

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΕΡΕΥΝΗΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Διπλωματική εργασία

Βλάχος Παναγιώτης ΑΕΜ 258

ΚΟΖΑΝΗ, ΙΟΥΛΙΟΣ 14

ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΕΡΕΥΝΗΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Διπλωματική εργασία

ΒΛΑΧΟΣ ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ Α.Ε.Μ. 258

Εξεταστική επιτροπή

Καθ. Τομπουλίδης Αν. Επιβλέπων

Αν. Καθ. Τουρλιδάκης Αντ. Εξεταστής

Αν. Καθ. Κωσταντινίδης Ευστ. Εξεταστής

Copyright © Βλάχος Παναγιώτης

Copyright © Π.Δ.Μ.

Μονοδιάστατη προσομοίωση ερευνητικού κινητήρα εσωτερικής καύσης

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που εμπεριέχονται σε αυτή τη διπλωματική εργασία εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας.

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά όλους όσους με βοήθησαν και με στήριξαν κατά τη διάρκεια της φοίτησής μου στην Πολυτεχνική σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας, την οικογένεια μου, τους φίλους μου, τους καθηγητές και συμφοιτητές μου.

Ιδιαίτερα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Ανανία Τομπουλίδη που μου έδωσε την δυνατότητα να ασχοληθώ με την συγκεκριμένη διπλωματική εργασία, αλλά και για την στήριξή του σε όλη τη διάρκεια της προετοιμασίας της. Θα ήθελα ακόμη να τον ευχαριστήσω για την υποδειγματική παρουσία και διδασκαλία του όλα τα χρόνια της φοίτησής μου στη σχολή.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον υποψήφιο διδάκτορα Γιαννακόπουλο Γεώργιο για την πολύτιμη προσφορά του στην διπλωματική μου εργασία και για την άψογη συνεργασία που είχαμε σε όλη τη διάρκειά της.

Περιεχόμενα

ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	7
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 Πειραματική διάταξη SGEmac.....	12
1.1 Η δομή του κινητήρα SGEmac	12
1.2 Χαρακτηριστικά του κινητήρα SGEmac	13
1.3 Πειραματικά δεδομένα	14
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 Το λογισμικό προσομοίωσης AMEsim.....	15
2.1 Τι είναι το AMEsim.....	15
2.2 Οι βιβλιοθήκες του AMEsim.....	18
2.2.1 Βιβλιοθήκη IFP ENGINE	20
2.2.2 Η CFD1D βιβλιοθήκη δυναμικής αερίων.....	23
2.2.3 Πρόσθετες βιβλιοθήκες και στοιχεία.....	24
2.3 Υπομοντέλα και εξισώσεις.....	26
2.3.1 Κύλινδρος	26
2.3.1.1 Αρχές διατήρησης μάζας και ενέργειας.....	26
2.3.2 Θάλαμος καύσης.....	28
2.3.2.2 Απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης.	30
2.3.2.3 Μοντέλο καύσης.....	31
2.3.3 Ροή διαμέσου των βαλβίδων.....	36
2.3.4 Σωληνώσεις	40
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 Παρουσίαση αποτελεσμάτων	44
3.1 Ρυμουλκούμενος κινητήρας	44
3.2 Σταθερό σημείο λειτουργίας.....	47
3.3 Αξιολόγηση αποτελεσμάτων.....	49
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	51

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι κινητήρες που λειτουργούν με τη χρήση σπινθηριστή είναι πολύ διαδεδομένοι και έχουν μια μεγάλη γκάμα εφαρμογών. Για το λόγο αυτό γίνονται συνεχώς προσπάθειες βελτίωσής τους. Οι απαιτήσεις για αύξηση της απόδοσης με παράλληλη μείωση της κατανάλωσης και των εκπεμπόμενων ρύπων είναι πολύ μεγάλες και συνεχώς αυξάνονται.

Στην προσπάθεια αυτή η ανάλυση του “κύκλου του κινητήρα” γίνεται όλο και πιο λεπτομερής. Η κάθε φάση του κύκλου (εισαγωγή, συμπίεση, εκτόνωση, εξαγωγή) εξετάζεται και βελτιώνεται ξεχωριστά. Η βελτιστοποίηση αυτών των φάσεων έχει προσεγγίσει ένα πολύ ικανοποιητικό επίπεδο. Μελέτες και πειράματα φανέρωσαν πως ένας παράγοντας που δεν έχει μελετηθεί πλήρως αλλά διαδραματίζει πολύ σημαντικό ρόλο είναι η ποιότητα και η ταχύτητα της καύσης.

Η λειτουργία των κινητήρων έναυσης με σπινθηριστή (Spark ignition engines ή SIE) χαρακτηρίζεται από τη μεταβολή των παραμέτρων της καύσης ανάμεσα σε διαφορετικούς κύκλους για τις ίδιες ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας, συνήθως καλούμενη ως κυκλική μεταβλητότητα καύσης ή CCV (Cyclic Combustion Variability). Το CCV αναπόφευκτα εμφανίζεται σε όλα τα στάδια της λειτουργίας του κινητήρα, και οφείλεται πιο συγκεκριμένα στην ασταθή και τυρβώδη φύση της ροής και της καύσης σε μία SIE μηχανή.

Προκειμένου να μελετηθεί το φαινόμενο αυτό πιο ενδελεχώς αναπτύσσονται υπολογιστικά μοντέλα που προσομοιώνουν με την βοήθεια υπολογιστή όλες τις διεργασίες που λαμβάνουν χώρα σε έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης. Εφ' όσον το εύρος του CCV είναι αρκετά χαμηλό, το λογισμικό προσομοίωσης μπορεί να προβλέψει με ικανοποιητική ακρίβεια τις συνθήκες και παραμέτρους της καύσης σε οποιοδήποτε δεδομένο κύκλο χρησιμοποιώντας μοντέλα που δεν λαμβάνουν υπόψη τους τις κυκλικές διακυμάνσεις.

Είναι κοινή πρακτική να θεωρείται ότι οι τιμές του CCV που δεν ξεπερνούν το 5% είναι αποδεκτές. Για υψηλότερες τιμές CCV, οι μεμονωμένοι κύκλοι θα

συμπεριφερθούν πολύ διαφορετικά από τον στατιστικά πιθανότερο κύκλο που έχει προβλεφθεί από τα εργαλεία προσομοίωσης. Κατά συνέπεια, οι προβλέψεις σχετικά με την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων θα διαφέρουν αρκετά από τις πραγματικές. Αυτές οι διαφορές αυξάνονται όσο το φαινόμενο του CCV γίνεται εντονότερο.

Στο πλαίσιο των όλο και περισσότερο αυστηρών περιορισμών στην κατανάλωση καυσίμων, στην παραγωγή του CO₂, και στις μολυσματικές εκπομπές από τις οδικές μεταφορές, είναι σημαντικό να είμαστε σε θέση να προβλέψουμε και να ελέγξουμε τον κάθε κύκλο της μηχανής ξεχωριστά, και έτσι να εξετάσουμε με ακρίβεια τα αποτελέσματα του CCV. Οι τεχνολογίες κινητήρων άμεσης έγχυσης (Direct injection) και ελεγχόμενης αυτανάφλεξης (CAI) είναι πολλά υποσχόμενες σχετικά με τη μείωση των εκπομπών του CO₂ στους μελλοντικούς κινητήρες έναυσης με σπινθηριστή. Η ύπαρξη, κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας, υπερβολικού CCV είναι ένας από τους παράγοντες που περιορίζουν την απόδοση και το εύρος λειτουργίας τους. Αν είμαστε σε θέση να προβλέψουμε το CCV στα αρχικά στάδια σχεδιασμού, βασιζόμενοι σε μια βελτιωμένη γνώση των αιτιών και των αποτελεσμάτων του, θα μπορούσαμε να εκμεταλλευτούμε στο μέγιστο τις δυνατότητες αυτών των ελπιδοφόρων τεχνολογιών Si σε συνθήκες πραγματικής λειτουργίας.

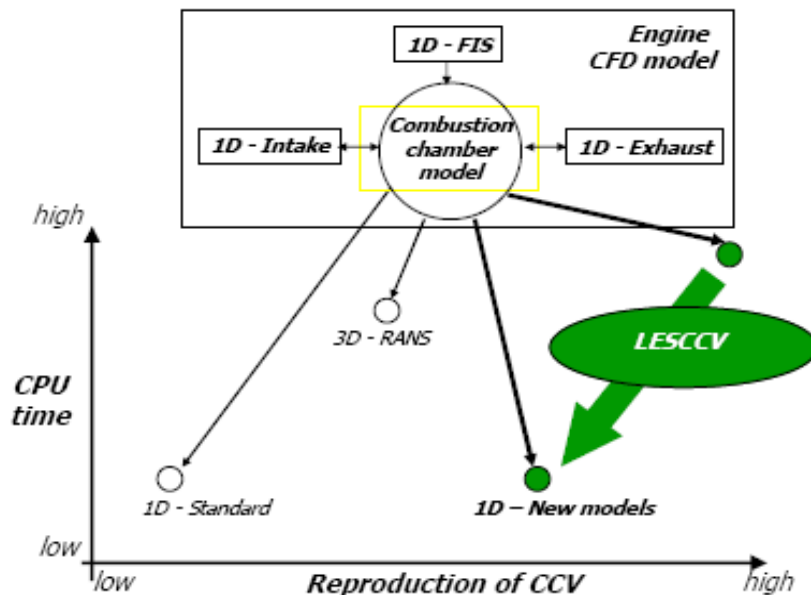
Οι πειραματικές μελέτες είναι ένας τρόπος πιστοποίησης της ύπαρξης του φαινομένου CCV σε έναν κινητήρα και μπορούν να βοηθήσουν τις στρατηγικές ελέγχου για τον περιορισμό του. Λαμβάνουν όμως χώρα μόνο όταν ολοκληρωθεί ένα πρωτότυπο, όπου οι τροποποιήσεις στο βασικό σχεδιασμό είναι δύσκολο να πραγματοποιηθούν λόγω των περιορισμών δαπανών και χρόνου. Επιπλέον, το επίπεδο κατανόησης περιορίζεται από την αδυναμία πρόσβασης σε όλες τις απαραίτητες θερμοδυναμικές και ρευστομηχανικές παραμέτρους σε ένα κύκλο του κινητήρα. Εντούτοις, αυτό απαιτείται για μια βασική κατανόηση των πηγών του CCV. Η κατανόηση που κερδίζεται από τέτοιες μελέτες έχει μόνο μερική ισχύ και σπάνια έχει αξία πέρα από τη συγκεκριμένη περίπτωση.

Για το λόγο αυτό γίνονται προσπάθειες να κατασκευαστούν εργαλεία προσομοίωσης που μας επιτρέπουν να παρατηρούμε και να τροποποιούμε τον κινητήρα στα αρχικά στάδια ανάπτυξής του. Τα εργαλεία αυτά μας δίνουν τη δυνατότητα καλύτερης κατανόησης των πολύπλοκων φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του κινητήρα. Επίσης, αποκτάται πρόσβαση σε θερμοδυναμικά-ρευστομηχανικά δεδομένα σε οποιοδήποτε σημείο του κινητήρα στοιχείο που βοηθά στην καλύτερη κατανόηση του CCV.

Το φαινόμενο CCV είναι το αποτέλεσμα ενός σύνθετου συνδυασμού τοπικών και συνολικών φαινομένων ροής, τα οποία μπορούν να ποικίλλουν από κύκλο σε κύκλο. Συνολικά φαινόμενα, τα οποία συσχετίζονται με τη συνολική συμπεριφορά του κινητήρα είναι: η παγιδευμένη μάζα, η ροή μάζας στην εισαγωγή, ο γενικός λόγος ισοδυναμίας, η μέση πίεση κυλίνδρου, η μέση θερμοκρασία εισαγωγής, η ΒΜΕΡ, κ.λπ. Τα μεγέθη τους είναι της τάξεως κάποιων χαρακτηριστικών διαστάσεων της μηχανής και οι χρόνοι τους είναι συνάρτηση της γωνίας στροφάλου και γενικότερα του κύκλου της μηχανής. Τοπικά φαινόμενα, τα οποία συσχετίζονται με τις τοπικές μεταβλητές της ροής είναι η θερμοκρασία, η πίεση, η τοπική σύνθεση του μίγματος, τα τοπικά χαρακτηριστικά της τύρβης, κ.λπ. Τα χαρακτηριστικά μεγέθη τους κυμαίνονται από μερικά μικρόμετρα μέχρι μερικά χιλιοστόμετρα, οι χαρακτηριστικοί χρόνοι τους από μερικά μικροδευτερόλεπτα μέχρι τη γωνία στροφάλου. Τα δύο αυτά είδη φαινομένων αλληλεπιδρούν έντονα, καθιστώντας την κατανόηση του CCV δυσχερή. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα στο θάλαμο καύσης, όπου η μη γραμμική απόκριση της καύσης είναι βασικός παράγων που επηρεάζει τα επίπεδα CCV.

Προκειμένου να αναπαραχθούν αυτά τα φαινόμενα, έχουν αναπτυχθεί κάποια εργαλεία προσομοίωσης. Οι 1D-CFD προσεγγίσεις προσομοίωσης, όπου η ροή στο εσωτερικό της μηχανής θεωρείται ότι εξαρτάται από την κατεύθυνση της αξονικής ροής και το χρόνο, επιτρέπουν την πρόβλεψη των συνολικών φαινομένων ροής, και το σχετικό αντίκτυπό τους σε CCV. Εντούτοις δεν μπορούν να αναπαραγάγουν τα τοπικά φαινόμενα ροής. Τα εργαλεία προσομοίωσης τρισδιάστατου CFD, και πιο συγκεκριμένα η εξελισσόμενη τεχνική προσομοίωσης

LES (Large Eddy Simulation – Προσομοίωση μεγάλων δινών), επιλύουν τις τρισδιάστατες δομές της τύρβης, και επιτρέπουν τον προσδιορισμό των τοπικών-στιγμιαίων φαινομένων ροής και του ρόλου τους στην εμφάνιση του CCV. Δεν μπορούν όμως να περιλάβουν τα συνολικά φαινόμενα για λόγους υψηλών υπολογιστικών απαιτήσεων. Το επιθυμητό είναι ο συνδυασμός τους με σκοπό μια ολοκληρωμένη προσέγγιση που στοχεύει στην κατανόηση της προέλευσης CCV και τη μοντελοποίηση της επίδρασής του στη συνολική συμπεριφορά του κινητήρα όπως φαίνεται στο σχήμα 1.



Σχήμα 1: Προτεινόμενη μεθοδολογία περιορισμού του υπολογιστικού κόστους για την προσομοίωση του φαινομένου CCV.

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μοντελοποίηση και προσομοίωση της λειτουργίας ενός ερευνητικού κινητήρα έναυσης με σπινθηριστή με τη βοήθεια του εμπορικού λογισμικού AMESim. Η άδεια χρήσης του λογισμικού χορηγήθηκε από την εταιρεία LMS Imagine Lab στα πλαίσια του ερευνητικού προγράμματος LESSCCV FP7-SST-2008-RTD-1 (Grant number 233615). Σε πρώτο στάδιο αναπτύσσεται και επαληθεύεται το μοντέλο του ρυμουλκούμενου κινητήρα (δηλαδή χωρίς καύση) και στη συνέχεια προσομοιώνεται ένα σταθερό σημείο λειτουργίας χαμηλού CCV. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης συγκρίνονται με τα

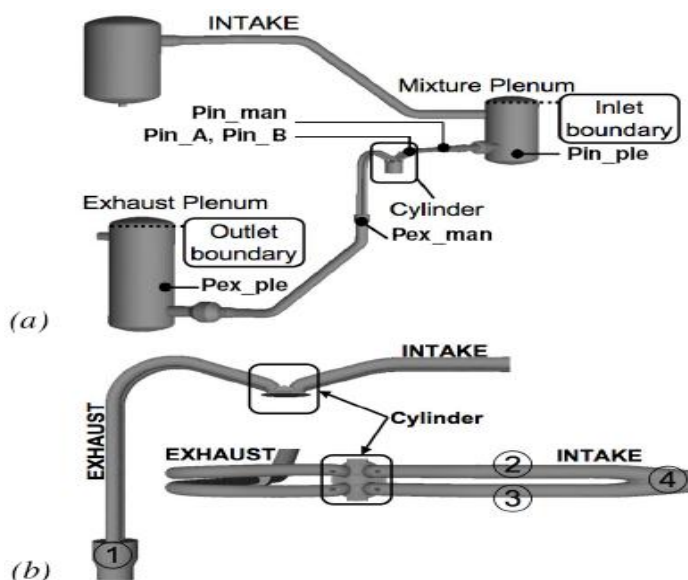
πειραματικά δεδομένα καθώς και τα αντίστοιχα από την τρισδιάστατη προσομοίωση LES.

Στο πρώτο κεφάλαιο περιγράφεται συνοπτικά η πειραματική διάταξη, τα γεωμετρικά στοιχεία του κινητήρα, καθώς και κάποιες βασικές τιμές παραμέτρων λειτουργίας του. Το δεύτερο κεφάλαιο περιλαμβάνει την περιγραφή του λογισμικού AMESim και αναλύει τις κυριότερες βιβλιοθήκες που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία, καθώς και τις εξισώσεις που επιλύονται κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης. Τέλος, στο τελευταίο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης και συγκρίνονται με διαθέσιμες πειραματικές μετρήσεις καθώς και αποτελέσματα μοντελοποίησης μεγάλων δινών (LES) (όπου αυτά είναι διαθέσιμα).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 Πειραματική διάταξη SGE_{mac}

1.1 Η δομή του κινητήρα SGE_{mac}

Ο κινητήρας SGE_{mac} είναι ένας μονοκύλινδρος τετραβάλβιδος κινητήρας έναυσης με σπινθηριστή που είναι βασισμένος σε ένα κινητήρα Renault F7P, με ένα επίπεδο έμβολο. Το καύσιμο με το οποίο τροφοδοτείται είναι αέριο προπάνιο. Το προπάνιο είναι αποθηκευμένο στην δεξαμενή εισαγωγής. Από εκεί με τη βοήθεια των αγωγών εισαγωγής οδηγείται σε ένα δοχείο ανάμειξης όπου αναμειγνύεται με αέρα. Στη συνέχεια το ομοιογενές μίγμα αέρα καυσίμου κατευθύνεται στις δύο βαλβίδες εισαγωγής του κινητήρα και οδηγείται στο θάλαμο καύσης. Αφού ολοκληρωθεί η καύση, ανοίγουν οι δύο βαλβίδες εξαγωγής που είναι και αυτές με τη σειρά τους συνδεδεμένες με αγωγούς. Τα καυσαέρια πλέον οδηγούνται μέσω αυτών των αγωγών σε μια ακόμη δεξαμενή που αποτελεί τη δεξαμενή εξαγωγής. Οι δεξαμενές εισαγωγής και εξαγωγής εφαρμόζονται για να καθορίσουν τις οριακές συνθήκες. Τα ποσοστά ροής αέρα και προπανίου ελέγχονται και ορίζουν το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου/αέρα. Στο σχήμα 2 παρουσιάζεται η πειραματική διάταξη του κινητήρα SGE_{mac}. Η μέση πίεση και θερμοκρασία μετρώνται σε αρκετά σημεία κατά μήκος των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής (σημεία 1-3 στο σχήμα 2).



Σχήμα 2: Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης.

1.2 Χαρακτηριστικά του κινητήρα SGEMac

Προκειμένου να καταστεί δυνατή η μοντελοποίηση και στη συνέχεια η μελέτη του κινητήρα με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ακρίβεια απαιτούνται τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά του. Στον παρακάτω πίνακα συνοψίζονται τα χαρακτηριστικά αυτά. Επίσης, στον πίνακα 1 παρουσιάζονται κάποιες βασικές παράμετροι λειτουργίας (για το σταθερό σημείο λειτουργίας) όπως ο χρονισμός των βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής (σε σχέση με το άνω νεκρό σημείο-ΑΝΣ), οι στροφές λειτουργίας του κινητήρα καθώς και ο χρονισμός του σπινθηριστή κ.λπ.

Πίνακας 1: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά και βασικές παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα SGEMac

Διάμετρος × Διαδρομή εμβόλου	82mm x 83.5mm
Σχέση συμπίεσης	9.9
Στροφές λειτουργίας	1200 rpm
Καύσιμο	Propane N25
Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου/αέρα	1
Βαλβίδες εισαγωγής άνοιγμα/κλείσιμο	360/120 °CA BTDC
Βαλβίδες εξαγωγής άνοιγμα/κλείσιμο	120/360 °CA ATDC
Χρονισμός έναυσης	20 °CA BTDC
Όγκος εμβολισμού	440.96 cm ³
Μήκος διωστήρας	144 cm
Νεκρός όγκος	49.5 cm ³
Βαθμός πλήρωσης	0.29

(Το °CA αναφέρεται στη γωνία στροφάλου, και τα BTDC και ATDC αναφέρονται για πριν και μετά από το άνω νεκρό σημείο).

1.3 Πειραματικά δεδομένα.

Τα διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα αναφέρονται σε δύο συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα: ρυμουλκούμενος (Motored) και σε ένα σταθερό σημείο λειτουργίας (Stab_ref).

- Στην πρώτη περίπτωση δεν έχουμε καύση, ο κινητήρας λειτουργεί μόνο με αέρα. Έτσι δίνεται η δυνατότητα ανάπτυξης και επαλήθευσης του μοντέλου αρχικά σε απλούστερη μορφή, δίνοντας έμφαση μόνο στα γεωμετρικά και ρευστομηχανικά χαρακτηριστικά της πειραματικής διάταξης.
- Το σημείο λειτουργίας Stab_ref αναφέρεται σε λειτουργία με καύση και λόγο ισοδυναμίας καυσίμου/αέρα ίσο με ένα. Στην περίπτωση αυτή οι βασικές παράμετροι του κινητήρα παραμένουν σταθερές προκειμένου να ελέγξουμε πόσο ικανοποιητικά προσεγγίζουμε το σημείο αυτό. Ακολουθούν δύο πίνακες που παρουσιάζουν τις κυριότερες παραμέτρους για τα δύο αυτά σημεία.

Πίνακας 2: Παράμετροι λειτουργίας ρυμουλκούμενου κινητήρα χωρίς καύση (Motored).

Πίεση εισαγωγής	Θερμοκρασία εισαγωγής	Πίεση εξαγωγής	Θερμοκρασία εξαγωγής	Λόγος ισοδυναμίας	Παροχή
[bar]	[K]	[bar]	[K]	[-]	[kg/h]
0.44	295	1.01	295	0	5.50

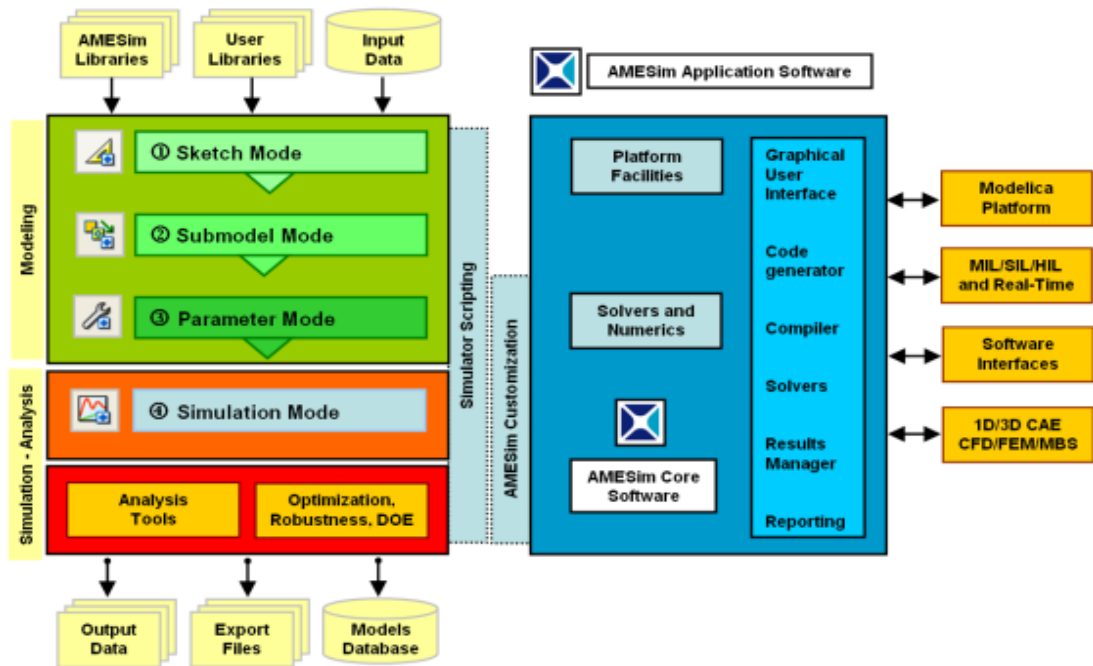
Πίνακας 3: Παράμετροι λειτουργίας σταθερού σημείου λειτουργίας με καύση (Stab_ref).

Πίεση εισαγωγής	Θερμοκρασία εισαγωγής	Πίεση εξαγωγής	Θερμοκρασία εξαγωγής	Λόγος ισοδυναμίας	Παροχή	Χρονισμός έναυσης
[bar]	[K]	[bar]	[K]	[-]	[kg/h]	[° V]
0.44	295	1.01	700	1	5.86	20

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 Το λογισμικό προσομοίωσης AMESim.

2.1 Τι είναι το AMESim

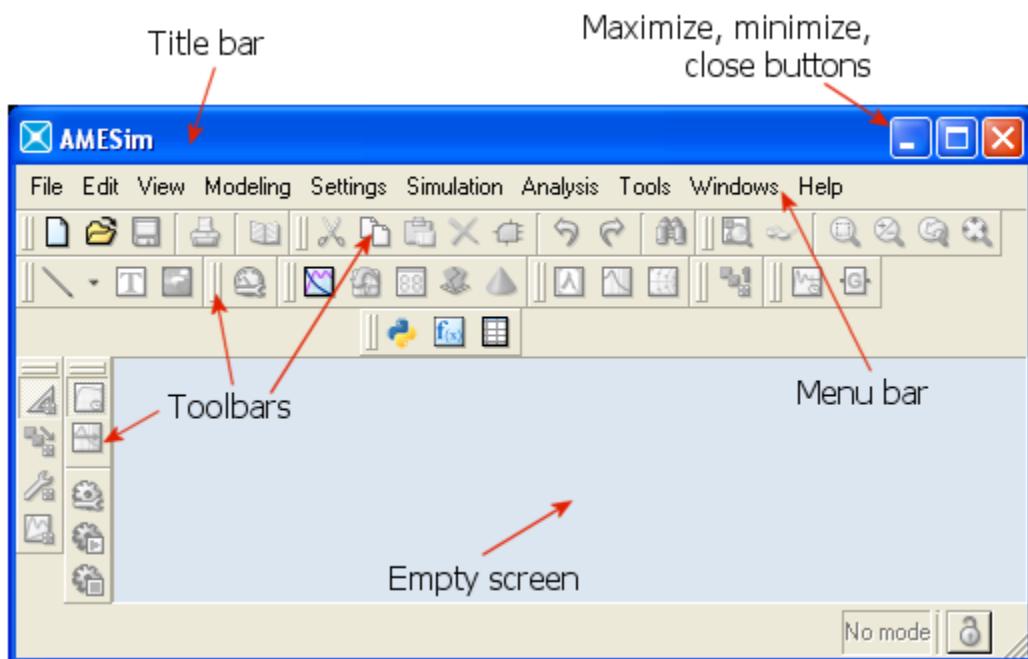
Το AMESim (Advance Modeling Environment for performing Simulations of engineering systems) αντιπροσωπεύει ένα προηγμένο περιβάλλον μοντελοποίησης για την εκτέλεση προσομοιώσεων συστημάτων εφαρμοσμένης μηχανικής. Είναι βασισμένο σε μια γραφική παρουσίαση στην οποία το σύστημα επιδεικνύεται σε όλη τη διαδικασία της προσομοίωσης. Σημαντικό είναι το γεγονός πως προσφέρει μια ισχυρή πλατφόρμα έτσι ώστε οποιοσδήποτε χρήστης μπορεί εύκολα να δημιουργήσει ένα πρότυπο από τις τυποποιημένες βιβλιοθήκες που είναι ενσωματωμένες και να το «τρέξει» για να πάρει ενδιαφέροντα αποτελέσματα ανάλυσης. Μια πρώτη ιδέα σχετικά με την λειτουργία της πλατφόρμας παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα (Σχήμα 3).



Σχήμα 3: Λογικό διάγραμμα λειτουργίας της πλατφόρμας AMESim.

Ο τρόπος με τον οποίο το AMESim αλληλεπιδρά με τον χρήστη είναι μέσω μίας βασικής περιοχής εργασίας. Ανάλογα με τον τρόπο εργασίας, υπάρχουν τα συγκεκριμένα εργαλεία που παρουσιάζονται και στο σχήμα 4.

- Το κύριο παράθυρο.
- Η μπάρα επιλογών.
- Οι ράβδοι εργαλείων.
- Οι βιβλιοθήκες.
- Η οργάνωση του χώρου εργασίας.



Σχήμα 4: Το περιβάλλον αλληλεπίδρασης του AMESim με το χρήστη.


Το AMESim χρησιμοποιεί σύμβολα για να αντιπροσωπεύσει τα επιμέρους στοιχεία του συστήματος. Με την προσθήκη συμβόλων ή εικονιδίων σε μία περιοχή σχεδίασης μπορούν να δημιουργηθούν σκίτσα συστημάτων εφαρμοσμένης μηχανικής. Όταν το σκίτσο είναι πλήρες, μια προσομοίωση του συστήματος ξεκινά ακολουθώντας τα παρακάτω στάδια:


- Οι μαθηματικές περιγραφές των εξαρτημάτων συνδέονται με τα εικονίδια. Το σύνολο των εξισώσεων που καθορίζει τη δυναμική συμπεριφορά του συστήματος και την εφαρμογή του ως κώδικα αναφέρεται ως μοντέλο του συστήματος. Το τελικό μοντέλο σχηματίζεται από τις εξισώσεις (και τον αντίστοιχο κώδικα) για κάθε εξάρτημα μέσα στο σύστημα. Αυτά αναφέρονται ως υπομοντέλα (submodels). Το AMESim περιέχει μεγάλες βιβλιοθήκες από εικονίδια και υπομοντέλα εξαρτημάτων.
- Παραμετροποιούνται τα χαρακτηριστικά των επιμέρους εξαρτημάτων.
- Ξεκινά και ολοκληρώνεται μία προσομοίωση.
- Μπορούν να εξαχθούν γραφήματα τα οποία ερμηνεύουν τη συμπεριφορά του συστήματος.


Το κάθε στάδιο λαμβάνει χώρα χρησιμοποιώντας το κατάλληλο εργαλείο κατάστασης. Οι κατηγορίες επιδεικνύονται σε μια κάθετη ράβδο εργαλείων στο αριστερό μέρος του κύριου παραθύρου του AMESim, όπως φαίνεται στα σχήματα 4 και 5.




Σχήμα 5: Η μπάρα εργαλείων κατάστασης.

 Στην κατάσταση σχεδιασμού, μπορεί να δημιουργηθεί το σκίτσο χρησιμοποιώντας τα στοιχεία που είναι διαθέσιμα στις κατηγορίες.

 Στην κατάσταση υπομοντέλων μπορούν να επιλεγτούν τα υπομοντέλα που θα συνδεθούν με το κάθε στοιχείο.

 Στην κατάσταση παραμετροποίησης, μπορούν να τεθούν οι παράμετροι των υπομοντέλων.

 Η κατάσταση προσομοίωσης επιτρέπει τη διενέργεια μιας προσομοίωσης και την ανάλυση των αποτελεσμάτων της.




Συνοψίζοντας τις λειτουργίες του, το AMESim μπορεί:

- Να δημιουργήσει νέα συστήματα.
- Να τροποποιήσει το σκίτσο ενός υπάρχοντος συστήματος.
- Να αλλάξει το υπομοντέλο ενός εξαρτήματος.
- Να αλλάξει τις παραμέτρους και να εκτελέσει ξανά την προσομοίωση.
- Να δημιουργήσει γραφήματα με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.
- Να εκτελέσει ανάλυση-βελτιστοποίηση μεταβάλλοντας κάποιες βασικές επιλεγμένες παραμέτρους της προσομοίωσης.
- Να εξαγάγει τα μοντέλα για εφαρμογή εκτός του AMESim.

2.2 Οι βιβλιοθήκες του AMESim.




































Η τυποποιημένη βιβλιοθήκη





Το AMESim παραδίδεται με μια τυποποιημένη βιβλιοθήκη που αποτελείται από τρεις κατηγορίες:

-  **Προσομοίωση:** περιέχει τα εξαρτήματα για τις στατιστικές αναλύσεις των προσομοιώσεων, θέτει τις παραμέτρους προσομοίωσης, με κυριότερες τα διαστήματα εκτύπωσης των αποτελεσμάτων.
-  **Σήμα, έλεγχος:** περιέχει όλα τα εξαρτήματα που απαιτούνται για τον έλεγχο του συστήματος. Η κατηγορία σήμα και έλεγχος μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να δημιουργήσει τα διαγράμματα ροής των συστημάτων.
-  **Μηχανολογικό:** Η κατηγορία μηχανολογικά χρησιμοποιείται αποκλειστικά για την προσομοίωση ολοκληρωμένων μηχανολογικών συστημάτων (γραμμικών και περιστρεφόμενων).

Εκτός από την τυποποιημένη βιβλιοθήκη υπάρχουν και οι πρόσθετες που παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4).

Πίνακας 4: Οι βιβλιοθήκες του AMESim.






















	Κλιματισμός		Σχεδιασμός εξαρτημάτων αέρα
	Ηλεκτρολογικά αυτοκινήτου		Μηχανισμός μετάδοσης ισχύος
	Έκκεντρο και παρελκόμενα		Εξαρτήματα που λειτουργούν με αέρα
	CFD1D		Μηχανική δύο διαστάσεων
	Σύστημα ψύξης		Θερμική
	Ιδιαίτερος χωρισμός		Θερμοϋδραυλική
	Ηλεκτρικές μηχανές και οδήγηση		Θερμικά εξαρτήματα με αέρα
	Βασικά ηλεκτρικά		Σχεδιασμός θερμικών υδραυλικών, συστημάτων
	Ηλεκτρική στατική μετατροπή		Υγρός αέρας
	Ηλεκτρομηχανικά		Διφασική ροή
	Τμήματα ηλεκτροχημείας		Δυναμική οχημάτων
	Γεννήτρια σημάτων μηχανής		Δυναμική οχημάτων iCAR
	Γεμίσματα		Εξάτμιση IFP
	Τμήματα κυττάρων καυσίμου		Γενικό Cosimulation
	Μίγμα αερίων		Κινητήρας IFP
	Εναλλάκτης θερμότητας		Οδήγηση IFP
	Υδραυλικά.		Υδραυλική αντίσταση
	Σχεδιασμός υδραυλικών εξαρτημάτων		

Στην παρούσα εργασία οι βιβλιοθήκες που χρησιμοποιήθηκαν κατά κύριο λόγο είναι οι:  IFP ENGINE και η  CFD1D. Κάποια πρόσθετα στοιχεία πάρθηκαν από τις βιβλιοθήκες  Mechanical και  Signal, Control. Παρακάτω περιγράφονται αναλυτικά οι βιβλιοθήκες αυτές και τα στοιχεία που περιέχουν.

2.2.1 Βιβλιοθήκη IFP ENGINE

Η βιβλιοθήκη του κινητήρα IFP είναι αυτόνομη. Ο χρήστης δεν χρειάζεται καμία άλλη βιβλιοθήκη εκτός από τη μηχανολογική και σήματος οι οποίες περιλαμβάνονται στη βασική έκδοση του λογισμικού για να πραγματοποιήσει τις προσομοιώσεις. Εντούτοις, η βιβλιοθήκη 1DCFD προτείνεται για την ακριβή διαμόρφωση και ανάλυση της δυναμικής των αερίων στην εισαγωγή και στην εξαγωγή. Στη βιβλιοθήκη IFP τα κυριότερα στοιχεία που περιέχονται χωρίζονται σε κατηγορίες και παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες (Πίνακες 5-9).

Πίνακας 5: Πηγές και αισθητήρες.

	Βύσμα μηδενικής ροής		Αισθητήρας κλάσματος μάζας
	Πηγή ατμοσφαιρικής πίεσης		Αισθητήρας κλάσματος μάζας καυσαερίων
	Πηγή μηδενικής ροής θερμότητας		Αισθητήρας λόγου ισοδυναμίας καυσίμου/αέρα
	Πηγή θερμότητας		Αισθητήρας συνολικής γωνίας στροφάλου
	Πηγή θερμικής ροής		Δέκτης συνολικής γωνίας
	Πηγή σταθερής πίεσης		Αισθητήρας μέσης ενδεδειγμένης πίεσης
	Πηγή σταθερής ροής		Αισθητήρας σταθερής κατάστασης
	Πηγή μεταβλητής πίεσης		Αισθητήρας μέσης τιμής
	Πηγή μεταβλητής ροής		Αισθητήρας θορύβου
	Αισθητήρας πίεσης		Αισθητήρας ροής μάζας
	Αισθητήρας θερμοκρασίας		

Πίνακας 6: Διαδρομή του αέρα.

	Ιδιότητες καυσίμου		Στόμιο-άνοιγμα
	Καθορισμός της μηχανής		Ευθύς αγωγός
	Καθορισμός των βαλβίδων		Κυρτός αγωγός
	Ιδιότητες των αερίων του κινητήρα		Αγωγός με εναλλάκτη θερμότητας
	Κόμβος τριών διαδρομών		Μοντέλο συμπιεστή
	Δοχείο τριών ανοιγμάτων		Στρόβιλος με έναν έλικα
	Σταδιακό άνοιγμα-κλείσιμο αγωγού.		Στρόβιλος με διπλό έλικα
	Απότομο άνοιγμα κλείσιμο αγωγού		Στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας
	Ένωση σχήματος T		Βαλβίδα στραγγαλισμού

Πίνακας 7: Συστήματα έγχυσης καυσίμου.

	Απλός εγχυτήρας καυσίμου		Εξάρτημα πολλαπλής έγχυσης
	Παλμικός εγχυτήρας		Έμμεση έγχυση

Πίνακας 8: Εναλλάκτες θερμότητας.

	Εναλλάκτης δύο ανοιγμάτων ολικής εναλλαγής		Υπολογιστής ροής εναλλαγής
	Εναλλάκτης μίας πλευράς		Υπολογισμός τελικής θερμοκρασίας εναλλαγής
	Εναλλάκτης μισής εναλλαγής		

Πίνακας 9: Στοιχεία κυλίνδρου.

	Θάλαμος καύσης diesel		Κεφαλή κυλίνδρου
	Θάλαμος καύσης (SI) με σπινθηριστή		Στροφαλοφόρος άξονας
	Βαλβίδες κεφαλής κυλίνδρου		Πολλαπλασιαστής ροπής












Δύο αναφορές υπάρχουν κατά την περιγραφή του κύκλου του κινητήρα. Στη βιβλιοθήκη μηχανής IFP, η έναρξη του κύκλου (0°) ορίζεται ως TDC (άνω νεκρό σημείο) όταν αρχίζει η φάση εισαγωγής. Με άλλα λόγια, η καύση ξεκινά σε $TDC=360^\circ$. Η βιβλιοθήκη IFP επιτρέπει μια συγκεκριμένη ρύθμιση παραμέτρων και τον καθορισμό των γενικών μεταβλητών προκειμένου να απλοποιηθεί η χρήση του προτύπου. Οι κύριες παράμετροι της μηχανής καθορίζονται στα εικονίδια χωρίς είσοδο ENGMD01, ENGDEF01, και ENGVDEF01 (βλ. Πίνακα 6). Οι παράμετροι αυτών των εικονιδίων χρησιμοποιούνται από όλα τα εξαρτήματα του συστήματος και είναι γενικές. Στις περισσότερες περιπτώσεις, όλοι οι κύλινδροι είναι πανομοιότυποι. Αυτό σημαίνει ότι η γεωμετρία και τα χαρακτηριστικά του κυλίνδρου παραμένουν τα ίδια από έναν κύλινδρο στον άλλο.

Προκειμένου να απλοποιηθεί ο χειρισμός της βιβλιοθήκης, είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί μια συνολική μεταβλητή για τη γωνιά του στροφαλοφόρου άξονα στον πρώτο κύλινδρο που αποφεύγει την εκτενή χρήση των συνδέσεων σημάτων η οποία καθιστά το σκίτσο δυσανάγνωστο. Η συνολική μεταβλητή γωνίας στροφάλου αντιστοιχεί στην περιστροφική μετατόπιση του στροφαλοφόρου άξονα στον πρώτο κύλινδρο. Αυτή η πληροφορία απαιτείται ως είσοδος σε πολλά υπομοντέλα της βιβλιοθήκης (άνοιγμα των βαλβίδων, θάλαμος καύσης, εγχυτήρες καυσίμου κ.λπ.) και έχει καθοριστεί έτσι ώστε να απλοποιεί τη χρήση του μοντέλου. Αυτή η μεταβλητή τίθεται στο στοιχείο «αισθητήρας συνολικής γωνίας στροφάλου» (βλ. πίνακα 5).

2.2.2 Η CFD1D βιβλιοθήκη δυναμικής αερίων.



Η CFD1D βιβλιοθήκη δυναμικής αερίων είναι μια ειδική βιβλιοθήκη που επιτρέπει μια σημαντική βελτίωση στην ακρίβεια προσομοίωσης της ροής των αερίων στους σωλήνες και τα δίκτυα. Η βιβλιοθήκη αυτή είναι απόλυτα συμβατή με την βιβλιοθήκη IFP. Το κύριο χαρακτηριστικό γνώρισμα της CFD 1D βιβλιοθήκης είναι η εφαρμογή ενός 1D επιλυτή στο περιβάλλον του AMESim. Η 1D προσέγγιση καθιστά εφικτό το να προχωρήσει κανείς στη φυσική περιγραφή της δυναμικής των αερίων στα συστήματα. Εκτιμώντας ότι οι τυποποιημένες προσεγγίσεις επιτρέπουν στους χρήστες να επεξεργαστούν τις ροές χαμηλών ταχυτήτων ($Mach < 0.3$), το καινούργιο εργαλείο αίρει αυτούς τους περιορισμούς και εισάγει τη δυνατότητα προσομοίωσης των κυμάτων πίεσης με υψηλό επίπεδο ακρίβειας. Για να απεικονίσει τα 1D αποτελέσματα, ένα νέο χαρακτηριστικό γνώρισμα ανάλυσης δεδομένων έχει αναπτυχθεί, το οποίο ακολουθεί την εξέλιξη των μεταβλητών ροής στο χώρο και το χρόνο: η ανάλυση 1D. Χρησιμοποιώντας την, η διάδοση των κρουστικών κυμάτων και η μεταφορά των σωματιδίων στο σωλήνα μπορούν να αναλυθούν. Τα εξαρτήματα που είναι διαθέσιμα σε αυτή τη βιβλιοθήκη παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 10).


Πίνακας 10: Στοιχεία βιβλιοθήκης CFD1D.





	Συνολικές παράμετροι
	Σύνδεση εισαγωγής σε αγωγό
	Σύνδεση εξαγωγής από αγωγό
	Σύνδεση με δεξαμενή-δοχείο
	Βαλβίδα εισαγωγής/εξαγωγής
	Αγωγός σε ευθεία
	Κυρτός αγωγός
	Ενδιάμεση σύνδεση αγωγών σε ευθεία
	Ενδιάμεση σύνδεση αγωγών με απότομη μεταβολή στη διατομή
	Βαλβίδα στραγγαλισμού
	Σύνδεση τριών αγωγών

2.2.3 Πρόσθετες βιβλιοθήκες και στοιχεία

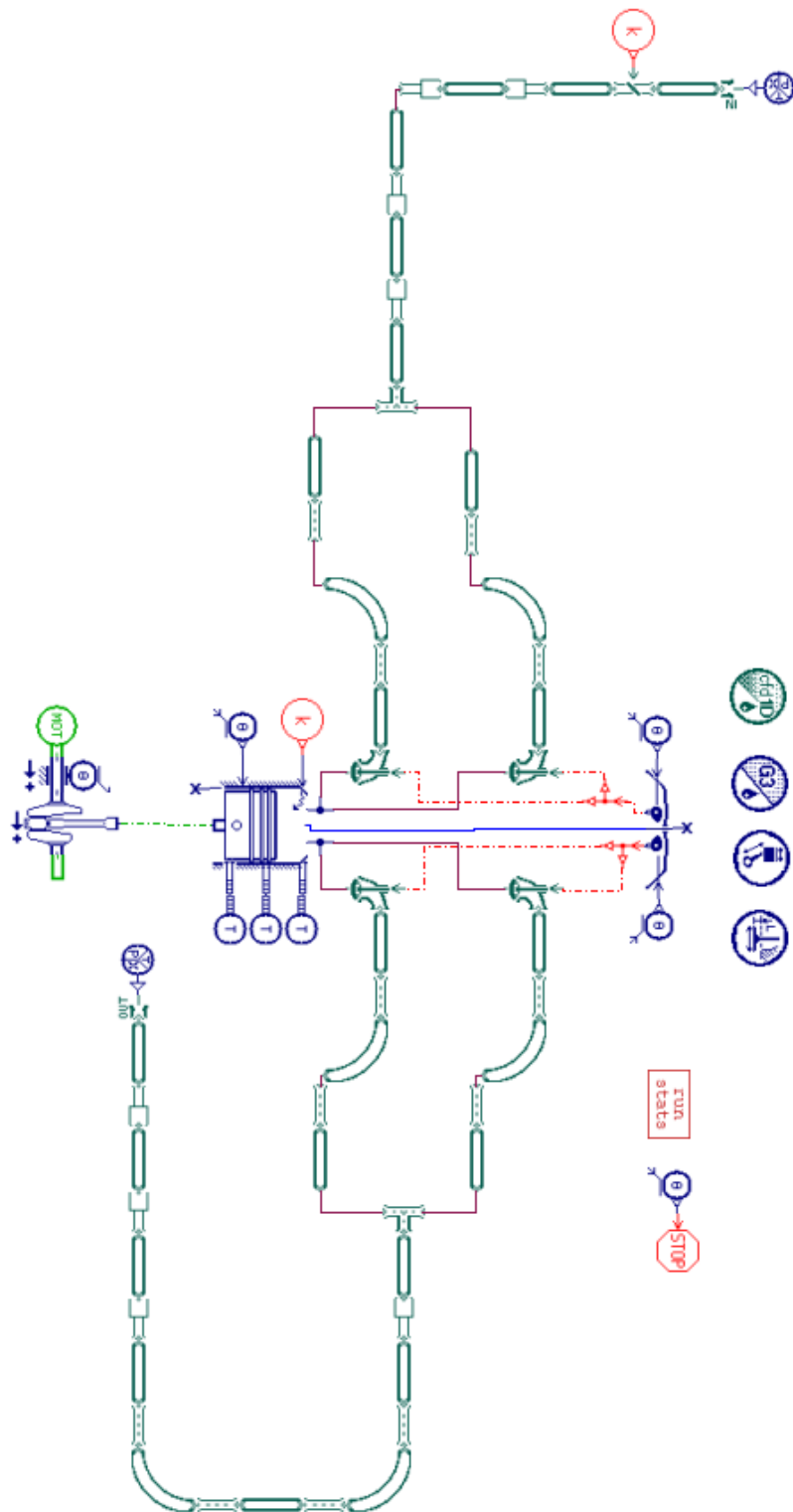
Στη συνέχεια αναφέρονται κάποια πρόσθετα στοιχεία από άλλες βιβλιοθήκες που χρησιμοποιήθηκαν στην ανάπτυξη του μοντέλου του κινητήρα στο AMESim.

Η βιβλιοθήκη «μηχανικά»  (mechanical) από όπου χρησιμοποιήθηκε μόνο το στοιχείο  PM000. Το στοιχείο αυτό δέχεται ως μεταβλητή εισόδου τον αριθμό στροφών του κινητήρα και αποτελεί είσοδο στο εικονίδιο «συνολική γωνία στροφάλου».

Η βιβλιοθήκη “σήμα και έλεγχος”  (Signal and Control). Από την βιβλιοθήκη αυτή χρησιμοποιήθηκαν τα στοιχεία που παρουσιάζονται παρακάτω:

- Το  CONS00 που είναι ένα εικονίδιο σταθερού σήματος. Στην περίπτωση μας χρησιμοποιήθηκε σε δύο περιπτώσεις. Για τον ορισμό του χρονισμού έγχυσης «spark advance» και το επιθυμητό ποσοστό στραγγαλισμού σε κάποιο σημείο των σωληνώσεων.
- Το  SPLIT0 επιτρέπει τη μετάδοση ενός σήματος από μία πηγή σε περισσότερους από έναν αποδέκτες.
- Το  RSTAT επιτρέπει τον έλεγχο του μοντέλου κάθε στιγμή.
- Το  STOPO δίνει τη δυνατότητα ρύθμισης της χρονικής διάρκειας της προσομοίωσης, καθώς και την εισαγωγή συγκεκριμένων κριτηρίων για την ολοκλήρωσή της.

Με την τοποθέτηση των παραπάνω εικονιδίων στις κατάλληλες θέσεις και της μετέπειτα διασύνδεσής τους ολοκληρώνεται η φάση σχεδιασμού (sketch mode). Το παρακάτω σχήμα (σχήμα X) παρουσιάζει ολοκληρωμένο το μοντέλο του κινητήρα στο περιβάλλον του AMESim.



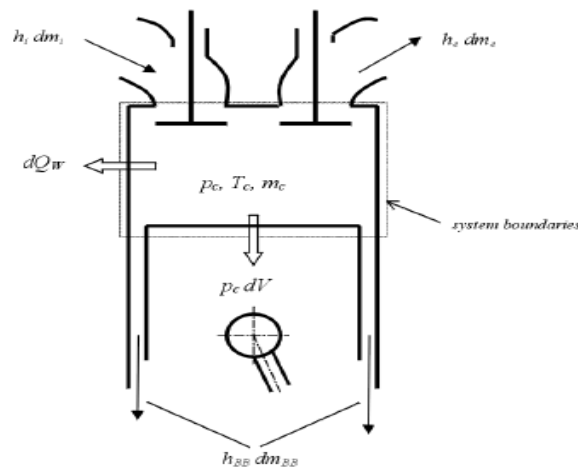
Σχήμα 6 Το μοντέλο του κινητήρα SGEmac στο περιβάλλον του AMESim.

2.3 Υπομοντέλα και εξισώσεις.

2.3.1 Κύλινδρος

2.3.1.1 Αρχές διατήρησης μάζας και ενέργειας.

Ο κύλινδρος του κινητήρα θεωρείται ως ένα ανοιχτό θερμοδυναμικό σύστημα που το διαρρέει μία μη μόνιμη ροή και στο οποίο εφαρμόζονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας.



Σχήμα 7: Σχηματική απεικόνιση του κυλίνδρου.

Αναλυτικότερα, η μεταβολή της μάζας υπολογίζεται από το άθροισμα των εισερχομένων και εξερχομένων ροών στο σύστημα:

$$\frac{dm_c}{da} = \sum \frac{dm_i}{da} - \sum \frac{dm_e}{da} - \frac{dm_{BB}}{da} + \frac{dm_{ev}}{dt}$$

όπου:

- α γωνία στροφάλου
- m_c συνολική μάζα στον κύλινδρο
- m_i μάζα που εισέρχεται στον κύλινδρο
- m_e μάζα που εξέρχεται από τον κύλινδρο
- m_{BB} μάζα απωλειών blow-by
- m_{ev} μάζα εγχέομένου καυσίμου

Για τον υπολογισμό της θερμοδυναμικής κατάστασης του κυλίνδρου εφαρμόζεται το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα (αρχή διατήρησης της ενέργειας):

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{da} = -p_c \cdot \frac{dV}{da} + \frac{dQ_F}{da} - \sum \frac{dQ_w}{da} -$$

$$-h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{da} + \sum \frac{dm_i}{da} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{da} \cdot h_e - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}$$

όπου:

$m_c \cdot u$ εσωτερική ενέργεια του αερίου μέσα στον κύλινδρο

$p_c \cdot dV$ έργο ογκομεταβολής

Q_F θερμική ενέργεια του καυσίμου

Q_w απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου

h_{BB} ενθαλπία απωλειών blow-by

h_i ενθαλπία εισερχόμενης μάζας

h_e ενθαλπία καυσαερίων

q_{ev} θερμότητα που απορροφά το καύσιμο για την εξάτμισή του

f κλάσμα της θερμότητας εξάτμισης που προέρχεται από την πλήρωση του κυλίνδρου.

Το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα ορίζει πως η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας του κυλίνδρου ισούται με το άθροισμα του έργου ογκομεταβολής, του θερμικού περιεχομένου του καυσίμου, των απωλειών θερμότητας και των απωλειών blow-by.

2.3.2 Θάλαμος καύσης.

2.3.2.1 Εξισώσεις πίεσης.

Το υπομοντέλο ENGCFM32 αποτέλεσε τον θάλαμο καύσης. Οι βασικές εξισώσεις επίλυσης είναι οι εξής:

Η εξέλιξη της πίεσης στο θάλαμο καύσης υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\frac{dp}{dt} = \rho \left(\frac{dr}{dt} T + r \frac{dT}{dt} \right) + \frac{d\rho}{dt} r T$$

όπου:

- p πίεση
- T θερμοκρασία
- r σταθερά αερίου μείγματος
- ρ πυκνότητα
- t χρόνος

Για την επίλυση της παραπάνω σχέσης απαιτείται ο υπολογισμός των όρων T και dT/dt, (η θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης και η χρονική παράγωγός της), r και dr/dt, (η σταθερά του ιδανικού αερίου και η χρονική παράγωγός της), ρ και dρ/dt (η πυκνότητα και η χρονική παράγωγός της).

Η θερμοκρασία υπολογίζεται από τον την εξίσωση των ιδανικών αερίων:

$$T = \frac{P}{\rho R}$$

Η σταθερά του αερίου μίγματος υπολογίζεται από τη σχέση:

$$r = \sum_i x_i r_i$$

όπου:

- x_i το κλάμα μάζας των διαφόρων στοιχείων του αερίου
- r_i η σταθερά του κάθε στοιχείου

Η χρονική μεταβολή της σταθεράς του αερίου μίγματος dr/dt υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\frac{dr}{dt} = \sum_i \frac{dx_i}{dt} r_i = \sum_i \left(\frac{\dot{x}_i}{\rho} - A_i \frac{\dot{\rho}}{\rho^2} \right) r_i$$

όπου

x_i το κλάμα μάζας των διαφόρων στοιχείων του αερίου

r_i η σταθερά του κάθε στοιχείου

ρ η πυκνότητα του κάθε στοιχείου

Η μεταβολή της πυκνότητας στο θάλαμο καύσης υπολογίζεται αν λάβουμε υπόψη τη ροή μάζας στην εισαγωγή, στην εξαγωγή και στο σύστημα έγχυσης καυσίμου καθώς και τη ροή μάζας κατά τη διάρκεια της καύσης.

$$\frac{dm_i}{dt} = \left(\frac{dm_i}{dt} \right)_{\text{ports}} + \left(\frac{dm_i}{dt} \right)_{\text{combustion}}$$

όπου:

$\left(\frac{dm_i}{dt} \right)_{\text{ports}}$ η ροή μάζας στην εισαγωγή, εξαγωγή και στην έγχυση του καυσίμου

$\left(\frac{dm_i}{dt} \right)_{\text{comb}}$ η ροή μάζας κατά την διαδικασία της καύσης

Η μεταβολή της θερμοκρασίας στο θάλαμο καύσης καθορίζεται με τη χρησιμοποίηση του πρώτου θερμοδυναμικού αξιώματος που συνδέει τη θερμοκρασία με τις απώλειες θερμότητας στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης (Q_{wall}) (βλ. παράγραφο 2.3.2.2), με το ποσό εκλυόμενης θερμότητας από την καύση (Q_{comb}) (μοντέλο CFM, βλ. παράγραφο 2.3.2.3).

2.3.2.2 Απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης.

Οι απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης (Q_{wall}) δηλαδή στο έμβολο, στον κύλινδρο και στην κεφαλή του κυλίνδρου υπολογίζονται με τη χρησιμοποίηση ενός από τα τρία πρότυπα που προσφέρονται από το λογισμικό AMESim. Αυτά είναι του Annand του ή του Woschni. Το πρότυπο του Woschni επιλέχθηκε γιατί είναι κατάλληλο για τον υπολογισμό απωλειών σε έναν SI κινητήρα. Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιεί μια εμπειρική σχέση για να υπολογίσει την μετάδοση θερμότητας με συναγωγή στα τοιχώματα και δεν λαμβάνει υπόψη την επίδραση της ακτινοβολίας. Η εμπειρική σχέση που χρησιμοποιείται είναι η εξής:

$$Q = \frac{130 \cdot p^{0.8}}{T^{0.53} \cdot Bore^{0.2}} \cdot \left(C_1 \cdot V_p + C_2 \cdot \frac{V_0 \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right)^{0.8} \cdot S_w$$

$$V_p = 2 \cdot stroke \cdot \omega$$

όπου:

V_p είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου σε (m/sec)

Stroke είναι η διαδρομή του εμβόλου (m)

ω είναι η περιστροφική ταχύτητα της μηχανής (rad/sec)

p είναι η πίεση στο θάλαμο καύσης σε (bar)

T είναι η θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης σε (K)

C_1, C_2 είναι οι συντελεστές Woschni για μοντέλα μετάδοσης θερμότητας

V_0 είναι ο όγκος του θαλάμου καύσης σε (m³)

P_1, T_1, V_1 , είναι αντίστοιχα η πίεση, η θερμοκρασία και ο όγκος πριν την καύση

P_0 είναι η πίεση χωρίς καύση

S_w είναι η επιφάνεια των τοιχωμάτων

2.3.2.3 Μοντέλο καύσης.

Το μοντέλο καύσης CFM είναι βασισμένο στην περιγραφή 2 ζωνών κατά τη διαδικασία της καύσης: στη ζώνη με τα άκαυστα και στη ζώνη με τα καμένα αέρια. Η φλόγα μετακινείται από τα καμένα αέρια προς στα άκαυστα.

Ο υπολογισμός της μάζας της κάθε ζώνης πραγματοποιείται με τις σχέσεις :

$$\begin{aligned} m_{u,i} &= \rho_{u,i} \cdot V \\ m_{b,i} &= m_i - m_{u,i} \end{aligned}$$

όπου:

$m_{u,i}$ η μάζα των άκαυστων αερίων(i)

$m_{b,i}$ η μάζα των καμένων αερίων (i)

$\rho_{u,i}$ η πυκνότητα των άκαυστων αερίων (i)

V ο όγκος του θαλάμου καύσης

m_i η συνολική μάζα του αερίου (i)

Ο υπολογισμός του όγκου των καμένων αερίων γίνεται με τη σχέση:

$$V_{bg} = V_{cyl} - V_{fg}$$

όπου:

V_{bg} όγκος καμένων αερίων

V_{fg} όγκος αέρα

V_{cyl} όγκος κυλίνδρου

Τέλος η θερμοκρασία των καυσαερίων υπολογίζεται από την καταστατική εξίσωση των ιδανικών αερίων

$$T_{bg} = \frac{P \cdot V_{bg}}{m_{bg} r_{bg}}$$

όπου:

T_{bg} θερμοκρασία καυσαερίων

V_{bg} όγκος καυσαερίων

r_{bg} σταθερά καυσαερίων

m_{bg} μάζα καυσαερίων

P πίεση κυλίνδρου

Οι δύο ζώνες διαχωρίζονται μεταξύ τους από την φλόγα η οποία προχωρά από την καμένη ζώνη προς την άκαυστη. Η ταχύτητα με την οποία προχωρά εξαρτάται και από το είδος του καυσίμου. Για το προπάνιο που χρησιμοποιείται στον κινητήρα η εμπειρική σχέση που την υπολογίζει είναι:

$$U_l = U_{l0} \cdot \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta \cdot (1 - 2.1 \cdot X_{r_{bg}})$$

$$\begin{cases} U_{l0} &= B_m + B_\Phi (\Phi - \Phi_m)^2 \\ \alpha &= 2.18 - 0.8(\Phi - 1) \\ \beta &= -0.16 + 0.22(\Phi - 1) \\ T_0 &= 298K \\ p_0 &= 0.1MPa \end{cases}$$

όπου:

U_{l0} ταχύτητα αναφοράς

T_0 θερμοκρασία αναφοράς

p_0 πίεση αναφοράς

T_u θερμοκρασία αερίων άκαυστης ζώνης

P πίεση θαλάμου καύσης

- Φ λόγος ισοδυναμίας καυσίμου/αέρα
 α, β συντελεστές εξαρτώμενοι από τον λόγο ισοδυναμίας Φ
 X_{rbg} ποσοστό καυσαερίων που παραμένουν στο θάλαμο καύσης
 B_m, B_Φ, Φ_m συντελεστές που λαμβάνονται από πίνακες για το προπάνιο

Το συγκεκριμένο μοντέλο καύσης βασίζεται στη διαχωριστική γραμμή ανάμεσα στις δύο ζώνες (καμένα και άκαυστα) που το ονομάζει μέτωπο της φλόγας για να υπολογίσει το ποσοστό της μάζας του καυσίμου που καίγεται. Το ποσοστό αυτό ουσιαστικά εξαρτάται από την ταχύτητα και τη συνολική επιφάνεια του μετώπου της φλόγας. Ο υπολογισμός γίνεται με την βοήθεια της σχέσης:

$$\left(\frac{dm_{fuel}}{dt} \right)_{combustion} = - \rho_w \left|_{w} \cdot Y_f^u \left|_{w} \cdot S_f \cdot \Sigma$$

όπου:

$\rho_w \left|_{w}$ είναι η πυκνότητα στην ζώνη των άκαυστων

$Y_f^u \left|_{w}$ είναι το κλάσμα μάζας του καυσίμου στην άκαυστη ζώνη

S_f είναι η ταχύτητα της στρωτής επίπεδης φλόγας

Σ είναι η συνολική επιφάνεια της φλόγας

Η συνολική επιφάνεια της φλόγας υπολογίζεται αν θεωρήσουμε μια μέση τιμή (S_m) για την επιφάνεια της στην οποία πολλαπλασιάζεται η διάταση (Ξ) της φλόγας.

$$\Sigma = \Xi \cdot S_m$$

Για τον υπολογισμό της μέσης τιμής της επιφάνειας της φλόγας θεωρούμε μια αρχικά σφαιρική φλόγα στο σπινθηριστή η οποία σταδιακά γίνεται κυλινδρική και καταλαμβάνει ολόκληρο τον όγκο του κυλίνδρου. Η σχέση για τον υπολογισμό της ακτίνας της φλόγας όσο θεωρείται κυλινδρική είναι:

$$r = \sqrt[3]{\frac{3}{4} \cdot \frac{V}{\pi}}$$

όπου:

V ο όγκος των καυσαερίων της καμένης ζώνης

Από την στιγμή που η φλόγα θα ακουμπήσει το επάνω μέρος του κυλίνδρου θα αρχίσει να μεταβάλλεται σε κυλινδρική. Η σχέση για τον υπολογισμό της νέας ακτίνας της φλόγας είναι:

$$r = \sqrt{\frac{V}{\pi \cdot \Delta l}}$$

όπου:

Δl η απόσταση μεταξύ του εμβόλου και της κεφαλής του κυλίνδρου.

Για τον υπολογισμό της διάτασης της φλόγας (Ξ) χρησιμοποιείται η σχέση του Damkohler:

$$\Xi_{eq} = 1 + \frac{u'}{S_l} \cdot K$$

όπου:

S_l είναι η ταχύτητα της στρωτής επίπεδης φλόγας

K σταθερά

u' ένταση της τύρβης

Η ένταση της τύρβης υπολογίζεται από την κινητική ενέργεια της τύρβης ως εξής:

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot k}$$

όπου:

k τυρβώδης κινητική ενέργεια

Η κινητική ενέργεια της τύρβης (k) υπολογίζεται από τη σκέδαση της κινητικής ενέργειας των αερίων στο θάλαμο καύσης:

$$k = \frac{C_{turb}}{m_{tot}} \cdot E_{diss}$$

όπου:

E_{diss} σκέδαση κινητικής ενέργειας αερίων

C_{turb} σταθερά του προγράμματος προσομοίωσης (1 ή 150)

m_{tot} συνολική μάζα αερίων στον κύλινδρο

Η σκέδαση της κινητικής ενέργειας των αερίων υπολογίζεται από την μεταβολή της συνολικής κινητικής ενέργειας των αερίων θεωρώντας πως είναι αποτέλεσμα μόνο της διαταραχής από τις σχέσεις :

$$\frac{dE_{diss}}{dt} = \frac{dE_k}{dt} - C_{diss} \cdot E_{diss}$$

$$E_{diss}^{initial} = 0.05 \cdot (\pi \cdot Stroke \cdot n_{tumble}^{initial} \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{m_{tot}}{C_{turb}}$$

$$n_{tumble} = a \cdot \theta_M + b$$

$$n_{tumble}(\theta_M = \theta_{initial}) = f(\eta_{volumetric}, \omega_M)$$

$$n_{tumble}(\theta_M = \theta_{CombustionTDC}) = 0$$

όπου

n_{tumble} ο αριθμός διαταραχής

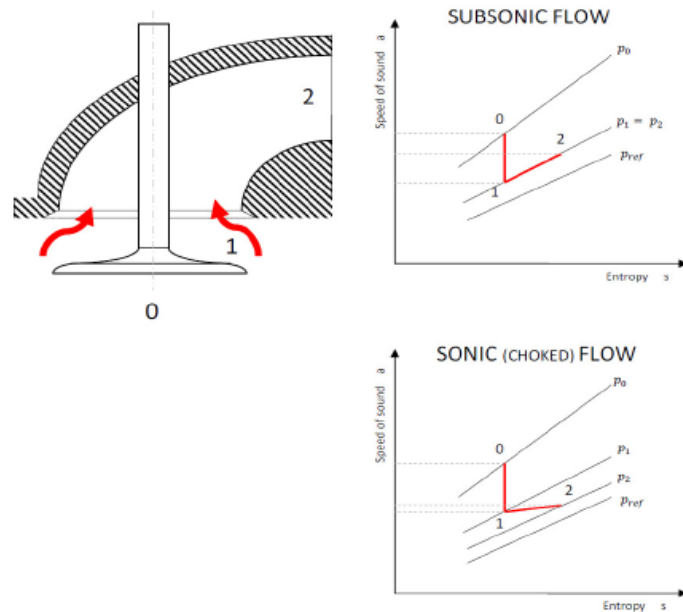
θ_M γωνία στροφάλου

ω_M περιστροφική ταχύτητα

m_{tot} συνολική μάζα αερίων στον κύλινδρο

Stroke διαδρομή εμβόλου

2.3.3 Ροή διαμέσου των βαλβίδων.



Σχήμα 8: Υποηχητική (πάνω) και ηχητική (κάτω) ροή διαμέσου των βαλβίδων.

Το μοντέλο υπολογισμού που χρησιμοποιεί το πρόγραμμα AMEsim ονομάζεται «μοντέλο σταθερής πίεσης» και βασίζεται στην παραδοχή πως δεν έχουμε ανάκτηση πίεσης ανάμεσα στο στόμιο της βαλβίδας και στον αγωγό με τον οποίο ενώνεται. Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις ενέργειας και συνέχειας δια μήκους της βαλβίδας έχουμε:

Από τη διατήρηση της ενέργειας έχουμε:

$$a_0^2 = a_1^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u_1^2 = a_2^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u_2^2,$$

Από την εξίσωση της συνέχειας έχουμε:

$$\rho_2 u_2 F_2 = \rho_1 u_1 F_1,$$

Ισεντροπικές σχέσεις:

$$\frac{a_0}{a_1} = \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\gamma-1/2\gamma}$$

Για υποηχητική ροή ισχύει ότι $p_2=p_1$. Οπότε:

$$\frac{a_0}{a_1} = \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\gamma-1/2\gamma} = \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\gamma-1/2\gamma}$$

Για ηχητική ροή ισχύει ότι: $u_1=a_1$. Οπότε:

$$a_0^2 = \frac{\gamma+1}{2} a_1^2.$$

Η μεταβολή της πίεσης στην κατεύθυνση της ροής υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\frac{P_2}{P_0} = \phi \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma+1/2(\gamma-1)} \left[1 - \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_0} \right)^2 \right] \frac{a_0}{u_2}.$$

όπου ϕ είναι ο λόγος του εμβαδού των περιοχών F_1, F_2 ,

$$\phi = \frac{F_2}{F_1}$$

Όταν ο λόγος αυτός γίνει ίσος με ϕ_{cr} η πίεση θα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\frac{P_2}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/\gamma-1},$$

Ο λόγος ϕ_{cr} υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\phi_{cr} = \frac{4}{\gamma^2-1} \frac{\frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_0} \right)^2}{\left(1 - \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{u_2}{a_0} \right)^2 \right)^2}.$$

Για ηχητική ροή ισχύει ότι $u_2 = a_2$ οπότε η εξίσωση ενέργειας θα γίνει:

$$u_2^2 = a_2^2 = a_0^2 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right).$$

Και ο λόγος πιέσεων:

$$\frac{P_2}{P_0} = \phi \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/\gamma-1}$$

Η μεταβλητή F_1 που αντιπροσωπεύει την ενεργή διατομή της βαλβίδας υπολογίζεται από τη σχέση:

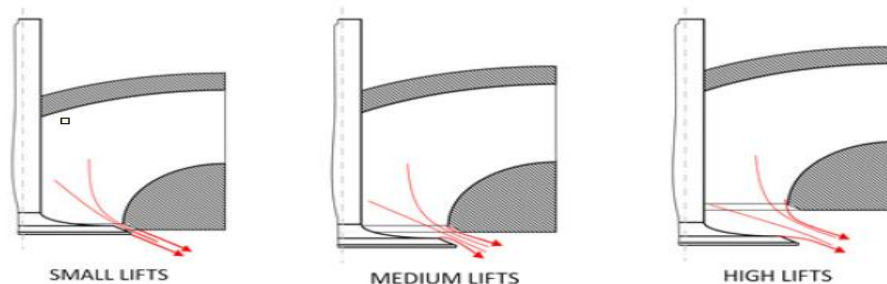
$$F_1 = C_f F_{ref}.$$

όπου:

C_f συντελεστής εκροής

F_{ref} γεωμετρικά υπολογισμένη διατομή της βαλβίδας

Είναι σημαντικό να αναφερθεί πως διαφορετικές συνθήκες ροής εμφανίζονται στις βαλβίδες ανάλογα με τη γεωμετρία και την θέση τους κάθε στιγμή. Για μικρό άνοιγμα της βαλβίδας, η ροή αρχικά αποκολλάται από το εσωτερικό τοίχωμα και δημιουργεί πτώση πίεσης, επανασυνδέεται όμως λόγω των ιδιοτήτων του ιξώδους. Για ενδιάμεσο άνοιγμα των βαλβίδων η ροή παραμένει κολλημένη με το ένα τοίχωμα στη μία πλευρά αλλά αποκολλάται στην άλλη. Για μεγάλο άνοιγμα, λόγω της αδράνειας, η ροή είναι συνολικά ελεύθερη προκαλώντας μία μείωση της ενεργής περιοχής. Στο σχήμα 9 παρουσιάζονται οι περιπτώσεις αυτές σχηματικά.



Σχήμα 9: Συνθήκες ροής ανάλογα με το βύθισμα των βαλβίδων.

Ο συντελεστής εκροής λαμβάνεται από μετρήσεις για σταθερή ροή και καθορίζεται από το άνοιγμα των βαλβίδων, τη θέση του εμβόλου και τη διαφορά της πίεσης ανάμεσα στα ρεύματα ανόδου και καθόδου. Έτσι, μπορούμε να γράψουμε τον συντελεστή εκροής ως μία αναλογία μεταξύ της πραγματικής ροής μάζας που περνά μέσω της βαλβίδας και της θεωρητικής ροής μάζας που μπορούσε να περάσει αν είχαμε «ιδανική ροή».

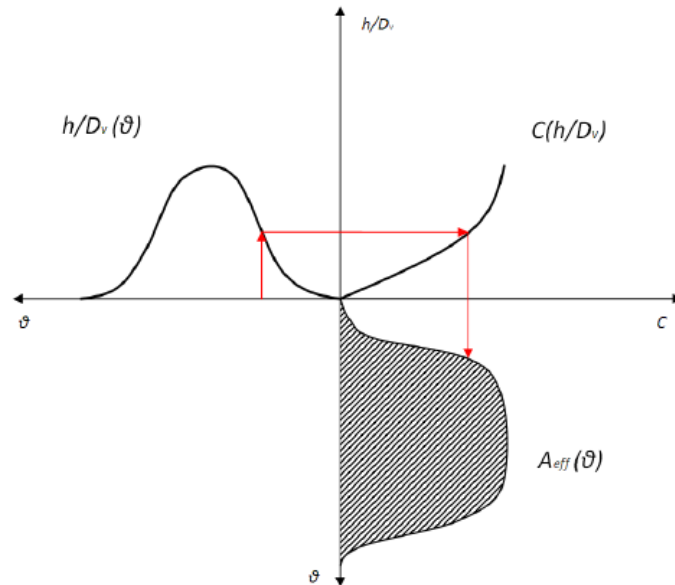
$$C_f = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{id}} = \dot{m}_a / \left(\frac{\pi D_v^2}{4} \rho_{id} u_{id} \right) = \dot{m}_a / \left[\frac{\pi D_v^2}{4} \rho_{01} a_{01} \Phi_f \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right) \right]$$

όπου:

- α η πραγματική ροή μάζας που περνάει μέσα από την βαλβίδα
- id η ιδανική ροή μάζας που θα πέρανε μέσα από τη βαλβίδα
- P_2 η πίεση στο στόμιο της βαλβίδας
- P_{01} η πίεση μετά τη βαλβίδα
- ρ_{01} η πυκνότητα μετά τη βαλβίδα
- a_{01} η ταχύτητα μετά τη βαλβίδα

Η συνάρτηση $\Phi_f \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)$ θεωρεί πως έχουμε συμπιεστή ροή και εξαρτάται μόνο από τα χαρακτηριστικά του ρευστού.

$$\Phi_f \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right) = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$



Σχήμα 10: Σχέση μεταξύ βυθίσματος της βαλβίδας, συντελεστή εκροής και ενεργής επιφάνειας.

2.3.4 Σωληνώσεις

Το αέριο μέσα στο σωλήνα χαρακτηρίζεται από την πυκνότητα (ρ), τη στατική πίεσή (p) και την ταχύτητά του (u). Όταν το αέριο αποτελείται από διαφορετικά συστατικά ένα κλάσμα μάζας (χ) λαμβάνεται υπόψη. Κάθε κλάσμα του συστατικού i ορίζεται ως:

$$\chi_i = \frac{\rho_i}{\rho},$$

όπου:

ρ_i η πυκνότητα του εξεταζόμενου στοιχείου.

Ισχύει ότι:

$$0 \leq \chi_i \leq 1$$

και

$$\sum_i \chi_i = 1,$$

αφού

$$\sum_i \rho_i = \rho.$$

Η θερμοκρασία (T) του αερίου είναι συνάρτηση της πίεσης (p), της πυκνότητας (ρ) και του κλάσματος μάζας (χ_i). Η συνάρτηση που χρησιμοποιείται κάθε φορά εξαρτάται από το είδος του αερίου που επιλέγεται.

Οι εξισώσεις διατήρησης (αρχή διατήρησης της μάζας, της ορμής και της ενέργειας) που περιγράφουν τη δυναμική του ρευστού στις σωληνώσεις είναι οι ακόλουθες:

- Εξίσωση συνέχειας για το κάθε συστατικό (i)

$$\frac{\partial \rho_i S}{\partial t} + \frac{\partial \rho_i u S}{\partial x} = 0$$

- Εξίσωση ορμής

$$\frac{\partial \rho u S}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2 + p) S}{\partial x} - p \frac{\partial S}{\partial x} + \frac{1}{4} f |u| \rho u \sqrt{\pi S} = 0$$

- Εξίσωση ενέργειας

$$\frac{\partial \rho E S}{\partial t} + \frac{\partial (\rho E + p) u S}{\partial x} - 2 h_c (T_{wall} - T) \sqrt{\pi S} = 0$$

όπου

T_{wall} η θερμοκρασία στα τοιχώματα του αγωγού

f συντελεστής τριβής

E συνολική ειδική ενέργεια

h_c συντελεστής μετάδοσης θερμότητας

Η συνολική ειδική ενέργεια (E) ορίζεται ως

$$E = c_v T + \frac{1}{2} u^2$$

όπου

C_v συντελεστής ειδικής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερό όγκο

Ο συντελεστής τριβής (f) εξαρτάται από την τραχύτητα C_r και από τον αριθμό Reynolds που ορίζεται ως:

$$Re = \frac{\rho D |u|}{\mu}$$

όπου

μ το δυναμικό ιξώδες του ρευστού

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας h_c ορίζεται ως:

$$h_c = Nu \frac{\lambda}{D}$$

όπου:

λ συντελεστή μεταφοράς θερμότητας

Nu ο αριθμός Nusselt που εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds (Re), το συντελεστή τριβής (f), την τραχύτητα (C_r) και τον αριθμό Prandtl (Pr) που ορίζεται ως:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

όπου

C_p συντελεστής ειδικής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση

Από τα παραπάνω γίνεται σαφές πως δύο πολύ σημαντικοί παράγοντες είναι ο συντελεστής τριβής (f) και αριθμός Nusselt (Nu). Προκειμένου να υπολογιστεί ο συντελεστής τριβής, το AMEsim χρησιμοποιεί σχέσεις που βασίζονται στο διάγραμμα Moody και παρουσιάζονται παρακάτω.

$$f = \begin{cases} f_l & \text{if } Re \leq 2000 \\ (1 - \beta) f_l + \beta f_t & \text{if } Re > 2000 \text{ and } Re \leq 6000 \\ f_t & \text{else} \end{cases}$$

όπου

$$f_l = \max\left(10, \frac{64}{Re}\right)$$

$$f_t = \frac{1}{4 \left(\log\left(\frac{c_r/D}{3.7} + 5.74Re^{-0.9}\right) \right)^2}$$

και

$$\beta = \frac{1}{2} \left(\alpha \frac{3 + \alpha^2}{1 + 3\alpha^2} + 1 \right) \quad \alpha = \frac{Re}{4000} - \frac{1}{2}$$

Για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt (Nu) χρησιμοποιούνται οι σχέσεις

$$Nu = \begin{cases} \frac{1}{2} f_r Re Pr & \text{if } Re \leq 3500 \\ 9.2 Re^{0.2} & \text{if } Re > 3500 \text{ and } Re \leq 7115 \\ 0.07 Re^{3/4} & \text{else} \end{cases}$$

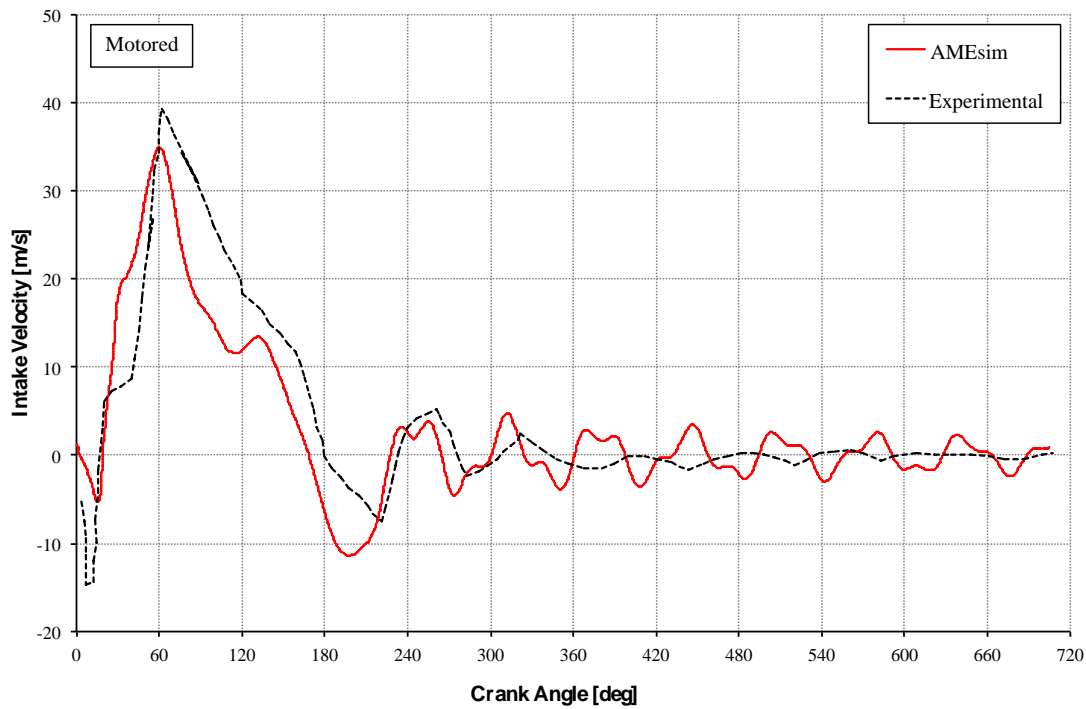
όπου

$$f_r = \min\left(0.25, \max\left(0.005, \frac{16}{Re}\right)\right)$$

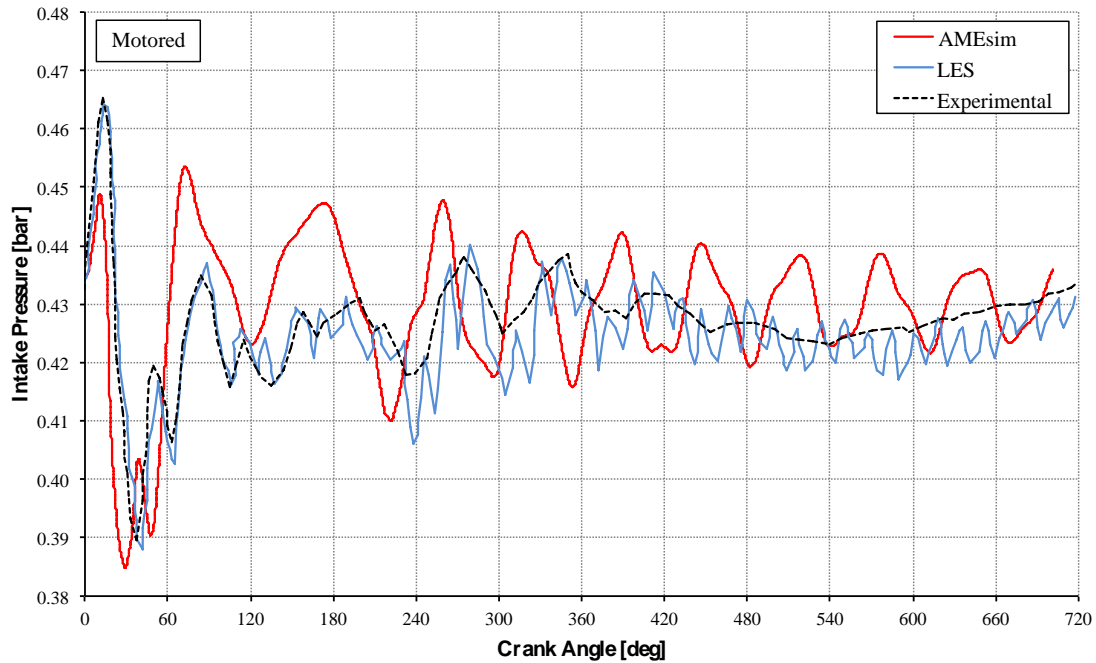
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 Παρουσίαση αποτελεσμάτων.

3.1 Ρυμουλκούμενος κινητήρας

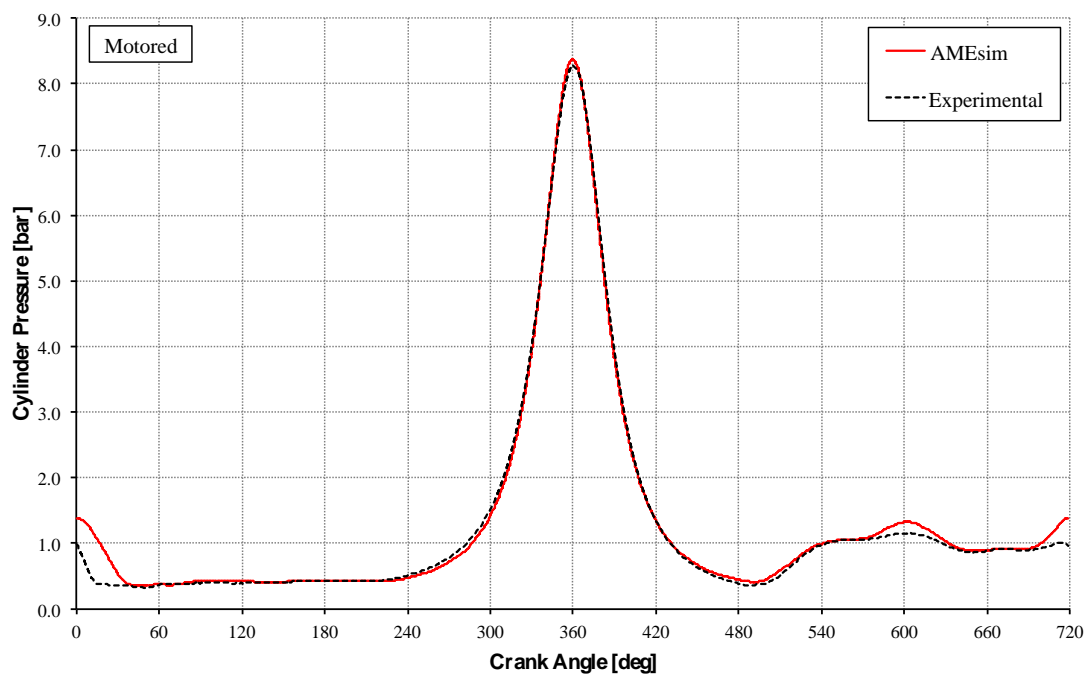
Αρχικά έγινε μία προσπάθεια προσομοίωσης για ρυμουλκούμενο κινητήρα (motored) και σύγκρισής του με τα διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα αλλά και με τα δεδομένα της τρισδιάστατης προσομοίωσης μεγάλων δινών (LES) από τη βιβλιογραφία (στις περιπτώσεις που αυτά είναι διαθέσιμα). Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα διαγράμματα που ακολουθούν.



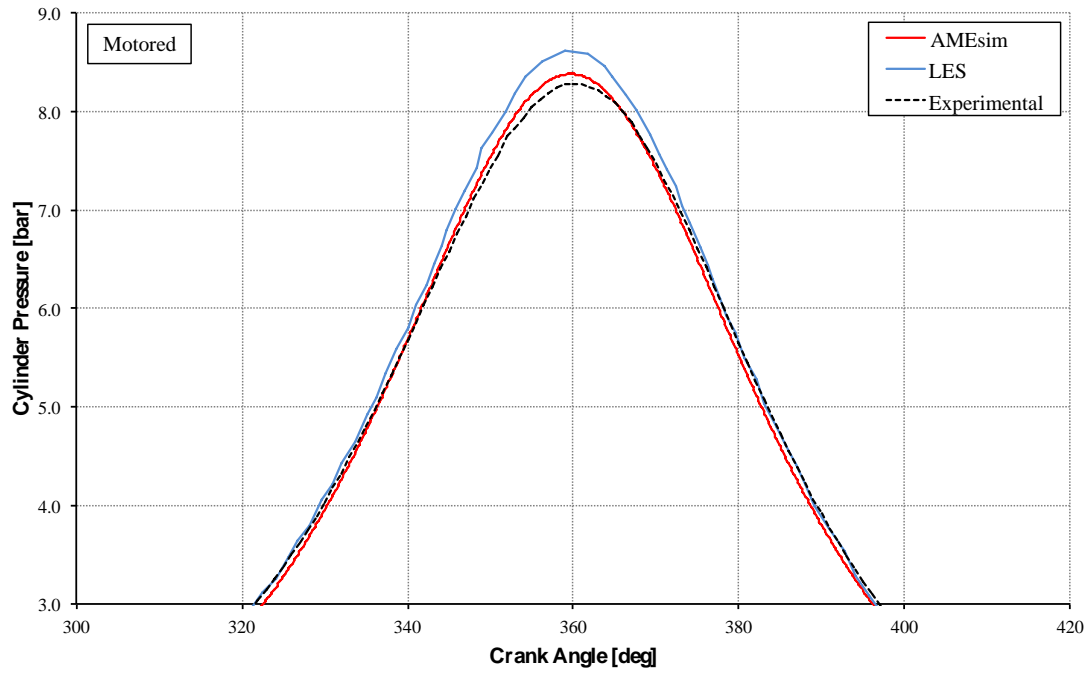
Σχήμα 11: Ταχύτητα του αέρα συναρτήσει της γωνίας στροφάλου στον αγωγό εισαγωγής για λειτουργία ρυμουλκούμενου κινητήρα. Σύγκριση υπολογισμένων (1D AMESim) και μετρημένων τιμών.



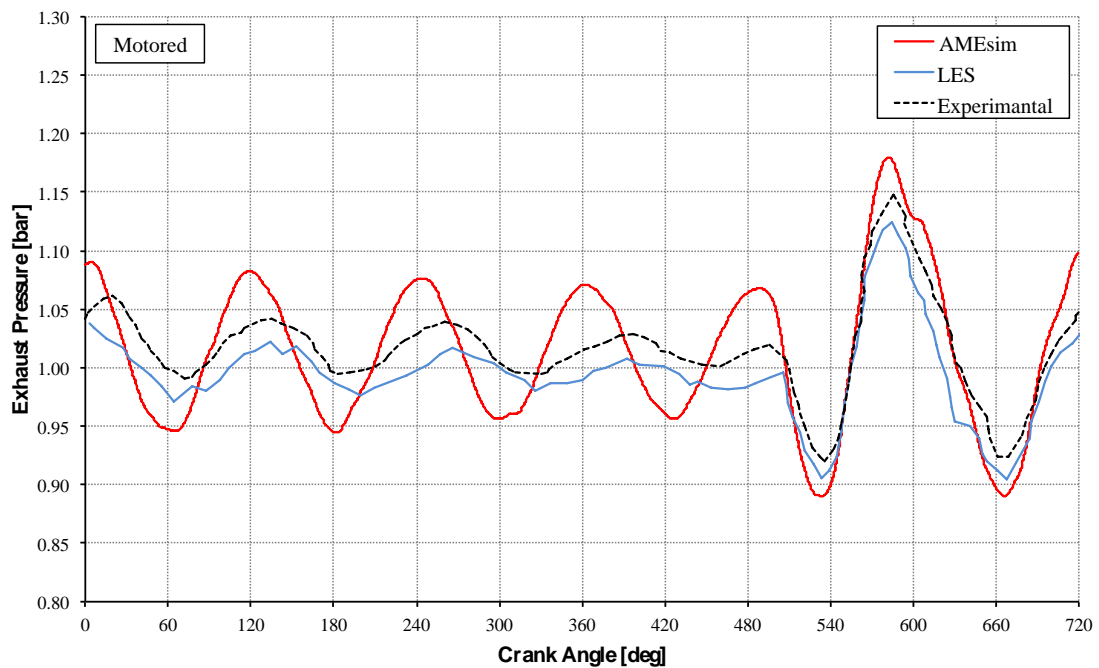
Σχήμα 12: Πίεση στον αγωγό εισαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία ρυμουλκούμενου κινητήρα. Σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim, 3D LES) και μετρημένων τιμών.



Σχήμα 13: Πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία ρυμουλκούμενου κινητήρα. Σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim) και μετρημένων τιμών.



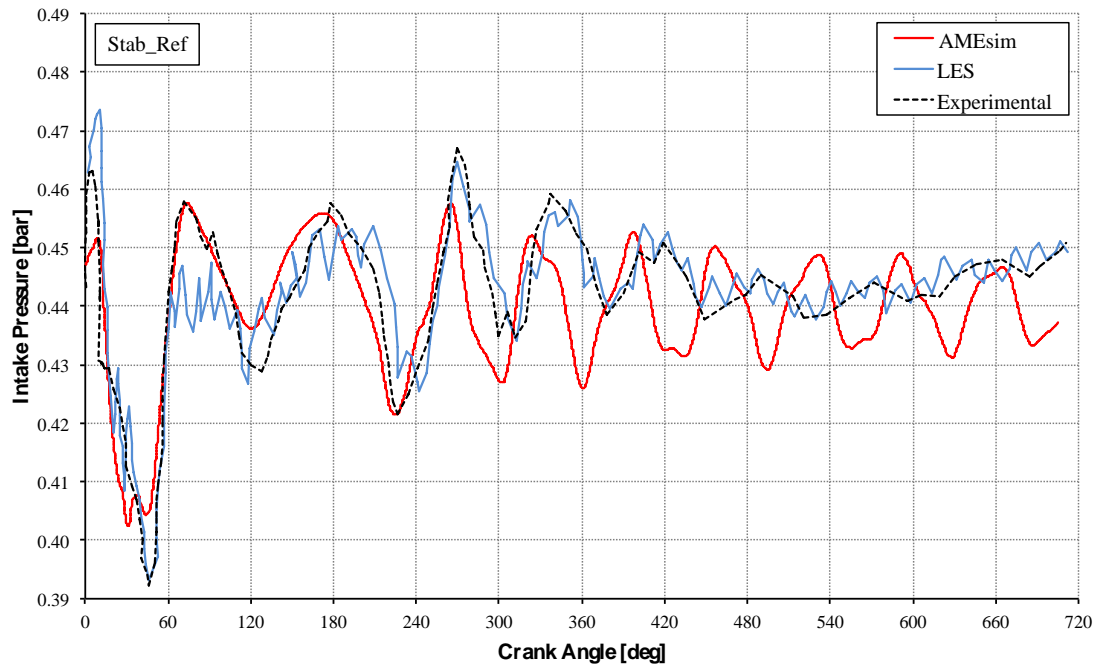
Σχήμα 14: Πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία ρυμουλκούμενου κινητήρα. Μεγέθυνση της περιοχής υψηλής πίεσης για ακριβή σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim, 3D LES) και μετρημένων τιμών.



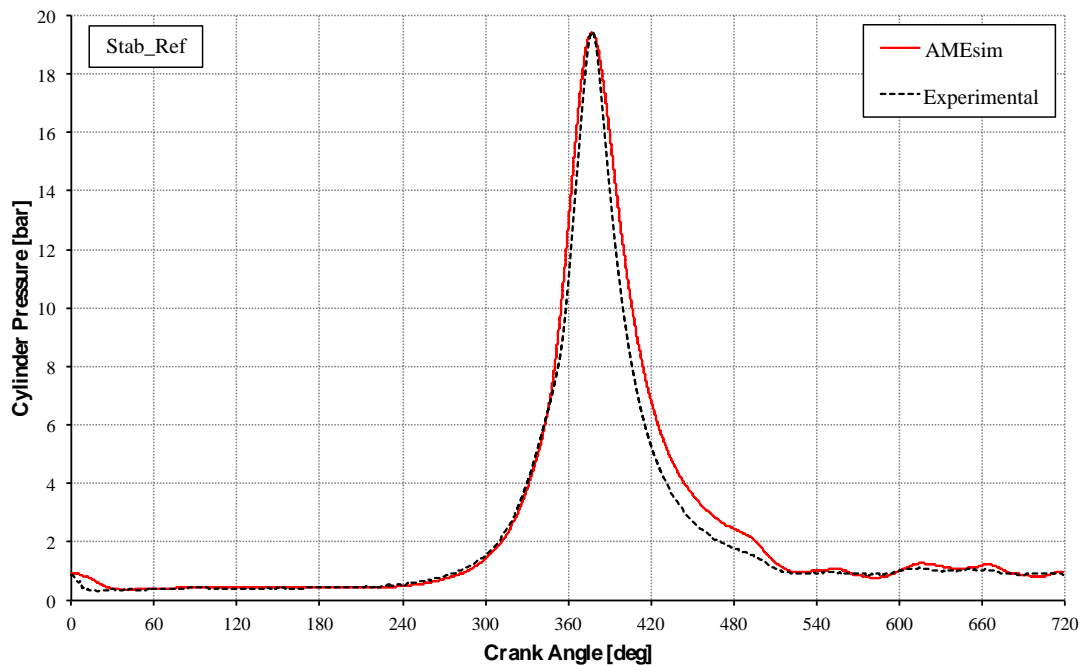
Σχήμα 15: Πίεση στον αγωγό εξαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία ρυμουλκούμενου κινητήρα. Σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim, 3D LES) και μετρημένων τιμών.

3.2 Σταθερό σημείο λειτουργίας

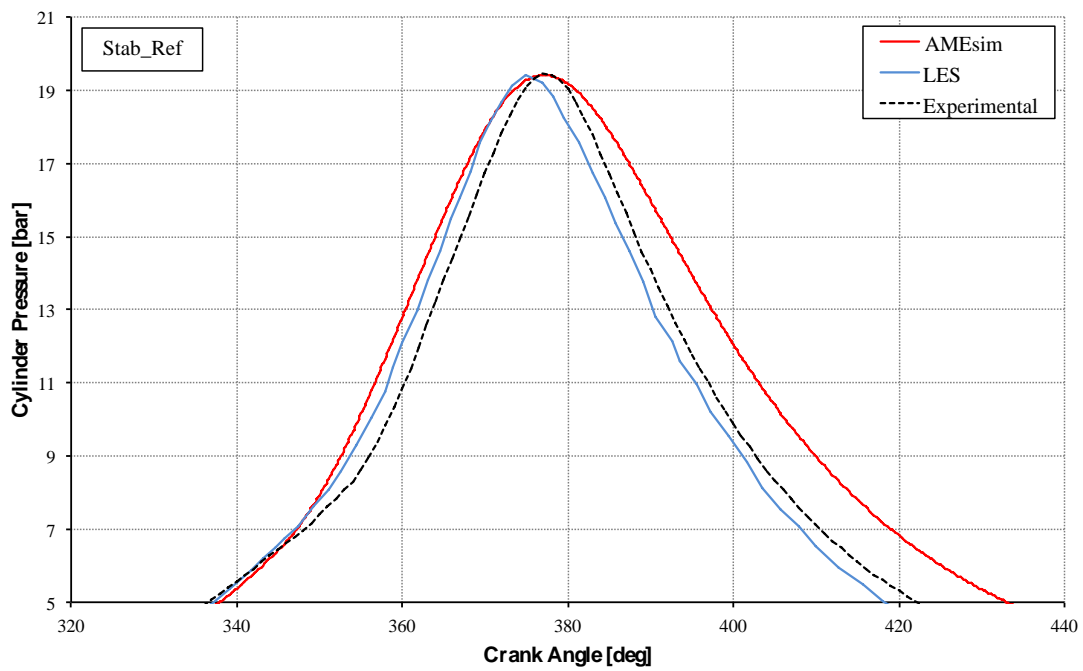
Η ίδια ανάλυση πραγματοποιήθηκε και για το σταθερό σημείο λειτουργίας “Stab_Ref” (βλ. Πίνακα 1 και 3) και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα διαγράμματα που ακολουθούν.



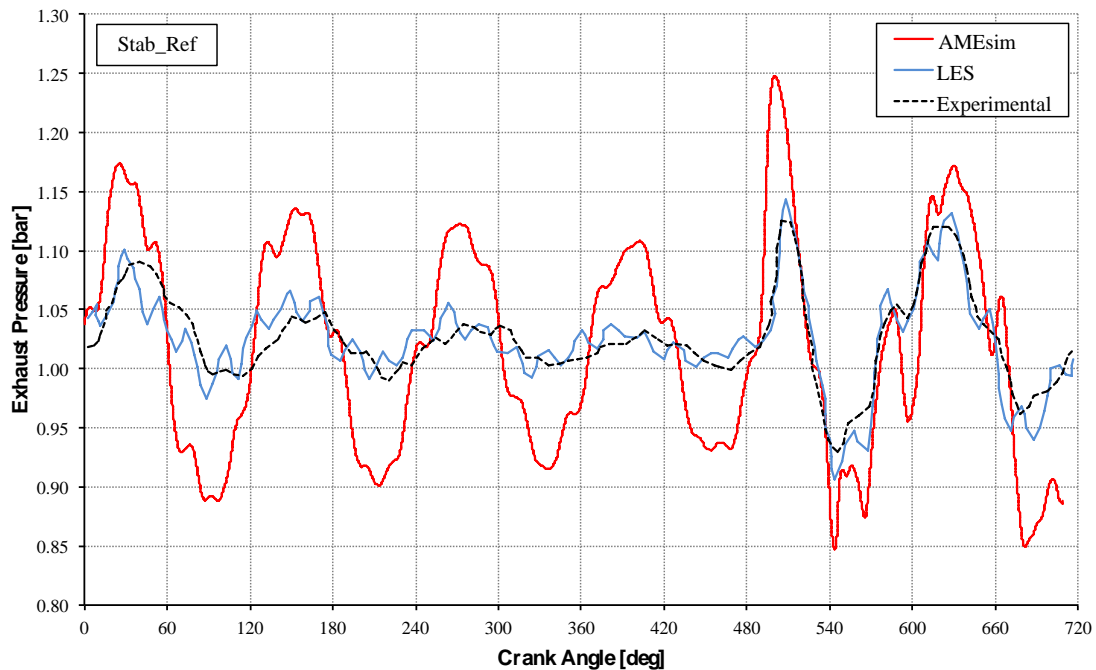
Σχήμα 16: Πίεση στον αγωγό εισαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία με καύση. Σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim, 3D LES) και μετρημένων τιμών.



Σχήμα 17: Πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία με καύση. Σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim) και μετρημένων τιμών



Σχήμα 18: Πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία με καύση. Μεγέθυνση της περιοχής υψηλής πίεσης για ακριβή σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim, 3D LES) και μετρημένων τιμών.



Σχήμα 19: Πίεση στον αγωγό εξαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για λειτουργία με καύση. Σύγκριση υπολογισμένων (1D AMEsim, 3D LES) και μετρημένων τιμών.

3.3 Αξιολόγηση αποτελεσμάτων

Από μια γενική αποτίμηση των αποτελεσμάτων που παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, η προσπάθεια προσομοίωσης της λειτουργίας του ερευνητικού κινητήρα SGE_{mac} κρίνεται επιτυχής, καθώς η μέγιστη τιμή του σφάλματος που εμφανίζεται δεν υπερβαίνει το 15%.

Πιο συγκεκριμένα, κατά τη λειτουργία του κινητήρα χωρίς καύση (σημείο «Motored», σχήματα 12 έως 15) η απόκλιση με τα πειραματικά δεδομένα είναι της τάξεως του 4% έως 10% και αυτό διότι υπήρχαν διαθέσιμα όλα τα απαιτούμενα χαρακτηριστικά του κινητήρα (πίνακας 1). Η μικρότερη απόκλιση παρατηρείται στις μετρήσεις στον κύλινδρο του κινητήρα. Οι μεγαλύτερες αποκλίσεις εντοπίζονται στους αγωγούς εισαγωγής και εξαγωγής που είναι και τα μόνα στοιχεία για τα οποία δεν είχαμε τόσο σαφή στοιχεία. Όσο αφορά το σταθερό σημείο λειτουργίας (σημείο «Stab_Ref», σχήματα 16 έως 19), το μέγιστο ποσοστιαίο σφάλμα δεν υπερβαίνει το 15%. Η μικρή αύξηση του σφάλματος σε σχέση με το ρυμουλκούμενο κινητήρα, οφείλεται στο γεγονός ότι στο σημείο αυτό έχουμε λειτουργία του κινητήρα με καύση, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η πολυπλοκότητα των υπολογισμών καθώς εισάγεται ένας μεγάλος αριθμός παραμέτρων που πρέπει να ρυθμιστούν/ελεγχθούν.

Στην παρουσίαση των αποτελεσμάτων εμπεριέχονται και τα αποτελέσματα (από τη βιβλιογραφία) από μία ακόμη μεθοδολογία τρισδιάστατης προσομοίωσης: το LES (Large Eddy Simulation – Προσομοίωση μεγάλων δινών). Από τα διαγράμματα γίνεται αντιληπτό πως η προσέγγιση των πειραματικών δεδομένων με το LES έχει σαφώς μεγαλύτερη ακρίβεια. Ο υπολογιστικός χρόνος όμως που απαιτείται για να πραγματοποιηθεί μια τέτοια ανάλυση είναι αρκετά μεγάλος (της τάξης κάποιων ωρών/ημερών) ενώ με τη μονοδιάστατη προσέγγιση που χρησιμοποιείται στο AMESim είναι μόνο μερικά λεπτά (στη συγκεκριμένη περίπτωση κάτω από τρία). Η ακρίβεια σε συνδυασμό με το λιγιστό αναλογικά χρόνο που απαιτείται για κάθε προσομοίωση, καθιστούν το συγκεκριμένου είδους λογισμικό, ένα ικανοποιητικό εργαλείο για τη διεξαγωγή έρευνας σε ένα κινητήρα

εσωτερικής καύσης. Με χρήση της μονοδιάστατης επίλυσης που προσφέρει το συγκεκριμένο λογισμικό δίνεται η δυνατότητα στους κατασκευαστές ενός κινητήρα να αποφασίζουν για τις τιμές συγκεκριμένων παραμέτρων και χαρακτηριστικών λειτουργίας του κινητήρα εύκολα, οικονομικά και γρήγορα, και το σημαντικότερο προτού ακόμη κατασκευαστεί κάποιο πρότυπο φυσικό μοντέλο του κινητήρα.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. G. Woschni, “Einfluß von Rußablagerungen auf den Wärmeübergang zwischen Arbeitsgas und Wand im Dieselmotor”, in proceedings to “Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors”, Graz, 1991
2. G. Woschni, “A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines”, SAE 6700931
3. K. J. Patton, R. G. Nitschke, and J. B. Heywood, “Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines” SAE Paper No. 89-083
4. C. Lacour, C. Pera, B. Enaux, O. Vermorel, C. Angelberger, T. Poinso, “Exploring cyclic variability in a spark-ignition engine using experimental techniques, system simulation and Large-Eddy Simulation”, European Combustion Meeting 2009, 2009
5. J. B. Heywood, “Internal Combustion Engines Fundamentals”, Mc Graw Hill Publication, 1988
6. M. Metghalchi, and J. C., Keck, “Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, iso-octane, and indolene at High Pressure and Temperature, Combustion and Flame”, 48, 191-210, 1982
7. O. Colin, A. Benkenida and C. Angelberger "A 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines", Oil and Gas Science and Technology, vol.58, pp.47-62, 2003
8. F. A. Lafossas, " Application of a New 1d Combustion Model to Gasoline Transient Engine Operation", SAE paper 2005-01-2107, 2005
9. S. Candel & T. Poinso, Comb. Sci. & Tech., 1990
10. D.E. Winterborne and R.J. Pearson, “Theory of Engine Manifold Design – Wave Action Methods for IC Engine”, Professional Engineering Publishing Limited, 2000
11. R.S. Benson, “The Thermodynamics and Gas Dynamic of Internal Combustion Engines”, CLARENDON PRESS-OXFORD, 1982
12. J.M. Corberan , “A new constant pressure model for N-branch junctions”, Proc.Instn.Mech.Engrs , 1992
13. T. Morimune et al. “Study of gas flow in exhaust system of actual turbocharger 4-cycle diesel engine”, Bull JSME , 1982
14. M. Chapman, J.M. Novak, and , RA. Stein, “Numerical modelling of inlet and exhaust flows in multi-cylinder internal combustion engines”, Flows in internal combustion engines ASME Winter annual Meeting, 1982

15. R.J. Pearlson, “Numerical methods for simulating gas dynamic in engine manifolds”, PhD thesis, UMIST, Manchester, 1994
16. M. Takizawa, T. Uno, T. Oue, T. Yura, “A study of gas exchange process simulation of an automotive multi-cylinder internal combustion engine”, SAE Paper 820410, 1982
17. C. Angelberger, “LESSCCV Large-Eddy and System Simulation to predict Cyclic Combustion Variability in gasoline engines”, Project Overview for the ISB, 2011
18. B. Enaux, V. Granet, O. Vermorel, C. Lacour, C. Pera, C. Angelberger, T. Poinsot, “LES study of cycle-to-cycle variations in a spark ignition engine”, [Proceedings of the Combustion Institute 33 \(2011\) 3115–3122](#), 2011
19. “AMESim Reference Manual”, LMS engineering innovation, 2010