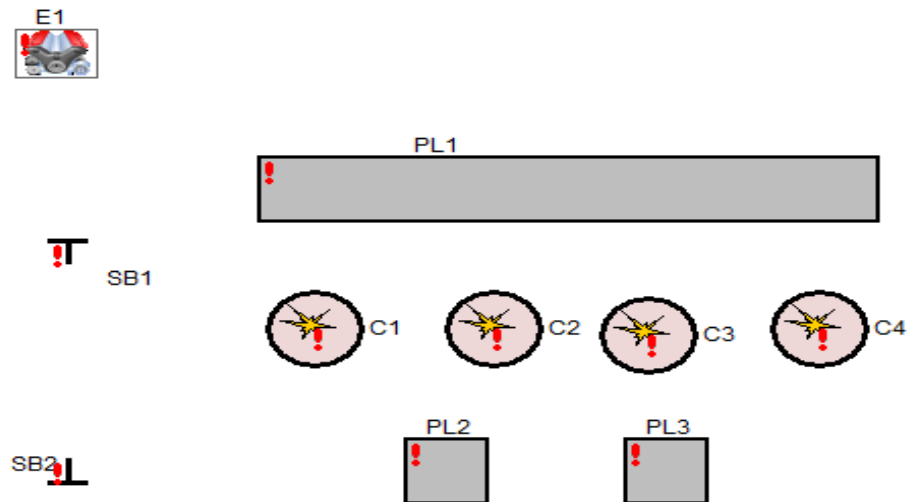
Hình 3.3. Điều kiện biên SB1 và SB2.

Sau đó ta chọn bình ổn áp



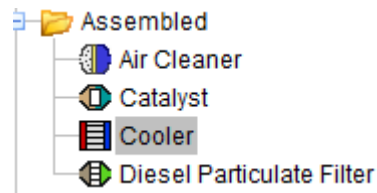
Hình 3.4. Chọn bình ổn áp

Vào mục Volumes chọn 3 khối plenum, để ổn định áp suất đưa vào xy lanh cũng như kết nối hệ thống xả theo thứ tự nổ.

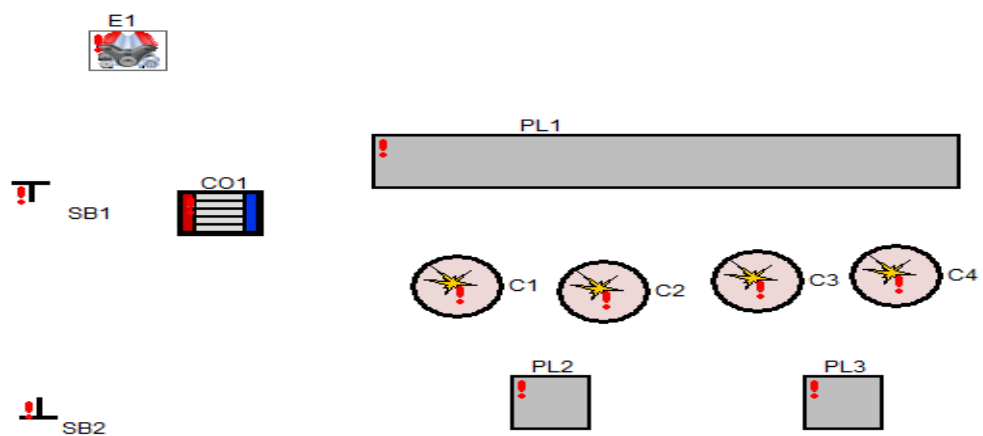


Hình 3.5. Khối động cơ đã thêm bình ổn áp.

Vào mục Assembled chọn khối cooler, để dùng để làm mát dòng khí nóng từ turbo.



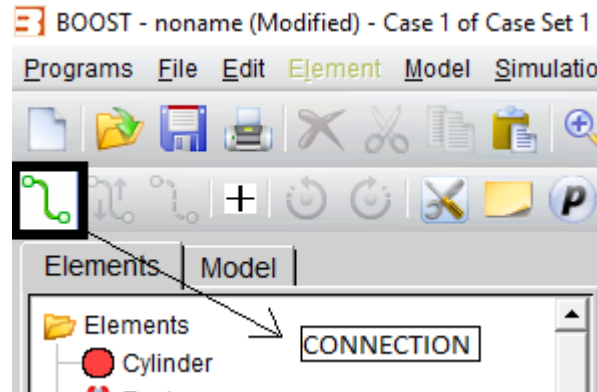
Hình 3.6 Khối làm mát.



Hình 3.7. Sơ đồ khối mô hình chưa đấu dây.

3.1.3. Nối mô hình và thiết lập các điểm đo áp suất

Để tiến hành nối mô hình ta click chọn biểu tượng Connection, bên góc trên bên trái của cửa sổ chính.



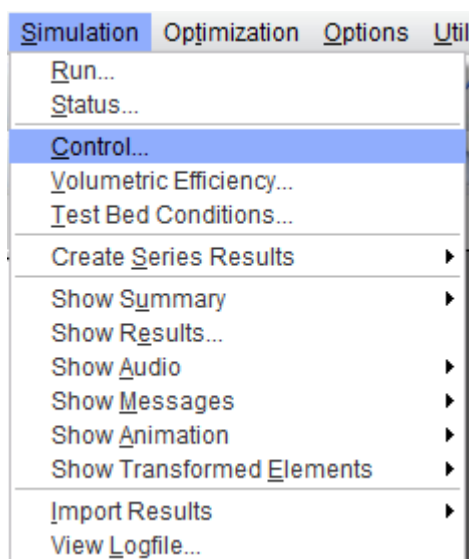
Hình 3.8. Nối dây cho mô hình.

Sau khi chọn biểu tượng Connection, ta di chuyển chuột đến đối tượng cần nối thứ nhất, các điểm nối sẽ xuất hiện dưới dạng các chấm tròn đen ta click vào điểm đó, sau đó sẽ di chuyển chuột đến đối tượng cần nối thứ hai tương tự chấm tròn đen sẽ xuất hiện ta click vào. Chiều của phần tử ống sẽ được qui định theo chiều dòng chảy của ống, nói cách khác chiều của ống nối là chiều từ phần tử nối thứ nhất đến phần tử nối thứ hai. Ta cũng có thể đảo ngược chiều bằng cách sử dụng biểu tượng Direction.

Ngoài ra, hình dạng của phần tử ống cũng có thể thay đổi bằng cách click chọn vào phần tử ống sau đó chọn Change. Tất cả các điểm nối ống sẽ xuất hiện và có thể thay đổi theo ý muốn, ta cũng có thể tăng hay giảm phần tử nối ống để thích hợp với động cơ.

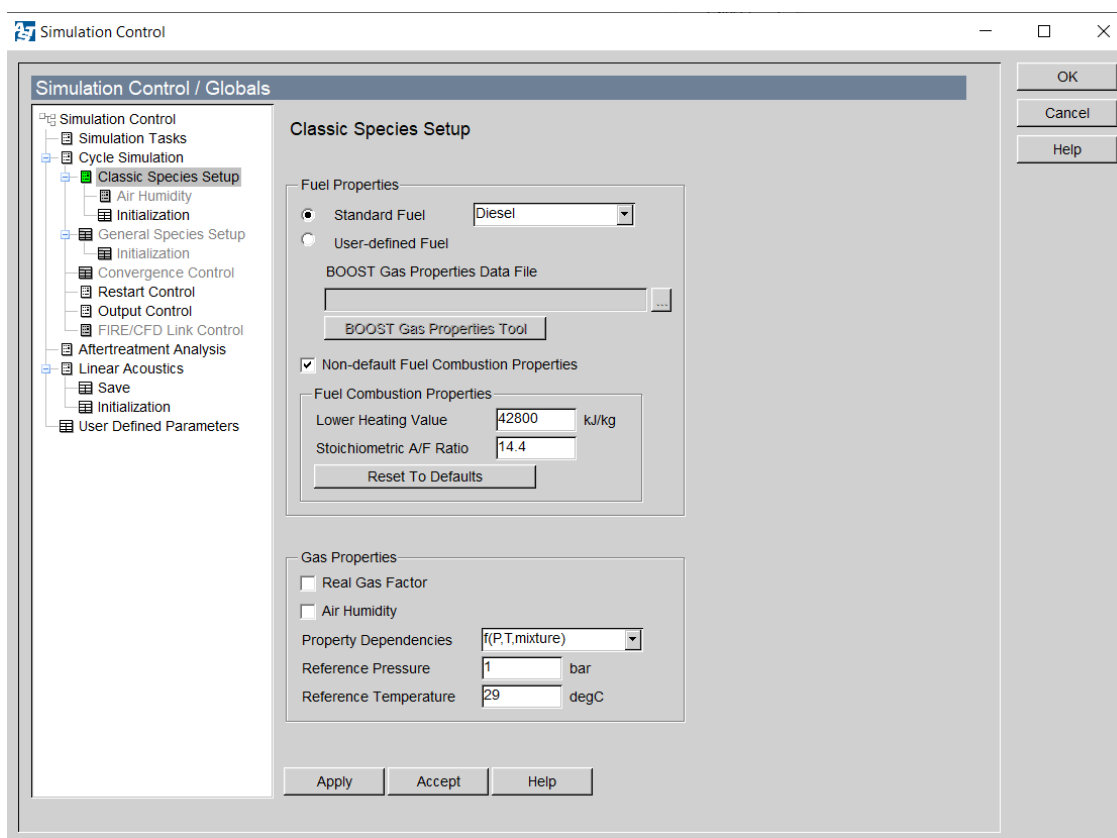
Các điểm nối ở các đối tượng như turbo, plenum, ... cũng có thể thay đổi theo mục đích và có thể thay đổi cả hình dạng.

Sau khi nối các phần tử lại với nhau ta được mô hình.



Hình 3.10. Cài đặt dữ liệu chung.

Sẽ xuất hiện cửa sổ Simulation Control:



Hình 3.11. Cài đặt thông số.

Ta sẽ tiến hành nhập dữ liệu ở cửa sổ này đầu tiên.

3.2.1.1. Điều khiển chung – General control

- + Tốc độ động cơ - Engine Speed : 4200 rpm.
- + Phương pháp tính toán - Calculation Mode : single.
- + Đồng nhất các xy lanh - Identical Cylinders : Activate.
- + Chuẩn bị hòa khí - Mixture Preparation: Internal.
- + Nhiên liệu – Fuel:
 - Loại – Type : Diesel.
 - Nhiệt trị thấp – Lower heating value: 42800 KJ/Kg.
 - Tỉ số nén – Stoichiometric A/F Ration: 14.4.
- + Điều kiện chuẩn – Reference Conditions:
 - Áp suất – Pressure: 1 bar.
 - Nhiệt độ - Temperature: 303.15 K.

Author: Thành Đình Minh

Comment:

Result Name:

☐ Transient Engine Speed

Engine Speed: 3200 rpm

Inertia Moment of Engine: kg.m²

Cycle Type:

- ☐ 2-Stroke
- ☒ 4-Stroke
- ☐ Rotary Piston Engine

☐ BMEP Control

Hình 3.12. Cài đặt thông số điều khiển chung.

Classic Species Setup

Fuel Properties

☒ Standard Fuel Diesel

☐ User-defined Fuel

BOOST Gas Properties Data File

E:\phan mem\AVL boost\file\filetotnghiep\DOAN\file ...

BOOST Gas Properties Tool

☒ Non-default Fuel Combustion Properties

Fuel Combustion Properties

Lower Heating Value 42800 kJ/kg

Stoichiometric A/F Ratio 14.4

Reset To Defaults

Gas Properties

☐ Real Gas Factor

☐ Air Humidity

Property Dependencies f(P,T,mixture)

Reference Pressure 1 bar

Reference Temperature 303.15 K

Hình 3.13. Cài đặt loại nhiên liệu.

3.2.1.2. Điều khiển bước tính – Time step control

+ Kỳ - cycles: 4-Stroke.

+ Chu kỳ tính cực đại – Maximum Calculation Period:

- Góc quay trục khuỷu – Degree Crankangel: 10800 deg.

Chu kỳ tính cực đại có thể tính theo góc quay trục khuỷu hoặc dựa trên chu kỳ của động cơ. Sau một chu kỳ thì kết quả sẽ được ghi lại vào File.bst. Đối với mô hình mô tả trạng thái làm việc ổn định, chu kỳ sẽ được tính được lựa chọn dựa trên tính ổn định của kết quả đầu ra ở các chu kỳ cuối. Số chu kỳ tính cực đại càng lớn thì cho kết quả càng chính xác.

+ Đường ống – Pipes:

- Kích thước bước tính toán – Calculation Step Size: 1 deg.
- Traces Saving Interval : 3 deg.

+ Bắt đầu lại – Restart:

- Bắt đầu chu kỳ lưu dữ liệu khoảng cách mới – Restart Data Saving interval: 720 deg.

3.2.1.3. Thứ tự nổ - Firing order

Thứ tự làm việc của các xy lanh được thể hiện qua xy lanh thứ nhất.

Khoảng đánh lửa – Firing interval:

Xy lanh 1 0
Xy lanh 2 540
Xy lanh 3 180
Xy lanh 4 360

	Firing Angle deg
1	0
2	540
3	180
4	360
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	

Load
Store

Hình 3.14. Cài đặt thứ tự nổ cho xy lanh

3.2.1.4. Điều kiện ban đầu

Ta sẽ đặt hai điều kiện ban đầu là set 1 và set 2:

Set 1:

- Áp suất – Pressure: 2,6 bar.
- Nhiệt độ - Temperature: 341 K.
- Hơi nhiên liệu – Fuel Vapour: 0.
- Sản phẩm cháy – Combustion Products: 0.
- Tỉ số nén – Ratio A/F: 14.4.

Set 2:

- Áp suất – Pressure: 2,4 bar.
- Nhiệt độ - Temperature: 871 K.
- Hơi nhiên liệu – Fuel Vapour: 0.
- Sản phẩm cháy – Combustion Products: 0,5413793.
- Tỉ số nén – Ratio A/F: 14.4.

Initialization

Ratio

	Press. bar	Temp. K	Fuel Vapour [-]	Comb. Products [-]	A/F-Ratio [-]
1	2.6	341	0	0	14.4
2	2.4	871	0	0.5413793	14.4
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Add Set

Remove Set

Load

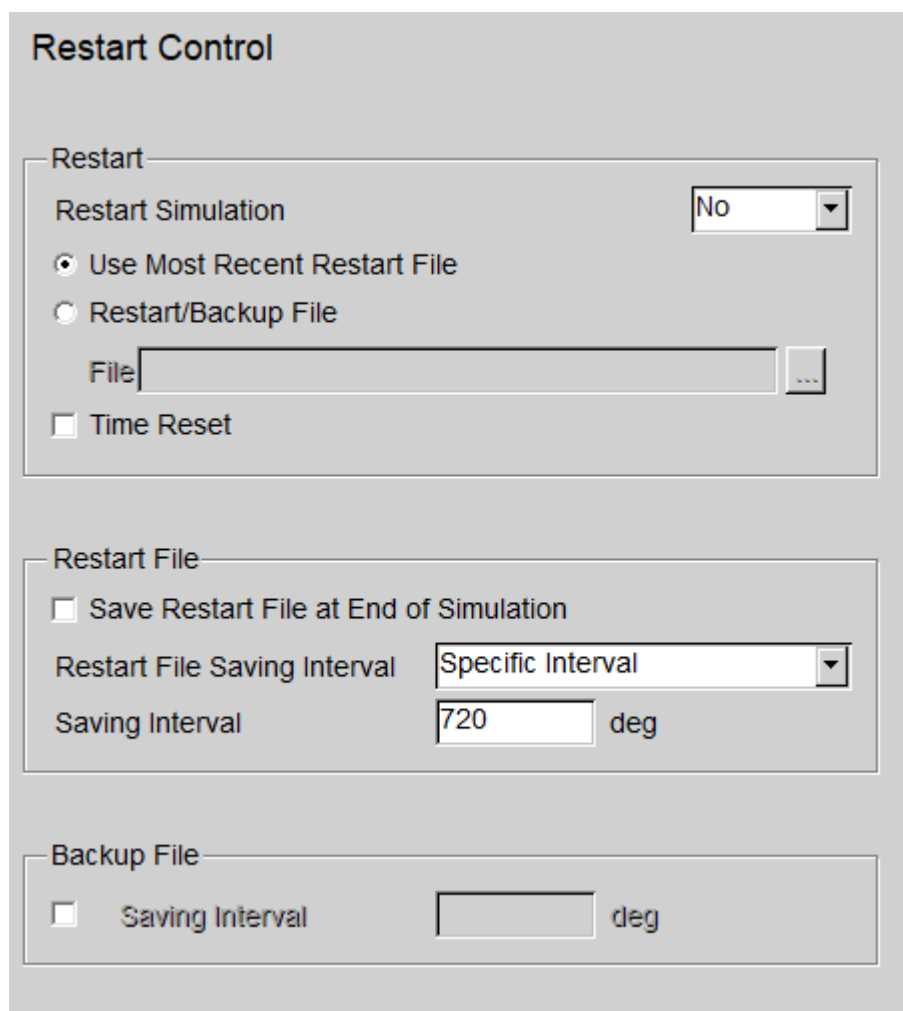
Store

Hình 3.15. Cài đặt giá trị chạy ban đầu.

3.2.1.5. Điều khiển khởi động và đầu ra – Restart Control – Output Control

➤ Restart Control:

- + Khởi động lại mô phỏng – Restart Simulation: No.
- + Sử dụng các tệp khởi động lại gần đây – Use Most Recent Restart File.
- + Tệp khởi động lại sau khoảng thời gian lưu – Restart File Saving Interval: Khoảng thời gian cụ thể - Specific Interval.
- + Khoảng thời gian lưu – Saving Interval: 720 deg.



The image shows a software dialog box titled "Restart Control". It is divided into three main sections: "Restart", "Restart File", and "Backup File".

- Restart Section:** Contains a "Restart Simulation" dropdown menu set to "No". Below it are two radio buttons: "Use Most Recent Restart File" (which is selected) and "Restart/Backup File". Under the second radio button is a "File" text input field with a browse button (three dots). At the bottom of this section is a "Time Reset" checkbox, which is unchecked.
- Restart File Section:** Contains a "Save Restart File at End of Simulation" checkbox, which is unchecked. Below it is a "Restart File Saving Interval" dropdown menu set to "Specific Interval". At the bottom of this section is a "Saving Interval" text input field containing the value "720", followed by the unit "deg".
- Backup File Section:** Contains a "Saving Interval" checkbox, which is unchecked, followed by a text input field and the unit "deg".

Hình 3.16. Cài đặt khởi động lại mô hình.

➤ Output Control:

Ở mục này ta không chọn vào mục mô phỏng – Animation, vì mục này làm cho đầu ra kết quả bị ảnh hưởng, thiếu các kết quả và đồ thị cần thiết như công suất động cơ giả lập, mô men xoắn giả lập...

- + Vẽ đường – Traces.
- + Chu kì vẽ đường – Traced Cycles: 2.
- + Khoảng thời gian lưu – Saving Interval: 3 deg.
- + Quá trình chuyển tiếp – Transients.
- + Hoành độ - Abscissa.
- + Chu kì – Cycles.
- + Điều kiện môi trường chuẩn – Reference Ambient Conditions.
- + Áp suất – Pressure: 1 bar.
- + Nhiệt độ - Temperature: 303.15 K.

Output Control

Animation

☐ Animation

☒ Crankangle

☐ Frequency

Traces

Recorded Range

☒ Traced Cycles

☐ Acoustic Cycles

Saving Interval deg

Transients

Abscissa

☐ Time

☒ Cycle

Reference Ambient Conditions

Pressure bar

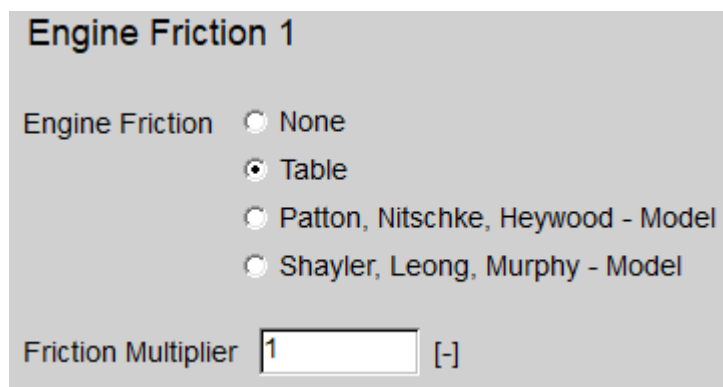
Temperature K

Hình 3.17. Cài đặt điều khiển đầu ra.

3.2.1.6. Ma sát động cơ – Engine Friction:

- + Ma sát động cơ – Engine Friction: Table.

+ Hệ số ma sát – Friction Multiplier: 1.



Engine Friction 1

Engine Friction ☐ None
☒ Table
☐ Patton, Nitschke, Heywood - Model
☐ Shayler, Leong, Murphy - Model

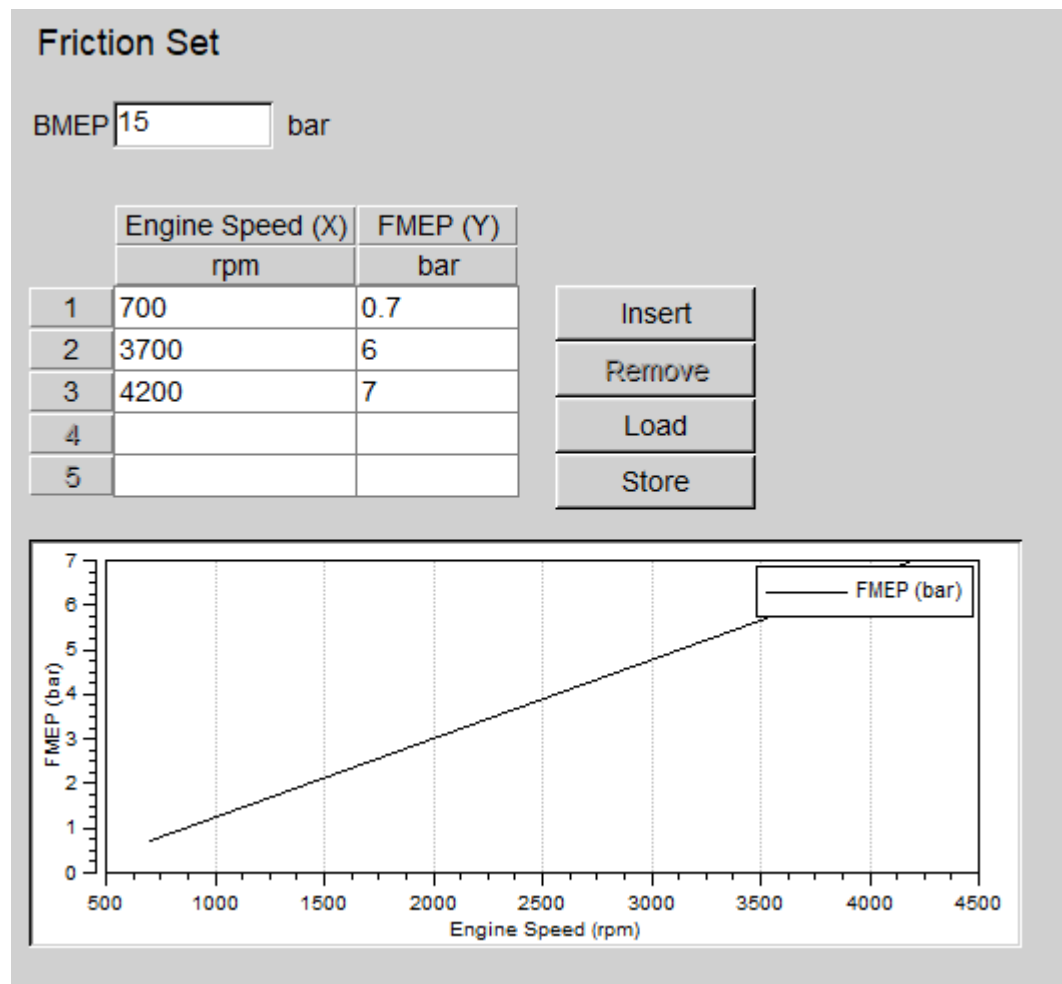
Friction Multiplier [-]

Hình 3.18. Cài đặt ma sát động cơ.

+ BMEP: 15 bar.

Bảng 3.2. Ma sát động cơ theo tốc độ

<i>Tốc độ động cơ – Engine speed (rpm)</i>	<i>FMEP (bar)</i>
700	0.7
3700	6
4200	7



Hình 3.19. Đồ thị ma sát động cơ theo tốc độ.

3.2.2. Thiết lập dữ liệu cho các khối trong mô hình

3.2.2.1. Xy lanh

3.2.2.1.1. Tổng quát – General

- Đường kính – Bore : 86 mm.
- Hành trình piston – Stroke: 94.6 mm.
- Tỷ số nén – Compression Ratio: 15.7 mm.
- Chiều dài thanh truyền – Con-Rod Length: 189 mm.
- Độ lệch chốt piston – Piston Pin Offset: 0 mm.
- Khe hở nhiệt – Effective Blow By Gap: 0 mm.
- Áp suất hộp trục khuỷu – Mean Crankcase Press: 1.2 bar.
- Kiểu xả khí – Scavenge Model: Perfect Mixing.

General

Author

Comment

Result Name

Bore mm

Stroke mm

Compression Ratio [-]

Con-Rod Length mm

Piston Pin Offset mm

Effective Blow By Gap mm

Mean Crankcase Press. bar

☐ User Defined Piston Motion

☐ Chamber Attachment

Scavenge Model

Hình 3.20. Cài đặt thông số xy lanh động cơ.

3.2.2.1.2. Thông số chuẩn – Initialization

- ❖ Điều kiện chuẩn mở xupap thải – Initial Conditions at EO (Exhaust Valve Opening).
 - Áp suất – Pressure: 4.5 bar.
 - Nhiệt độ - Temperature: 1001 K.
- ❖ Hòa khí chuẩn – Initial Gas Composition:
 - Loại tỷ số nén – Ratio Type: A/F Ratio.
 - Giá trị tỷ số nén – Ration Value: 14.4.
 - Hơi nhiên liệu - Fuel Vapour: 0.
 - Sản phẩm cháy – Combustion Products: 0.628.

Initialization

Initial Conditions at EO

Pressure bar

Temperature K

Initial Gas Composition

Ratio Type

Ratio Value [-]

Fuel Vapour [-]

Combustion Products [-]

Hình 3.21. Cài đặt thông số chuẩn

+ Quá trình cháy- Combustion:

- Kiểu tổ nhiệt – Heat Release: AVL MCC Model.

Combustion

Heat Release

Hình 3.22. Cài đặt mô hình cháy

- Số lượng lỗ phun – Number of Injection Hole: 4.
- Đường kính lỗ - Hole Diameter: 0.28 mm.
- Hệ số Discharge – Discharge Coefficient: 1.
- Áp suất Rail – Rail Pressure: 1800 bar.
- Ignition Delay Calibration Factor: 1.2.
- Thông số cháy – Combustion Parameter: 1.
- Thông số nhiễu loạn – Turbulence Parameter: 1.
- Thông số tản – Dissipation Parameter: 1.
- Thông số ảnh hưởng EGR – EGR Influence Parameter: 1.

- Thông số nhiên liệu cháy trộn sẵn – Premixed Combustion Parameter: 0.7.
- Loại phun – Rate of injection: user define.

The screenshot shows the 'AVL MCC Model' configuration window. It is divided into two main sections: 'Physical Properties' and 'Normalised Model Parameters'. Below these is a 'Rate of Injection' dropdown menu and an 'Experienced Users Input' checkbox.

Physical Properties	
Number of Injector Holes	4
Hole Diameter	0.28 mm
Discharge Coefficient	1 [-]
Rail Pressure	1800 bar

Normalised Model Parameters	
Ignition Delay Calibration Factor	1.2 [-]
Combustion Parameter	1 [-]
Turbulence Parameter	1 [-]
Dissipation Parameter	1 [-]
EGR Influence Parameter	1 [-]
Premixed Combustion Parameter	0.7 [-]

Rate of Injection: user defined

☐ Experienced Users Input

Hình 3.23. Cài đặt mô hình cháy.

+ Chất gây ô nhiễm – Pollutants:

- Hệ số nhân NO_x – NO_x Kinetic Multiplier : 1.
- Hệ số nhân sau xử lý NO_x – NO_x Postprocessing Multiplier: 0.64.
- Hệ số nhân CO – CO Kinetic Multiplier: 1.
- Hằng số sản phẩm cháy Soot – Soot Production Contant: 1000.
- Hằng số hấp thụ Soot – Soot Consumption Contant: 775.

Pollutants

Burned Zone Stratification Model

☐ No. of zones

NOx Production Model

NOx Kinetic Multiplier [-]

NOx Postprocessing Multiplier [-]

CO Production Model

CO Kinetic Multiplier [-]

Soot Production Model

Soot Production Constant [-]

Soot Consumption Constant [-]

Hình 3.24. Cài đặt khí thải động cơ

3.2.2.1.3. Truyền nhiệt – Heat transfer:

- Xy lanh – Cylinder: Woschni 1978.
- Cổng kết nối – Ports: None.
- Piston:
 - Diện tích bề mặt – Surface Area: 14000 mm².
 - Nhiệt độ thành xy lanh – Wall Temperature: 551 K.
 - Hệ số hiệu chỉnh piston – Piston Calibration Factor: 1.
- Đầu xy lanh – Cylinder Head:
 - Diện tích bề mặt: 11000 mm².
 - Nhiệt độ thành xy lanh: 521 K.
 - Hệ số hiệu chỉnh nắp - Head Calibration Factor: 1.
- Ống lót – Liner:
 - Diện tích bề mặt – Surface Area: 500 mm². (Piston at TDC).
 - Nhiệt độ thành xy lanh – Wall Temperature: 451 K. (Piston at TDC).

- Nhiệt độ thành xy lanh – Wall Temperature: 361 K. (Piston at BDC).
- Hệ số hiệu chỉnh piston – Piston Calibration Factor: 1.
- Hệ thống cháy – Combustion System: DI.
- Hệ số xoáy lốc trong xy lanh – Incylinder Swirl Ratio: 1.9.

Heat Transfer

Cylinder Woschni 1978

Ports ☒ Zapf ☐ None

Piston

Surface Area 14000 mm²

Wall Temperature 551 K

Piston Calibration Factor 1 [-]

Cylinder Head

Surface Area 11000 mm²

Wall Temp. 521 K

Head Calibration Factor 1 [-]

Liner

☐ Layer Discretization

Surface Area (Piston at TDC) 500 mm²

Wall Temp. (Piston at TDC) 451 K

Wall Temp. (Piston at BDC) 361 K

Liner Calibration Factor 1 [-]

Combustion System ☒ DI ☐ IDI

Hình 3.25. Cài đặt mô hình tỏa nhiệt.

3.2.2.1.4. Đặc điểm các đường ống – Valve Port Specifications

Valve Port Specifications							
Controlled By		Port		Variable Wall Temperature			
Pipe	Control	Surf.Area	W.Temp		W.Thick	Conduct	Heat Cap
		mm^2	degC		mm	W/(m.K)	kJ/(m^3.K)
4	Valve	1256	126.85	<input type="checkbox"/>	0	0	0
8	Valve	908	306.85	<input type="checkbox"/>	0	0	0
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			
				<input type="checkbox"/>			

Hình 3.26. Cài đặt số liệu đường ống.

Để thiết lập chi tiết thông số cho đường ống nạp, ta chọn vào VPS [1]: Pipe 4: Intake.

Sau đó, ta chọn Valve Control để thiết lập thông số đầu vào:

➤ ***Xupap nạp – intake valve***

- Đường kính bên trong xupap – Inner Valve Seat (= Reference) Diameter: 35 mm.
- Khe hở xupap – Valve Clearance: 0.3 mm.
- Hệ số hiệu quả dòng chảy - Scaling Factor for Eff. Flow Area: 1.

Intake pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter mm

Valve Clearance mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area [-]

☐ Calculate Dynamic Incylinder Swirl

☐ Calculate Dynamic Incylinder Tumble

Hình 3.27. Cài đặt thông số xupap nạp.

Chọn mục biên dạng nhấc xupap (Lift Cruve), và nhập các dữ liệu:

Ta sẽ tiến hành nhập vào các góc quay trục khuỷu và các độ nâng xupap tương ứng.

Để tiến hành nhập thông số ta chọn mục Insert Row để thêm vào các cột cho phù hợp và tiến hành nhập bảng Lift Cruve nạp.

	Crank Angle (X)	ValveLift (Y)	
	deg	mm	
1	352	0	▲
2	359.294	0.068108	
3	366.588	0.270111	
4	373.882	0.599131	
5	381.176	1.04396	
6	388.471	1.58946	▼

Insert Row

Remove Row

Load

Store

ExciteTD Import

Hình 3.28. Cài đặt độ nâng và góc mở xupap nạp.

Sau khi nhập vào 32 cột thì AVL Boost sẽ tự tính cho ta các giá trị sau:

Đặc điểm kỹ thuật – Specification:

- Góc mở xupap – Valve Opening: 352 deg.
- Chiều dài cam – Cam Length: 248 deg.
- Khoảng tăng – Increment: 7.2941 deg.

Điều khiển – Manipulation:

- Góc mở xupap – Valve Opening: 352 deg.

- Chiều dài cam – Cam Length: 248 deg.

Lift Curve

Specification

Valve Opening

352

deg

Cam Length

248

deg

☒ Increment

7.2941

deg

☐ Numb. of Points

35

Specify

Manipulation

Valve Opening

352

deg

Cam Length

248

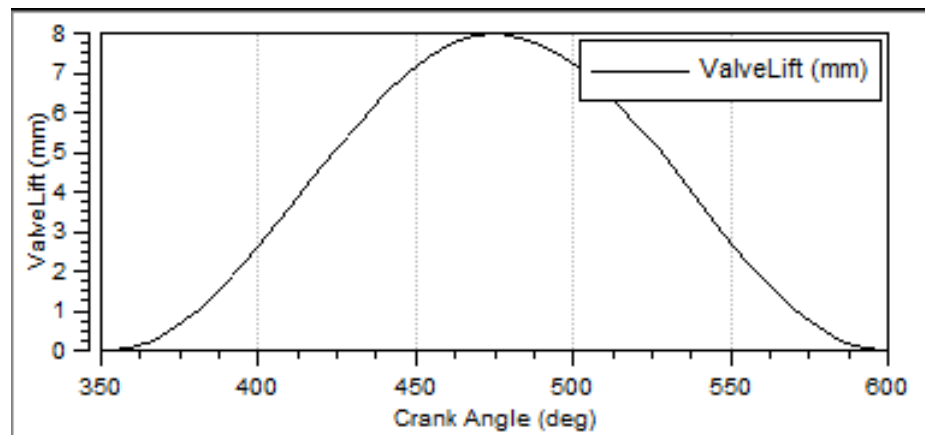
deg

Modify

Undo

Hình 3.29. Cài đặt độ mở xupap nạp.

Đồ thị nhấc xupap:



Hình 3.30. Đồ thị nhấc xupap nạp

Sau đó, ta chọn mục Flow Coefficients (hệ số lưu lượng), và nhập các dữ liệu:

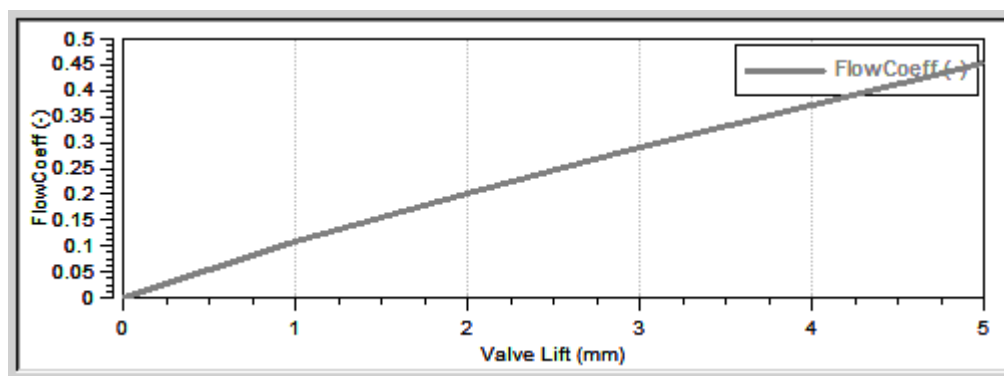
- Hệ số nén – Pressure Ratio: 0.99.
- Áp dụng bảng nâng xupap – Effective Valve Lift.

Để tiến hành nhập thông số ta chọn mục Insert Row để thêm vào các cột cho phù hợp và tiến hành nhập.

	Valve Lift (X)	FlowCoeff (Y)
	mm	[-]
2	1	0.109
3	2	0.202
4	3	0.289
5	4	0.373
6	5	0.453

Hình 3.31. Độ nâng xupap nạp và hệ số lưu lượng.

Đồ thị hệ số lưu lượng tương ứng:



Hình 3.32. Hệ số lưu lượng

Để thiết lập chi tiết thông số cho đường ống xả, ta chọn vào VPS [2]: Pipe 9: Exhaust .

Sau đó, ta chọn Valve Control để thiết lập thông số đầu vào:

➤ **Xupap xả – exhaust valve**

- Đường kính bên trong xupap – Inner Valve Seat (= Reference) Diameter: 30 mm.
- Khe hở xupap – Valve Clearance: 0.4 mm.
- Hệ số hiệu quả dòng chảy - Scaling Factor for Eff. Flow Area: 1.

Exhaust pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter	<input type="text" value="30"/>	mm
Valve Clearance	<input type="text" value="0.4"/>	mm
Scaling Factor for Eff. Flow Area	<input type="text" value="1"/>	[-]

Hình 3.33. Cài đặt xupap thải.

Chọn mục Lift Cruve, và nhập các dữ liệu:

Ta sẽ tiến hành nhập vào các góc quay trục khuỷu và các độ nâng xupap tương ứng bằng bảng Lift Cruve xả.

Để tiến hành nhập thông số ta chọn mục Insert Row để thêm vào các cột cho phù hợp và tiến hành nhập.

	Crank Angle (X)	ValveLift (Y)	
	deg	mm	
1	126	0	▲
2	133	0.063	
3	140	0.249	
4	148	0.554	
5	155	0.965	
6	163	1.47	▼

Insert Row
Remove Row
Load
Store
ExciteTD Import

Hình 3.34. Cài đặt độ nâng và góc mở xupap thải

Sau khi nhập vào 32 cột thì AVL Boost sẽ tự tính cho ta các giá trị sau:

Đặc điểm kỹ thuật – Specification:

- Góc mở xupap – Valve opening: 126 deg.
- Chiều dài cam – Cam length: 252 deg.
- Khoảng tăng – Increment: 7.4117 deg.

Điều khiển – Manipulation:

- Góc mở xupap – Valve Opening: 126 deg.
- Chiều dài cam – Cam Length: 252 deg.

Lift Curve

Specification

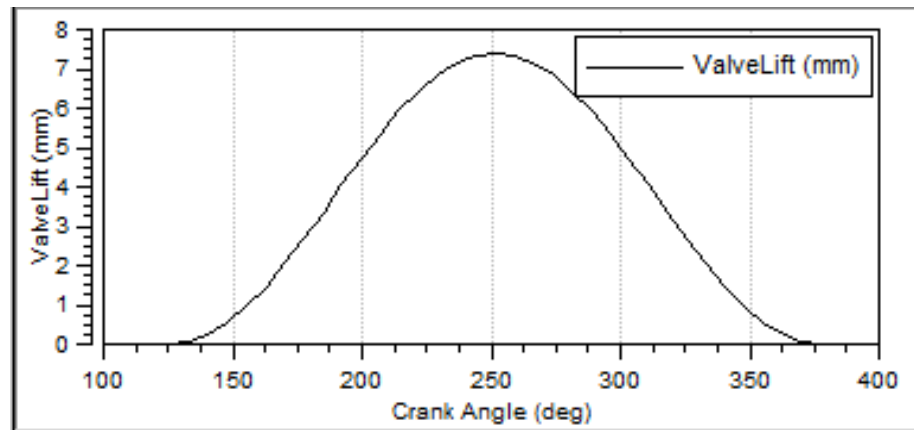
Valve Opening deg
Cam Length deg
☒ Increment deg
☐ Numb. of Points

Manipulation

Valve Opening deg
Cam Length deg

Hình 3.35. Góc mở xupap thải.

Đồ thị nhấc xupap:



Hình 3.36. Đồ thị nhấc xupap thải

Sau đó, ta chọn mục Flow Coefficients (hệ số lưu lượng), và nhập các dữ liệu:

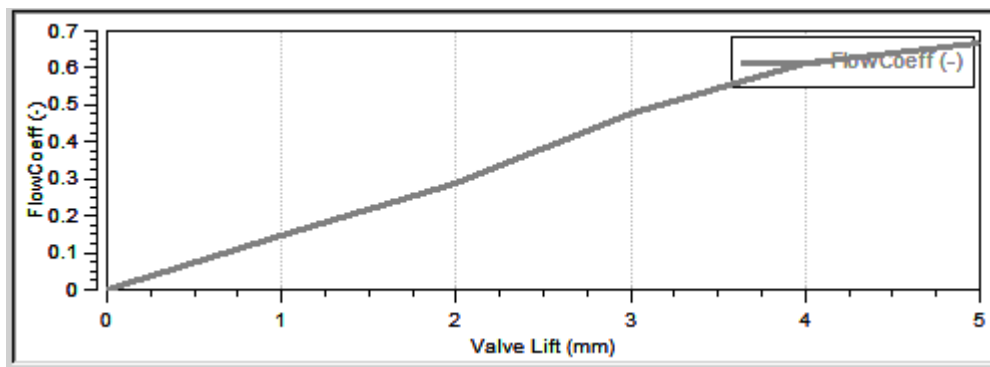
- Hệ số nén – Pressure Ratio: 0.99.
- Áp dụng bảng nâng xupap – Effective Valve Lift.

Để tiến hành nhập thông số ta chọn mục Insert Row để thêm vào các cột cho phù hợp và tiến hành nhập.

	Valve Lift (X)	FlowCoeff (Y)
	mm	[-]
2	1	0.149
3	2	0.29
4	3	0.475
5	4	0.615
6	5	0.668

Hình 3.37. Độ nâng xupap thải ứng với lưu lượng tương ứng.

Đồ thị hệ số lưu lượng tương ứng:



Hình 3.38. Đồ thị độ nâng xupap thải ứng với lưu lượng tương ứng.

3.2.2.2. Làm mát khí nạp – Air cooler

3.2.2.2.1. Tổng quát – General

Thông số lưu lượng – Geometrical Properties:

- Tổng thể tích khí làm mát - Total Air Cooler Volume: 10 L.
- Thể tích các đường vào – Inlet Collector Volume: 3 L.
- Thể tích các đường ra – Outlet Collector Volume: 3 L.
- Chiều dài lõi làm mát – Length of Cooling Core: 600 mm.

3.2.2.2.2. Điều kiện vận hành chuẩn – Reference operating conditions

- Khối lượng dòng chảy – Mass Flow: 0.333 kg/s.
- Nhiệt độ khí vào – Inlet Air Temperature: 416.15 K.
- Áp suất vào – Inlet Pressure: 260000 Pa.
- Mất áp do ma sát – Target Pressure Drop: 0.01 bar.
- Nhiệt độ làm mát – Coolant Temperature: 299.15 K.
- Nhiệt độ yêu cầu – Target Outlet Temperature: 341.15 K.

Reference Operating Conditions

Friction Specification ☒ Target Pressure Drop
☐ Coefficient

Heat Transfer Specification ☒ Target Outlet Temperature
☐ Target Efficiency
☐ Heat Transfer Factor

Reference Operating Conditions

Mass Flow	0.333	kg/s
Inlet Air Temperature	416.15	K
Inlet Pressure	2.6	bar

Friction

Target Pressure Drop	0.05	bar
Friction Coefficient		[-]
Lam. Friction Coeff.	64	[-]

Heat Transfer

Coolant Temperature	299.15	K
Target Outlet Temperature	341.15	K

Hình 3.39. Cài đặt điều kiện vận hành chuẩn.

3.2.2.3. Bộ tăng áp – Turbochager

Cách tính toán – Calculation type: Simplified model.

Mô hình đơn giản hóa – Simplified model:

- Chế độ tính toán – Calculation mode: Turbine Layout Calculation.
- Tỷ lệ áp suất – Pressure Ratio: 2.6 .
- Hiệu suất máy nén – Compressure Efficiency: 0.79.
- Tổn thất của bộ tăng áp – Equiv. Turbine Dischagre Coff: 0.15.
- Hiệu suất quá tải bộ tăng áp – Turbochager Overall Efficiency: 0.54.

Compressor

☒ Corrected Volume Flow m^3/s
☐ Corrected Mass Flow kg/s

Corrected Flow <==> Corrected Flow with Reference
 Reduced Flow <==> Corrected Flow with No Reference

Pressure Ratio [-]
 Compressor Efficiency [-]

Reference Conditions

Pressure bar
 Temperature degC

Hình 3.40. Cài đặt tăng áp.

Turbine

Flow Type

☐ Reference ☒ No Reference $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \sqrt{\text{K}})$

Equiv. Turbine Discharge Coeff. [-]
☐ Turbine Reference Area mm^2
☒ Pipe Area Scaling Factor [-]
 Corrected Mass Flow $\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}/(\text{s} \cdot \text{Pa})$
 Corrected Volume Flow $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \sqrt{\text{K}})$

Corrected Flow <==> Corrected Flow with Reference
 Reduced Flow <==> Corrected Flow with No Reference

Reference Conditions

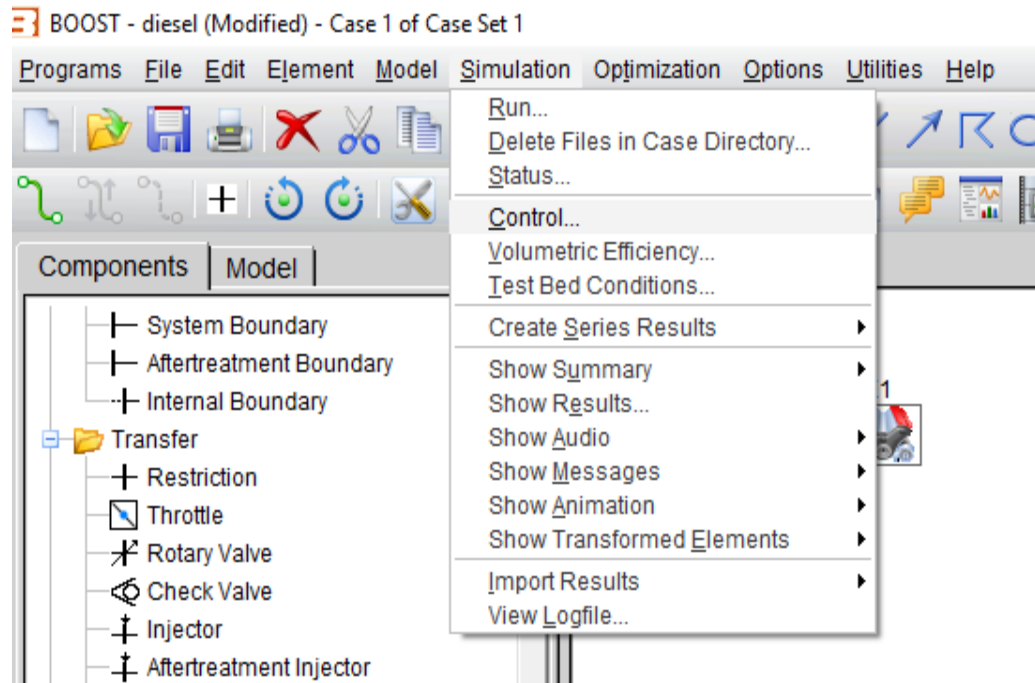
Pressure Ratio [-]
 Pressure bar
 Temperature degC

Turbine Size Multiplier [-]
☒ Turbocharger Overall Efficiency [-]
☐ Turbine Efficiency [-]
 Mechanical Efficiency [-]

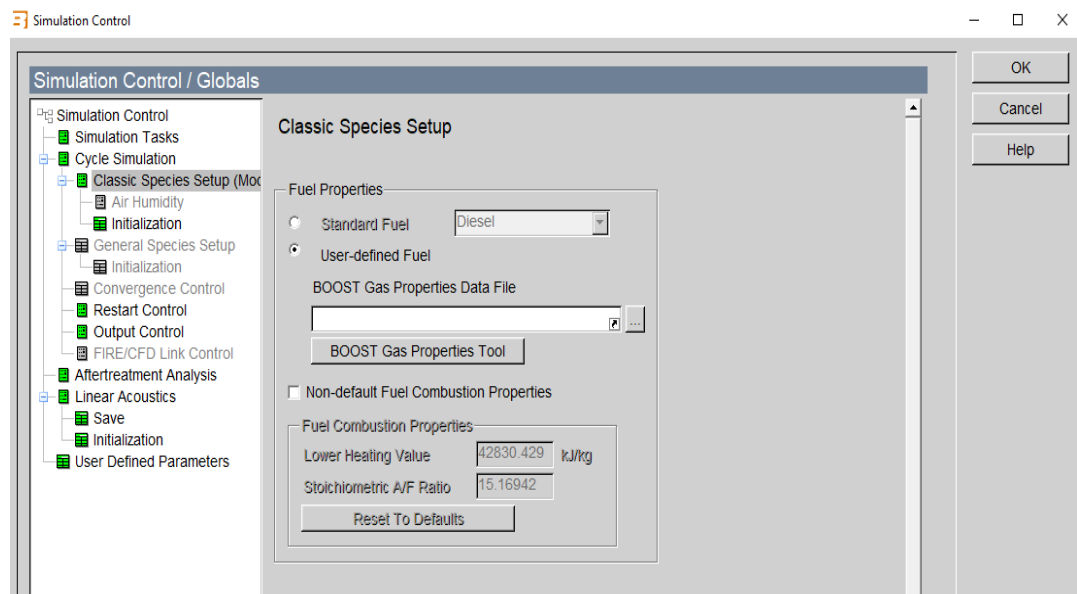
Hình 3.41. Cài đặt Turbine của bộ tăng áp.

3.2.3. Tạo file nhiên liệu:

Để tạo file nhiên liệu ta vào Simulation => Control => Cycle Simulation => Classic Species Setup => User – Defined Fuel => BOOST Gas Properties Tools.



Hình 3.42. Mở hộp thoại cài đặt trộn nhiên liệu.



Hình 3.43. Hộp thoại chọn loại nhiên liệu.

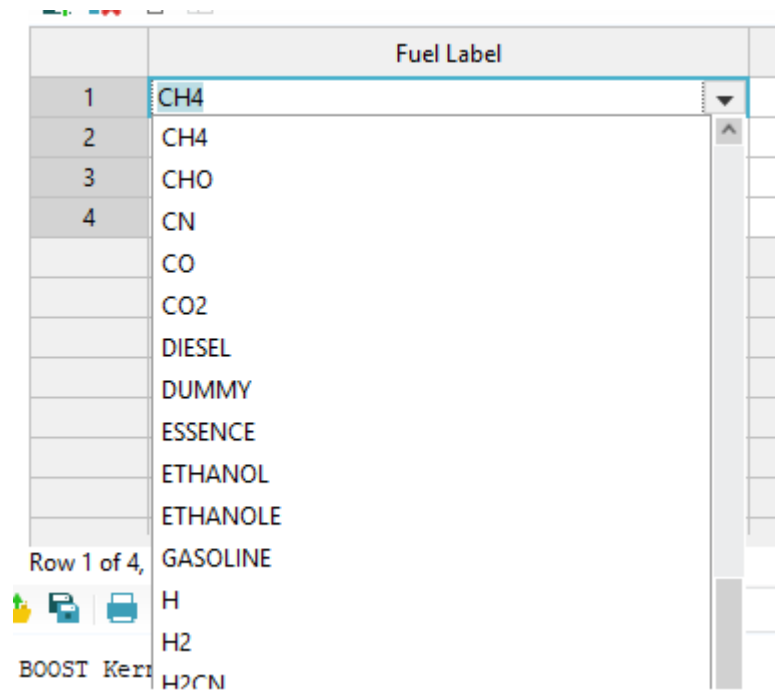
Lúc này sẽ xuất hiện hộp thoại Boost Gas Properties.

Khi đó ta có bảng nhập nhiên liệu như sau:

- Diesel 100% - CNG 0%: B0.

Bảng 3.3. Tỷ lệ hòa trộn Diesel và CNG


<i>Thành phần</i>	<i>B0</i>	<i>B10</i>	<i>B20</i>	<i>B30</i>	<i>B100</i>
CH ₄	0%	8.4%	16.8%	25.2%	84%
C ₂ H ₆	0%	1.2%	2.4%	3.6%	12%
C ₃ H ₈	0%	0.4%	0.8%	1.2%	4%
Diesel	100%	90%	80%	70%	0%








Hình 3.46. Chọn thành phần CNG.

	Fuel Label	Fraction Ratio (%)
1	CH4	25.2
2	C2H6	3.6
3	DIESEL	70
4	C3H8	1.2

Hình 3.47. Chọn tỉ lệ thành phần CNG.

Sau đó, ta tiến hành Save File, khi tiến hành chạy File ta chỉ cần click  và nhập đường dẫn vào file đã lưu.

 diesel0.bgp
 diesel70.bgp
 diesel80.bgp
 diesel90.bgp
 diesel100.bgp

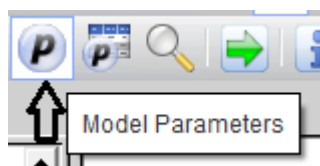
Hình 3.48. Tạo thành file nhiên liệu Diesel – CNG.

Sau đó chọn file ta muốn khởi chạy.

3.2.4. Tạo case và khởi chạy mô hình:

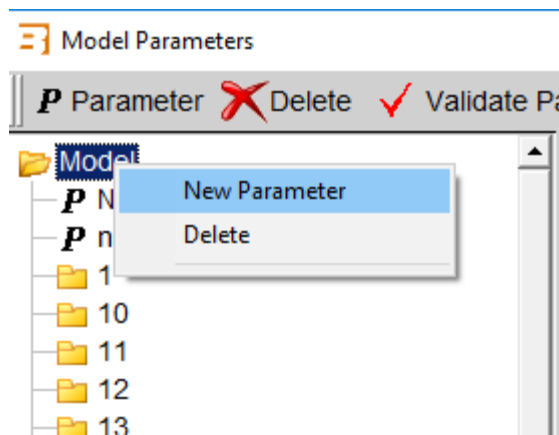
- **Tạo Case:**

Để tạo Case đầu tiên ta click chọn vào biểu tượng Model Parameter.



Hình 3.49. Tạo case

Sau đó sẽ xuất hiện hộp thoại Model Parameter, ta click phải chuột vào file Model và chọn New Parameter.



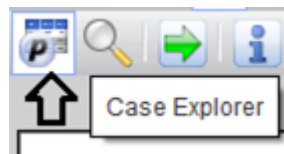
Hình 3.50. Thêm vào đơn vị mới

Sau đó ta đổi tên mặc định New Parameter thành N (số vòng quay).



Hình 3.51. Tạo đơn vị số vòng quay động cơ.

Tiếp theo, ta chọn vào biểu tượng Case Explorer.



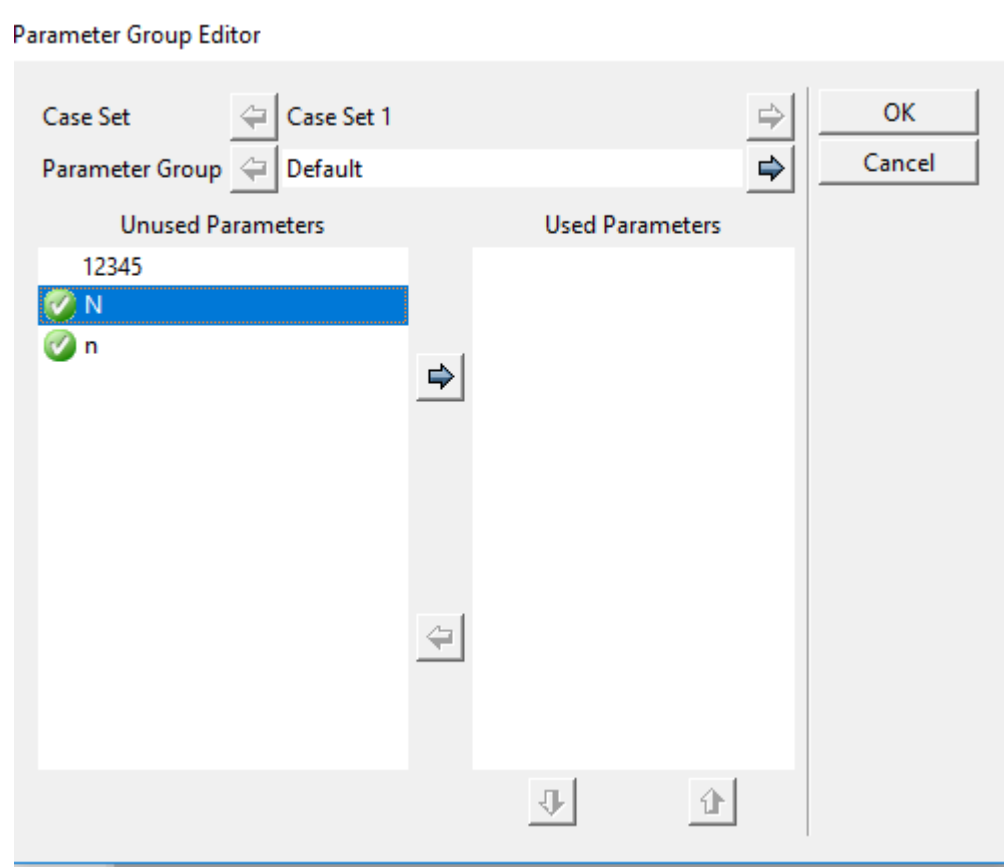
Hình 3.52. Mở các case ứng với số vòng quay động cơ

Lúc này, hộp thoại Case Explorer xuất hiện ta sẽ chọn vào mục Edit Parameter Group.



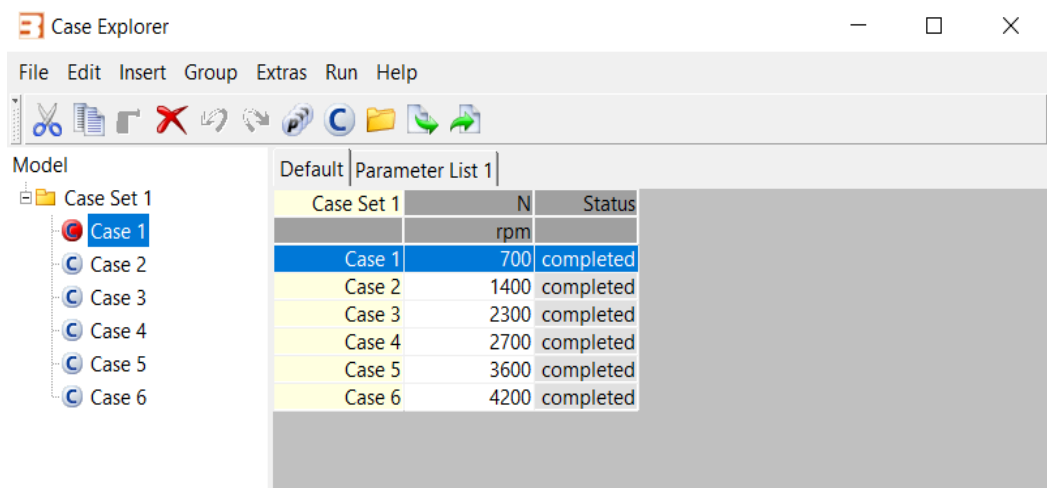
Hình 3.53. Hộp thoại Case Explorer.

Lúc này hộp thoại Parameter Group Editor xuất hiện, ta chọn vào N (parameter ta đổi tên) sau đó ấn mũi tên để chuyển từ Unused Parameters sang Used Parameters.



Hình 3.54. Chọn đơn vị cần dùng.

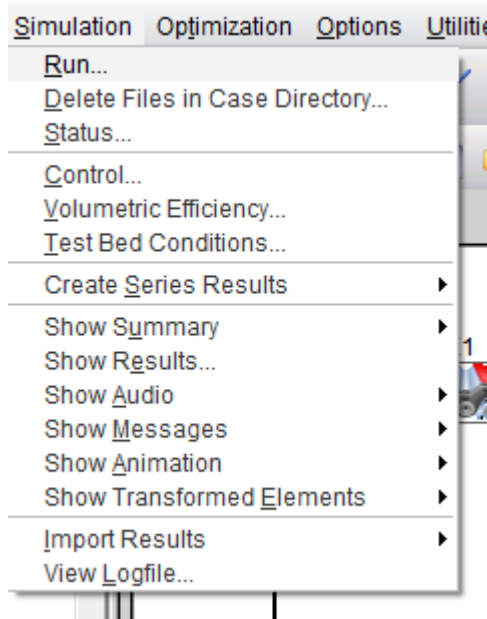
Cuối cùng ta Insert Case theo mong muốn và nhập các giá trị tốc độ theo mong muốn.



Hình 3.55. Tạo số vòng quay động cơ mong muốn.

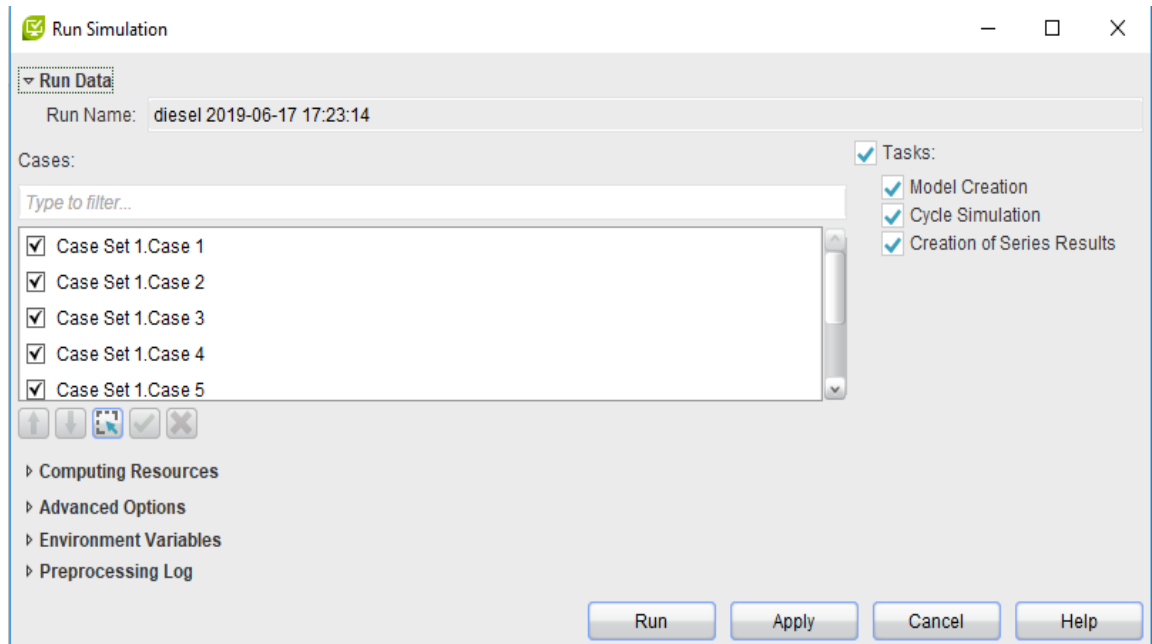
- Khởi chạy mô hình:

Để khởi chạy mô hình ta chọn Simulation => Run.



Hình 3.56. Hộp thoại Run

Trong hộp thoại Run Simulation, ta chọn tất cả các Case Set đã tạo, và chọn vào các Task Model Creation, Cycle Simulation, Creation of Series Result. Sau đó ta click Apply và Run.



Hình 3.57. Chọn case chạy chương trình.

Simulation status

Cases Tasks Runs

Case Sets

Type to filter...

	Case Set	Cases	Status
1	Case Set 1	6	completed

Case Set 1

Type to filter...

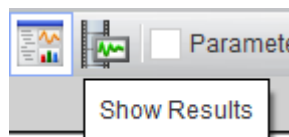
	Case Set	Case	Run	
1	Case Set 1	Case 1	diesel 2019-06-19 21:18:32	completed
2	Case Set 1	Case 2	diesel 2019-06-19 21:18:32	completed
3	Case Set 1	Case 3	diesel 2019-06-19 21:18:32	completed
4	Case Set 1	Case 4	diesel 2019-06-19 21:18:32	completed
5	Case Set 1	Case 5	diesel 2019-06-19 21:18:32	completed
6	Case Set 1	Case 6	diesel 2019-06-19 21:18:32	completed

Hình 3.58. Kiểm tra và chạy xong mô hình.

3.3. Chạy mô hình và xuất kết quả

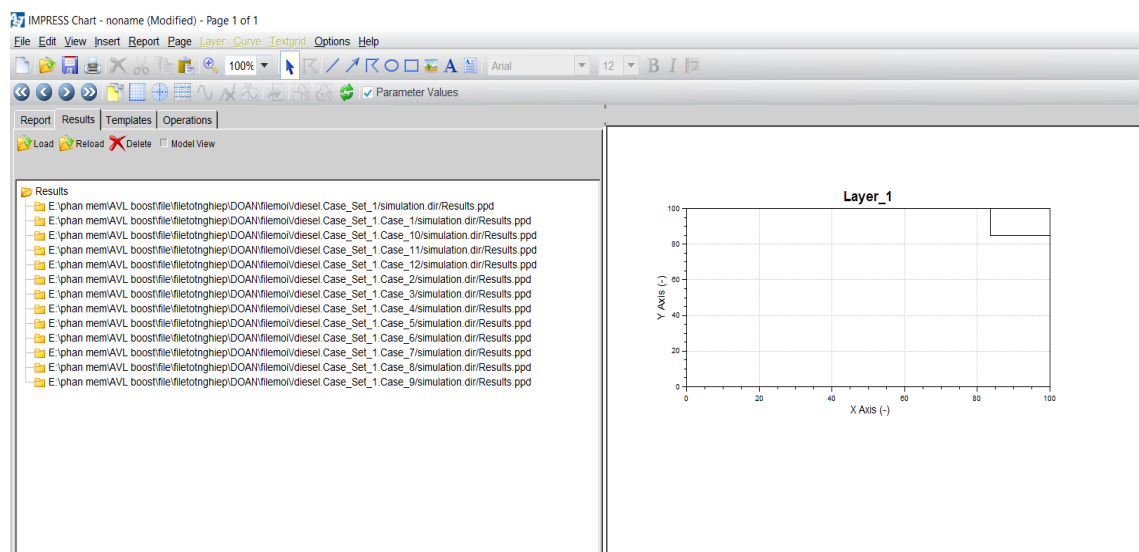
3.3.1. Cách xuất kết quả và kết quả chung

Sau khi chạy hoàn tất ta sẽ xuất kết quả bằng cách nhấn vào nút Show Result.



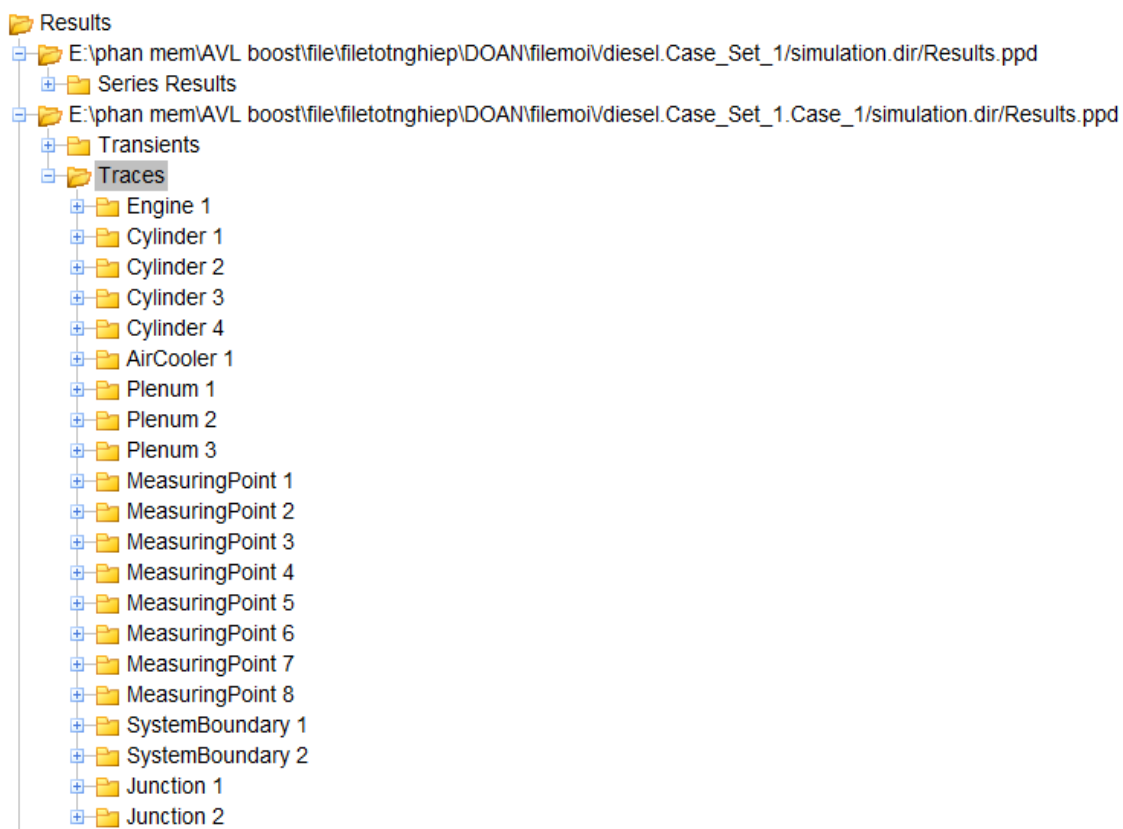
Hình 3.59. Chọn hiển thị kết quả.

Hộp thoại Impress Chart sẽ xuất hiện.



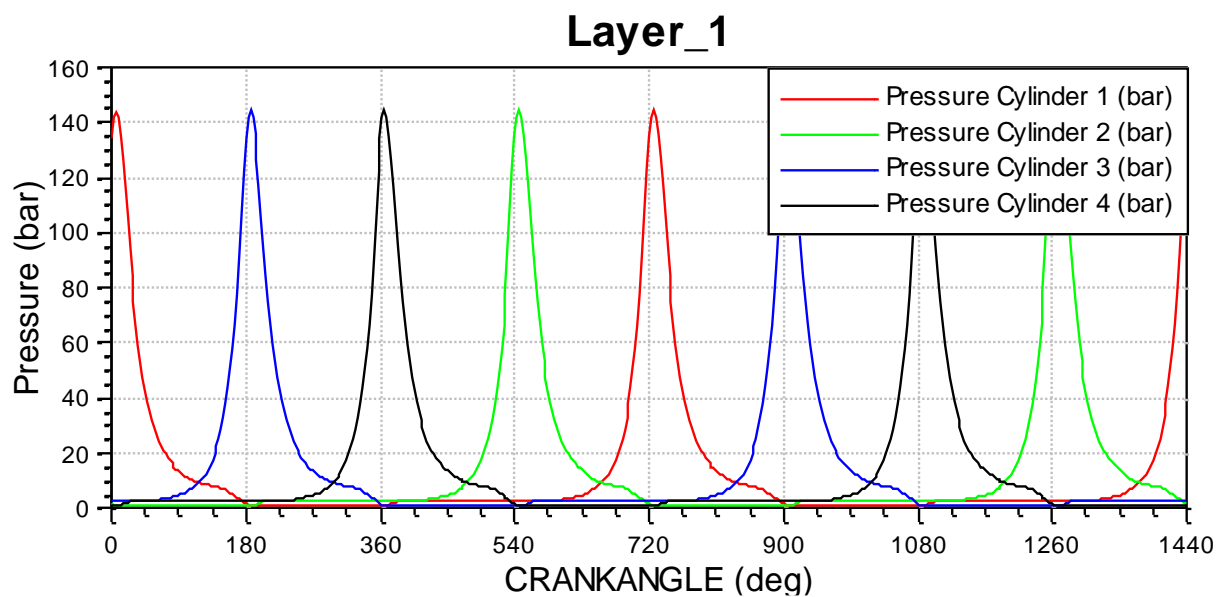
Hình 3.60. Không gian hiển thị kết quả.

Trong các thư mục Result thì thư mục đầu tiên sẽ hiển thị chuỗi kết quả của 4 xy lanh ở các vòng quay đã cài đặt trước. Các thư mục còn lại sẽ tương ứng với các case tốc độ ta đã cài đặt trước.

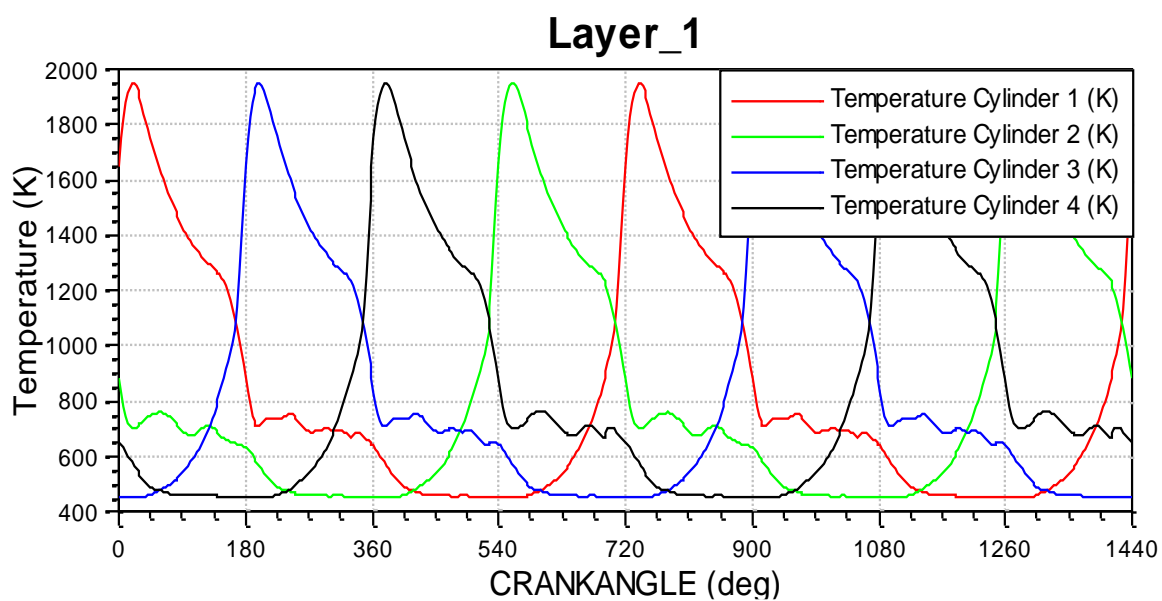


Hình 3.61. Danh sách các kết quả thu được.

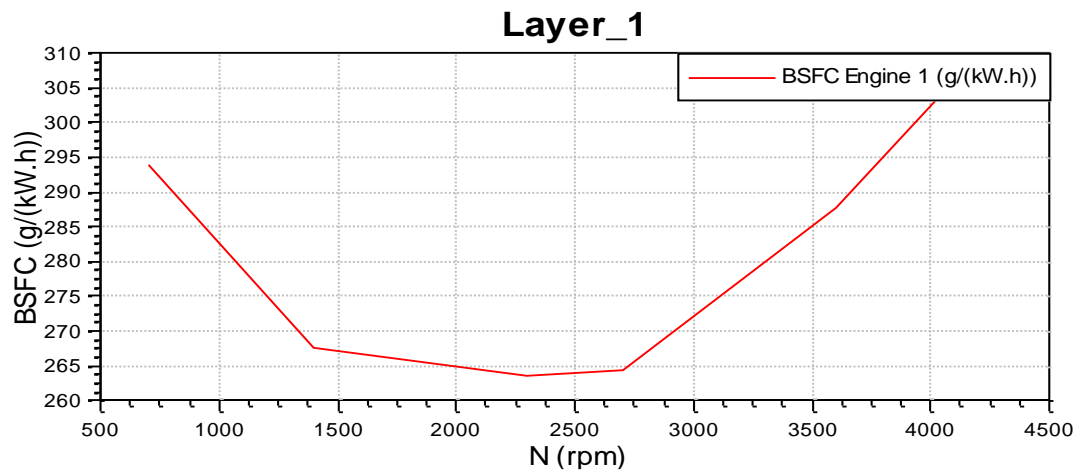
Một số đồ thị:



Hình 3.62. Đồ thị áp suất trong long xy lanh.



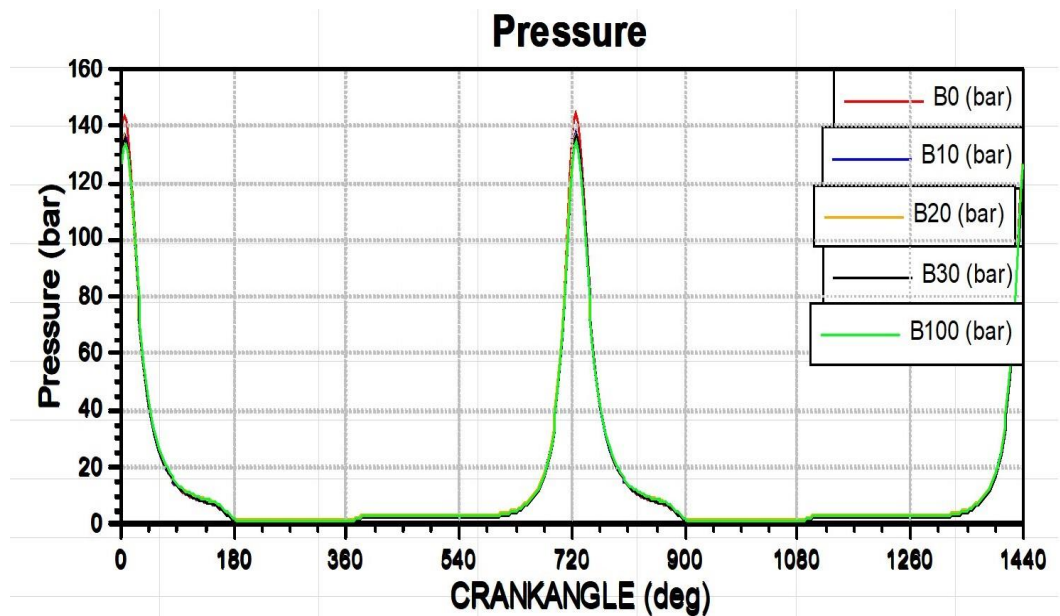
Hình 3.63. Đồ thị nhiệt độ trong xy lanh.



Hình 3.64. Suất tiêu hao nhiên liệu.

3.3.2. Ảnh hưởng của nhiên liệu kép Diesel – CNG đến đặc tính động cơ

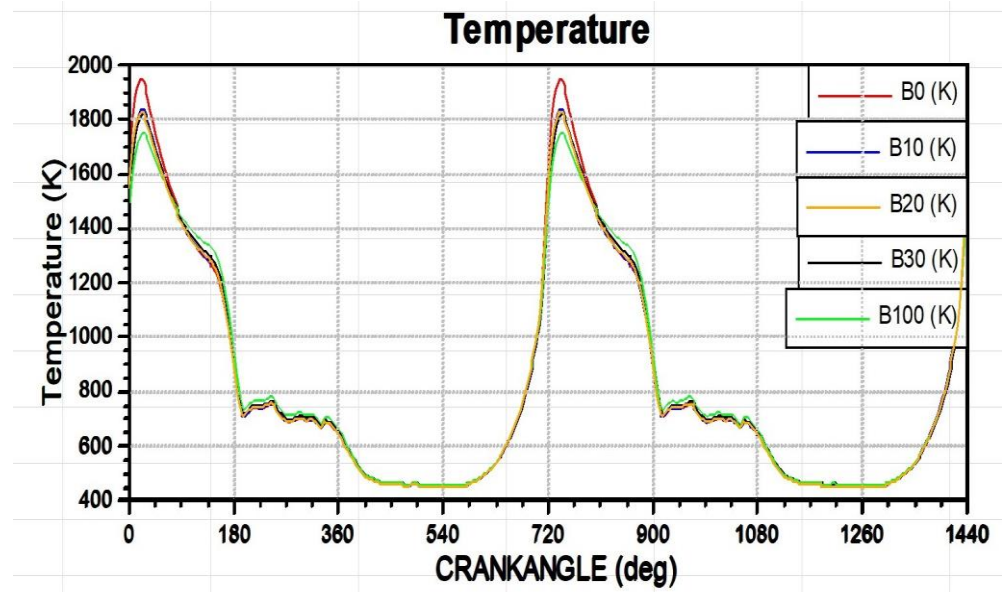
➤ Áp suất – Pressure



Hình 3.65. Áp suất trong long xy lanh ứng với tỉ lệ nhiên liệu khác nhau.

Nhận xét: Có thể thấy áp suất đỉnh piston có xu hướng lệch trái do ảnh hưởng của quá trình cháy với 2 loại nhiên liệu khác nhau, trong khi đó vẫn giữ nguyên góc phun dầu sớm.

➤ **Nhiệt độ - Temperature:**



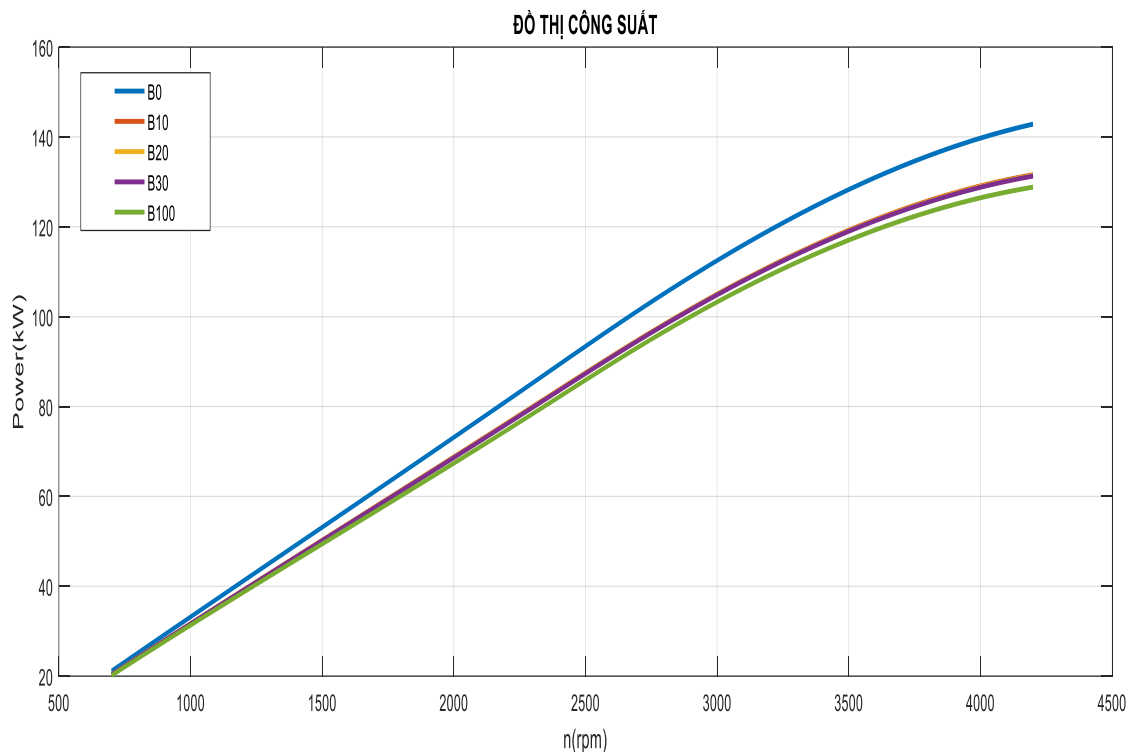
Hình 3.66. Nhiệt độ trong lòng xy lanh ứng với tỉ lệ nhiên liệu khác nhau.

Áp suất trong lòng xy lanh giảm dần khi tăng lượng CNG.

➤ **Công suất – Power:**

Bảng 3.4. Công suất động cơ ứng với vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu

	Power(kW)				
N(rpm)	B0	B10	B20	B30	B100
700	21.13	20.33	20.34	20.34	20.15
1400	49.14	46.55	46.52	46.49	45.82
2300	85.27	80	79.92	79.81	78.4
2700	101.35	94.82	94.76	94.66	93.2
3600	130.96	121.6	121.48	121.33	119.29
4200	142.85	131.58	131.45	131.28	128.83



Hình 3.67. Đồ thị công suất động cơ ứng với từng tỉ lệ nhiên liệu..

- Công suất động cơ tuy có giảm khi giảm lượng Diesel và tăng dần lượng CNG, tuy nhiên lượng giảm không đáng kể so với mục đích mà nghiên cứu đề ra.
- Ta thấy ở lượng nhiên liệu 10% CNG, 20% CNG và 30% CNG công suất động cơ giảm dần với một lượng không đáng kể, từ 100% Diesel xuống 90% Diesel công suất giảm 7.5%. Từ 100% Diesel xuống 0% Diesel giảm 11.2%

Nguyên nhân gây giảm công suất động cơ:

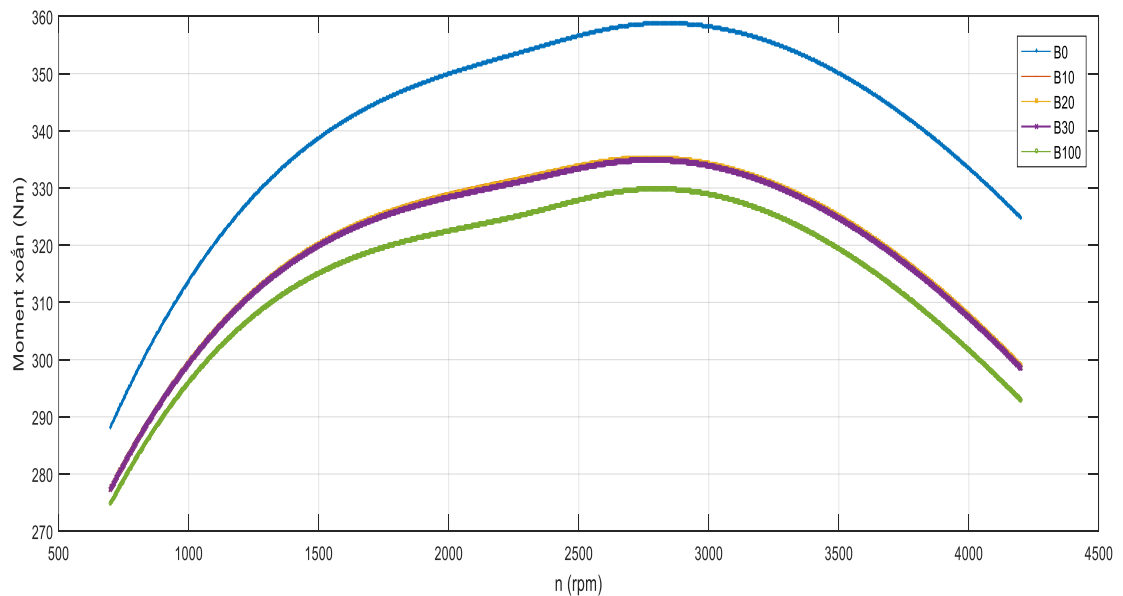
- Do CNG tạo ra ít năng lượng hơn Diesel, nó không mang lại hiệu suất tương đương cho mỗi đơn vị Diesel.
- CNG thường giảm hiệu suất khoảng 15% nhờ chỉ số octan cao hơn và độ cháy kém hơn Diesel.
- Việc sử dụng nhiên liệu CNG gây giảm công suất động cơ nếu ta sử dụng thuần nhiên liệu CNG thì ta có thể tăng tỉ số nén lên cao hơn nhờ bộ tăng áp, vì tính tự bốc cháy của nhiên liệu Cng cao hơn so với diesel cụ thể chỉ số RON cng là tầm 140 cao hơn diesel rất nhiều.

-

➤ **Mô men xoắn – Torque:**

Bảng 3.5. Mô men xoắn động cơ ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu

	Momen (N.m)				
N(rpm)	B0	B10	B20	B30	B100
700	288.31	277.35	277.43	277.41	274.9
1400	335.16	317.51	317.33	317.08	312.56
2300	354.04	332.17	331.82	331.37	325.5
2700	358.46	335.36	335.16	334.78	329.63
3600	347.38	322.54	322.22	321.85	316.42
4200	324.78	299.18	298.88	298.48	292.91



Hình 3.68. Đồ thị mô men xoắn ứng với từng tỉ lệ nhiên liệu.

- Khi giảm từ 100% Diesel xuống còn 90%, 80%, 70% Diesel thì mô men giảm 6.7%
- Khi giảm còn 0% Diesel thì mô men giảm 8.4% trong phạm vi cho phép.

Nguyên nhân:

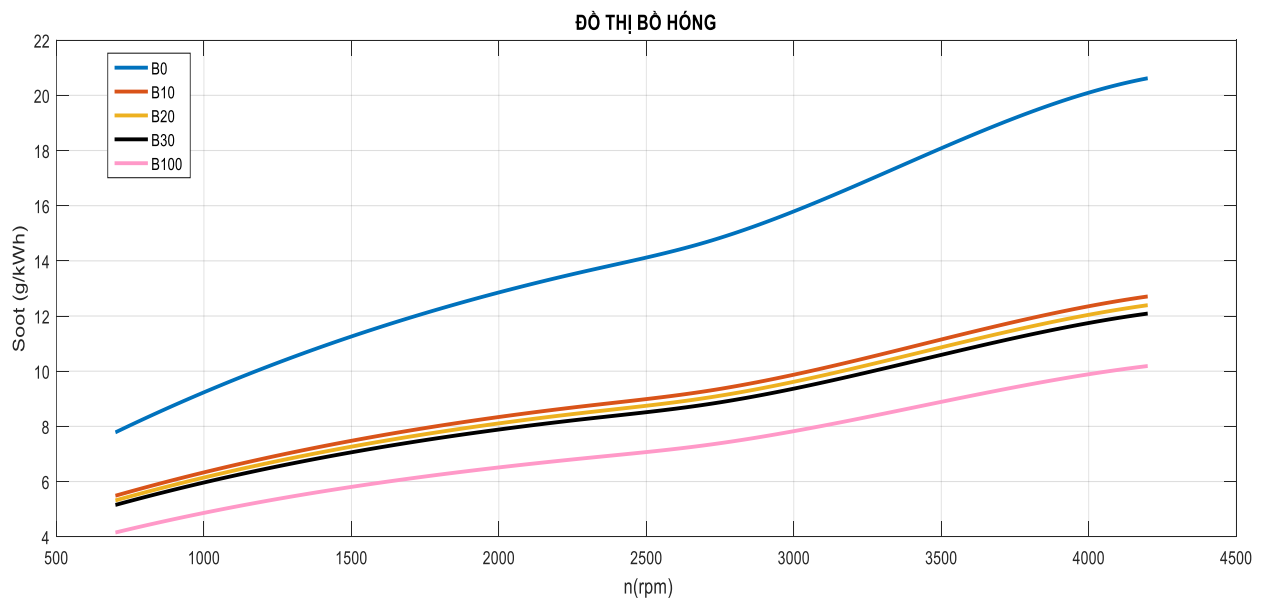
- Do công suất động cơ giảm nên dẫn tới mô men cũng giảm theo % Diesel.

3.3.3. Ảnh hưởng của nhiên liệu kép Diesel – CNG đến hàm lượng khí thải

➤ Bò hóng – Soot:

Bảng 3.6. Lượng khí thải Soot ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu khác nhau

	SOOT (g/ Kw.h)				
N(rpm)	B0	B10	B20	B30	B100
700	7.78325	5.486209	5.31578	5.151718	4.151844
1400	10.889823	7.271646	7.064113	6.864036	5.638173
2300	13.639301	8.745659	8.506855	8.276718	6.854605
2700	14.670305	9.2727	9.0273	8.789192	7.316276
3600	18.535964	11.41144	11.12119	10.8424	9.105471
4200	20.61963	12.70947	12.39282	12.08949	10.18741



Hình 3.69. Đồ thị khí thải Soot ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu.

- Lượng bỏ hóng do động cơ tạo ra giảm đáng kể khi ta tăng thêm % CNG vào nhiên liệu, giảm 38,48% khi đạt 90% Diesel và giảm 49.1% khi đạt 0% Diesel.
- Lượng khí thải NOx và bỏ hóng của xe chạy bằng CNG thấp hơn đáng kể so với xe chạy bằng diesel.

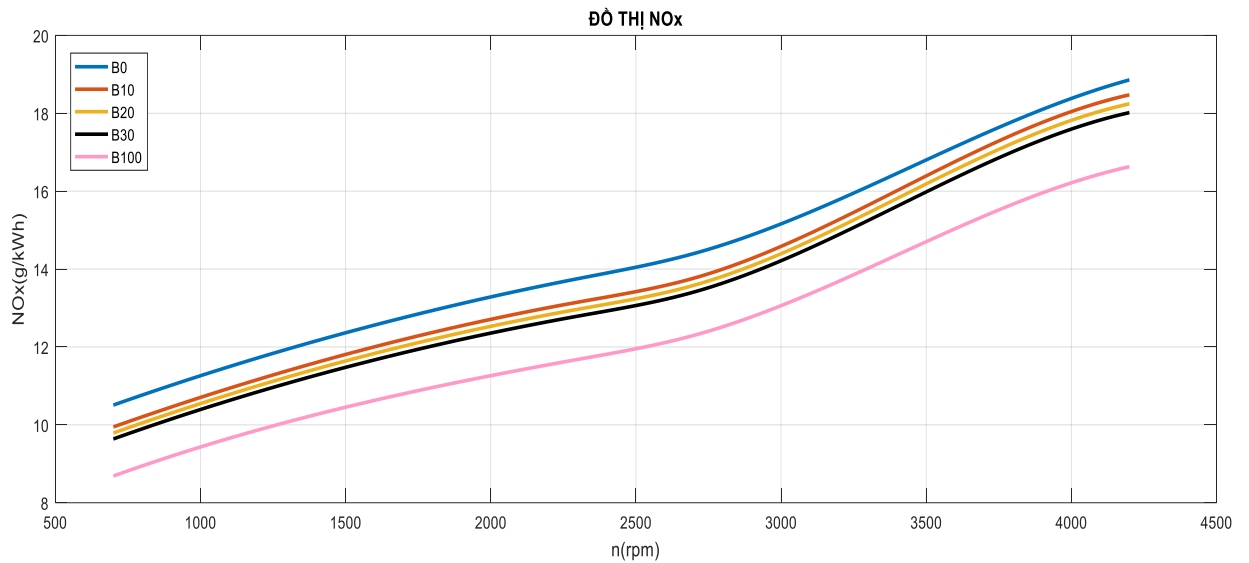
Nguyên nhân:

- Khí tự nhiên là nhiên liệu đốt sạch, với lượng khí thải NOx và bỏ hóng rất thấp, do đó cải thiện môi trường rất tốt.

➤ **Khí thải – NOx:**

Bảng 3.7. Lượng khí thải NOx ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu khác nhau

	NOx (g/Kw.h)				
N(rpm)	B0	B10	B20	B30	B100
700	10.508553	9.947505	9.790368	9.638441	8.68633
1400	12.158509	11.60333	11.43824	11.27728	10.26798
2300	13.753542	13.15048	12.96783	12.79174	11.68055
2700	14.399717	13.76769	13.58428	13.41105	12.29829
3600	17.141753	16.76108	16.55144	16.34108	15.03742
4200	18.857493	18.47418	18.24244	18.01688	16.62817



Hình 3.70. Đồ thị khí thải NOx ứng với số vòng quay và tỉ lệ nhiên liệu khác nhau.

- Tương tự như Soot, lượng khí thải NOx cũng giảm 10.1% khi còn 90% Diesel và giảm 22.6% khi còn 0% Diesel.

Nguyên nhân:

- Khí tự nhiên là nhiên liệu đốt sạch, với lượng khí thải NO_x và bồ hóng rất thấp.
- Do nhiệt độ trong lòng xy lanh thấp dần khi trộn nhiều CNG nên giảm khả năng tạo NOx.

CHƯƠNG 4. KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

4.1. Kết luận

Sau khi tạo và chạy xong mô hình, ta nhận được kết quả đúng như mong đợi ban đầu khi hàm lượng khí xả giảm đáng kể khi pha thêm CNG.

Tuy nhiên phần nào công suất động cơ và mô men xoắn giảm nhưng không đáng kể do chưa tối ưu được góc phun dầu sớm và độ mở sớm đóng muôn của xupap.

Có thể thấy được tiềm năng của nguồn nhiên liệu sạch này khi ứng dụng vào thực tế nhằm tạo ra bầu không khí mới ít khí thải hơn.

Việc ứng dụng CNG vào thực tế chưa phổ biến trên thế giới nói chung và Việt Nam nói riêng do việc lắp đặt trên phương tiện còn nhiều khó khăn do tính chất của loại nhiên liệu này. Tuy nhiên trong tương lai đây sẽ là một hướng đi mới cho việc thay thế nguồn nhiên liệu hóa thạch truyền thống.

Chúng ta, cũng nhận thấy rằng việc giảm công suất cũng như mô men của động cơ khi sử dụng nhiên liệu CNG là khá thấp so với việc giảm các khí độc hại. Cũng như khi nhiên liệu CNG được sử dụng rộng rãi và phổ biến thì giá thành của loại nhiên liệu sẽ giảm đáng kể so với việc tăng giá liên tục của nhiên liệu hóa thạch đang ngày càng khan hiếm, sử dụng nhiên liệu CNG sẽ phần nào giảm được ô nhiễm môi trường cũng như thúc đẩy nền kinh tế nước nhà. Việc giảm công suất và mô men ta có thể khắc phục khi sử dụng 100% nhiên liệu CNG, vì loại nhiên liệu này có chỉ số Octan từ 115 đến 130 cho phép việc tăng tỉ số nén lên cao. Do đó, sẽ khắc phục được việc giảm công suất tuy nhiên vấn đề quan trọng làm hạn chế việc sử dụng nhiên liệu CNG đó là quá trình lưu trữ loại nhiên liệu này còn khá thấp nên thường chỉ áp dụng cho xe buýt chạy trong một quãng đường nhất định. Tuy nhiên, tình trạng này sẽ có thể khắc phục nếu công nghệ lưu trữ phát triển như việc tăng áp suất để có thể lưu trữ nhiều hơn nhưng vẫn đảm bảo tính an toàn và sự ổn định trong nhiên liệu cho động cơ.

4.2. Kiến nghị

Do thời gian thực hiện đề tài còn hạn hẹp nên việc nghiên cứu trong phần mềm và thực tiễn chưa được rành mạch, còn nhiều thiếu sót. Chúng tôi đề nghị nhà trường và doanh nghiệp tạo điều kiện thuận lợi hơn cho việc nghiên cứu cũng như hỗ trợ để đề tài được thực hiện một cách tốt hơn.

Ngoài ra chúng tôi mong nhà trường, quý thầy cô trong ban lãnh đạo Khoa Cơ Khí Động Lực của trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh xem xét việc ứng dụng phần mềm AVL Boost vào chương trình giảng dạy nhằm giúp sinh viên có cái nhìn tổng quan hơn về ngành đào tạo, ứng dụng kiến

thức nền tảng đã được tiếp thu vào việc nghiên cứu phần mềm và ứng dụng vào lĩnh vực sau này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]<https://www.carsguide.com.au/ford/ranger/price/2016/xl--2--2----4x4--?id=GZTM0QVV>
- [2]<https://www.slideshare.net/garmentspace/la43003-xc-nh-thnh-phn-kh-thi-pht-tn-vo-mi-trng-ca-ng-c-t-s-dng-lng-nhin-liu-diesel-lpg>
- [3]<https://text.123doc.org/document/4959137-tiem-hieu-dong-co-su-dung-khi-cng-cho-xe-bus-tai-tp-ho-chi-minh.htm>
- [4]<https://slideplayer.com/slide/614646/>
- [5]<http://www.nangluongnhiệt.vn/baocao/257-ung-dung-cong-nghe-chuyen-doi-dong-co-xang-sang-su-dung-khi-thien-nhien-nen-cng>
- [6]<https://landirengo.com/en/questions-and-answers>
- [7]https://www.researchgate.net/post/Engine_power_density_and_efficiency-natural_gas_vs_petroleum_fuels_Which_is_better
- [8]<https://www.ctc-n.org/technology-library/transport/vehicle-and-fuel-technologies/compressed-natural-gas-cng-fuel>
- [9]*Seminar on Postgraduate Study, Vol. 10 No. 3 (2018) p. 88-92© Penerbit UTHM.*
- [10]*University of Southern Queensland-Faculty of Engineering and Surveying-The Effect of Compression Ratio on the CNG-Diesel Engine-A dissertation submitted by-LIM Pei Li.*
- [11]*AVL – BOOST User’s Guide June 2004.*
- [12]*Ford Ranger Manual.*

PHỤ LỤC

➤ **Bảng lift cruve nạp:**

Crank Angle (X) <i>deg</i>	Valve Lift (Y) <i>mm</i>
340	0
342	0.0073
344	0.0292
346	0.0657
348	0.1167
350	0.1823
352	0.2625
354	0.3571
356	0.4662
358	0.5898
360	0.7278
362	0.8802
364	1.0469
366	1.2279
368	1.4231
370	1.6325

372	1.8559
374	2.0934
376	2.3714
378	2.6065
380	2.8371
382	3.063
384	3.2844
386	3.501
388	3.7128
390	3.9198
392	4.1218
394	4.3189
396	4.511
398	4.6979
400	4.8797
402	5.0563
404	5.2276
406	5.3937
408	5.5543
410	5.7096
412	5.8594
414	6.0037

416	6.1424
418	6.2756
420	6.4031
422	6.525
424	6.6411
426	6.7515
428	6.8561
430	6.955
432	7.048
434	7.1351
436	7.2163
438	7.2916
440	7.361
442	7.4244
444	7.4818
446	7.5333
448	7.5787
450	7.6181
452	7.6514
454	7.6787
456	7.7
458	7.7151

460	7.7242
462	7.7273
464	7.7242
466	7.7151
468	7.7
470	7.6768
472	7.6514
474	7.6181
476	7.5787
478	7.5333
480	7.4818
482	7.4244
484	7.361
486	7.2916
488	7.2163
490	7.1351
492	7.048
494	6.955
496	6.8561
498	6.7515
500	6.6411
502	6.525

504	6.4031
506	6.2756
508	6.1424
510	6.0037
512	5.8594
514	5.7096
516	5.5543
518	5.3937
520	5.2276
522	5.0563
524	4.8797
526	4.6979
528	4.511
530	4.3189
532	4.1218
534	3.9198
536	3.7128
538	3.501
540	3.2844
542	3.063
544	2.8371
546	2.6065

548	2.3714
550	2.0934
552	1.8559
554	1.6325
556	1.4231
558	1.2279
560	1.0469
562	0.8802
564	0.7278
566	0.5895
568	0.4662
570	0.3571
572	0.2625
574	0.1823
576	0.1167
578	0.0657
580	0.0292
582	0.0073
584	0

➤ **Bảng lift cruve xả:**

Crank Angle (X) <i>deg</i>	Valve Lift (Y) <i>mm</i>
130	0
132	0.0073
134	0.0292
136	0.0657
138	0.1167
140	0.1823
142	0.2625
144	0.3571
146	0.4662
148	0.5898
150	0.7278
152	0.8802
154	1.0469
156	1.2279
158	1.4231
160	1.6325
162	1.8559
164	2.0934
166	2.3714

168	2.6065
170	2.8371
172	3.063
174	3.2844
176	3.501
178	3.7128
180	3.9198
182	4.1218
184	4.3189
186	4.511
188	4.6979
190	4.8797
192	5.0563
194	5.2276
196	5.3937
198	5.5543
200	5.7096
202	5.8594
204	6.0037
206	6.1424
208	6.2756
210	6.4031

212	6.525
214	6.6411
216	6.7515
218	6.8561
220	6.955
222	7.048
224	7.1351
226	7.2163
228	7.2916
230	7.361
232	7.4244
234	7.4818
236	7.5333
238	7.5787
240	7.6181
242	7.6514
244	7.6787
246	7.7
248	7.7151
250	7.7242
252	7.7273
254	7.7242

256	7.7151
258	7.7
260	7.6787
262	7.6514
264	7.6181
266	7.5787
268	7.5333
270	7.4818
272	7.4244
274	7.361
276	7.2916
278	7.2163
280	7.1351
282	7.048
284	6.955
286	6.8561
288	6.7515
290	6.6411
292	6.525
294	6.4031
296	6.2756
298	6.1424

300	6.0037
302	5.8594
304	5.7096
306	5.5543
308	5.3937
310	5.2276
312	5.0563
314	4.8797
316	4.6979
318	4.511
320	4.3189
322	4.1218
324	3.9198
326	3.7128
328	3.501
330	3.2844
332	3.063
334	2.8371
336	2.6065
338	2.3714
340	2.0934
342	1.8559

344	1.6325
346	1.4231
348	1.2279
350	1.0469
352	0.8802
354	0.7278
356	0.5898
358	0.4662
360	0.3571
362	0.2625
364	0.1823
366	0.1167
368	0.0657
370	0.0292
372	0.0073
374	0

Thông số kết quả của phần mềm

AVL - B O O S T

Version : v2016.0.0.0.0

Build: Apr 3 2016 22:39:06

System: x86_64-unknown-winnt_i12v10

LICENSE

boost_main 2016.0@ Permanent license

PROJECT

Preprocessor Version : 2016

Calculation date : 25.06.2019

File : diesel.bst

Case Set : "Case Set 1"

Case : "Case 1"

Project ID: ""

Run ID: ""

Model date: "30. May 2019 12:06:16"

ELEMENTS

Element Name	Number
PIPE.....	14
SYSTEMBOUNDARY.....	2
PLENUM.....	3
CYLINDER.....	4
MEASURINGPOINT	8
AIRCOOLER	1
JUNCTION.....	2
ENGINE	1
PIPE_END.....	30
ASSEMBLED	1
ALL_PIPES	
ALL_PLENUMS.....	5
ALL_BOUNDARIES	2
ALL_PIDS.....	1
PIPE_VAR_WALL_TEMP	15

GLOBAL DATA

Engine Speed: 700.0 rpm

Calculationmode: BOOST Single

Cycle Duration: 720.00 degrees

Max. calc. period: 7200.00 degrees

Cycles calculated: 10 cycles

Calc. time steps: 0.14207 degrees (max)

0.11074 degrees

0.02637 ms

Traces results step: 3.00000 degrees

User concentrations: 0

Ref. pressure: 100000.00 Pa

Ref. temperature: 302.150 K

Gas properties: Variable

Gasproperties File: DIESEL.BGP

bgp_build_version: v2013.0.0.0.0

bgp_build_host: Boosthost

bgp_build_user: Boost

bgp_build_date: 2012.03.23

bgp_build_time: 08:00:00

Lower calorific: 0.42800E+08 J/kg

Stoic. A/F-ratio: 14.400

Warnings: 39

Convergence errors: 39

PIPES

Total number of pipe cells: 417

Pipe	Cells	Cell size	W.Heat	Wall T	Fric. coeff.	Lam. Fric. Coeff.	
Heat Factor		Volume					
nr.		[mm]	[kJ]	[K]	[-]	[-]	[dm3]
1	20	20.0	-0.395	298.00	0.020000	64.000000	1.000000
2.269801							
2	40	20.0	-0.634	350.00	0.020000	64.000000	1.000000
4.539601							

3	40	20.0	-0.042	320.00	0.020000	64.000000	1.000000	4.539601
4	35	20.0	0.121	600.01	0.020000	64.000000	1.000000	0.975279
5	35	20.0	0.122	600.01	0.020000	64.000000	1.000000	0.975279
6	35	20.0	0.121	600.01	0.020000	64.000000	1.000000	0.975279
7	35	20.0	0.122	600.01	0.020000	64.000000	1.000000	0.975279
8	15	20.0	-0.072	500.00	0.020000	64.000000	1.000000	0.340234
9	12	20.8	-0.062	500.00	0.020000	64.000000	1.000000	0.283529
10	15	20.0	-0.071	500.00	0.020000	64.000000	1.000000	0.340234
11	15	20.0	-0.076	500.00	0.020000	64.000000	1.000000	0.340234
12	15	20.0	-0.171	470.00	0.020000	64.000000	1.000000	0.376991
13	30	20.0	-0.372	470.00	0.020000	64.000000	1.000000	0.753982
14	75	20.0	-0.838	450.00	0.020000	64.000000	1.000000	11.780972
15	30	20.0	-2.032	298.15	1.145353	225645.998569	16.559544	4.000000
COOLER_PIPE 1								

MEASURINGPOINTS: Average Values

Mp.	Pipe Location	Diameter	Pressure	Temp.	Ms.Temp.	Velo.	Massflow
	Massflow To.Ent.f.	To.Ent.f.	Mach.	Wtemp.	Converg.		

nr.	nr.	[mm]	[mm]	[bar]	[K]	[K]	[m/s]	[g/s]	[g/cycle]	[kJ/s]
[kJ/cyc.]	[-]	[K]	[-]							
1	1	400.0000	85.0000	2.5998	1125.8	1125.8	4.4	20.0200	3.4320	
18.007	3.0869	0.01	298.0	0.244E-05						
2	2	800.0000	85.0000	2.5998	958.3	962.9	3.8	20.0898	3.4440	
14.277	2.4475	0.01	350.0	0.987E-05						
3	3	800.0000	85.0000	2.5988	333.6	337.4	1.6	23.8120	4.0821	
0.956	0.1639	0.00	320.0	0.442E-03						
4	4	700.0000	41.0000	2.5986	450.9	436.2	2.3	6.2166	1.0657	
0.856	0.1467	0.01	666.5	0.320E-05						
5	8	0.0000	38.0000	1.0250	676.8	939.6	13.3	6.6352	1.1375	
5.041	0.8642	0.02	500.0	0.166E-05						
6	12	300.0000	40.0000	1.0055	791.5	824.3	24.3	13.2776	2.2762	
8.328	1.4276	0.04	470.0	0.617E-05						
7	13	600.0000	40.0000	1.0037	794.1	748.9	21.7	13.2791	2.2764	
7.197	1.2338	0.04	470.0	0.212E-04						
8	14	0.0000	100.0000	1.0061	794.6	807.4	7.6	26.5530	4.5519	
15.369	2.6346	0.01	450.0	0.735E-05						

SYSTEMBOUNDARIES

Attachments

Type	Nr.	Pipe	Mass flow
Nr.			[g/cycle]
SYSTEMBOUNDARY	1	1	3.4309
SYSTEMBOUNDARY	2	14	4.5494

PLENUMS: Average Values

Pl.	Pressure	Temp.	Mass	Wallheat
nr.	[bar]	[K]	[g]	[kJ]

PLENUM	1	2.5989	329.91	16.463	0.000
--------	---	--------	--------	--------	-------

Attached pipe	3:	4.0891 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	4:	1.0575 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	5:	1.0651 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	6:	1.0537 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	7:	1.0596 g/cycle
---------------	----	----------------

PLENUM	2	1.0223	758.90	0.142	0.000
--------	---	--------	--------	-------	-------

Attached pipe	8:	1.1372 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	10:	1.1389 g/cycle
---------------	-----	----------------

Attached pipe	12:	2.2760 g/cycle
---------------	-----	----------------

PLENUM	3	1.0281	746.49	0.145	0.000
--------	---	--------	--------	-------	-------

Attached pipe	9:	1.1400 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	11:	1.1364 g/cycle
---------------	-----	----------------

Attached pipe	13:	2.2763 g/cycle
---------------	-----	----------------

AIRCOOLER	1	2.5998	953.96	2.848	0.000
-----------	---	--------	--------	-------	-------

Attached pipe	2:	3.4446 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	15:	3.4597 g/cycle
---------------	-----	----------------

AIRCOOLER	1	2.5990	381.33	7.122	0.000
-----------	---	--------	--------	-------	-------

Attached pipe	3:	3.7268 g/cycle
---------------	----	----------------

Attached pipe	15:	3.5334 g/cycle
---------------	-----	----------------

PLENUMS

Attachments

Type	Nr.	Pipe	Mass flow
------	-----	------	-----------

Nr.	[g/cycle]
-----	-----------

PLENUM	1	3	4.0891
--------	---	---	--------

PLENUM	1	4	1.0575
--------	---	---	--------

PLENUM	1	5	1.0651
PLENUM	1	6	1.0537
PLENUM	1	7	1.0596
PLENUM	2	8	1.1372
PLENUM	2	10	1.1389
PLENUM	2	12	2.2760
PLENUM	3	9	1.1400
PLENUM	3	11	1.1364
PLENUM	3	13	2.2763
AIRCOOLER	1	2	3.4446
AIRCOOLER	1	15	3.4597
AIRCOOLER	1	3	3.7268
AIRCOOLER	1	15	3.5334

CYLINDERS: Average Values

Total

Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4		
Firing TDC [deg]			0.00	540.00	180.00	360.00
Bore [mm]			86.00	86.00	86.00	86.00
Stroke [mm]			94.60	94.60	94.60	94.60
Conrodl. [mm]			189.00	189.00	189.00	189.00
Piston pin offset [mm]			0.00	0.00	0.00	0.00
Swept Vol. [l]		2.1981	0.5495	0.5495	0.5495	0.5495
Compression ratio [-]			15.70	15.70	15.70	15.70
Dyn. Comp. ratio [-]			14.05	14.05	14.05	14.06

Combustion Data:

Combustion Char. MCC	AVL-MCC	AVL-MCC	AVL-MCC	AVL-MCC
Comb.start [deg]	-21.24	-21.17	-21.18	-21.21
Comb.dur.1 [deg]	165.18	165.06	165.06	165.07
Peak Fir.Pres. [bar]	144.69	144.54	144.98	144.75
144.48				
at Crankangle [deg]	5.88	5.89	5.93	5.86
Peak Pres.Rise[bar/deg]	5.27	5.28	5.28	5.27
at Crankangle [deg]	-6.90	-6.81	-7.08	-6.88
Peak Fir. Temp. [K]	1952.03	1951.30	1954.30	1952.48
1950.05				
at Crankangle [deg]	19.64	19.64	19.68	19.68
19.54				
Peak T_burned [K]	2807.94	2807.31	2809.76	2808.32
2806.35				
at Crankangle [deg]	-3.88	-3.84	-3.91	-3.93
Res. Gascompr. [bar]	1.16	1.18	1.06	1.14
at Crankangle [deg]	359.58	359.60	359.61	359.52
359.58				

Emissions (Classic Species Transport):

NOx: Calculated based on MTZ 34 1973 (12).

SOOT: Calculated based on MTZ 5/2002 (63).

NOX [g/kWh]	10.508553	10.512806	10.513044	10.508725
10.499615				
NOX [g/h]	222.093942	55.460856	55.678167	55.595895
55.359024				
NOX [ppm]	2243.92	2241.18	2246.19	2246.37
2241.92				

Soot [g/kWh] 7.773018	7.783250	7.785267	7.790475	7.784203
Performance: -----				
IMEP [bar] 17.1483	17.1831	17.1579	17.2220	17.2043
Rel. to Ave. [-]	0.9985	1.0023	1.0012	0.9980
IMEP Exh. [bar] 1.0432	-1.0265	-1.0301	-1.0186	-1.0143
IMEP Int. [bar] 2.5429	2.5409	2.5417	2.5385	2.5406
IMEP Gasex. [bar] 1.4998	1.5144	1.5116	1.5199	1.5262
IMEP HP [bar] 15.6485	15.6687	15.6462	15.7021	15.6781
FMEP [bar] 0.7000	0.7000	0.7000	0.7000	0.7000
BMEP [bar] 16.4483	16.4831	16.4579	16.5220	16.5043
AMEP;SMEP [bar] 0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
ISFC [g/kWh] 281.9272	281.8455	282.4163	281.7541	281.2862
Rel. to Ave. [-]	1.0020	0.9997	0.9980	1.0003
ISFC (tr.f.) [g/kWh] 281.9272	281.8455	282.4163	281.7541	281.2862
BSFC [g/kWh] 293.9253	293.8148	294.4283	293.6914	293.2165
Indicated Eff. [-] 0.2983	0.2984	0.2978	0.2985	0.2990

Iso vol. comb. Eff [-]	0.8484	0.8482	0.8489	0.8485
0.8480				
Polytropic Coeff. [-]	1.3450	1.3449	1.3449	1.3449

Fuel Mass Balance:

Inj. Fuelmass [g]	0.293171	0.073303	0.073423	0.073300
0.073146				
Asp.Trap. Fuelmass [g]	0.002527	0.000663	0.000645	0.000569
0.000650				
Fuelmassfl.(A+I) [g/s]	1.724904	0.431464	0.432061	0.430902
0.430477				
Fuelmass tot.trap. [g]	0.295698	0.073965	0.074068	0.073869
0.073796				
Trapped Fuelm.fl.[g/s]	1.724904	0.431464	0.432061	0.430902
0.430477				
Trapp. Eff. Fuel [-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1.0000				

Energy Balance Cylinder:

Fuel Energy [kJ]	12.35402	3.08534	3.09569	3.09008
3.08291				
Released Energy [kJ]	12.35402	3.08534	3.09569	3.09008
3.08291				
-> Brake Power [%]	29.327	29.312	29.328	29.350
29.318				
-> Loss: Friction [%]	1.245	1.247	1.243	1.245
1.248				
-> Loss: Piston [%]	21.730	21.719	21.760	21.732
21.709				

-> Loss: Head [%] 17.658	17.674	17.666	17.697	17.676
-> Loss: Liner [%]	6.593	6.596	6.588	6.598
-> Loss: Int. Port [%]	0.020	0.020	0.020	0.020
-> Loss: Exh. Port [%] 0.228	0.225	0.225	0.225	0.223
-> Loss: Exh. Gas [%] 23.169	23.131	23.154	23.081	23.119
Eff. Rel. Energy [kJ] 3.08290	12.35401	3.08534	3.09569	3.09008
Gross Rel. Energy [kJ] 3.08291	12.35402	3.08534	3.09569	3.09008
Eff.Gross Rel.Ener.[kJ] 3.08290	12.35401	3.08534	3.09569	3.09008
Energy Balance [-] 1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Eff. Energy Balance [-] 1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Blowby: -----				
Blowbymass [g] 0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
Blowbymassfl. [g/s] 0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
Blowby Heat Flow [kJ] 0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
Reference Values at Start of High Pressure: -----				
Pressure at SHP[bar] 2.7382	2.7404	2.7419	2.7415	2.7398

Temperature [K] 460.87	460.77	460.65	460.77	460.78
Air Massfl. [g/s] 6.205702	24.872673	6.218986	6.229172	6.218814
Fuel Massfl. [g/s] 0.430477	1.724904	0.431464	0.432061	0.430902
Trapp. Eff. Air [-] 1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Trapp. Eff.Fuel [-] 1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
A/F-Ratio (Cmb.) [-] 14.54	14.54	14.54	14.54	14.54
Excess Air Ratio [-] 1.0099	1.0099	1.0099	1.0099	1.0099

Reference Values at Start Of Combustion:

Pressure [bar] 47.2161	47.2451	47.2337	47.2696	47.2611
Temperature [K] 957.89	957.78	957.39	957.89	957.93

Residual Gas:

Res.gas content [-] 0.0225	0.0212	0.0216	0.0197	0.0208
External EGR [-] 0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-0.0000
Internal EGR [-] 0.0225	0.0212	0.0216	0.0197	0.0208
Com.Prod.Mass. at EO [g] 1.143775	4.577604	1.143697	1.145490	1.144642

Res.gas mass at SHP [g] 0.024460	0.092182	0.023536	0.021487	0.022698
Res.gas aspirated IN [g] 0.000008	0.000033	0.000015	0.000012	-0.000002
Res.gas from intake [g] 0.000000	0.000027	0.000015	0.000012	0.000000
Rel. to Total [-] 0.0000	0.0003	0.0006	0.0006	0.0000
Res.gas flow EX [g] 1.119297	4.484614	1.120183	1.123192	1.121941
Res.gas from exhaust [g] 0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
Rel. to Total [-] 0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Gas Exchange:

Volumetric Eff. [-] 1.6794	1.6828	1.6830	1.6857	1.6829
Rel. to Ave. [-]	1.0001	1.0018	1.0001	0.9980
Total Mass at SHP[g] 1.0883	4.3562	1.0897	1.0894	1.0888
Mass Delivered [g] 1.06348	4.26276	1.06579	1.06756	1.06592
Mass Delivered [g/s] 6.20366	24.86608	6.21710	6.22746	6.21786
Delivery Ratio [-] 1.6788	1.6823	1.6825	1.6853	1.6827
Rel. to Ave. [-]	1.0001	1.0018	1.0002	0.9979
Av.Airmass at SHP[g] 1.0641	4.2647	1.0663	1.0681	1.0663

Air Delivered [g] 1.06383	4.26389	1.06611	1.06786	1.06608
Air Delivered [g/s] 6.20570	24.87267	6.21899	6.22917	6.21881
Airdeliveryratio [-] 1.6794	1.6828	1.6830	1.6857	1.6829
Rel. to Ave. [-]	1.0001	1.0018	1.0001	0.9980
Air mass Trapped [g] 1.06383	4.26389	1.06611	1.06786	1.06608
Air mass Trapped [g/s] 6.20570	24.87267	6.21899	6.22917	6.21881
Trapp. Eff. Air [-] 1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Rel. to Ave. [-]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Air purity [-]	0.9790	0.9786	0.9804	0.9777
Dyn. Swirl [-] 0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Dyn. Tumble [-] 0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Wall Heatlosses:

Piston [kJ] 0.6693	-2.6845	-0.6701	-0.6736	-0.6715	-
Cylinderhead [kJ] 0.54438	-2.18348	-0.54506	-0.54785	-0.54619	-
Cylinderliner [kJ] 0.20342	-0.81456	-0.20350	-0.20394	-0.20370	-
Sum of Wallheat [kJ] -1.41705	-5.68258	-1.41868	-1.42542	-1.42143	

Wall Heatlosses in High Pressure Phase:

Piston HP [kJ]	-2.64999	-0.66145	-0.66516	-0.66307	-0.66031
Cylinderhead HP [kJ]	-2.14097	-0.53440	-0.53737	-0.53570	-0.53350
Cylinderliner HP [kJ]	-0.64193	-0.16038	-0.16081	-0.16054	-0.16020
Sum of Wallheat HP [kJ]	-5.43289	-1.35623	-1.36334	-1.35931	-1.35401

Wall Heatlosses Related to Heatinput:

Piston [-]	-0.2121	-0.2117	-0.2125	-0.2124	-0.2119
Cylinderhead [-]	-0.1725	-0.1722	-0.1728	-0.1728	-0.1724
Cylinderliner [-]	-0.0644	-0.0643	-0.0643	-0.0644	-0.0644
Sum of Wallheat [-]	-0.4490	-0.4481	-0.4496	-0.4496	-0.4487
M. Eff. HTC [W/m ² /K]	327.80	327.70	328.13	327.76	327.61
M. Eff. Temp. [K]	1402.57	1401.53	1404.88	1403.20	1400.68

Reference Values at EO:

Pressure [bar]	7.66	7.66	7.67	7.67	7.66
Temperature [K]	1257.31	1257.46	1256.99	1257.22	1257.58
A/F-Ratio [-]	14.54	14.54	14.54	14.54	14.54
Com.Prod.Conc. [-]	0.98494	0.98488	0.98513	0.98498	0.98477
Fuel Concentr. [-]	0.000970	0.000974	0.000958	0.000968	0.000981

Average Values of Pipeattachements:

Attached Pipe	4	5	6	7
Vlv/Prt.Op.Clr.0mm[deg] 352.00		352.00	352.00	352.00
Vlv/Prt.Op.Eff.0mm[deg] 367.25		367.25	367.25	367.25
Vlv/Prt.Op.Eff.1mm[deg] 384.60		384.60	384.60	384.60
Vlv/Prt.Op.Udef.mm[deg] 367.25		367.25	367.25	367.25
Vlv/Prt.Cl.Clr.0mm[deg] 600.00		600.00	600.00	600.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.0mm[deg] 584.34		584.34	584.34	584.34
Vlv/Prt.Cl.Eff.1mm[deg] 566.69		566.69	566.69	566.69
Vlv/Prt.Cl.Udef.mm[deg] 584.34		584.34	584.34	584.34
Cam Phasing [deg]	0.00	0.00	0.00	0.00
Massflow [g/cycle] 1.063484		1.065789	1.067564	1.065919
Wallheat [kJ/cycle] 0.000623	-0.000616	-0.000620	-0.000617	-
rel.to Heatinp.[-]	-0.0002	-0.0002	-0.0002	-0.0002
Attached Pipe	8	9	10	11
Vlv/Prt.Op.Clr.0mm[deg] 126.00		126.00	126.00	126.00
Vlv/Prt.Op.Eff.0mm[deg] 143.96		143.96	143.96	143.96
Vlv/Prt.Op.Eff.1mm[deg] 161.89		161.89	161.89	161.89

Vlv/Prt.Op.Udef.mm[deg] 143.96	143.96	143.96	143.96
Vlv/Prt.Cl.Clr.0mm[deg] 378.00	378.00	378.00	378.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.0mm[deg] 359.00	359.00	359.00	359.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.1mm[deg] 341.12	341.12	341.12	341.12
Vlv/Prt.Cl.Udef.mm[deg] 359.00	359.00	359.00	359.00
Cam Phasing [deg]	0.00	0.00	0.00
Massflow [g/cycle] 1.136605	1.137383	1.140183	1.139052
Wallheat [kJ/cycle] 0.007031	-0.006946	-0.006961	-0.006883
rel.to Heatingp.[-]	-0.0022	-0.0022	-0.0022

ASSEMBLED: Average Values

Type	Nr.	-----Inlet-----			-----Outlet-----			-----	
-Core-----									
Pressure	Temperat.	Mass	Pressure	Temperat.	Mass	Rej.Heat	Rej.Heat		
Fric. coeff.	Heat Factor								
[bar]	[K]	[g]	[bar]	[K]	[g]	[kJ]	[kW]	[-]	[-]
AIRCOOLER	1	2.5998	953.96	2.848	2.5990	381.33	7.122	-	
2.0320	-11.8531	1.145353	16.559544						

ASSEMBLED

Attachments

Type	Nr.	Pipe	Mass flow
------	-----	------	-----------

Nr. [g/cycle]

AIRCOOLER	1	2	3.4446
AIRCOOLER	1	3	3.7268

JUNCTIONS: Average Values

Junction 1: Attached pipe 1: -3.4322 g/cycle

Attached pipe 2: -3.4350 g/cycle

Junction 2: Attached pipe 12: -2.2759 g/cycle

Attached pipe 13: -2.2761 g/cycle

Attached pipe 14: -4.5514 g/cycle

OVERALL ENGINE PERFORMANCE:

=====

Indicated Torque : 300.56 Nm
136.74 Nm/l

Indicated Specific Torque :

Indicated Power : 22.03 kW, 29.96 PS
10.02 kW/l, 13.63 PS/l

Indicated Specific Power :

Friction Torque : 12.24 Nm
kW

Friction Power : 0.90

Effective Torque : 288.31 Nm
131.17 Nm/l

Effective Specific Torque :

Effective Power : 21.13 kW, 28.74 PS
9.62 kW/l, 13.07 PS/l

Effective Specific Power :

Required time for reading the inputfile and initialisation: 0.03 min

Required time for the calculation: 1.26 min

Required time for writing the outputfile: 0.00 min

Required total time: 1.30 min

Required total CPU-time: 63.52 sec

