



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

---

**ΔΙΕΡΕΥΝΥΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ ΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ  
ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ 2-Χ  
ΝΑΥΤΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΤΗΖΕΛ ΠΡΟΩΣΗΣ ΚΑΙ 4-Χ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ  
ΝΤΗΖΕΛ ΗΛΕΚΤΡΟΠΑΡΑΓΩΓΗΣ**

---

Χατζημωράκης Δ. Αναστάσιος

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:

Δημήτριος Θ. Χουντάλας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Φεβρουάριος 2018





National Technical University of Athens  
School of Mechanical Engineering  
Department of Thermal Engineering  
Laboratory of Internal Combustion Engines

DIPLOMA THESIS

---

**INVESTIGATION FOR THE EFFECT OF FUEL INJECTION TIMING  
VARIATION ON THE PERFORMANCE OF TWO STROKE MARINE  
PROPULSION AND FOUR STROKE AUXILIARY DIESEL ENGINES**

---

Chatzimosakos D. Anastasios

SUPERVISOR:

Dr. Dimitrios T. Hountalas, Professor NTUA

Athens, February 2018



# ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Με την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας ολοκληρώνεται ο προπτυχιακός κύκλος σπουδών μου στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Δημήτριο Χουντάλα για την ανάθεση της διπλωματικής εργασίας και για τη συνεχή και πολύτιμη καθοδήγηση του καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Ευάγγελο Γιακουμή για τις γνώσεις που μου προσέφερε στο αντικείμενο των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. μέσω της διδασκαλίας του, καθώς και τον καθηγητή κ. Κωνσταντίνο Ρακόπουλο για το πλούσιο συγγραφικό του έργο.

Σε προσωπικό επίπεδο, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για τη συμπαράσταση που μου παρείχε καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου καθώς και τους φίλους μου, που με βοήθησαν να ανταπεξέλθω στις φοιτητικές μου υποχρεώσεις. Κλείνοντας, θέλω να αφιερώσω την παρούσα διπλωματική εργασία στη γιαγιά μου, Μαρία, η οποία με την υποστήριξη της συνέβαλε καθοριστικά στην αποπεράτωση των σπουδών μου.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>1</b>	<b>ΕΙΣΑΓΩΓΗ</b> .....	<b>1</b>
1.1	Σκοπός της εργασίας .....	1
<b>2</b>	<b>ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL</b> .....	<b>2</b>
2.1	Εισαγωγή-σύνομη ιστορική αναδρομή των ΜΕΚ.....	2
2.2	Εξωτερική λειτουργία κινητήρων Diesel.....	3
2.3	Κύκλοι λειτουργίας κινητήρων Diesel.....	6
2.3.1	Ιδανικός κύκλος λειτουργίας .....	6
2.3.2	Πραγματικός κύκλος λειτουργίας.....	7
2.4	Γενική περιγραφή της καύσης σε κινητήρες Diesel.....	12
2.4.1	Συνθήκες και απαιτήσεις της καύσης.....	12
2.4.2	Στάδια της καύσης .....	12
2.5	2-Χ ναυτικοί κινητήρες Diesel .....	15
2.5.1	Βασικά χαρακτηριστικά βραδύστροφων ναυτικών κινητήρων .....	15
2.5.2	Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση.....	18
2.5.3	Παρακολούθηση λειτουργίας.....	21
2.6	Σύνομη περιγραφή των εξεταζόμενων κινητήρων .....	23
<b>3</b>	<b>ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΤΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL</b> .....	<b>26</b>
3.1	Ρύθμιση φορτίου και απαιτήσεις έγχυσης καυσίμου .....	26
3.2	Αντλίες καυσίμου .....	29
3.2.1	Κατηγορίες αντλιών καυσίμου .....	29
3.2.2	Ατομική αντλία τύπου Bosch .....	31
3.2.3	Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα .....	33
3.2.4	Αντλία διανομής τύπου Bosch.....	34
3.2.5	Αντλία κοινού οχετού .....	36
3.3	Εγχυτήρες καυσίμου .....	38
3.4	Συστήματα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης καυσίμου δίχρονων βραδύστροφων κινητήρων Diesel.....	41
<b>4</b>	<b>ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ ΔΙΑΓΝΩΣΤΙΚΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ</b> .....	<b>45</b>
4.1	Εισαγωγή .....	45
4.2	Περιγραφή του προσομοιωτή του λογισμικού.....	45

<b>5</b>	<b>ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΗΣ ΠΡΟΒΛΕΠΤΙΚΗΣ ΙΚΑΝΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ</b> .....	<b>50</b>
5.1	Εισαγωγή .....	50
5.2	Παρουσίαση των αποτελεσμάτων των εργοστασιακών δοκιμών των δύο εξεταζόμενων κινητήρων-ρυθμίσεις στο λογισμικό προσομοίωσης .....	50
5.3	Σύγκριση των αποτελεσμάτων προσομοίωσης με τα αντίστοιχα των εργοστασιακών δοκιμών του 2-Χ ναυτικού κινητήρα .....	52
5.3.1	Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που σχετίζονται με την απόδοση κυλίνδρου .....	52
5.3.2	Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που σχετίζονται με το σύστημα εισαγωγής.....	55
5.3.3	Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που σχετίζονται με το σύστημα εξαγωγής .....	59
5.4	Σύγκριση των αποτελεσμάτων προσομοίωσης με τα αντίστοιχα των εργοστασιακών δοκιμών του 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής.....	62
5.5	Συμπεράσματα για την προβλεπτική ικανότητα του λογισμικού .....	65
<b>6</b>	<b>ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ ΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ</b> .....	<b>66</b>
6.1	Εισαγωγή .....	66
6.2	Παρουσίαση και αξιολόγηση της διερεύνησης για το 2-Χ ναυτικό κινητήρα.....	67
6.2.1	Διερεύνηση με ενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή .....	67
6.2.2	Διερεύνηση με απενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή .....	77
6.2.3	Διερεύνηση για διάφορες τιμές της πίεσης σάρωσης .....	87
6.3	Παρουσίαση και αξιολόγηση της διερεύνησης για τον 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής.....	94
<b>7</b>	<b>ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ</b> .....	<b>102</b>
	<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</b> .....	<b>104</b>

# ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 2.1 Ο πρώτος κινητήρας Diesel.....	2
Σχήμα 2.2 Κινηματικός μηχανισμός εμβόλου-διωστήρα-στροφάλου .....	3
Σχήμα 2.3 Χρόνοι λειτουργίας ενός 4-Χ κινητήρα Diesel .....	4
Σχήμα 2.4 Χρόνοι λειτουργίας ενός 2-Χ κινητήρα Diesel .....	5
Σχήμα 2.5 Διάγραμμα ιδανικού κύκλου Diesel .....	6
Σχήμα 2.6 Διάγραμμα ιδανικού μεικτού κύκλου .....	7
Σχήμα 2.7 Αριστερά: Μηχανικός δυναμοδείκτης, Δεξιά: Ηλεκτρονικός δυναμοδείκτης .....	8
Σχήμα 2.8 Διάγραμμα P-V 4-Χ κινητήρα Diesel .....	9
Σχήμα 2.9 Διάγραμμα P-V 2-Χ κινητήρα Diesel .....	9
Σχήμα 2.10 Στάδια της καύσης σε τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel ...	14
Σχήμα 2.11 Τομή δίχρονου βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα .....	16
Σχήμα 2.12 Ο ισχυρότερος βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας έως σήμερα.....	16
Σχήμα 2.13 Βελτίωση βασικών λειτουργικών παραμέτρων βραδύστροφων κινητήρων κατά την διάρκεια 30 ετών .....	17
Σχήμα 2.14 Διατάξεις απόπλυσης με τα αντίστοιχα διαγράμματα χρονισμού μεγάλων βραδύστροφων κινητήρων Diesel .....	18
Σχήμα 2.15 Τυπικό διάγραμμα χρονισμού δίχρονου βραδύστροφου κινητήρα .....	19
Σχήμα 2.16 Διάταξη συστήματος υπερπλήρωσης ναυτικού κινητήρα .....	20
Σχήμα 2.17 Σημεία λήψης μετρήσεων βασικών παραμέτρων ενός 2-Χ βραδύστροφου κινητήρα.....	21
Σχήμα 2.18 2-Χ βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας.....	24
Σχήμα 2.19 4-Χ κινητήρας ηλεκτροπαραγωγής.....	25
Σχήμα 3.1 δυναμοδεικτικό διάγραμμα p-φ κινητήρα Diesel για διάφορα φορτία λειτουργίας .....	26
Σχήμα 3.2 Τυπική διάταξη συστήματος προσαγωγής του καυσίμου .....	27
Σχήμα 3.3 Μεταβολή της προπορεία έγχυσης καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου .....	28
Σχήμα 3.4 Σύστημα προσαγωγής καυσίμου τετράχρονου κινητήρα Diesel. ....	30
Σχήμα 3.5 Ατομική αντλία καυσίμου τύπου Bosch .....	31
Σχήμα 3.6 Ρύθμιση της θέσης της ελικοειδούς εγκοπής μέσω του ρυθμιστικού κανόνα...32	
Σχήμα 3.7 Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα .....	33
Σχήμα 3.8 Θέσεις της ελικοειδούς εγκοπής για διάφορα φορτία (πάνω) και θέσεις διαδρομής εμβόλου της αντλίας (κάτω) .....	34
Σχήμα 3.9 Αντλία καυσίμου διανομής τύπου Bosch .....	35
Σχήμα 3.10 Σύστημα έγχυσης κοινού οχετού τετράχρονου κινητήρα Diesel .....	36
Σχήμα 3.11 Διάταξη συστήματος κοινού οχετού σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα. ....	37
Σχήμα 3.12 Κλειστός εγχυτήρας τύπου Bosch.....	38
Σχήμα 3.13 Διαμόρφωση ακροφυσίου εγχυτήρων .....	39



Σχήμα 3.14 Διατάξεις ακροφυσίων από εγχυτήρες δίχρονων βραδύστροφων κινητήρων .....	40
Σχήμα 3.15 Αντλία καυσίμου δίχρονου βραδύστροφου κινητήρα.....	41
Σχήμα 3.16 Μεταβολή του χρονισμού έγχυσης καυσίμου και της πίεσης καύσης σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα .....	42
Σχήμα 3.17 Μηχανικό-πνευματικό σύστημα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης .....	43
Σχήμα 3.18 Επίδραση της πίεσης σάρωσης στην πίεση καύσης και στον χρονισμό έγχυσης καυσίμου .....	44
Σχήμα 4.1 Επιλογή του προσομοιωτή (Engine Simulator).....	46
Σχήμα 4.2 Καθορισμός της κατάστασης των υποσυστημάτων του κινητήρα .....	46
Σχήμα 4.3 Καθορισμός των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα .....	47
Σχήμα 4.4 Καθορισμός των ιδιοτήτων του καυσίμου .....	48
Σχήμα 4.5 Αποτελέσματα προσομοίωσης .....	49
Σχήμα 5.1 Διάγραμμα σύγκρισης της αποδιδόμενης ισχύος συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	52
Σχήμα 5.2 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης συμπίεσης κυλίνδρου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	53
Σχήμα 5.3 Διάγραμμα σύγκρισης της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα .....	54
Σχήμα 5.4 Διάγραμμα σύγκρισης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	55
Σχήμα 5.5 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης σάρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	56
Σχήμα 5.6 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας σάρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα .....	56
Σχήμα 5.7 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας εισόδου του αέρα στο ψυγείο συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα .....	57
Σχήμα 5.8 Διάγραμμα σύγκρισης της πτώσης πίεσης στο φίλτρο αέρα συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	57
Σχήμα 5.9 Διάγραμμα σύγκρισης της πτώσης πίεσης στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	58
Σχήμα 5.10 Διάγραμμα σύγκρισης της ταχύτητας περιστροφής του στρόβιλο-υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	59
Σχήμα 5.11 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	60
Σχήμα 5.12 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης αντίθλιψης στον οχετό εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	60
Σχήμα 5.13 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας εξόδου καυσαερίων των κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	61
Σχήμα 5.14 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας καυσαερίων στην είσοδο του υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	61
Σχήμα 5.15 Διάγραμμα σύγκρισης της αποδιδόμενης ισχύς της γεννήτριας συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής.....	63

Σχήμα 5.16 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης συμπίεσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής.....	63
Σχήμα 5.17 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης καύσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής.....	64
Σχήμα 6.1 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 25% (T/C Simulation Enabled) .....	68
Σχήμα 6.2 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 50% (T/C Simulation Enabled) .....	69
Σχήμα 6.3 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 75% (T/C Simulation Enabled) .....	70
Σχήμα 6.4 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 90% (T/C Simulation Enabled) .....	71
Σχήμα 6.5 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 100% (T/C Simulation Enabled) .....	72
Σχήμα 6.6 Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% .....	75
Σχήμα 6.7 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% .....	75
Σχήμα 6.8 Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100%.....	76
Σχήμα 6.9 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 25% (T/C Simulation Disabled).....	78
Σχήμα 6.10 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 50% (T/C Simulation Disabled).....	79
Σχήμα 6.11 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 75% (T/C Simulation Disabled).....	80
Σχήμα 6.12 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 90% (T/C Simulation Disabled).....	81
Σχήμα 6.13 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 100% (T/C Simulation Disabled).....	82
Σχήμα 6.14 Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% (T/C Simulation Disabled) .....	85
Σχήμα 6.15 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% (T/C Simulation Disabled) .....	85
Σχήμα 6.16 Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% (T/C Simulation Disabled).....	86
Σχήμα 6.17 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 25%.....	88
Σχήμα 6.18 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 50%.....	89
Σχήμα 6.19 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 75%.....	90
Σχήμα 6.20 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 90%.....	91
Σχήμα 6.21 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κίνητρα 100%.....	92

Σχήμα 6.22 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 25%	95
Σχήμα 6.23 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 50%	96
Σχήμα 6.24 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 75%	97
Σχήμα 6.25 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 100%	98
Σχήμα 6.26 Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75 και 100%	99
Σχήμα 6.27 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75 και 100%	99
Σχήμα 6.28 Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75 και 100%	100

## ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 2.1 Τεχνικά χαρακτηριστικά του 2-Χ κινητήρα	23
Πίνακας 2.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά του 4-Χ κινητήρα	24
Πίνακας 5.1 Αποτελέσματα των εργοστασιακών δοκιμών για το 2-Χ ναυτικό κινητήρα	50
Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα των εργοστασιακών δοκιμών για τον 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής	51
Πίνακας 6.1 Ρυθμός μεταβολής της πίεσης καύσης στα εξεταζόμενα φορτία λειτουργίας	73
Πίνακας 6.2 Σύγκριση του ρυθμού μεταβολής της πίεσης καύσης μεταξύ των δύο περιπτώσεων χρήσης του λογισμικού	83
Πίνακας 6.3 ρυθμός μεταβολής της πίεσης καύσης στα εξεταζόμενα φορτία για τον 4-Χ κινητήρα	101

# ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η διπλωματική εργασία οργανώνεται σε επτά κεφάλαια ως ακολούθως:

Το πρώτο κεφάλαιο αποτελεί την εισαγωγή όπου παρουσιάζεται ο σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στις βασικές αρχές των κινητήρων Diesel καθώς και στα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά των δίχρονων ναυτικών κινητήρων. Στο τέλος, γίνεται μία σύντομη περιγραφή των κινητήρων που εξετάζονται για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας.

Το τρίτο κεφάλαιο αναφέρεται στα συστήματα και στις διεργασίες έγχυσης των κινητήρων Diesel. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται ο τρόπος ρύθμισης του φορτίου σε αυτούς τους κινητήρες, οι κατηγορίες των αντλιών καυσίμου και των εγχυτήρων και στο τέλος τα συστήματα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης καυσίμου των δίχρονων ναυτικών κινητήρων.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται μία συνοπτική παρουσίαση του διαγνωστικού λογισμικού που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση της λειτουργίας των δύο εξεταζόμενων κινητήρων.

Στο πέμπτο κεφάλαιο αξιολογείται η προβλεπτική ικανότητα του προσομοιωτή του λογισμικού μέσω της σύγκρισης των αποτελεσμάτων του με τα αντίστοιχα που προέκυψαν κατά την διεξαγωγή των επίσημων εργοστασιακών δοκιμών των κινητήρων.

Στο έκτο κεφάλαιο διερευνάται η επίδραση της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης καυσίμου στη λειτουργική συμπεριφορά των κινητήρων. Αρχικά, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την παραπάνω διερεύνηση για τον εκάστοτε κινητήρα και στη συνέχεια αξιολογούνται ώστε να εξαχθούν τα απαραίτητα συμπεράσματα.

Στο έβδομο κεφάλαιο συνοψίζονται τα βασικά συμπεράσματα που προέκυψαν από την παρούσα εργασία.

# 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

## 1.1 Σκοπός της εργασίας

Το κόστος καυσίμου έχει την υψηλότερη συνεισφορά ως ποσοστό επί του συνολικού κόστους λειτουργίας ενός πλοίου. Η παγκόσμια οικονομική κατάσταση και η αυξανόμενη τιμή του πετρελαίου έχει ασκήσει μεγάλη πίεση στους κατασκευαστές ναυτικών κινητήρων ωθώντας τους στην αναζήτηση νέων λύσεων για τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου. Μία συνήθης τεχνική που χρησιμοποιείται για το σκοπό αυτό είναι η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης καυσίμου.

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση της επίδρασης της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης καυσίμου στη λειτουργική συμπεριφορά κινητήρων Diesel. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στις ποσοστιαίες μεταβολές των παραμέτρων στα διάφορα φορτία που εξετάζονται, ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα για όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Μείζονος σημασίας είναι η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου διατηρώντας ταυτόχρονα την πίεση καύσης εντός των επιτρεπτών ορίων, το οποίο αποτελεί απαραίτητη προϋπόθεση για την ασφαλή λειτουργία του κινητήρα.

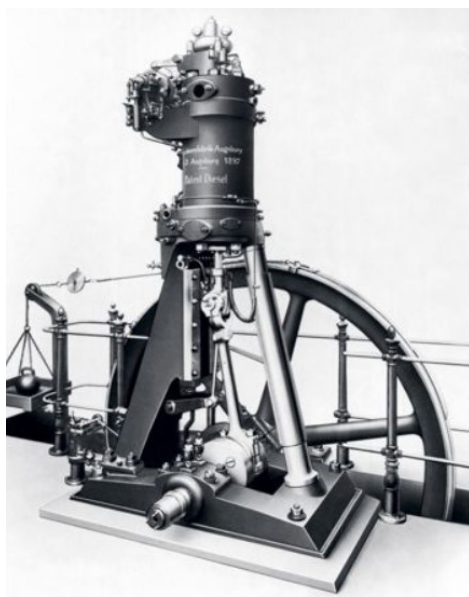
Στα πλαίσια της εργασίας πρόκειται να μελετηθούν δύο κινητήρες, ένας δίχρονος βραδύστροφος, που χρησιμοποιείται για πρόωση πλοίου και ένας τετράχρονος μεσόστροφος, ο οποίος είναι συζευγμένος με γεννήτρια και χρησιμοποιείται για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Για το σκοπό αυτό γίνεται χρήση διαγνωστικού λογισμικού που έχει αναπτυχθεί από τον καθηγητή κ. Δημήτριο Χουντάλα. Αρχικά, εξετάζεται η προβλεπτική ικανότητα του προσομοιωτή του λογισμικού και στη συνέχεια μελετάται η επίδραση της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης καυσίμου σε βασικές παραμέτρους λειτουργίας των δύο κινητήρων. Μεγαλύτερη βαρύτητα δίνεται στο δίχρονο ναυτικό κινητήρα, στον οποίο πραγματοποιείται η παραπάνω διερεύνηση πρώτα με ενεργοποιημένη και στη συνέχεια με απενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή, ενώ στο τέλος επαναλαμβάνεται μεταβάλλοντας ταυτόχρονα και την πίεση σάρωσης.

## 2 ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

### 2.1 Εισαγωγή-σύντομη ιστορική αναδρομή των ΜΕΚ

Στόχος των θερμικών μηχανών είναι η παραγωγή μηχανικού έργου από την θερμική ενέργεια που παραλαμβάνεται από την καύση, αξιοποιώντας τη διαθέσιμη χημική ενέργεια των καυσίμων. Ως μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) ορίζονται οι θερμικές μηχανές, όπου τα προϊόντα της καύσης του αέρα με το καύσιμο αποτελούν απευθείας το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της θερμικής ισχύος. Η απλή κατασκευή των εμβολοφόρων ΜΕΚ τις καθιστά κατάλληλες για ένα μεγάλο φάσμα εφαρμογών. Ειδικά στο τομέα των μεταφορών έχουν σχεδόν αποκλειστικό ρόλο καθώς χρησιμοποιούνται σε αυτοκίνητα, πλοία, τρένα, καθώς και σε αεροπλάνα χαμηλής ταχύτητας.

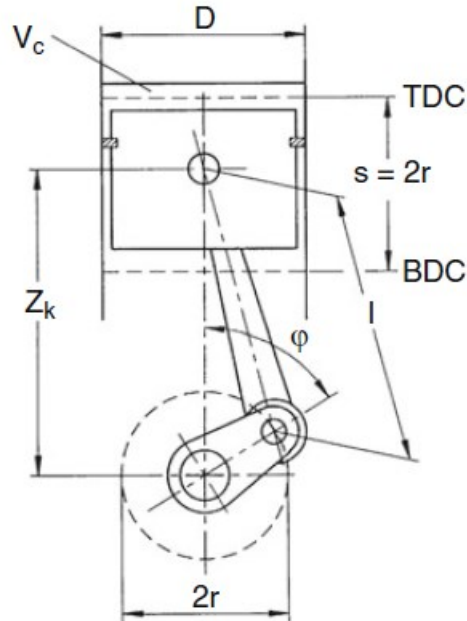
Οι συνεχώς αυξανόμενες ανάγκες της βιομηχανίας καθώς οι περιορισμοί που έθεταν οι ατμομηχανές οδήγησαν την έρευνα προς την ανάπτυξη των εμβολοφόρων ΜΕΚ. Το 1876 ο Nicolaus August Otto κατασκεύασε τον πρώτο 4-Χ κινητήρα έναυσης με σπινθήρα, οι αρχές λειτουργίας του οποίου αποτελούν βάσεις πάνω στις οποίες λειτουργούν οι βενζινοκινητήρες ακόμα και σήμερα. Ο κινητήρας έναυσης με συμπίεση εφευρέθηκε το 1892 από τον Rudolph Diesel με την πρώτη επιτυχημένη κατασκευή του να πραγματοποιείται το 1897. Ο κινητήρας ήταν μονοκύλινδρος, ζύγιζε 5 τόνους και απέδιδε ισχύ 20 ίππων στις 172 στροφές ανά λεπτό με βαθμό απόδοσης 26.2%. Η ανακάλυψη του κινητήρα Diesel ήταν καθοριστικής σημασίας για την ανάπτυξη της ναυτιλίας. Το πρώτο ωκεανοπόρο εμπορικό πλοίο με εγκατεστημένο κινητήρα Diesel ήταν το Selandia, το οποίο ναυπηγήθηκε το 1912.



Σχήμα 2.1 Ο πρώτος κινητήρας Diesel

## 2.2 Εξωτερική λειτουργία κινητήρων Diesel

Όλες οι διεργασίες των εμβολοφόρων ΜΕΚ πραγματοποιούνται στον ίδιο χώρο μέσω της χρήσης του μηχανισμού εμβόλου-διωστήρα-στροφάλου, όπως απεικονίζεται στο σχήμα 2.2



Σχήμα 2.2 Κινηματικός μηχανισμός εμβόλου-διωστήρα-στροφάλου

Το έμβολο εκτελεί παλινδρομική κίνηση εντός του κυλίνδρου και η αντιστροφή της κίνησης του επιτυγχάνεται μέσω της ακινητοποίησης του σε δύο ορισμένες θέσεις. Αυτές οι θέσεις καλούνται άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) και κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ), όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.2. Κάθε διαδρομή του εμβόλου από το ένα νεκρό σημείο στο άλλο χαρακτηρίζεται ως χρόνος λειτουργίας και αντιστοιχεί σε μισή στροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου.

Συμβολίζοντας με  $D$  τη διάμετρο του εμβόλου,  $r$  την ακτίνα την στροφάλου και  $s$  την διαδρομή στου εμβόλου μπορούμε στην συνέχεια να παρουσιάσουμε κάποια βασικά μεγέθη του εμβολοφόρου κινητήρα.

Ο όγκος εμβολισμού  $V_h$  δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου που σαρώνεται από το έμβολο κατά τη διάρκεια μια διαδρομής είναι

$$V_h = \pi \frac{D^2}{4} S \quad (2.1)$$

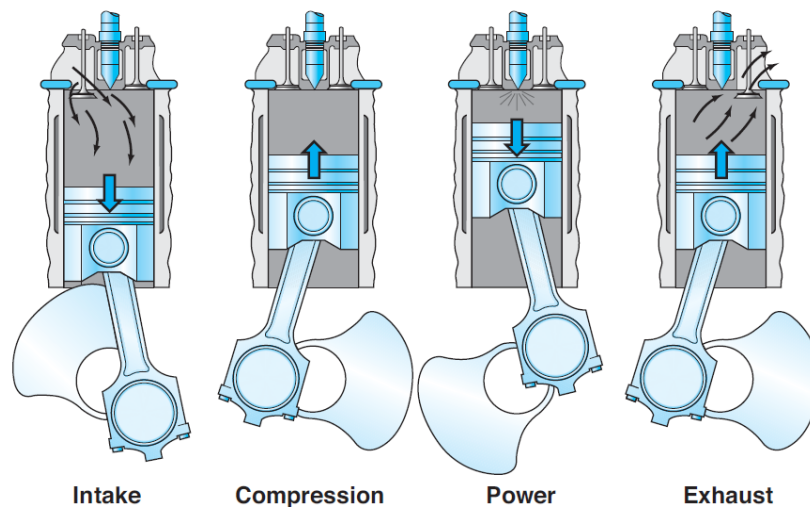
Ως επιζήμιος όγκος  $V_c$  ορίζεται ο όγκος του κυλίνδρου πάνω από την κεφαλή του εμβόλου, όταν βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο.

Μέσω των δύο παραπάνω μεγεθών μπορούμε να ορίσουμε τον βαθμό συμπίεσης  $\varepsilon$  ως

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2.2)$$

Ως προς την εξωτερική λειτουργία οι εμβολοφόροι κινητήρες διακρίνονται σε τετράχρονους (4-Χ) και δίχρονους (2-Χ).

Στους 4-Χ κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί δύο πλήρεις περιστροφές, δηλαδή  $720^\circ$  της στροφαλοφόρου ατράκτου. Η πλήρωση και η εκκένωση του κυλίνδρου ρυθμίζεται από τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα, ενώ η έναρξη της καύσης ρυθμίζεται από τους εγχυτήρες και την αντλία καυσίμου. Τα παραπάνω όργανα λαμβάνουν κίνηση από την εκκεντροφόρο άτρακτό, η οποία κινείται από την στροφαλοφόρο άτρακτο με το μισό της ταχύτητας της. Οι χρόνοι λειτουργίας ενός 4-Χ κινητήρα Diesel είναι οι εξής: Αρχικά το έμβολο ξεκινάει από το ΑΝΣ έχοντας ανοιχτή την βαλβίδα εισαγωγής και καθώς κινείται προς το ΚΝΣ επιτυγχάνεται η πλήρωση του κυλίνδρου, λόγω της υποπίεσης που δημιουργεί η καθοδική κίνηση του εμβόλου. (1<sup>ος</sup> χρόνος-Εισαγωγή). Όταν το έμβολο φτάσει κοντά στο ΚΝΣ, κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής ώστε να στεγανοποιηθεί ο κύλινδρος (2<sup>ος</sup> χρόνος-Συμπίεση) και στην συνέχεια το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ αυξάνοντας έτσι την πίεση και την θερμοκρασία του περιεχόμενου αέρα. Λίγες μοίρες πριν το ΑΝΣ εγχύεται το καύσιμο μέσα στον κύλινδρο το οποίο αυταναφλέγεται και επιτυγχάνεται η καύση (3<sup>ος</sup> χρόνος-Αποτόνωση). Η πίεση των καυσαερίων ωθεί το έμβολο προς το ΚΝΣ και μέσω του διωστήρα κινείται το στρόφαλο παράγοντας έτσι το ωφέλιμο έργο. Τέλος, μερικές μοίρες πριν το ΚΝΣ ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής (4<sup>ος</sup> χρόνος-Εξαγωγή) και καθώς κινείται το έμβολο προς το ΑΝΣ τα καυσαέρια εξωθούνται από τον κύλινδρο με στόχο να εκκενωθεί ο κύλινδρος και να ξεκινήσει η διαδικασία από την αρχή.

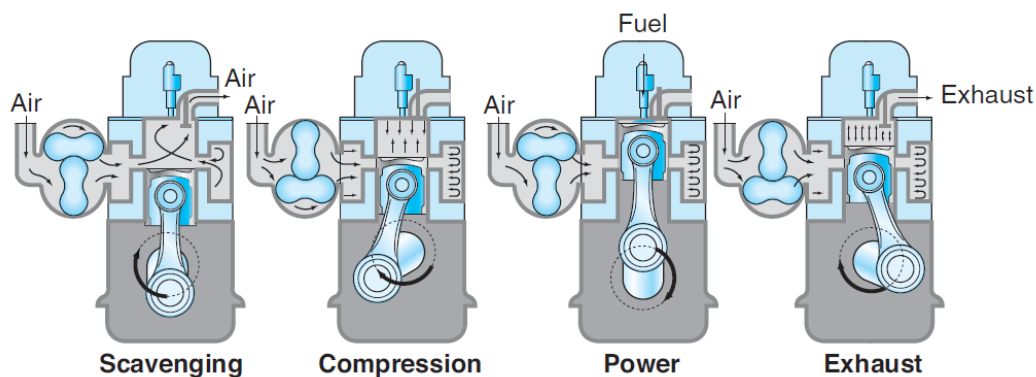


Σχήμα 2.3 Χρόνοι λειτουργίας ενός 4-Χ κινητήρα Diesel



Η διαδικασία ολοκλήρωσης ενός κύκλου λειτουργίας στους 2-Χ κινητήρες διαρκεί μία περιστροφή ή 360° της στροφαλοφόρου ατράκτου. Ο περιορισμένος χρόνος που διατίθεται για την εναλλαγή των αερίων καθιστά απαραίτητη την βίαιη πλήρωση του κυλίνδρου με την βοήθεια ειδικής αντλίας αποπλύσεως ή σάρωσης, η οποία απορροφά μηχανικό έργο από την στροφαλοφόρο άτρακτο. Η πλήρωση και η εκκένωση του κυλίνδρου ρυθμίζεται από την άνω ακμή του εμβόλου, καθώς μέσω αυτού αποκαλύπτονται ή καλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα. Εάν ο κινητήρας έχει διάταξη διαμήκους απόπλυσης (όπως στο σχήμα 2.4), τότε τα καυσαέρια εξωθούνται από την βαλβίδα εξαγωγής. Η απόπλυση στους σύγχρονους βραδύστροφοι ναυτικούς κινητήρες πραγματοποιείται μέσω της παραπάνω διάταξης (περαιτέρω ανάλυση θα πραγματοποιηθεί σε επόμενη υποενότητα).

Οι χρόνοι λειτουργίας ενός 2-Χ κινητήρα, έχοντας ως αφετηρία το ΚΝΣ, είναι οι εξής: Το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ και αφού κλείσουν οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής (εάν υπάρχουν), ξεκινάει η συμπίεση του αέρα (1<sup>ος</sup> χρόνος-Συμπίεση). Μερικές μοίρες πριν το ΑΝΣ ξεκινάει η έγχυση του καυσίμου και αφού προηγηθεί σταγονοποίηση και εξάτμιση του καυσίμου, ξεκινάει η καύση. Στη συνέχεια η πίεση που ασκούν τα καυσαέρια ωθούν το έμβολο προς το ΚΝΣ (2<sup>ος</sup> χρόνος-Αποτόνωση) παράγοντας έτσι το ωφέλιμο έργο. Αυτό συνεχίζεται ώσπου να αποκαλυφθούν οι θυρίδες εξαγωγής (ή να ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής σε περίπτωση διαμήκους αποπλύσεως), με αποτέλεσμα να ξεκινήσουν τα καυσαέρια να εγκαταλείπουν τον κύλινδρο. Λίγες μοίρες αργότερα αποκαλύπτονται και οι θυρίδες εισαγωγής μέσω των οποίων εισέρχεται ο νέος αέρας ενώ ταυτόχρονα εξωθούνται τα εναπομείναντα καυσαέρια.



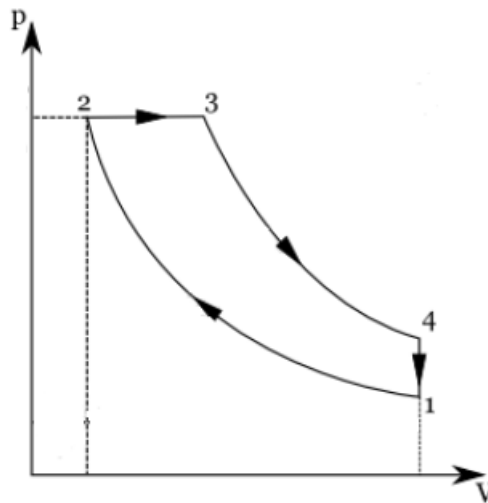
Σχήμα 2.4 Χρόνοι λειτουργίας ενός 2-Χ κινητήρα Diesel

## 2.3 Κύκλοι λειτουργίας κινητήρων Diesel

### 2.3.1 Ιδανικός κύκλος λειτουργίας

Ο ιδανικός κύκλος Diesel απαρτίζεται από τις εξής επιμέρους διεργασίες (σχήμα 2.5):

- I. Ισεντροπική συμπίεση του αέρα με βαθμό συμπίεσης  $\varepsilon = V_1/V_2$  (1-2)
- II. Πρόσδοση θερμότητας  $Q_{23}$  υπό σταθερή πίεση κατά τον λόγο των όγκων  $\alpha = V_3/V_2$  (2-3)
- III. Ισεντροπική εκτόνωση του αέρα έως τον αρχικό όγκο  $V_1$  (3-4)
- IV. Απόρριψη θερμότητας  $Q_{41}$  υπό σταθερό όγκο (4-1)



Σχήμα 2.5 Διάγραμμα ιδανικού κύκλου Diesel

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Diesel ορίζεται από την σχέση:

$$\eta_D = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} \quad (2.3)$$

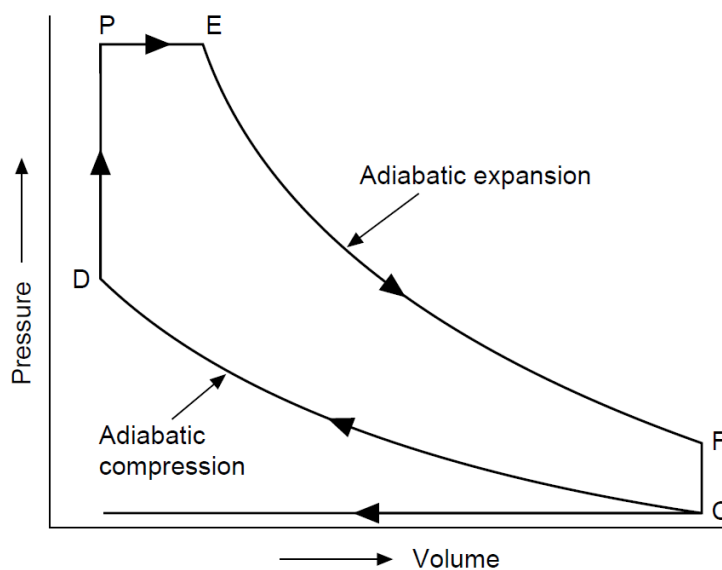
Ύστερα από πράξεις και θεωρώντας ότι ο λόγος των ειδικών θερμοχωρητικότητων διατηρείται σταθερός (δηλαδή ότι  $\gamma = c_p/c_v = \text{const}$ ) προκύπτει ότι:

$$\eta_D = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \left[ \frac{\alpha^\gamma - 1}{\gamma(\alpha - 1)} \right] \quad (2.4)$$

Από την σχέση 2.4 προκύπτει ότι ο βαθμός συμπίεσης  $\varepsilon$  έχει καθοριστική επίδραση στον θερμικό βαθμό απόδοσης. Με σκοπό να γίνει αντιληπτή η σημασία του βαθμού συμπίεσης επισημαίνεται ότι για ίδιο  $\varepsilon$  προκύπτει  $\eta_o > \eta_D$ , όπου  $\eta_o$  ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Otto. Στη πράξη όμως, οι κινητήρες Diesel λειτουργούν με πολύ μεγαλύτερους

λόγους συμπίεσης γεγονός που τους καθιστά πιο αποδοτικούς σε σχέση με τους κινητήρες ανάφλεξης με σπινθήρα. Εκτός αυτού, επίδραση στο θερμικό βαθμό απόδοσης επιφέρει και το φορτίο κατά ετερόσημο τρόπο.

Η μοντελοποίηση της καύσης, όπως απεικονίζεται από την διεργασία 2-3 στον ιδανικό κύκλο Diesel είναι αρκετά προσεγγιστική και αδυνατεί να περιγράψει ολοκληρωμένα την λειτουργία των σύγχρονων κινητήρων Diesel. Στην πράξη, η καύση μπορεί να μοντελοποιηθεί καλύτερα ως ένας συνδυασμός διεργασιών μέσω του μεικτού κύκλου, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2.6. Στο σημείο D ξεκινάει η έγχυση καυσίμου με αποτέλεσμα να προσδίδεται θερμότητα μερικώς υπό σταθερό όγκο, όπως αναπαρίσταται από την κάθετη γραμμή DP ενώ στην συνέχεια η πρόσδοση θερμότητας συνεχίζεται υπό σταθερή πίεση (οριζόντια γραμμή PE). Όλες οι υπόλοιπες διεργασίες του μεικτού κύκλου είναι πανομοιότυπες με αυτές του ιδανικού.



Σχήμα 2.6 Διάγραμμα ιδανικού μεικτού κύκλου

### 2.3.2 Πραγματικός κύκλος λειτουργίας

Ο πραγματικός κύκλος λειτουργίας περιλαμβάνει το σύνολο των αλλαγών κατάστασης που υπεισέρχονται στο εργαζόμενο μέσο του κινητήρα. Για να καθοριστεί πλήρως η κατάσταση του αερίου εντός του κυλίνδρου απαιτείται ένα ζεύγος θερμοδυναμικών μεγεθών, για παράδειγμα η πίεση και η θερμοκρασία. Η μέτρηση της θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου δεν είναι εύκολο να πραγματοποιηθεί καθώς εμφανίζει μεγάλη διασπορά εντός του κυλίνδρου. Παρόλο αυτά δύναται να ληφθεί μία πολύ καλή “εικόνα” του πραγματικού κύκλου λειτουργίας μέσα από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, το οποίο μας δίνει την πίεση σε κάθε θέση του εμβόλου  $x$  (διάγραμμα P-x) και επομένως και για κάθε συνολικό όγκο  $V=V_c+Ax$  (διάγραμμα P-V), όπου  $A=\pi D^2/4$  η επιφάνεια του εμβόλου ή σε

κάθε γωνία στροφάλου  $\phi$  (διάγραμμα P- $\phi$ ). Η λήψη των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων γίνεται με χρήση μηχανικού ή ηλεκτρονικού δυναμοδείκτη. Οι μηχανικοί δυναμοδείκτες είναι απλούστερης κατασκευής και το μεγάλο τους πλεονέκτημα είναι ότι μπορούν να καθορίσουν αυτόματα το ΑΝΣ και ΚΝΣ. Από την άλλη οι ηλεκτρονικοί δυναμοδείκτες δεν έχουν την δυνατότητα να καθορίσουν με ακρίβεια το ΑΝΣ, αλλά λόγω της μηδαμινής του αδράνειας είναι μοναδικοί που μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε κινητήρες με υψηλές ταχύτητες περιστροφής. Στους ηλεκτρονικούς δυναμοδείκτες το ΑΝΣ εντοπίζεται μέσω ειδικού ανιχνευτή (pick-up) το οποίο προϋποθέτει την εγκατάσταση μηχανισμού ανίχνευσης γωνίας (angle encoder) στο σφόνδυλο του κινητήρα.



Σχήμα 2.7 Αριστερά: Μηχανικός δυναμοδείκτης, Δεξιά: Ηλεκτρονικός δυναμοδείκτης

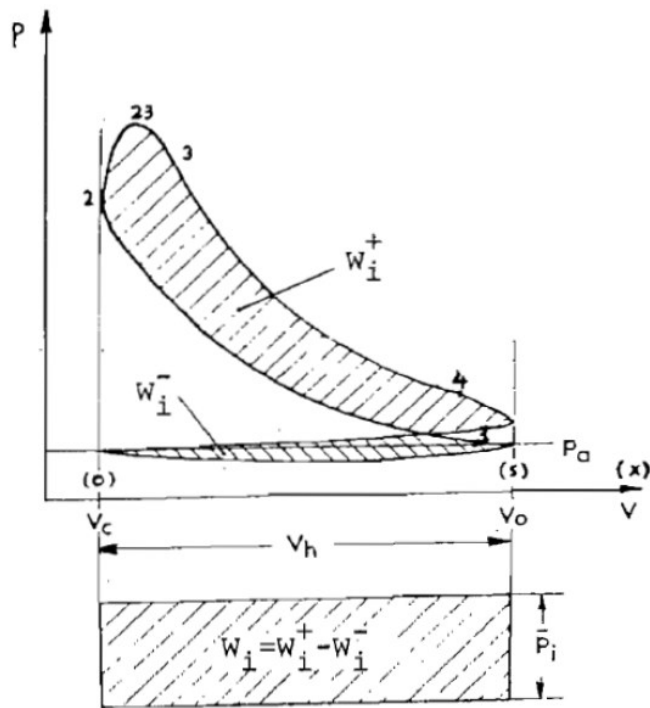
Η χρησιμότητα των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων έγκειται στο γεγονός ότι μέσω αυτών γίνεται δυνατός ο υπολογισμός του μηχανικού έργου διογκώσεως που αποδίδεται στο έμβολο σε μία πλήρη περίοδο λειτουργίας. Αυτό το έργο ονομάζεται ενδεικνύμενο έργο  $W_i$  και εκφράζεται ως:

$$W_i = \oint p dV = A \oint p dx \quad (2.5)$$

Πιο συγκεκριμένα, στους 4-Χ κινητήρες το ενδεικνύμενο έργο δίνεται από την σχέση:

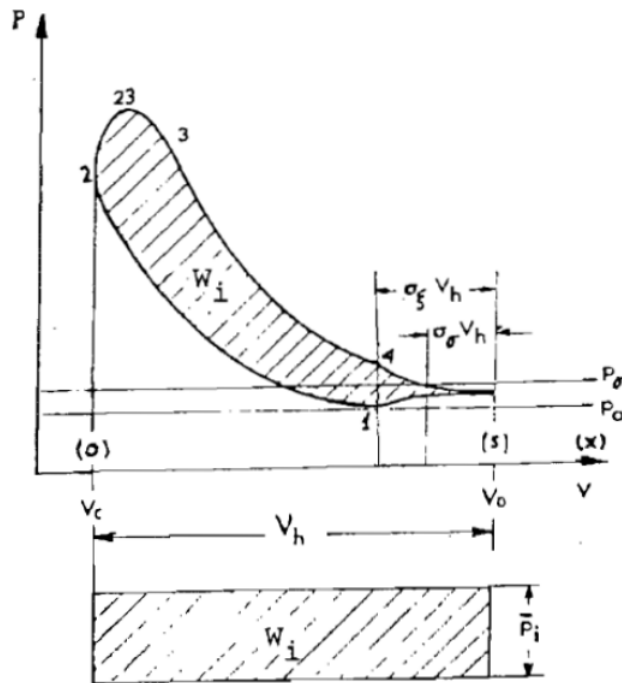
$$W_i = W_i^+ - W_i^- \quad (2.6)$$

Ο αρνητικός βρόχος που αφαιρείται ( $W_i^-$ ) αντιστοιχεί στην εναλλαγή των αερίων που διεξάγεται κατά την διάρκεια του κύκλου.



Σχήμα 2.8 Διάγραμμα P-V 4-Χ κινητήρα Diesel

Από την άλλη, στους 2-Χ κινητήρες δεν υφίσταται αρνητικός βρόχος στο διάγραμμα αφού δεν υπάρχουν ξεχωριστές φάσεις στον κύκλο λειτουργίας για την εναλλαγή των αερίων, η οποία επιτυγχάνεται μέσω αντλίας αποπλύσεως απορροφώντας μηχανικό έργο από την άτρακτο.



Σχήμα 2.9 Διάγραμμα P-V 2-Χ κινητήρα Diesel

Με αφορμή τα παραπάνω θα παρουσιαστούν στην συνέχεια κάποια βασικά μεγέθη των κινητήρων, καθώς και οι υπολογιστικές σχέσεις που τα περιγράφουν.

Ως ενδεικνύμενη ισχύς  $P_i$  ορίζεται η συνολική ισχύς του κινητήρα που λαμβάνεται λόγω της εκτόνωσης των καυσαερίων επί του εμβόλου αμελώντας τις διάφορες απώλειες.

$$P_i = z \cdot W_i \cdot v = z \cdot W_i \cdot \frac{n}{30K} \begin{cases} K = 2 \text{ για } 2 - X \\ K = 4 \text{ για } 4 - \chi \end{cases} \quad (2.7)$$

Όπου  $z$  ο αριθμός των κυλίνδρων και  $v$  ο αριθμός των κύκλων λειτουργίας ανά sec.

Μία αντιπροσωπευτικό παράμετρος του κινητήρα είναι η μέση ενδεικνύμενη πίεση (imep)  $\bar{p}_i$  η οποία προκύπτει διαιρώντας το ενδεικνύμενο έργο με τον όγκο εμβολισμού του κυλίνδρου, δηλαδή

$$\bar{p}_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\oint PdV}{V_h} = \frac{\oint Pdx}{s} \quad (2.8)$$

Σε αυτό το σημείο πρέπει να γίνει αναφορά στις μηχανικές απώλειες  $W_r$  του κινητήρα ώστε να μπορεί στην συνέχεια να οριστεί η πραγματική ισχύς που αποδίδεται στην άτρακτο. Το έργο των μηχανικών απωλειών είναι:

$$W_r = W_{\beta\mu} + W_{fr} = (\bar{p}_{\beta\mu} + \bar{p}_{fr})V_h = \bar{p}_r V_h \quad (2.9)$$

Όπου:

- $W_{\beta\mu}$  οι απώλειες ενέργειας που σχετίζονται με την λειτουργία των βοηθητικών μηχανημάτων του κινητήρα
- $W_{fr}$  οι απώλειες τριβών του κύριου κινηματικού μηχανισμού
- $\bar{p}_r = \bar{p}_{\beta\mu} + \bar{p}_{fr}$  η μέση πίεση μηχανικών απωλειών

Ο προσδιορισμός της  $\bar{p}_{\beta\mu}$  είναι εφικτός μόνο εάν είναι γνωστές οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας των βοηθητικών μηχανημάτων, ενώ για τις τριβές του κύριου κινηματικού μηχανισμού ( $\bar{p}_{fr}$ ) διατίθενται εμπειρικοί τύποι για τον υπολογισμό τους. Διευκρινίζεται ότι απώλειες τριβών χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Στην πρώτη ανήκουν όσες είναι ανεξάρτητες του φορτίου λειτουργίας (τριβές μαζικών δυνάμεων, απώλειες ανεμισμού και μέρος των τριβών των ελατηρίων του εμβόλου), ενώ στην δεύτερη ανήκουν οι τριβές των δυνάμεων πίεσης που ασκούνται στο έμβολο, οι οποίες είναι εξαρτημένες από το φορτίο.

Βάση των παραπάνω μπορεί να οριστεί πλέον η πραγματική ισχύς (Brake Power)  $P_e$  ως,

$$P_e = zW_e \cdot v = z(W_i - W_r) \cdot v \quad (2.10)$$

Διαιρώντας το πραγματικό έργο  $W_e$  με τον όγκο εμβολισμού προκύπτει η μέση πραγματική πίεση (bmer)  $\bar{p}_e$

$$\bar{p}_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{W_i - W_r}{V_h} = \bar{p}_i - \bar{p}_r \quad (2.11)$$

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $\eta_m$  ορίζεται ως

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{\bar{P}_e}{\bar{P}_i} = \frac{\bar{P}_i - \bar{P}_r}{\bar{P}_i} = 1 - \frac{\bar{P}_r}{\bar{P}_i} \quad (2.12)$$

Ενώ ο πραγματικός βαθμός απόδοσης  $\eta_e$  είναι

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} = \frac{P_e}{\dot{Q}_{BZ}} = \frac{P_e}{\dot{m}_b \cdot \Theta_u} \quad (2.13)$$

Όπου:

- $Q_B$  η θερμότητα καύσεως που ελευθερώνεται ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας
- $\dot{Q}_{BZ}$  η θερμική ισχύς του καυσίμου
- $\dot{m}_b$  η κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα
- $\Theta_u$  η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου

Από την σχέση 2.13 προκύπτει η ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc)  $\dot{b}_e$ , η οποία χαρακτηρίζει την οικονομικότητα της μηχανής και εκφράζεται συνήθως σε g/kWh.

$$\dot{b}_e = \frac{\dot{m}_b}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot \Theta_u} \quad (2.14)$$

Τέλος, εκφράζεται η στρεπτική ροπή  $M_\sigma$  του κινητήρα

$$M_\sigma = \frac{P_e}{\omega} = \frac{\bar{p}_e V_H n}{30K} \cdot \frac{1}{\frac{\pi n}{30}} = \frac{\bar{p}_e V_H}{\pi K} \quad (2.15)$$

$V_H$  είναι ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα ( $V_H = zV_h$ ), ως  $n$  ορίζεται η ταχύτητα περιστροφής ανά λεπτό και  $\omega$  η γωνιακή ταχύτητα.

## 2.4 Γενική περιγραφή της καύσης σε κινητήρες Diesel

### 2.4.1 Συνθήκες και απαιτήσεις της καύσης

Στους κινητήρες Diesel η καύση πραγματοποιείται κάτω από δυσμενής συνθήκες καθώς ο διατιθέμενος χρόνος για τον σχηματισμό του μείγματος είναι ελάχιστος. Εκτός αυτού, είναι αναγκαία η εξασφάλιση τέλει καύσης ώστε να αποφευχθούν τα προϊόντα της ατελούς (στερεά σωματίδια, αιθάλη). Λόγω του παραπάνω, καθίσταται αναγκαία η ύπαρξη περίσσειας ποσότητας αέρα ώστε να επιτευχθεί τέλεια καύση, με ελάχιστο απαιτούμενο λόγο ισοδυναμίας αέρα  $\lambda_a = 1.2 \div 1.8$ . Το μεγάλο πλεονέκτημα των κινητήρων Diesel είναι ότι μπορούν να χρησιμοποιήσουν λιγότερο πτητικό καύσιμο σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες (μέχρι και βαρύ καύσιμο λεβήτων), το οποίο είναι αρκετά πιο οικονομικό.

Για να μπορέσουν να αντιμετωπιστούν οι δυσχερείς συνθήκες της καύσης του κινητήρα Diesel καθίσταται αναγκαίος ο εξοπλισμός του με ένα ειδικό σύστημα προσαγωγής του καυσίμου, με υψηλές απαιτήσεις κατασκευής και λειτουργίας. Σκοπός του συστήματος είναι η έγχυση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου λίγες μόιρες πριν το ANΣ με τρόπο που συντελεί στην ομοιόμορφη διανομή του μέσα στην μάζα του αέρα. Εκτός αυτού, για να μπορέσει να εξασφαλιστεί η ομαλή λειτουργία του κινητήρα πρέπει να εγχύεται η κατάλληλη ποσότητα καυσίμου και με ρυθμό που δίνει την επιθυμητή ταχύτητα εξέλιξης της καύσης.

### 2.4.2 Στάδια της καύσης

Στους κινητήρες Diesel ο σχηματισμός του μείγματος, η ανάφλεξη και η περαιτέρω καύση δεν αποτελούν σαφώς ξεχωριστές λειτουργίες, καθώς είναι οργανικά αλληλένδετες και υφίσταται χρονική επικάλυψη μεταξύ τους. Γενικά, μπορούμε να διακρίνουμε τρία στάδια της καύσης τα οποία αναπαρίστανται στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του σχήματος 2.10 και είναι τα εξής:

#### 1) Στάδιο καθυστέρησης ανάφλεξης

Το πρώτο στάδιο (AB) αντιστοιχεί στο χρονικό διάστημα στο οποίο ξεκινάει η έγχυση του καυσίμου χωρίς όμως να επιτυγχάνεται ανάφλεξη. Το παραπάνω οφείλεται στο γεγονός ότι για να αναφλεγεί ένα καύσιμο έχει ανάγκη φυσικής και χημικής προετοιμασίας, η οποία απαιτεί να παρέλθει ο κατάλληλος χρόνος καθυστέρησης, όπου το καύσιμο θα εγχυθεί σε αέρα κατάλληλης θερμοκρασίας μέχρι να προκύψει αυτανάφλεξη. Πιο συγκεκριμένα, ως χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης  $t_z$  ορίζεται το χρονικό διάστημα από την στιγμή που εισάγονται οι πρώτες σταγόνες του καυσίμου εντός του κυλίνδρου έως την πρώτη εμφάνιση χαρακτηριστικών φαινομένων καύσης. Η τιμή του  $t_z$  κυμαίνεται μεταξύ



του 1 και 4 ms, κατά την διάρκεια του οποίου λαμβάνει χώρα στο θάλαμο καύσης αφενός ο σχηματισμός του μείγματος μέσω του διασκορπισμού του καυσίμου εντός του κυλίνδρου και αφετέρου η προεργασία για την ανάφλεξη, δηλαδή η φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου. Κατά την φυσική διεργασία, εξατμίζονται μερικώς τα σταγονίδια του καυσίμου λόγω μετάδοσης θερμότητας σε αυτά από τον περιβάλλοντά θερμό αέρα. Η ένταση της εξατμίσσης επηρεάζεται από το μέγεθος των σταγονιδίων, από την θερμοκρασία του αέρα και από την ταχύτητα της δέσμης. Η εξατμίσση ξεκινάει από την περιφέρεια προς το κέντρο των σταγονιδίων και κατ' επέκταση από τις παρυφές της δέσμης του εγχυόμενου καυσίμου εξαπλώνεται στην συνέχεια προς τον πυρήνα της. Ταυτόχρονα, πραγματοποιείται η χημική προετοιμασία κατά την οποία οι βαρύτεροι και αδρανέστεροι υδρογονάνθρακες διασπώνται σε ελαφρύτερους και δραστικότερους, στους οποίους εμφανίζονται και οι πρώτες εστίες ανάφλεξης, καθώς εκεί ακριβώς το καύσιμο έχει την υψηλότερη θερμοκρασία και υπάρχει αυξημένη περίσσεια αέρα.

Βάση των παραπάνω, προκύπτει ότι η ελαχιστοποίηση του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης είναι υψίστης σημασίας για την εξέλιξη της καύσης. Οι βασικοί παράγοντες που μπορούν να δράσουν ευνοϊκώς προς αυτό είναι οι εξής:

- Η αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του εισαγόμενου αέρα στον κύλινδρο οδηγεί σε μείωση του  $t_z$ . Αυτό μπορεί να επιτευχθεί μέσω της αύξησης του βαθμού συμπίεσης και την χρήση υπερπληρωτή.
- Η αύξηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων έχει όμοια επίδραση και μπορεί να οφείλεται σε αύξηση του φορτίου, σε ηπιότερη ψύξη και τέλος σε αύξηση του μεγέθους του κυλίνδρου.
- Η πληρέστερη και λεπτότερη διασκόρπιση συντελεί σε καλύτερη διασπορά του καυσίμου εντός του αέρα και σε μικρότερη διάμετρο των σταγονιδίων, γεγονός που επιφέρει μείωση του  $t_z$ .
- Σημαντική μείωση του  $t_z$  προκύπτει από την ταχύτερη κίνηση του αέρα στον θάλαμο καύσης κατά την διάρκεια που εγχύεται το καύσιμο, καθώς λόγω αυτού επιτυγχάνεται ο σχηματισμός του μείγματος και ταυτόχρονα προάγεται η φυσική προετοιμασία του καυσίμου. Η ένταση της κίνησης του αέρα εξαρτάται κατά κύριο λόγο από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, αλλά και από την διαμόρφωση του θαλάμου καύσης και των οργάνων εισαγωγής του αέρα.
- Η προπορεία έγχυσης καυσίμου επηρεάζει το  $t_z$ , διότι από αυτήν εξαρτώνται οι συνθήκες που επικρατούν στον κύλινδρο κατά την έναρξη της έγχυσης. Για κάθε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα υπάρχει μία βέλτιστη προπορεία έγχυσης, η οποία δίνει το ελάχιστο  $t_z$

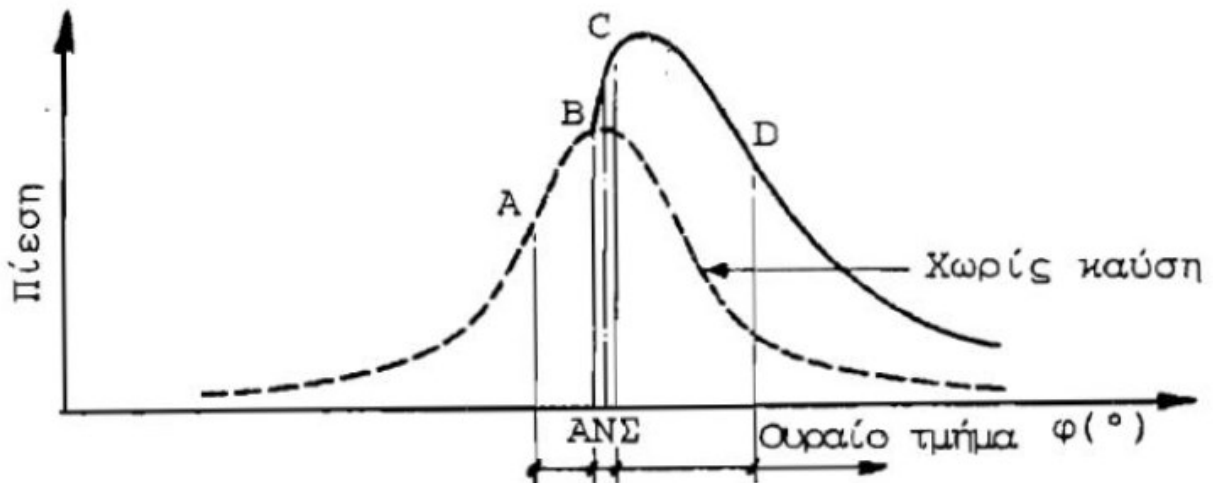
## II) Στάδιο ανεξέλεγκτης καύσης

Το δεύτερο στάδιο (BC) αντιστοιχεί στην ανεξέλεγκτη καύση, δηλαδή την αιφνίδια ανάφλεξη και ταχύτατη καύση μεγάλου μέρους του καυσίμου που έχει εγχυθεί μέχρι εκείνη την στιγμή. Κατά κανόνα η ανάφλεξη ξεκινάει στην περιφέρεια των σταγονιδίων που βρίσκονται στις παρυφές της δέσμης του καυσίμου καθώς εκεί υφίσταται

πληρέστερη φυσική και χημική προετοιμασία. Χαρακτηριστικό των κινητήρων Diesel είναι η εμφάνιση πολλών εστιών ανάφλεξης, οι οποίες ενώνονται και επεκτείνονται σε όλη την ποσότητα του καυσίμου που έχει εγχυθεί μέχρι εκείνη την στιγμή. Η ανάγκη πρόσθετης παροχής θερμότητας ώστε να αναφλεχθεί αυτή η ποσότητα καυσίμου, που έχει ήδη προετοιμαστεί φυσικώς και χημικώς κατά την διάρκεια του πρώτου σταδίου, καλύπτεται από τις πρώτες εστίες ανάφλεξης. Αποτέλεσμα όλων αυτών είναι η αιφνίδια καύση της μεγαλύτερης ποσότητας του καυσίμου, η οποία οδηγεί σε ανεξέλεγκτη αύξηση της πίεσης και σε ανάλογη αύξηση της θερμοκρασίας.

### III) Στάδιο ελεγχόμενης καύσης

Στο τρίτο στάδιο (CD) υφίστανται ιδανικές συνθήκες εντός του θαλάμου καύσης οπότε το καύσιμο πλέον καίγεται με την ελάχιστη δυνατή καθυστέρηση ανάφλεξης. Για να προκύψει βέβαια αυτό, πρέπει οι συνθήκες στον θάλαμο καύσης να έχουν διαμορφωθεί έτσι ώστε να επιτρέπουν την ύπαρξη της απαιτούμενης ποσότητας αέρα που χρειάζεται για την κάθε ποσότητα καυσίμου, εφόσον η καύση είναι τύπου φλόγας διάχυσης. Όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.10 η καύση συνεχίζεται μέχρι και το τέλος της αποτόνωσης, στο λεγόμενο ουραίο τμήμα της όλης διάρκειας της καύσης.



Σχήμα 2.10 Στάδια της καύσης σε τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel

## 2.5 2-Χ ναυτικοί κινητήρες Diesel

### 2.5.1 Βασικά χαρακτηριστικά βραδύστροφων ναυτικών κινητήρων

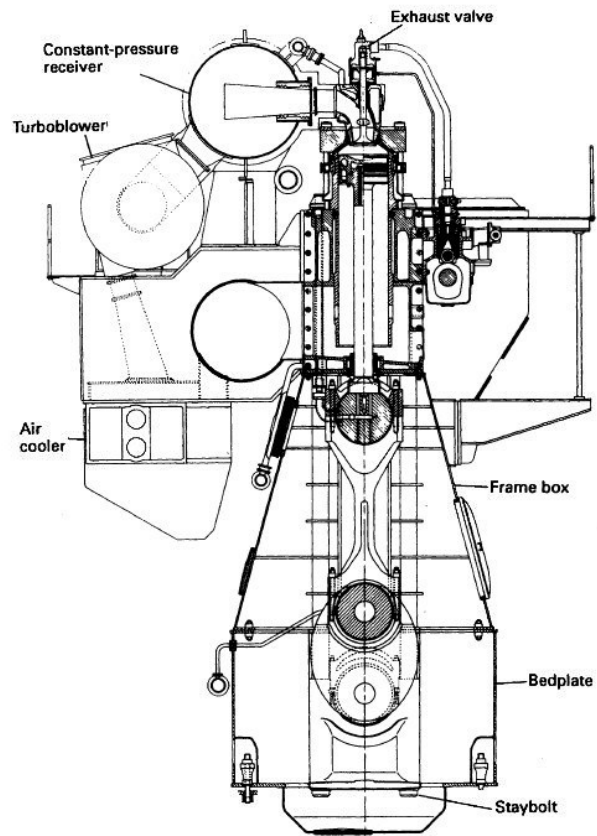
Οι ναυτικοί κινητήρες Diesel μπορούν να ταξινομηθούν σε τρεις κατηγορίες ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής τους:

- I. Βραδύστροφοι, 60 έως 240 rpm
- II. Μεσόστροφοι, 240 έως 960 rpm
- III. Ταχύστροφοι, 960 έως 2000 rpm

Οι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel διατηρούν την κυριαρχία τους στην πρόωση των μεγάλων ποντοπόρων πλοίων (πετρελαιοφόρα, πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου και πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων). Οι βραδύστροφοι κινητήρες χρησιμοποιούνται απ' ευθείας συνδεδεμένοι με τον άξονα της έλικας χωρίς την ανάγκη ύπαρξης μειωτήρα, μειώνοντας έτσι τις μηχανικές απώλειες, ενώ η χαμηλή ταχύτητα περιστροφής της έλικας συντελεί σε υψηλό υδροδυναμικό βαθμό απόδοσης. Αυτοί οι κινητήρες αποτελούν τις θερμικές μηχανές με τον μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης, της τάξης του 50%, ενώ σημαντικό τους πλεονέκτημα είναι ότι μπορούν να χρησιμοποιούν ως καύσιμο βαρύ πετρέλαιο. Αυτό το καύσιμο είναι κατάλοιπο της κλασματικής απόσταξης του αργού πετρελαίου, γεγονός που το κάνει ιδιαίτερα ελκυστικό λόγω της τιμής του. Η χαμηλή ταχύτητα περιστροφής τους δίνει τον απαραίτητο χρόνο για την πλήρη και απροβλημάτιστη καύση των χαμηλής ποιότητας καυσίμων. Σε αντίθεση με τους μεσόστροφους κινητήρες στους οποίους χρησιμοποιείται το ίδιο λιπαντικό για την λίπανση του κινητήρα, η χρήση ζυγώματος και βάκτρου στους βραδύστροφους επιτρέπει την απομόνωση του στοφαλοθαλάμου από τους κυλίνδρους. Απόρροια αυτού είναι η δυνατότητα χρήσης διαφορετικού λιπαντικού για την λίπανση του κυλίνδρου (συγκεκριμένα του χιτωνίου και των ελατηρίων), ενώ άλλο λιπαντικό χρησιμοποιείται στην υπόλοιπη μηχανή. Με την χρήση ειδικών αλκαλικών λιπαντικών λαδιών μπορούν να αντιμετωπιστούν αποτελεσματικά τα όξινα κατάλοιπα από την καύση των βαρέων πετρελαίων, αυξάνοντας έτσι την διάρκεια ζωής κρίσιμων εξαρτημάτων του κινητήρα.

Όλοι οι σύγχρονοι βραδύστροφοι ναυτικοί κινητήρες έχουν κοινά χαρακτηριστικά: Είναι δίχρονοι με ζύγωμα και σταυρό, έχουν διαμήκη απόπλυση με θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδα εξαγωγής και είναι υπερπληρωμένοι με σύστημα εξαγωγής καυσαερίων σταθερής πίεσης. Οι διάμετροι κυλίνδρου κυμαίνονται από 260 έως 1080 mm, οι λόγοι διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου φτάνουν έως 4.4:1 και κατασκευάζονται πάντα σε διάταξη σειράς φέροντας από 4 έως 14 κυλίνδρους.

Στο σχήμα 2.10 παρουσιάζεται ένας δίχρονος βραδύστροφος κινητήρα σε τομή, ενώ σχήμα 2.11 παρατίθεται ο ισχυρότερος ναυτικός κινητήρας εν λειτουργία με ισχύ 80,080 kW.

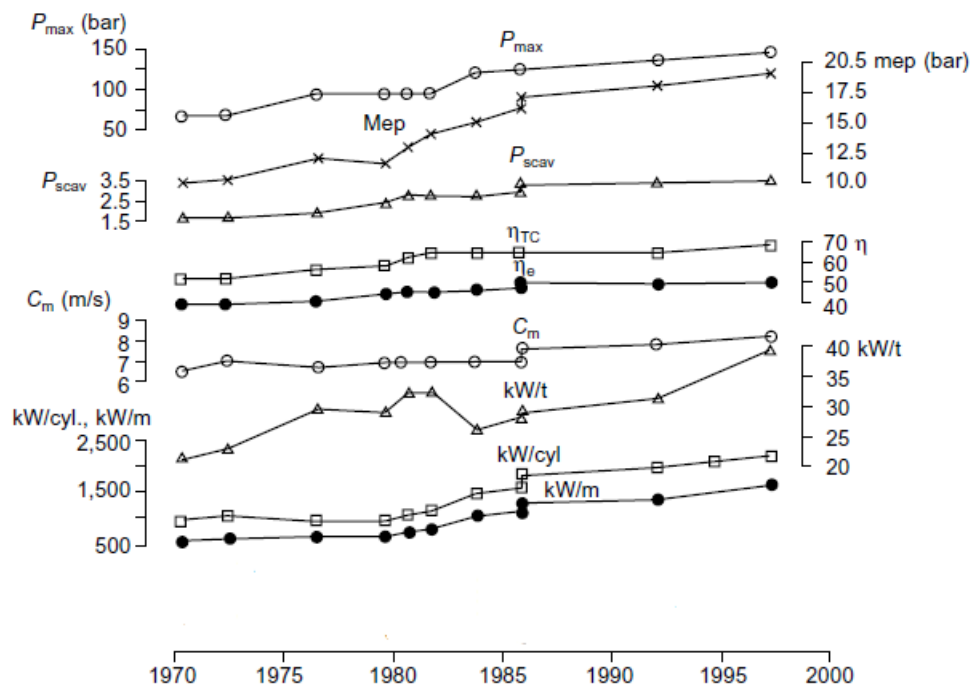


Σχήμα 2.11 Τομή δίχρονου βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα



Σχήμα 2.12 Ο ισχυρότερος βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας έως σήμερα

Η οικονομική κατάσταση της αγοράς, η εισαγωγή νέων κανονισμών και η διακύμανση της τιμής του πετρελαίου έχουν ως απόρροια την συνεχιζόμενη εξέλιξη των ναυτικών κινητήρων. Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζεται η βελτίωση βασικών παραμέτρων λειτουργίας των ευρέως χρησιμοποιημένων βραδύστροφων κινητήρων γνωστής κατασκευαστικής εταιρίας με διάμετρο εμβόλου 600 mm, που επιτεύχθηκε κατά την περίοδο 1970-2000.



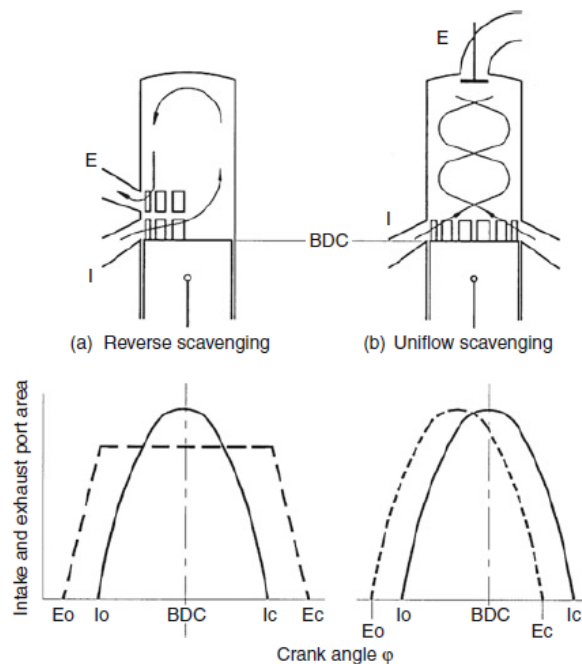
Σχήμα 2.13 Βελτίωση βασικών λειτουργικών παραμέτρων βραδύστροφων κινητήρων κατά την διάρκεια 30 ετών

Οι τρεις κατασκευαστικές εταιρείες βραδύστροφων κινητήρων εκτός από τις “παραδοσιακές” εκδόσεις των μηχανών τους με εκκεντροφόρο κατασκευάζουν πλέον και ηλεκτρονικά ελεγχόμενους κινητήρες. Οι ηλεκτρονικά ελεγχόμενοι κινητήρες δεν διαθέτουν εκκεντροφόρο, διότι ο χρονισμός έγχυσης καυσίμου και ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής ρυθμίζονται ηλεκτρονικά μέσω της χρήσης ειδικών επενεργητών. Αυτοί οι κινητήρες διαθέτουν σύγχρονα συστήματα παρακολούθησης και ελέγχου του κινητήρα, γεγονός που τους καθιστά ιδιαίτερα “δημοφιλείς” αφού έχουν αρκετά βελτιωμένη ειδική κατανάλωση καυσίμου ενώ ταυτόχρονα οι εκπομπές των ρύπων τους είναι σε αισθητά χαμηλότερα επίπεδα σε σχέση με τους αντίστοιχους κινητήρες που έχουν εκκεντροφόρο άξονα.

## 2.5.2 Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση

Οι διατάξεις απόπλυσης διακρίνονται με βάση την μορφή και την κατεύθυνση της ροής του εισερχόμενου αέρα στους κυλίνδρους αλλά και την πορεία των εξερχόμενων καυσαερίων. Οι δύο βασικές διατάξεις είναι: I) βρογχοειδής απόπλυση (loop scavenging) και II) διαμήκης απόπλυση (uniflow scavenging). Στο σχήμα 2.13 παρατίθενται οι διατάξεις καθώς και τα διαγράμματα χρονισμού

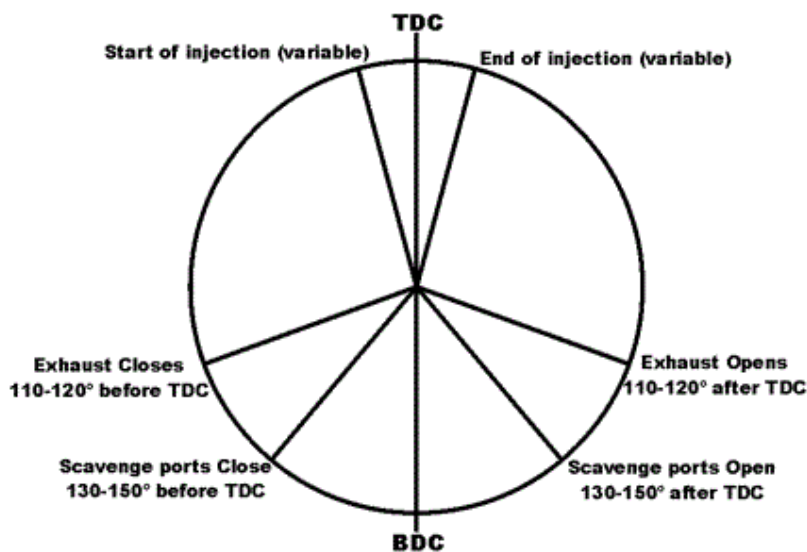
Η βρογχοειδής απόπλυση χρησιμοποιήθηκε στους βραδύστροφους κινητήρες έως το 1980. Οι θυρίδες εισαγωγής βρίσκονται στο κάτω μέρος του εμβόλου και στη μία πλευρά, ενώ οι θυρίδες εξαγωγής βρίσκονται ακριβώς από πάνω. Το πρώτο στάδιο (EO έως IO) ξεκινάει όταν αποκαλυφθούν πλήρως οι θυρίδες εξαγωγής (Eo) κατά την κάθοδο του εμβόλου. Σε αυτό το στάδιο το η πίεση των καυσαερίων εντός του κυλίνδρου είναι σχετικά υψηλή, με αποτέλεσμα τα καυσαέρια να εξάγονται αυτόματα μέχρι το σημείο που αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής (Io). Όπως φαίνεται και στο σχήμα, ο εισερχόμενος αέρας χτυπά στο απέναντι τοίχωμα και αναγκάζεται να στραφεί προς τα πάνω, ενώ στην συνέχεια η επαφή του με το πώμα τον ωθεί να κινηθεί προς τα κάτω συναντώντας έτσι τις θυρίδες εξαγωγής. Μετά το ΚΝΣ καθώς το έμβολο κινείται προς τα πάνω κλείνουν πρώτα οι θυρίδες εισαγωγής (Ic), ενώ στην συνέχεια οι θυρίδες εξαγωγής (Ec) με αποτέλεσμα να διαφεύγει κάποια ποσότητα αέρα μαζί με το καυσαέριο. Στην πράξη ο συμμετρικός χρονισμός (ομοιόμορφη διάταξη των θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής ως προς το ΚΝΣ) αποτελεί το μεγάλο μειονέκτημα αυτής της μεθόδου.



Σχήμα 2.14 Διατάξεις απόπλυσης με τα αντίστοιχα διαγράμματα χρονισμού μεγάλων βραδύστροφων κινητήρων Diesel

Για να ξεπεραστεί το μειονέκτημα της διάταξης που περιγράψαμε παραπάνω, το 1980 ξεκίνησαν να κατασκευάζονται κινητήρες με διαμήκη απόπλυση και μεγάλο λόγο διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου ( $s/D > 4$ ). Τα πλεονεκτήματα αυτής της διάταξης την έκαναν να επικρατήσει και πλέον η απόπλυση όλων των βραδύστροφων κινητήρων γίνεται με αυτό τον τρόπο. Η ελεύθερη επιλογή του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής επιτρέπει την δημιουργία ενός “ασύμμετρου” διαγράμματος χρονισμού (όπως αυτό που φαίνεται στο σχήμα 2.13).

Η διαδικασία της εναλλαγής των αερίων με διαμήκη απόπλυση είναι η εξής: Καθώς το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, αρχίζει η εκροή των καυσαερίων και ο λόγος πίεσης τοπικά στην βαλβίδα αυξάνεται αρκετά και φτάνει σε μία κρίσιμη τιμή με αποτέλεσμα η ροή να γίνει ηχητική. Καθώς συνεχίζεται η εξαγωγή των καυσαερίων, η πίεση του κυλίνδρου μειώνεται και ο λόγος πίεσης στην βαλβίδα εξαγωγής πέφτει κάτω από την κρίσιμη τιμή. Το στάδιο αυτό ονομάζεται εκροή και οφείλεται στην αυτόματη εξαγωγή των καυσαερίων λόγω της διαφοράς πίεσης των αερίων στο κύλινδρο έναντι της ατμοσφαιράς. Όταν ανοίξουν οι θυρίδες εισαγωγής, η πίεση είναι ελάχιστα μεγαλύτερη από την πίεση σάρωσης, αλλά η εξαγωγή συνεχίζεται λόγω της αδράνειας των καυσαερίων. Όταν η πίεση εντός του κυλίνδρου πέσει κάτω από την πίεση σάρωσης τότε αρχίζει να εισέρχεται ο νέος αέρας στον κύλινδρο. Στη συνέχεια, και καθώς η πίεση του κυλίνδρου αυξάνεται επάνω από αυτήν της εξαγωγής, ο εισερχόμενος αέρας απωθεί το εναπομένον καυσαέριο. Τέλος, κλείνουν οι θυρίδες εισαγωγής και εξαιτίας της αδράνειας του ρευστού συνεχίζεται η απόπλυση του κυλίνδρου μέχρι να κλείσει η βαλβίδα εξαγωγής.



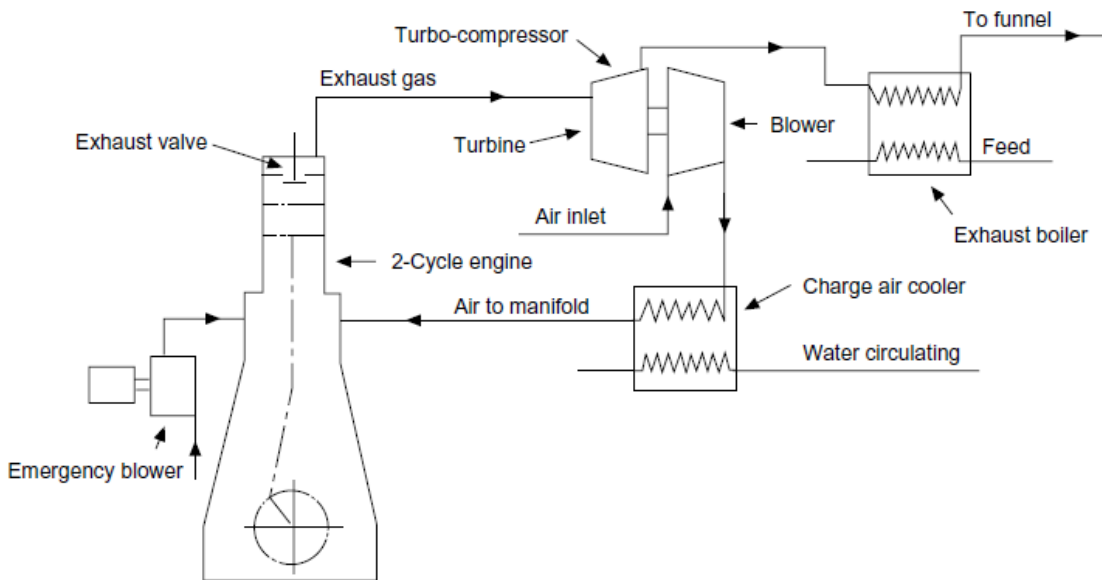
Σχήμα 2.15 Τυπικό διάγραμμα χρονισμού δίχρονου βραδύστροφου κινητήρα

Βάση των παραπάνω εξάγεται το συμπέρασμα ότι για την καλή απόπλυση του κυλίνδρου και κατ' επέκταση αποδοτική λειτουργία της μηχανής απαιτείται υψηλή πίεση σάρωσης



και ταυτόχρονα ικανοποιητική ποσότητα αέρα. Οι παραπάνω ανάγκες καλύπτονται χρησιμοποιώντας σύστημα υπερπλήρωσης.

Ως υπερπλήρωση ορίζεται η προ-συμπίεση του αέρα εισαγωγής εξωτερικά του κυλίνδρου. Απόρροια αυτού είναι η σημαντική αύξηση της ισχύος αφού εισάγεται μεγαλύτερη ποσότητα αέρα και κατ' αναλογία καίγεται περισσότερο καύσιμο ανά κύκλο λειτουργίας. Υπάρχουν πολλές κατηγορίες συστημάτων υπερπλήρωσης ανάλογα την εφαρμογή, αλλά αυτό που επικράτησε σε αυτούς τους κινητήρες είναι η στρόβιλο-υπερπλήρωση σταθερής πίεσης με ενδιάμεσο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης. Αυτός ο συνδυασμός κινητήρα-υπερπληρωτή αποτελείται από φυγοκεντρικό συμπιεστή και αποτόνωση του καυσαερίου σε αξονικό στρόβιλό. Η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης επιτρέπει σημαντική αύξηση ισχύος χωρίς την αύξηση του θερμικού φορτίου και ταυτόχρονα συνεισφέρει σε περαιτέρω βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Το σύστημα σταθερής πίεσης είναι ιδιαίτερα χρήσιμο καθώς μπορεί να χρησιμοποιηθεί απλούστερη διάταξη της πολλαπλής εξαγωγής, υπάρχει ομοιομορφία υπερπλήρωσης μεταξύ των κυλίνδρων και οι σταθερές συνθήκες ροής συντελούν σε καλύτερη απόδοση του στρόβιλου. Παρακάτω παρατίθεται τυπική διάταξη συστήματος υπερπλήρωσης βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα.



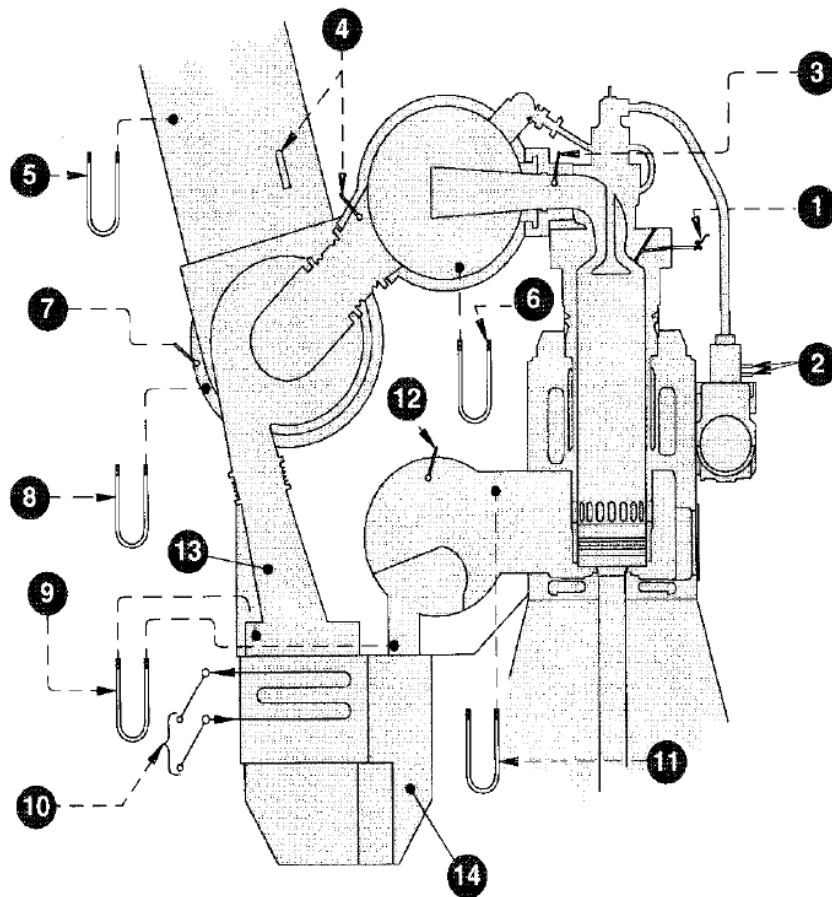
Σχήμα 2.16 Διάταξη συστήματος υπερπλήρωσης ναυτικού κινητήρα

Προβλήματα στην λειτουργία του στρόβιλο-υπερπληρωτή εμφανίζονται στα χαμηλά φορτία λειτουργίας. Υπό τέτοιες συνθήκες λειτουργίας η παροχή των καυσαερίων καθώς και η θερμοκρασία τους είναι μειωμένη με αποτέλεσμα να μην είναι δυνατή η παραγωγή του απαραίτητου έργου από τον στρόβιλο. Γι' αυτό το λόγο χρησιμοποιείται βοηθητική εγκατάσταση (π.χ. εμβολοφόρος συμπιεστής σε σειρά με τον στρόβιλό-υπερπληρωτή) με σκοπό να ξεπεραστεί η έλλειψη αέρα.



### 2.5.3 Παρακολούθηση λειτουργίας

Η αξιοπιστία των βραδύστροφων ναυτικών κινητήρων είναι πολύ σημαντική καθώς συνδέεται με την μακροβιότητα των κύριων τμημάτων του κινητήρα. Λόγω της πολυπλοκότητας αυτών των κινητήρων, η επίτευξη του παραπάνω επιβάλλει την συστηματική παρακολούθηση της λειτουργίας του κινητήρα (condition monitoring). Με αυτό το τρόπο, καθίσταται δυνατή η διάγνωση της κατάστασης των επιμέρους τμημάτων και εξαρτημάτων του κινητήρα, οπότε η αντικατάστασή τους γίνεται όταν το επιβάλουν οι πραγματικές φθορές τους. Με αυτό το τρόπο επιτυγχάνεται ασφαλής λειτουργία του κινητήρα καθώς μειώνεται η πιθανότητα εμφάνισης απροσδόκητης βλάβης, ενώ ταυτόχρονα εξασφαλίζεται υψηλός βαθμός απόδοσης του κινητήρα για μεγαλύτερη χρονική διάρκεια. Η επίτευξη των παραπάνω πραγματοποιείται μέσω της λήψης κατάλληλων μετρήσεων από διάφορα σημεία του κινητήρα.



Σχήμα 2.17 Σημεία λήψης μετρήσεων βασικών παραμέτρων ενός 2-Χ βραδύστροφου κινητήρα

Στο σχήμα 2.17 δίδονται τα σημεία του κινητήρα όπου λαμβάνονται οι μετρήσεις των εξής παραμέτρων:

- 1) Μέση ενδεικνύμενη πίεση κυλίνδρου
- 2) Θέση κανόνα αντλίας καυσίμου και ρυθμιστή προπορείας έγχυσης καυσίμου
- 3) Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο
- 4) Θερμοκρασία καυσαερίων πριν και μετά το στρόβιλο
- 5) Πίεση αντίθλιψης καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής
- 6) Πίεση καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής
- 7) Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπιεστή
- 8) Πτώση πίεσης στο φίλτρο αέρα
- 9) Πτώση πίεσης στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης
- 10) Θερμοκρασία νερού πριν και μετά το ψυγείο
- 11) Πίεση αέρα σάρωσης
- 12) Θερμοκρασία αέρα σάρωσης
- 13) Θερμοκρασία εισόδου αέρα στο ψυγείο
- 14) Θερμοκρασία εξόδου αέρα από το ψυγείο

Για την μέτρηση της πλειοψηφίας των παραπάνω παραμέτρων χρησιμοποιούνται τοπικοί αισθητήρες (θερμόμετρα, μανόμετρα) καθώς και αισθητήρες τηλεμετάδοσης, των οποίων οι μετρήσεις παρουσιάζονται στο δωμάτιο ελέγχου. Η μέση ενδεικνύμενη πίεση κυλίνδρου (θέση 1) λαμβάνεται μέσω ειδικού αισθητήρα, στην πράξη μέσω μηχανικού ή ηλεκτρονικού δυναμοδείκτη, ο οποίος συνδέεται σε κατάλληλη υποδοχή στην κεφαλή του κυλίνδρου. Εκτός από τις παραπάνω παραμέτρους, πολύ σημαντικές είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και του στρόβιλο-υπερπληρωτή που μετρούνται μέσω στροφόμετρων.

Η εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με τη κατάσταση του κινητήρα και των υποσυστημάτων του προκύπτει μέσω της σύγκρισης των τιμών των μετρήσεων με τις αντίστοιχες τυπικές τιμές που προέρχονται από μετρήσεις κατά την διεξαγωγή των δοκιμών του κινητήρα. Για λόγους πληρότητας επισημαίνεται ότι οι δοκιμές του κινητήρα διαχωρίζονται στις εργοστασιακές δοκιμές (Shop test), οι οποίες πραγματοποιούνται πριν παραδοθεί ο κινητήρας στο ναυπηγείο και στις δοκιμές θαλάσσης (Sea trials), οι οποίες λαμβάνουν χώρα κατά την παραλαβή του πλοίου. Για να μπορέσουν να γίνουν άμεσα συγκρίσιμα τα αποτελέσματα των μετρήσεων πρέπει πρώτα να γίνει αναγωγή κάποιων μεγεθών στις κανονικές συνθήκες περιβάλλοντος που ορίζονται από τον Διεθνή Οργανισμό Τυποποίησης (ISO), σύμφωνα με τις μεθόδους που προτείνει ο κάθε κατασκευαστής.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί οι ηλεκτρονικοί κινητήρες, που αποτελούν την πλειοψηφία των κινητήρων που κατασκευάζονται πλέον, διαθέτουν σύγχρονα συστήματα παρακολούθησης και διάγνωσης βλαβών με πολλές επιπλέον δυνατότητες. Συγκεκριμένα, μπορούν να επέμβουν στην ρύθμιση της λειτουργίας του κινητήρα (μεταβολή χρονισμού

εγγύσεως και βαλβίδων εξαγωγής, μεταβολή πίεσης και διάρκεια έγχυσης) ώστε να βελτιστοποιείται συνεχώς η λειτουργία του κινητήρα ή ακόμα και κάθε κυλίνδρου χωριστά. Η βελτιστοποίηση μπορεί να γίνεται και με διαφορετικά κριτήρια ανάλογα με τις συνθήκες πλεύσης. Έτσι, για κίνηση κοντά σε κατοικημένες περιοχές μπορεί να αφορά στη μειωμένη εκπομπή ρύπων, ενώ κατά την κίνηση σε ανοικτές θάλασσες η βελτιστοποίηση μπορεί να αφορά στην αυξημένη θερμική απόδοση του κινητήρα.

## 2.6 Σύντομη περιγραφή των εξεταζόμενων κινητήρων

Για τις ανάγκες της διερεύνησης που διεξάγεται στην παρούσα εργασία εξετάζονται δύο κινητήρες, ένας δίχρονος βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας και ένας τετράχρονος κινητήρας ηλεκτροπαραγωγής.

Ο δίχρονος κινητήρας έχει επτά κυλίνδρους διατεταγμένους εν σειρά, διαθέτει ένα ζεύγος υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο για την ψύξη του αέρα σάρωσης και είναι εξοπλισμένος με σύστημα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης καυσίμου (VIT). Η έγχυση του καυσίμου και ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής ελέγχονται μέσω του εκκεντροφόρου άξονα. Τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα δίδονται στο πίνακα 2.1

Αριθμός κυλίνδρων	-	7
Διάμετρος εμβόλου	mm	500
Διαδρομή εμβόλου	mm	2000
Σειρά ανάφλεξης	-	1-7-2-5-4-3-6
Ισχύς στο μέγιστο φορτίο	kW	10010
Ταχύτητα περιστροφής στο μέγιστο φορτίο	rpm	127

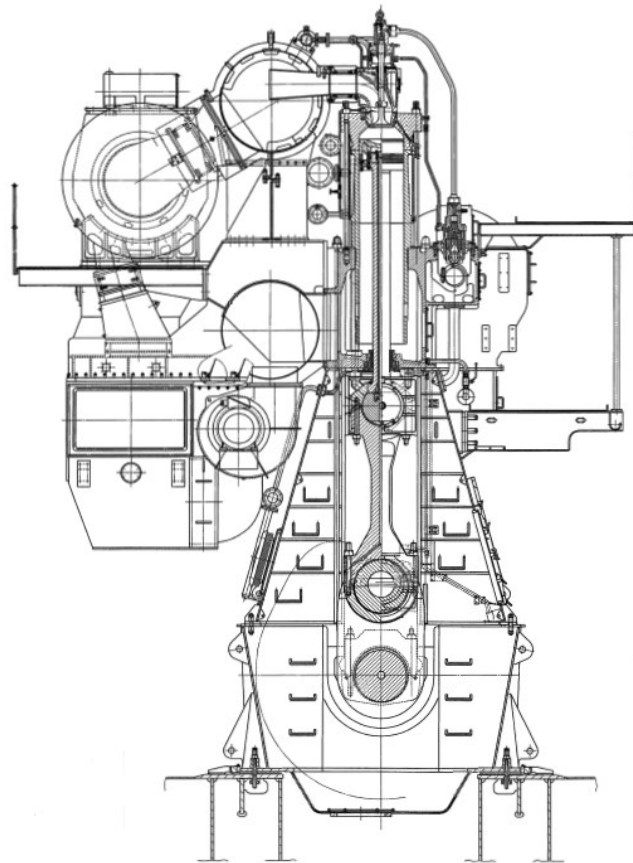
Πίνακας 2.1 Τεχνικά χαρακτηριστικά του 2-Χ κινητήρα

Ο τετράχρονος κινητήρας λειτουργεί υπό σταθερές στροφές καθώς είναι συζευγμένος με γεννήτρια με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ο κινητήρας έχει πέντε κυλίνδρους διατεταγμένους εν σειρά και διαθέτει ένα ζεύγος υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο. Η έγχυση του καυσίμου ξεκινάει στις οχτώ μοίρες πριν το ΑΝΣ ανεξαρτήτως του φορτίου λειτουργίας. Στο πίνακα 2.2 δίνονται τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα. Διευκρινίζεται ότι η ισχύς στο μέγιστο φορτίο που δίδεται στο πίνακα αφορά την αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα, ενώ στην πράξη η αποδιδόμενη (ηλεκτρική) ισχύς της γεννήτριας είναι 560 kW.

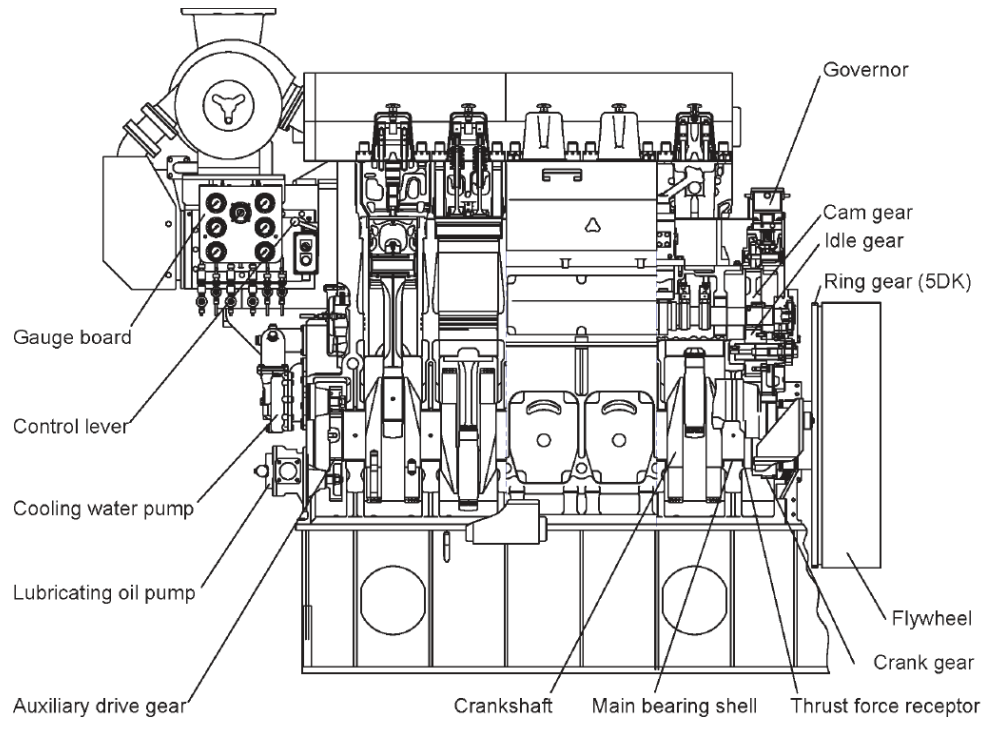
Αριθμός κυλίνδρων	-	5
Διάμετρος εμβόλου	mm	200
Διαδρομή εμβόλου	mm	300
Σειρά ανάφλεξης	-	1-3-5-4-2
Ισχύς στο μέγιστο φορτίο	kW	610
Ταχύτητα περιστροφής	rpm	900

*Πίνακας 2.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά του 4-Χ κινητήρα*

Στα σχήμα 2.18 παρατίθεται ο δίχρονος κινητήρας σε τομή, ενώ ο τετράχρονος κινητήρας δίδεται στο σχήμα 2.19, στο οποίο απεικονίζονται και τα βασικά εξαρτήματά του.



*Σχήμα 2.18 2-Χ βραδύστροφος ναυτικός κινητήρας*

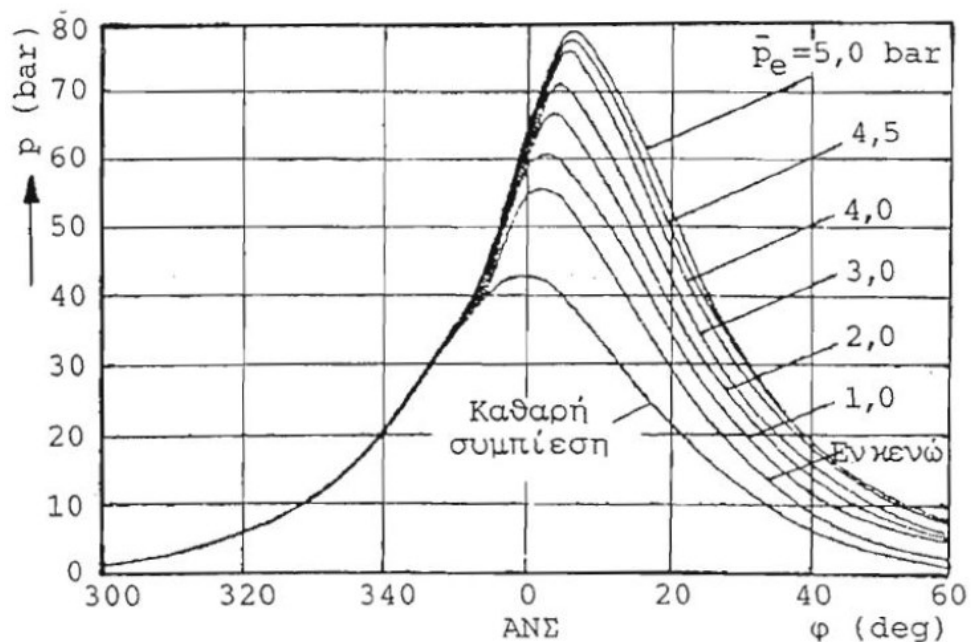


Σχήμα 2.19 4-Χ κινητήρας ηλεκτροπαραγωγής

### 3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΤΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

#### 3.1 Ρύθμιση φορτίου και απαιτήσεις έγχυσης καυσίμου

Στους κινητήρες Diesel η ρύθμιση του φορτίου είναι ποιοτική καθώς η αυξομείωση του έργου και της ισχύος επιτυγχάνεται μέσω της μεταβολής της ποιότητας του μίγματος, δηλαδή του λόγου ισοδυναμίας αέρα της καύσης. Το παραπάνω πραγματοποιείται μέσω της μεταβολής της εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας, ενώ η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα παραμένει πρακτικά σταθερή σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Στο σχήμα 3.1 δίδεται τυπική μορφή δυναμοδεικτικού διαγράμματος κινητήρα Diesel για διάφορα φορτία λειτουργίας.



Σχήμα 3.1 δυναμοδεικτικό διάγραμμα  $p$ - $\varphi$  κινητήρα Diesel για διάφορα φορτία λειτουργίας

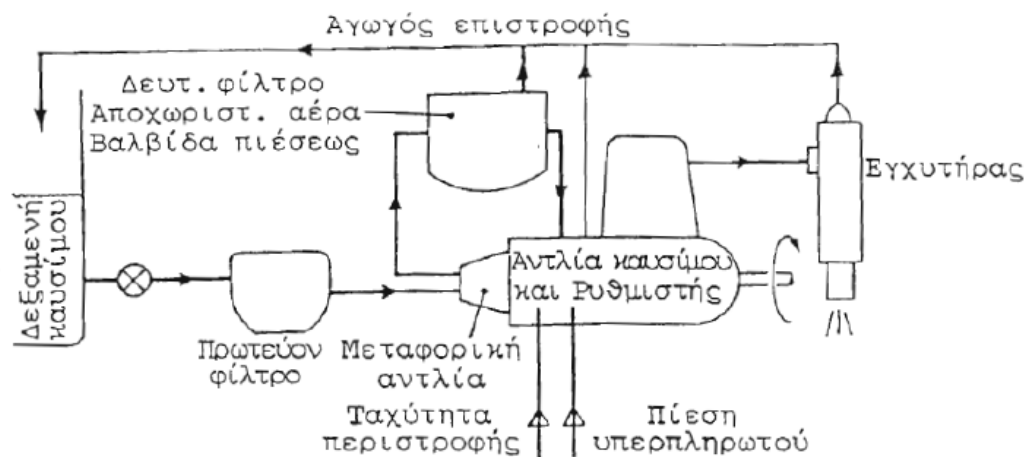
Στους κινητήρες μικρών διαστάσεων το ανώτερο φορτίο λειτουργίας τίθεται από την καύση, πρακτικά δηλαδή από το ανώτατο επιτρεπτό όριο περιεκτικότητας των καυσαερίων σε αιθάλη, ενώ στους μεγάλους κινητήρες τίθεται και από τις μηχανικές ή θερμικές καταπονήσεις.

Το σημαντικότερο σύστημα των κινητήρων Diesel είναι το σύστημα έγχυσης του καυσίμου το οποίο έχει ως βασικό σκοπό του την έγχυση του καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης

υπό υψηλή πίεση ώστε να εξασφαλιστεί ο διασκορπισμός του σε λεπτά σταγονίδια με συνέπεια την ταχεία ατμοποίηση και ανάμειξη του με τον περιβάλλοντα αέρα του κυλίνδρου. Η πίεση έγχυσης του καυσίμου ( $p_{inj}$ ) κυμαίνεται από 150 έως 2000 bar, ανάλογα με το είδος του κινητήρα και του χρησιμοποιούμενου καυσίμου.

Εκτός αυτού, το σύστημα έγχυσης πρέπει να εξασφαλίσει την ομοιόμορφη διανομή του καυσίμου στους διάφορους κυλίνδρους ανάλογα με το εκάστοτε φορτίο λειτουργίας. Το καύσιμο πρέπει να εισέρχεται στον κύλινδρο την κατάλληλη χρονική στιγμή (προπορεία έγχυσης) και το σύστημα να παρέχει την δυνατότητα, εάν απαιτείται, της μεταβολής της προπορείας έγχυσης. Τέλος, η έναρξη και το πέρας της έγχυσης πρέπει να είναι απότομές ώστε να διατηρείται υψηλή η πίεση της έγχυσης καθ' όλη την διάρκεια και να αποφευχθεί η εμφάνιση δευτερογενής έγχυσης.

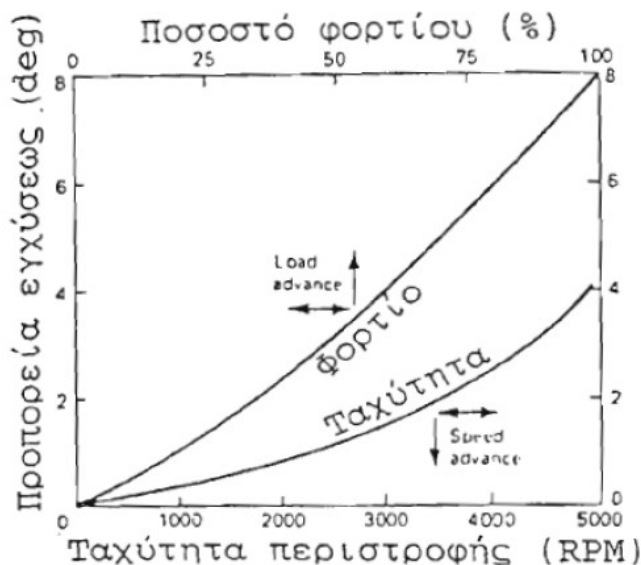
Στο σχήμα 3.2 παρατίθεται τυπική διάταξη συστήματος προσαγωγής καυσίμου η οποία αποτελείται από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα, τον σωλήνα κατάθλιψης καυσίμου και το βοηθητικό εξοπλισμό.



Σχήμα 3.2 Τυπική διάταξη συστήματος προσαγωγής του καυσίμου

Ο βοηθητικός εξοπλισμός περιλαμβάνει μία μεταφορική αντλία (χαμηλής πίεσης, περίπου 2÷5 bar) για να εξασφαλίζεται η ασφαλής τροφοδότηση της κύριας αντλίας, ένα πρωτεύον φίλτρο πριν την μεταφορική αντλία καθώς και ένα δευτερεύον φίλτρο μετά την μεταφορική αντλία το οποίο περιέχει την ρυθμιστική βαλβίδα πίεσης και την βαλβίδα αποχωρισμού του αέρα. Μέσω της ρυθμιστικής βαλβίδας επιτυγχάνεται προστασία έναντι υπερπίεσης, ενώ η βαλβίδα αποχωρισμού αέρα συντελεί στην σωστή δοσομετρητή της απαιτούμενης ποσότητας καυσίμου αφού αποβάλλει τον περιεχόμενο αέρα εντός του καυσίμου. Οι διαφυγές καυσίμου που ενδέχεται να εμφανιστούν λόγω απωλειών στεγανότητας επιστρέφουν στην δεξαμενή τροφοδότησης μέσω του αγωγού επιστροφής.

Η αντλία καυσίμου συνδέεται με τον κινητήρα και ελέγχει την εκάστοτε επιθυμητή ποσότητα και προπορεία έγχυσης στον κύλινδρο ανάλογα με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής. Η μέγιστη ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου που αναλογεί στο μέγιστο φορτίο εξαρτάται από την εκάστοτε ταχύτητα περιστροφής, ενώ στην περίπτωση των υπερπληρωμένων κινητήρων εξαρτάται και από την τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης. Η προπορεία έγχυσης πρέπει να αυξάνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, ενώ σε ορισμένες περιπτώσεις μπορεί να μεταβάλλεται με την αύξηση του φορτίου. Η αύξηση της προπορείας έγχυσης με την ταχύτητα περιστροφής απαιτείται καθώς το χρονικό διάστημα της καθυστέρησης ανάφλεξης είναι σταθερό οπότε χρειάζεται μεγαλύτερο διάστημα γωνίας στροφάλου ώστε να επιτευχθεί η ανάφλεξη του καυσίμου. Στο σχήμα 3.3 δίδεται διάγραμμα μεταβολής της προπορείας έγχυσης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου λειτουργίας. Προφανώς όλα τα παραπάνω πραγματοποιούνται με την προϋπόθεση ότι η αύξηση της προπορείας δεν θα επιφέρει απαγορευτική αύξηση της μέγιστης επιτρεπόμενης πίεσης στο κύλινδρο.



Σχήμα 3.3 Μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου

Στην πλειοψηφία των αντλιών καυσίμου υπάρχει ένας ρυθμιστικός κανόνας που ρυθμίζει την ποσότητα που εγχύεται κάθε φορά στον κύλινδρο, όμως η τοποθέτηση του ρυθμιστικού κανόνα σε μία σταθερή θέση δεν σημαίνει ότι οι στροφές του κινητήρα θα παραμείνουν σταθερές. Γι' αυτό το λόγο υπάρχει η ανάγκη τοποθέτησης κατάλληλου μηχανισμού, ο οποίος θα ελέγχει τις στροφές του κινητήρα ανάλογα με το φορτίο. Αυτός ο μηχανισμός ονομάζεται ρυθμιστής στροφών (speed governor) και επεμβαίνει στον ρυθμιστικό κανόνα με σκοπό την τήρηση σταθερής ταχύτητας όταν μεταβάλλεται το φορτίο ή την αποφυγή υπερταχύνσεως.



Για να μπορέσουμε να εξηγήσουμε περαιτέρω την ανάγκη ύπαρξης ρυθμιστή στροφών πρέπει πρώτα να διευκρινιστεί ότι από άποψη συνθηκών λειτουργίας, οι κινητήρες Diesel διακρίνονται σε κινητήρες σταθερής και σε κινητήρες μεταβλητής ταχύτητας περιστροφής.

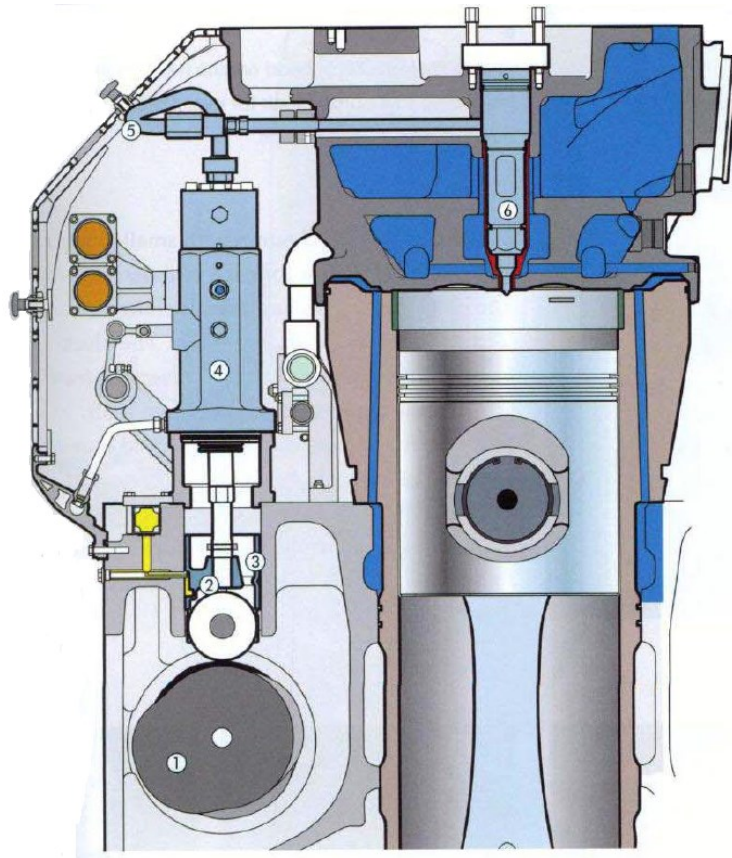
Τυπική περίπτωση κινητήρα ορισμένης και σταθερής ταχύτητας περιστροφής έχουμε όταν αυτός κινεί ηλεκτρική γεννήτρια, η οποία σε όλες σχεδόν τις περιπτώσεις παράγει σταθερή τάση, οπότε πρέπει να κινείται με σταθερή ταχύτητα ανεξάρτητα από το ζητούμενο φορτίο. Σε περίπτωση που έχουμε εναλλασσόμενο ρεύμα πρέπει επιπλέον η συχνότητα του παραγομένου ρεύματος να είναι σταθερή. Ενδεικτικό παράδειγμα αποτελεί ο τετράχρονος κινητήρας που εξετάζεται στην παρούσα διπλωματική ο οποίος κινεί ηλεκτρική γεννήτρια οχτώ πόλων με παραγόμενο εναλλασσόμενο ρεύμα συχνότητας 60 Hz. Για την επίτευξη όλων των παραπάνω πρέπει ο κινητήρας να περιστρέφεται με 900 rpm σε όλο το εύρος λειτουργίας του, γεγονός που καθιστά αναγκαία την ύπαρξη ρυθμιστή στροφών.

Στους κινητήρες μεταβλητής ταχύτητας υπάρχει μονοσήμαντη εξάρτηση του φορτίου από την ταχύτητα γεγονός που οφείλεται στην φύση της αντίστασης η οποία είναι σχεδόν πάντοτε ομόσημη. Λόγω αυτού, δεν είναι απαραίτητη η ύπαρξη ρυθμιστή στροφών καθώς η ρύθμιση των στροφών μπορεί να επιτευχθεί με μια απλή μετακίνηση του μοχλού του καυσίμου. Βέβαια, απαιτείται τουλάχιστον ένας ρυθμιστής υπερτάχυνσης για προστασία του κινητήρα από υπέρβαση των μεγίστων επιτρεπόμενων στροφών. Τυπικό παράδειγμα αποτελούν οι κινητήρες που χρησιμοποιούνται για πρόωση πλοίων και είναι απευθείας συνδεδεμένοι με την έλικα. Σε περίπτωση που αποκαλυφθεί μερικώς η έλικα λόγω κυματισμού, ο ρυθμιστής υπερτάχυνσης θα φροντίσει ώστε να διατηρηθεί η ταχύτητα περιστροφής στα επιτρεπτά όρια.

## **3.2 Αντλίες καυσίμου**

### **3.2.1 Κατηγορίες αντλιών καυσίμου**

Οι αντλίες καυσίμου είναι κατά πλειοψηφία εμβολοφόρες, θετικής εκτόπισης. Η κίνηση του εμβόλου επιτυγχάνεται μέσω τυπικού μηχανισμού εκκέντρου-τροχίλου ώσης και ισχυρού ελατηρίου. Το ελατήριο εξασφαλίζει την συνεχή επαφή του εκκέντρου με τον τροχίλο και μέσω της δράσης του εκτελείτε η διαδρομή αναρρόφησης του εμβόλου. Στο σχήμα 3.4 παρουσιάζεται σύστημα προσαγωγής καυσίμου τετράχρονου, μεσόστροφου κινητήρα Diesel, όπου διακρίνονται, βάση της αρίθμησης, τα εξής εξαρτήματα: (1) Έκκεντρο. (2) Τροχίλος. (3) Οδηγός. (4) Αντλία καυσίμου. (5) Σωλήνας κατάθλιψης. (6) Εγχυτήρας.



Σχήμα 3.4 Σύστημα προσαγωγής καυσίμου τετράχρονου κινητήρα Diesel.

Οι αντλίες καυσίμου που χρησιμοποιούνται στους κινητήρες Diesel διακρίνονται στις εξής κατηγορίες:

- I) Ατομικές αντλίες τύπου Bosch (individual pump Bosch type)
- II) Ενιαία συγκροτήματα αντλίας-εγχυτήρα (Unit Injector)
- III) Αντλίες διανομής τύπου Bosch (Distributing pump Bosch Type)
- IV) Αντλίες διανομής περιστροφικού τύπου Roosa (Distributing Rotary pump Roosa type)
- V) Αντλίες κοινού οχετού (Common Rail)

Στις πρώτες τρεις κατηγορίες αντλιών η εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου αποτελεί την ανεξάρτητη μεταβλητή, ενώ η πίεση του καυσίμου προσαρμόζεται σχετικώς. Στις δύο εναπομείναντες κατηγορίες ισχύει το αντίθετο, δηλαδή η εγχυόμενη ποσότητα είναι η εξαρτημένη μεταβλητή.

Στις επόμενες υποπαραγράφους περιγράφεται ο τρόπος λειτουργίας της εκάστοτε κατηγορίας αντλιών εκτός των αντλιών διανομής περιστροφικού τύπου Roosa καθώς η χρήση τους πλέον είναι αρκετά περιορισμένη.

### 3.2.2 Ατομική αντλία τύπου Bosch

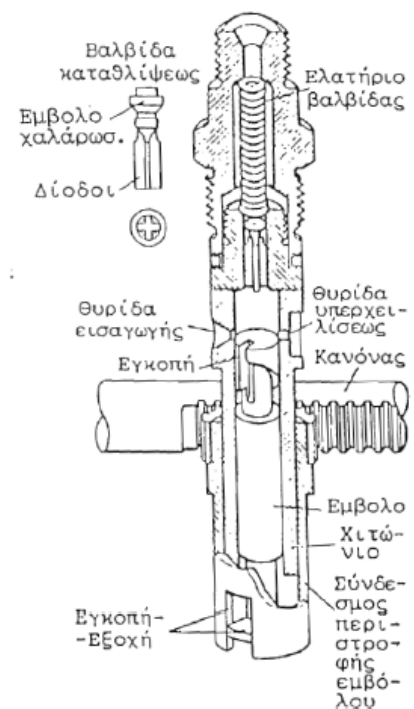
Σε αυτές τις αντλίες υπάρχει μια ξεχωριστή αντλία για κάθε κύλινδρο, η οποία καταθλίβει και ελέγχει την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου. Οι ατομικές αντλίες τύπου Bosch χωρίζονται σε ανεξάρτητες για κάθε κύλινδρο, οι οποίες παίρνουν κίνηση από τον εκκεντροφόρο και σε κεντρικές δηλαδή πολυκύλινδρες (in line), όπου κάθε κύλινδρος τους εξυπηρετεί ένα κύλινδρο του κινητήρα.

Οι ανεξάρτητες αντλίες χρησιμοποιούνται κατά κανόνα σε κινητήρες μεγάλων και μέσω διαστάσεων διότι είναι ιδανικές για επίτευξη ομοιόμορφων συνθηκών ροής και έγχυσης καυσίμου προς όλους τους κυλίνδρους αφού οι σωλήνες κατάθλιψης μεταξύ των αντλιών και των αντίστοιχων εγχυτήρων έχουν το ίδιο μήκος. Οι κεντρικές αντλίες χρησιμοποιούνται πολύ συχνά σε κινητήρες μικρών διαστάσεων διότι σε τέτοιες εφαρμογές το μέγεθος τους είναι λογικό, ενώ η τυχόν ανομοιομορφία των σωλήνων των διάφορων κυλίνδρων δεν επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τις συνθήκες έγχυσης του καυσίμου, λόγω του μικρού τους μήκους.

Τυπική διάταξη τέτοια αντλία απεικονίζεται στο σχήμα 3.5. Το έμβολο της αντλίας ολισθαίνει εντός του αντίστοιχου χιτωνίου με άριστη συναρμογή ώστε να εξασφαλιστεί η ανάπτυξη υψηλή πίεσης. Υπάρχει πάντα βαλβίδα κατάθλιψης, ενώ η αρχή της κατάθλιψης ξεκινάει μόλις η άνω ακμή του εμβόλου κλείσει θυρίδα εισαγωγής του καυσίμου. Παρακάτω περιγράφεται συνοπτικά ο τρόπος λειτουργίας της αντλίας.

Το καύσιμο εισέρχεται στον κύλινδρο όταν το έμβολό της αντλίας βρίσκεται στο κατώτερο σημείο της διαδρομής του. Στη συνέχεια, μέσω της επίδρασης του αντίστοιχου εκκέντρου το έμβολό της αντλίας ανυψώνεται και καλύπτει την θυρίδα εισαγωγής με αποτέλεσμα να συμπιέζεται το καύσιμο και αφού ανοίξει η βαλβίδα κατάθλιψης μεταδίδεται η πίεση στον εγκλωβισμένο καύσιμο του σωλήνα κατάθλιψης. Το καύσιμο αυτό ανυψώνει τη βελονοειδή βαλβίδα του εγχυτήρα και μέσω της οπής ή των οπών του εγχυτήρα το καύσιμο εκτοξεύεται στον κύλινδρο υπό μεγάλη διαφορά πίεσης.

Η έγχυση του καυσίμου παύει όταν αποκαλυφθεί η θυρίδα εισαγωγής ή η θυρίδα υπερχειλίσας από την ρυθμιστική ακμή μιας ελικοειδούς εγκοπής διαμέτρου  $d_a$  καθώς τότε αποκαθίσταται επικοινωνία μεταξύ του χώρου κατάθλιψης της αντλίας και της αναρρόφησης αυτής. Από τα παραπάνω προκύπτει ότι η ενεργός διαδρομή του εμβόλου

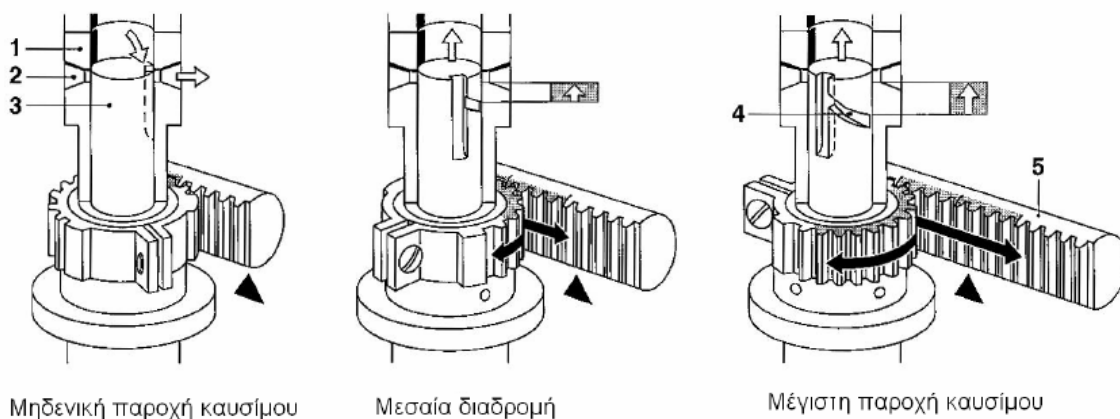


Σχήμα 3.5 Ατομική αντλία καυσίμου τύπου Bosch

$(S_a)_e$  αποτελεί μέρος της όλης διαδρομής της  $S_a$ . Η ποσότητα του ανά κύκλου λειτουργίας εγχυόμενου καυσίμου  $B$  μπορεί να υπολογιστεί μέσω του παρακάτω τύπου (όπου  $\rho_l$  η πυκνότητα του καυσίμου και  $\eta_\alpha$  ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης της αντλίας):

$$B = \left( \frac{\pi d_a^2}{4} \right) \cdot (S_a)_e \cdot \rho_l \cdot \eta_\alpha \quad (4.1)$$

Η διάρκεια της έγχυσης καθορίζεται από την σχεδίαση του ανάλογου εκκέντρου και την σχετική θέση της ελικοειδούς εγκοπής. Η θέση της ελικοειδούς εγκοπής μεταβάλλεται με την περιστροφή του εμβόλου μέσω του ρυθμιστικού κανόνα της αντλίας. Το σχήμα 3.6 δείχνει την θέση της ελικοειδούς εγκοπής, καθώς και την επίδραση του ρυθμιστικού κανόνα για την επίτευξή της για διάφορες συνθήκες φόρτισης. Ταυτόχρονα, απεικονίζονται τα εξής: (1) Κύλινδρος αντλίας πετρελαίου. (2) Θυρίδα εισαγωγής. (3) Έμβολο. (4) Ελικοειδής εγκοπή. (5) Ρυθμιστικός κανόνας πετρελαίου.



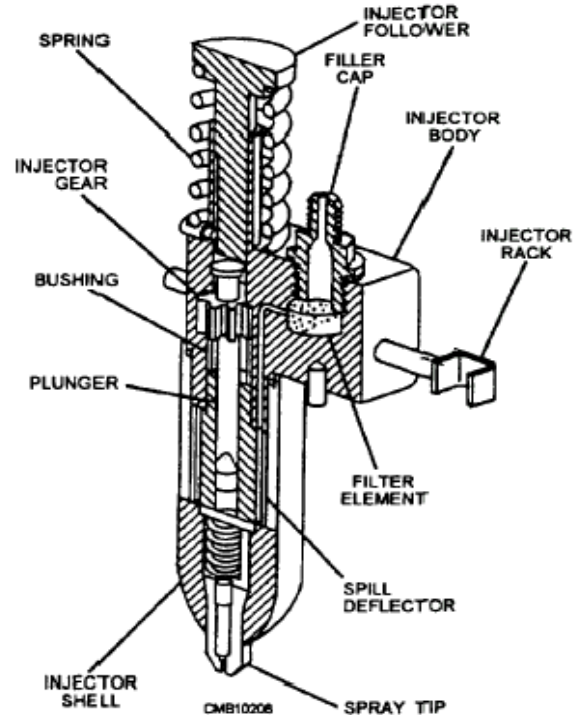
Σχήμα 3.6 Ρύθμιση της θέσης της ελικοειδούς εγκοπής μέσω του ρυθμιστικού κανόνα

Σε αυτές τις αντλίες η έναρξη της κατάθλιψης είναι σταθερή ενώ το πέρας μεταβάλλεται αναλογικά με την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός η διαμόρφωση της ελικοειδούς εγκοπής είναι προς τα κάτω. Στις περιπτώσεις που επιθυμείτε η μεταβολή της προπορείας έγχυσης, τότε η ελικοειδής εγκοπή διαμορφώνεται προς τα άνω, ενώ υφίσταται και η σύνθετη διάταξη με χρήση διπλής ελικοειδούς εγκοπής οπότε έτσι μεταβάλλεται και η έναρξη και το πέρας της έγχυσης.

Λεπτομερής περιγραφή του τρόπου επίτευξής της μεταβολής της προπορείας έγχυσης σε ατομικές αντλίες τύπου Bosch που χρησιμοποιούνται σε βραδύστροφους ναυτικούς κινητήρες Diesel γίνεται στην υποενότητα 3.4.

### 3.2.3 Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα

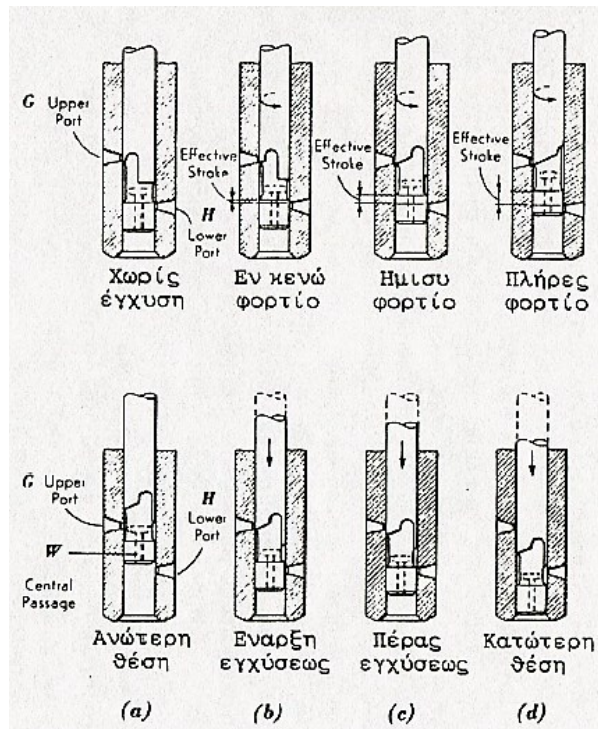
Τα ενιαία συγκροτήματα χρησιμοποιούνται στους κινητήρες μεγάλων διαστάσεων και διακρίνονται από σχετικά μεγάλο κόστος. Σε κάθε κύλινδρο του κινητήρα υπάρχει μία ατομική αντλία με τον αντίστοιχο εγχυτήρα χωρίς την παρεμβολή σωλήνα κατάθλιψης. Με αυτό τον τρόπο αποφεύγεται αφενός η σημαντική καθυστέρηση της έγχυσης που υφίσταται στην περίπτωση μεγάλου μήκους σωλήνων και αφετέρου η εμφάνιση δευτερογενών εγχύσεων λόγω των δυναμικών φαινομένων που συμβαίνουν στον σωλήνα κατάθλιψης. Το ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα (σχήμα 3.7) τοποθετείται στην κεφαλή του κυλίνδρου και το έμβολό της αντλίας κινείται από την εκκεντροφόρο άτρακτο μέσω τυπικού μηχανισμού εκκέντρου-τρόχλου ώσης. Η παροχή του καυσίμου ρυθμίζεται μέσω της περιστροφής του εμβόλου με παρόμοιο τρόπο που επιτυγχάνεται στις ατομικές αντλίες τύπου Bosch.



Σχήμα 3.7 Ενιαίο συγκρότημα αντλίας-εγχυτήρα

Με τη βοήθεια του σχήματος 3.8 θα γίνει μία σύντομη περιγραφή της λειτουργίας του ενιαίου συγκροτήματος. Το καύσιμο ξεκινάει να εισέρχεται κύλινδρο, μέσω της κατώτερης θυρίδας Η, όταν το έμβολο της αντλίας βρίσκεται στην ανώτερη θέση της διαδρομής του, δηλαδή στην θέση (α). Μόλις κλείσει η κατώτερη θυρίδα Η καθώς και η ανώτερη θυρίδα Γ, οι οποίες επικοινωνούν μεταξύ τους μέσω της ελικοειδούς εγκοπής του εμβόλου, ξεκινάει η συμπίεση του καυσίμου. Έτσι, στην θέση (b) το έμβολο κατά την κάθοδο του συμπιέζει το καύσιμο και το καταθλίβει προς τον εγχυτήρα αφού πρώτα περάσει από βαλβίδα αντεπιστροφής. Όταν αποκατασταθεί η επικοινωνία μεταξύ του χώρου κατάθλιψης της αντλίας και της κατώτερης θυρίδας αναρρόφησης τότε η έγχυση καυσίμου σταματά.

Η διάρκεια έγχυσης του καυσίμου καθορίζεται από την σχετική θέση της ελικοειδούς εγκοπής ως προς την ανώτερη θυρίδα, η οποία αλλάζει θέση με περιστροφή του εμβόλου της αντλίας μέσω του ρυθμιστικού κανόνα. Στην πάνω σειρά του σχήματος 3.8 φαίνεται η θέση της ελικοειδούς εγκοπής για διάφορες συνθήκες φόρτισης. Στο τέλος, το καταθλιβόμενο καύσιμο φτάνει στον εγχυτήρα και μέσω των οπών του ακροφυσίου του εγχυτήρα εκτοξεύεται στο θάλαμο καύσης.



Σχήμα 3.8 Θέσεις της ελικοειδούς εγκοπής για διάφορα φορτία (πάνω) και θέσεις διαδρομής εμβόλου της αντλίας (κάτω)

### 3.2.4 Αντλία διανομής τύπου Bosch

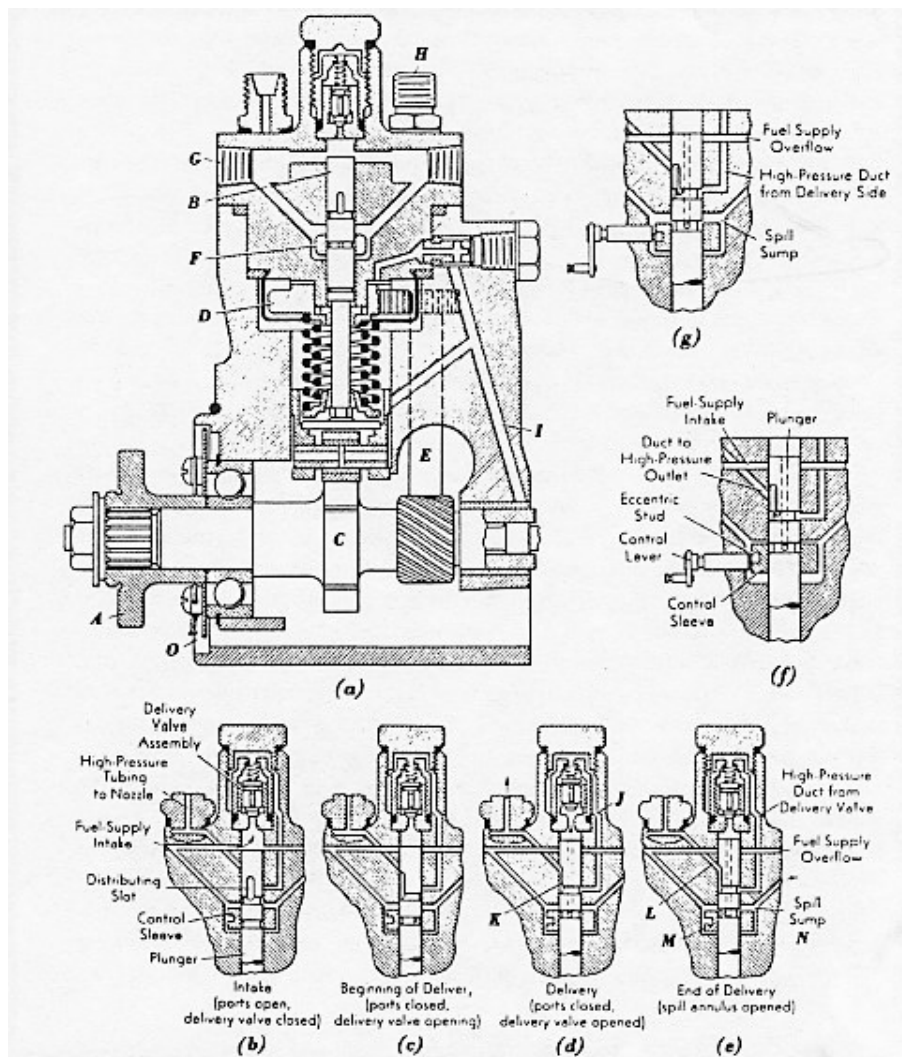
Οι αντλίες διανομής τύπου Bosch χρησιμοποιούνται σε πολυκύλινδρους κινητήρες μικρής ισχύος, με ισχύ ανά κύλινδρο μικρότερη των 50 PS, και μπορούν να αναπτύξουν πιέσεις έως 750 bar. Το μεγάλο τους πλεονέκτημα είναι η συμπαγής κατασκευή τους, που τις καθιστά αρκετά πιο οικονομικές σε σχέση με τις αντίστοιχες ατομικές αντλίες, ενώ επιπλέον είναι ιδανικές για λειτουργία με πολλαπλά καύσιμα.

Η περιγραφή της αρχής λειτουργίας αυτών των αντλιών θα στηριχθεί στο σχήμα 3.9. Η κίνηση της μονάδας λαμβάνεται από την εκκεντροφόρο άτρακτο μέσω της ατράκτου A. Το έμβολο παλινδρομεί υπό την επίδραση των εκκέντρων C, ο αριθμός των οποίων ποικίλει ανάλογα με το πλήθος των κυλίνδρων της μηχανής, και συγχρόνως περιστρέφεται από τον τροχό D που στρέφεται με την μισή ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου A μέσω του τροχού E. Η ποσότητα του καυσίμου ρυθμίζεται μέσω του ρυθμιστικού χιτωνίου F του οποίου η μετατόπιση επιτυγχάνεται μέσω ειδικού μοχλού. Όσο πιο ψηλά τοποθετείται το χιτώνιο τόσο μεγαλώνει η διάρκεια, άρα και η ποσότητα της έγχυσης, ενώ όσο πιο χαμηλά τοποθετείται τόσο μικραίνει η ποσότητα του καταθλιβομένου καυσίμου.

Στα (b), (c), (d) και (e) απεικονίζεται η λειτουργία του εμβόλου. Το καύσιμο εισέρχεται στον κύλινδρο του εμβόλου και μόλις το έμβολο κλείσει τις θυρίδες εισαγωγή, συμπιέζεται με αποτέλεσμα να ανοίξει η βαλβίδα κατάθλιψης. Στη συνέχεια το καύσιμο ρέει στον



δακτυλιοειδή χώρο του εμβόλου, ο οποίος φέρει την αξονική εγκοπή Κ. Από την αξονική εγκοπή Κ διανέμεται το καύσιμο στον αγωγό εξόδου L, με τον οποίο το έμβολο επικοινωνεί εκείνη την στιγμή, και στην συνέχεια οδηγείται στον αντίστοιχο εγχυτήρα. Οι αγωγοί εξόδου L είναι όσοι και οι κύλινδροι του κινητήρα και είναι διατεταγμένοι περιμετρικά του θαλάμου της αντλίας. Όταν ο κατώτερος δακτύλιος Μ υπερβεί την ακμή του χιτωνίου τότε το καύσιμο διαφεύγει μέσω της διόδου Ν και ταυτόχρονα κλείνει η βαλβίδα κατάθλιψης.



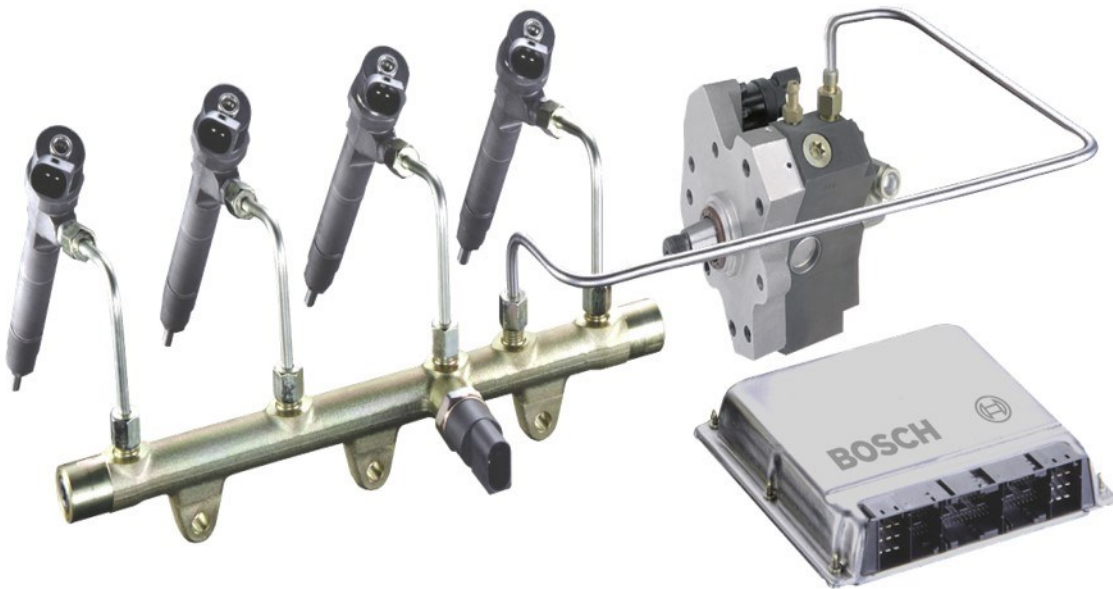
Σχήμα 3.9 Αντλία καυσίμου διανομής τύπου Bosch

### 3.2.5 Αντλία κοινού οχετού

Στα πρώτα συστήματα που χρησιμοποιήθηκαν οι αντλίες κοινού οχετού, η έγχυση του καυσίμου στηριζόταν σε μηχανικό έλεγχο. Η πολυπλοκότητα της διάταξης των συστημάτων αυτών έθετε πολλούς περιορισμούς με αποτέλεσμα να υπάρχει χαμηλή αξιοπιστία και κατ' επέκταση περιορισμένη χρήση. Τις τελευταίες δεκαετίες αναπτύχθηκαν συστήματα έγχυσης κοινού οχετού με ηλεκτρονικό έλεγχο της έγχυσης τα οποία αντέχουν αρκετά υψηλές πιέσεις λειτουργίας (άνω των 1500 bar) και πλέον βρίσκουν εφαρμογή μεγάλο εύρος των κινητήρων Diesel.

Για να μπορέσουμε να περιγράψουμε καλύτερη όλο τον τρόπο λειτουργίας δεν θα γίνει αναφορά μόνο στην αντλία καυσίμου αλλά στην συνολικότερη διάταξη, δηλαδή στο σύστημα κοινού οχετού.

Στα συστήματα κοινού οχετού (σχήμα 3.10) η διαδικασία ανύψωσης της πίεσης και η διαδικασία της έγχυσης είναι τελείως ανεξάρτητες μεταξύ τους. Στη πιο απλή μορφή αποτελούνται από μια αντλία υψηλής πίεσης, ένα οχετό καυσίμου, τους εγχυτήρες καυσίμου με ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες καθώς και αγωγούς υψηλής πίεσης που συνδέουν τον οχετό με τους εγχυτήρες.



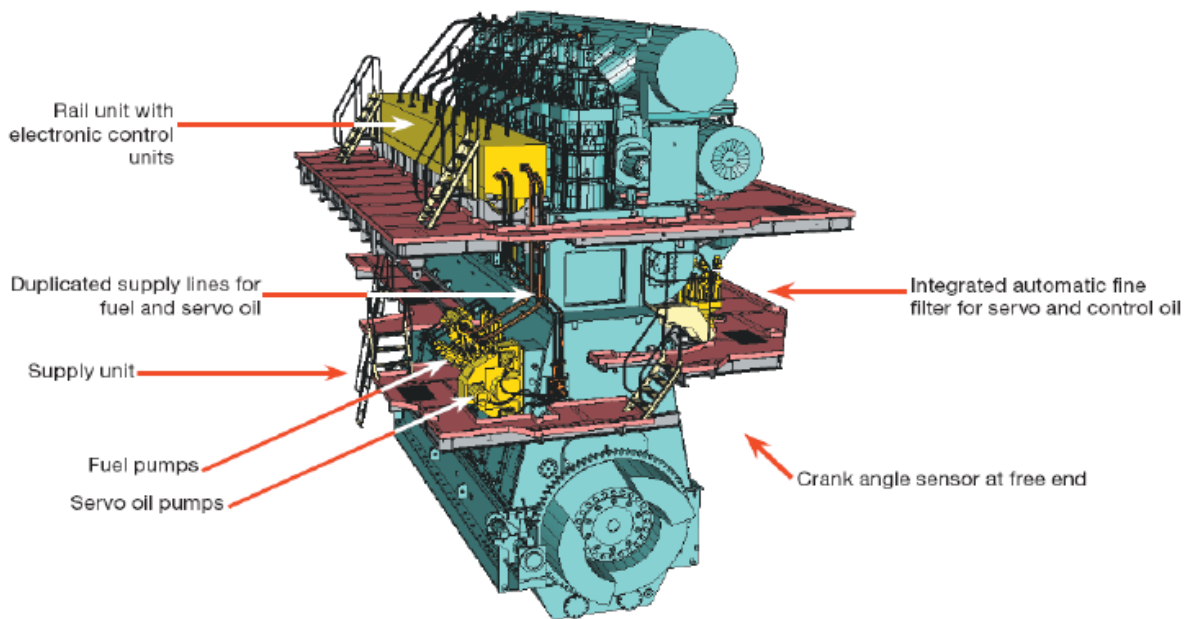
Σχήμα 3.10 Σύστημα έγχυσης κοινού οχετού τετράχρονου κινητήρα Diesel

Η αντλία υψηλής πίεσης καταθλίβει το καύσιμο στον κοινό οχετό, ο οποίος τροφοδοτεί με καύσιμο όλους τους εγχυτήρες καυσίμου. Ο μεγάλος σχετικά όγκος του κοινού συλλέκτη του επιτρέπει να λειτουργεί ως δοχείο πίεσης, ώστε να αποσβένονται τα κύματα πίεσης από την αντλία υψηλής πίεσης και να μπορεί να διατηρήσει την πίεση του καυσίμου



πρακτικά σταθερή. Η έγχυση του καυσίμου ελέγχεται από ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα τοποθετημένη σε κάθε εγχυτήρα. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατή η μεταβολή του χρονισμού και της διάρκειας της έγχυσης, μέσω του ελέγχου των ηλεκτρομαγνητικών βαλβίδων από κατάλληλο σύστημα ελέγχου, ανάλογα με το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.

Τα πλεονεκτήματα των συστημάτων κοινού οχετού , όπως η επίτευξη υψηλής πίεσης έγχυσης ανεξαρτήτως της ταχύτητας περιστροφής, η ακρίβεια στη ρύθμιση της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου σε κάθε εγχυτήρα καθώς και η ευελιξία στον καθορισμό του χρονισμού έγχυσης, τα καθιστά ευρείας αποδοχής πλέον και στους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Στο σχήμα 3.11 παρουσιάζεται τυπική εγκατάσταση συστήματος κοινού οχετού σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα.



Σχήμα 3.11 Διάταξη συστήματος κοινού οχετού σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα.

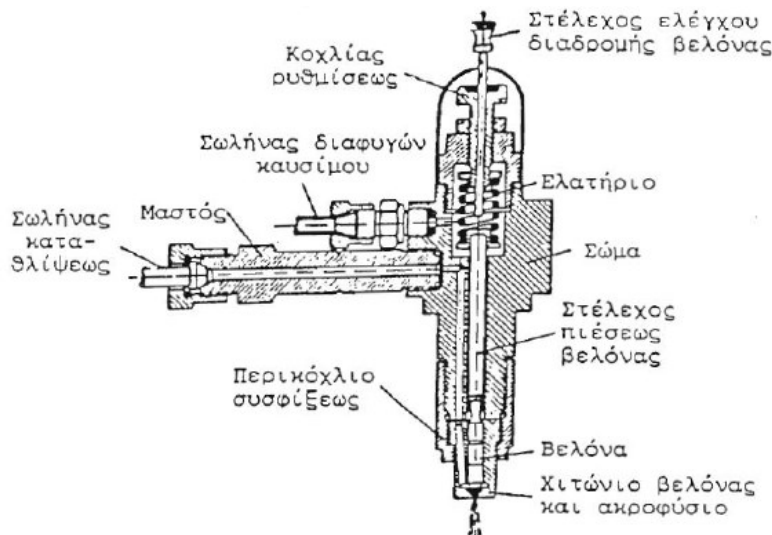
### 3.3 Εγχυτήρες καυσίμου

Ο σκοπός του εγχυτήρα είναι η έγχυση και ο διασκορπισμός του καυσίμου στον κύλινδρο του κινητήρα σε δεδομένο χρονικό διάστημα. Οι εγχυτήρες αποτελούν το τελευταίο τμήμα του συστήματος έγχυσης των κινητήρων Diesel και τοποθετούνται στη κεφαλή των κυλίνδρων με αποτέλεσμα να καταπονούνται ιδιαίτερα από τις υψηλές πιέσεις και τις μεταβολές της θερμοκρασίας των θαλάμων καύσης.

Οι εγχυτήρες καυσίμου μπορούν να χωρισθούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες: Ανοιχτοί Εγχυτήρες και Κλειστοί Εγχυτήρες.

Στον ανοιχτό εγχυτήρα υπάρχει συνεχής επικοινωνία μεταξύ αντλίας καυσίμου και κυλίνδρου του κινητήρα λόγω της έλλειψης βελόνα. Σε αυτούς τους εγχυτήρες απαιτείται μικρή επιφάνεια διατομής των οπών του ακροφυσίου ώστε να είναι ικανοποιητική η ποιότητα έγχυσης στις χαμηλές στροφές λειτουργίας του κινητήρα γεγονός που οδηγεί σε υπερβολικά μεγάλες πιέσεις σε υψηλές στροφές λειτουργίας, λόγω της αρχής λειτουργίας τους. Εκτός αυτού, έχει παρατηρηθεί ότι μεταξύ διαδοχικών εγχύσεων υπάρχει μεγάλη πιθανότητα διαρροής καυσίμου στον θάλαμο καύσης. Τα δύο προηγούμενα μειονεκτήματα των ανοιχτών εγχυτήρων συντέλεσαν στο να έχουν σχεδόν καταργηθεί σήμερα.

Στους κλειστούς εγχυτήρες (σχήμα 3.12), οι οποίοι χρησιμοποιούνται σχεδόν αποκλειστικά σήμερα, η βελόνα αποτελεί βασικό εξάρτημα καθώς ελέγχει την επικοινωνία μεταξύ της αντλίας καυσίμου και του θαλάμου καύσης. Η βελόνα πιέζεται ενάντια στην έδρα της μέσω ενός ελατηρίου, το οποίο εδράζεται πάνω στο σώμα του εγχυτήρα. Η προένταση αυτού του ελατηρίου ρυθμίζεται με την βοήθεια ρυθμιστικού περικοχλίου, ενώ η βελόνα οδηγείται στο χιτώνιο με άριστη συναρμογή ώστε να είναι δυνατή η ανάπτυξη υψηλών πιέσεων.

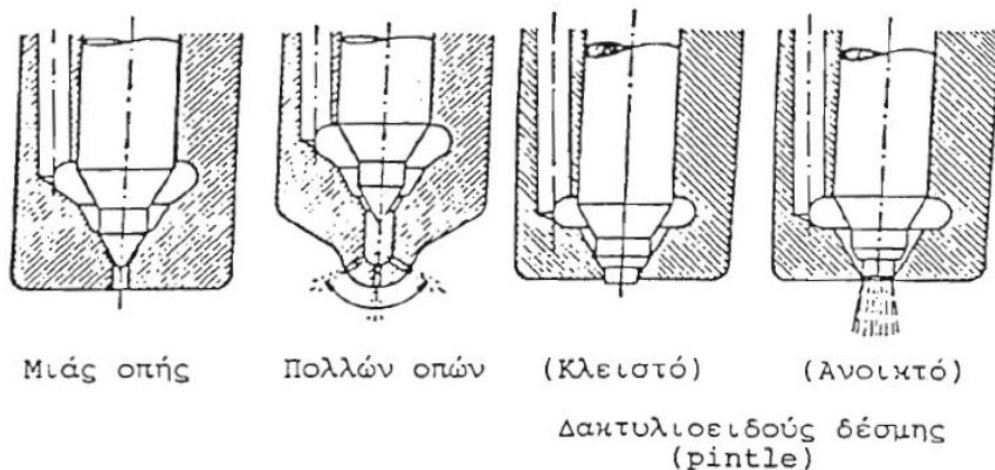


Σχήμα 3.12 Κλειστός εγχυτήρας τύπου Bosch

Διευκρινίζεται ότι η πίεση που απαιτείται ώστε να ανοίξει η βελόνα είναι μεγαλύτερη από αυτήν που χρειάζεται ώστε να συγκρατηθεί ανοιχτή, διότι όταν η βελόνα βρίσκεται στην κλειστή θέση το καύσιμο ασκεί πίεση σε μικρότερη επιφάνεια λόγω της διατομής της εδράσεως. Το μέγεθος της διατομής των οπών του ακροφυσίου πρέπει να εκλέγεται με τρόπο ώστε να περιορίζεται η πίεση έγχυσης στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής σε λογικές τιμές, ενώ η πίεση ανοίγματος του εγχυτήρα οφείλεται να ρυθμίζεται σε μια ελάχιστη τιμή που επιτρέπει ικανοποιητικό διασκορπισμό του καυσίμου στις χαμηλές στροφές λειτουργίας. Εξίσου σημαντική είναι τιμή της πίεσης κλεισίματος του εγχυτήρα, η οποία επιθυμείτε να είναι σχετικά μεγάλη, ώστε να πιέζεται η βελόνα ισχυρά στην έδρα της και να αποφεύγονται οι διαρροές του καυσίμου στον θάλαμο καύσης.

Το ακροφυσίου έγχυσης, το οποίο βρίσκεται στο κάτω μέρος του εγχυτήρα, περιλαμβάνει μία ή περισσότερες οπές μέσω των οποίων επιτυγχάνεται η έγχυση του καυσίμου στον θάλαμο καύσης. Το ακροφύσιο μπορεί να αποτελεί συνεχιζόμενο τμήμα του σώματος του εγχυτήρα ή ξεχωριστό κομμάτι που προσδένεται στο σώμα μέσω κοχλίας. Στην πλειοψηφία των κινητήρων η ψύξη του εγχυτήρα επιτυγχάνεται μέσω της ανακυκλοφορίας του καυσίμου, ενώ στους μεγάλους κινητήρες συνήθως υπάρχουν δίοδοι ψύξης ώστε να απάγεται το θερμικό φορτίο του κινητήρα.

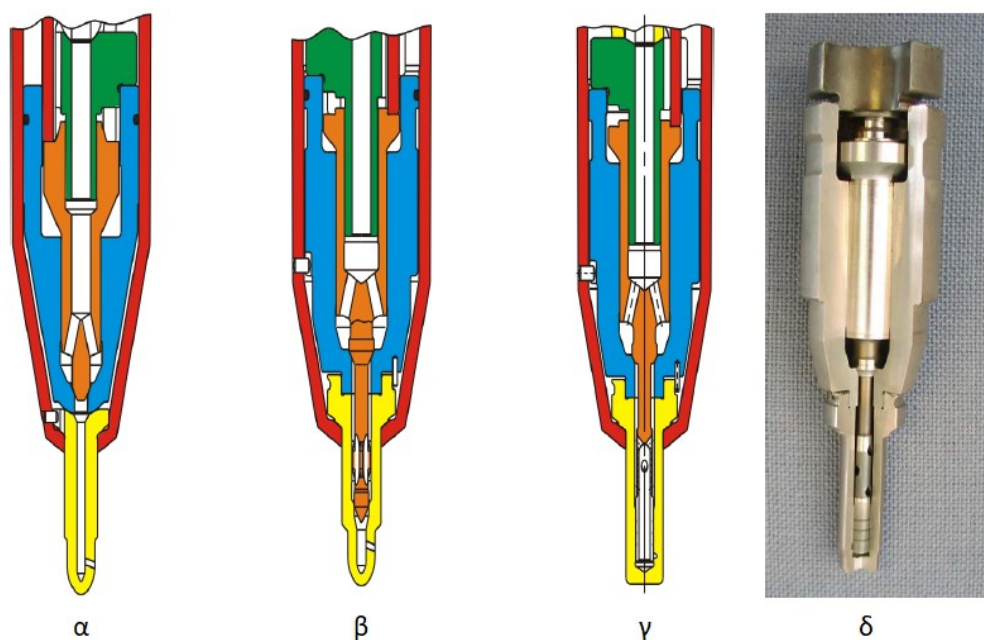
Στο σχήμα 3.13 παρουσιάζονται τυπικές διαμορφώσεις της βελόνας και των οπών του ακροφυσίου εγχυτήρων. Ανάλογα με το πλήθος των οπών διακρίνονται σε ακροφύσια μίας οπής και πολλών οπών, ενώ υφίστανται και τα ακροφύσια δακτυλιοειδούς δέσμης στα οποία η κάτω άκρη της βελόνας προβάλλει από την μοναδική οπή.



Σχήμα 3.13 Διαμόρφωση ακροφυσίου εγχυτήρων

Στους δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες επιδιώκεται καλή ποιότητα έγχυσης η οποία επιτυγχάνεται με ακροφύσια πολλών οπών. Για να υπάρξει καλή κατανομή του καυσίμου μέσα στον θάλαμο καύσης οι οπές πρέπει να είναι συμμετρικά κατανεμημένες και όσον αφορά τον αριθμό των οπών πρέπει να είναι μεγάλος (συνήθως μέχρι 12, ενώ σε ορισμένους κινητήρες μεγάλης ισχύος μέχρι 18), διότι αντίστοιχα η παροχή του καυσίμου είναι μεγάλη. Η διάμετρος των οπών μπορεί να είναι μεγαλύτερη από 0.2 mm αλλά δεν πρέπει να ξεπερνάει τα 0.8 mm ώστε να αποφευχθεί η δημιουργία μεγάλων σταγόνων που δυσκολεύουν την ταχεία καύση. Στους σύγχρονους δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες, λόγω της παρουσίας βαλβίδας εξαγωγής, οι εγχυτήρες τοποθετούνται περιμετρικά στο πώμα. Συνήθως τοποθετούνται δύο εγχυτήρες αντιδιαμετρικά, ενώ δύναται να είναι τρεις εγχυτήρες ανά 120° ο καθένας. Στη συνέχεια, θα γίνει μία σύντομη αναφορά στις διατάξεις ακροφυσίων που χρησιμοποιούνται στους εγχυτήρες αυτών των κινητήρων, οι οποίες παρουσιάζονται στο σχήμα 3.14.

Στα παλαιότερα ακροφύσια (σχ. 3.14α) το μεγάλο μήκος του συγκροτήματος οδηγούσε σε μεγάλο εσωτερικό όγκο του αντίστοιχου θαλάμου. Όταν ο εγχυτήρας έπαυε να εγχύει, ο συγκεκριμένος θάλαμος παρέμενε με καύσιμο, το οποίο έσταζε σταδιακά μέσα στο κύλινδρο. Το καύσιμο αυτό καιγόταν ατελώς, αυξάνοντας έτσι τις επικαθήσεις και την έκλυση ρύπων. Για την αποφυγή των παραπάνω οι σύγχρονοι εγχυτήρες φέρουν κατάλληλες προεκτάσεις της βελόνας του εγχυτήρα εντός του θαλάμου του ακροφυσίου. Οι προεκτάσεις αυτές είτε μειώνουν τον όγκο του θαλάμου (σχ.3.14β), είτε φέρουν κατάλληλη εσωτερική κοιλότητα (σχ.3.14γ) που φθάνει μέχρι την άκρη του θαλάμου, συγκρατώντας το καύσιμο στο εσωτερικό της, αποτρέποντας με αυτό τον τρόπο τη διαρροή καυσίμου. Στο σχήμα 3.14δ παρατίθεται πραγματικός εγχυτήρας σε τομή.

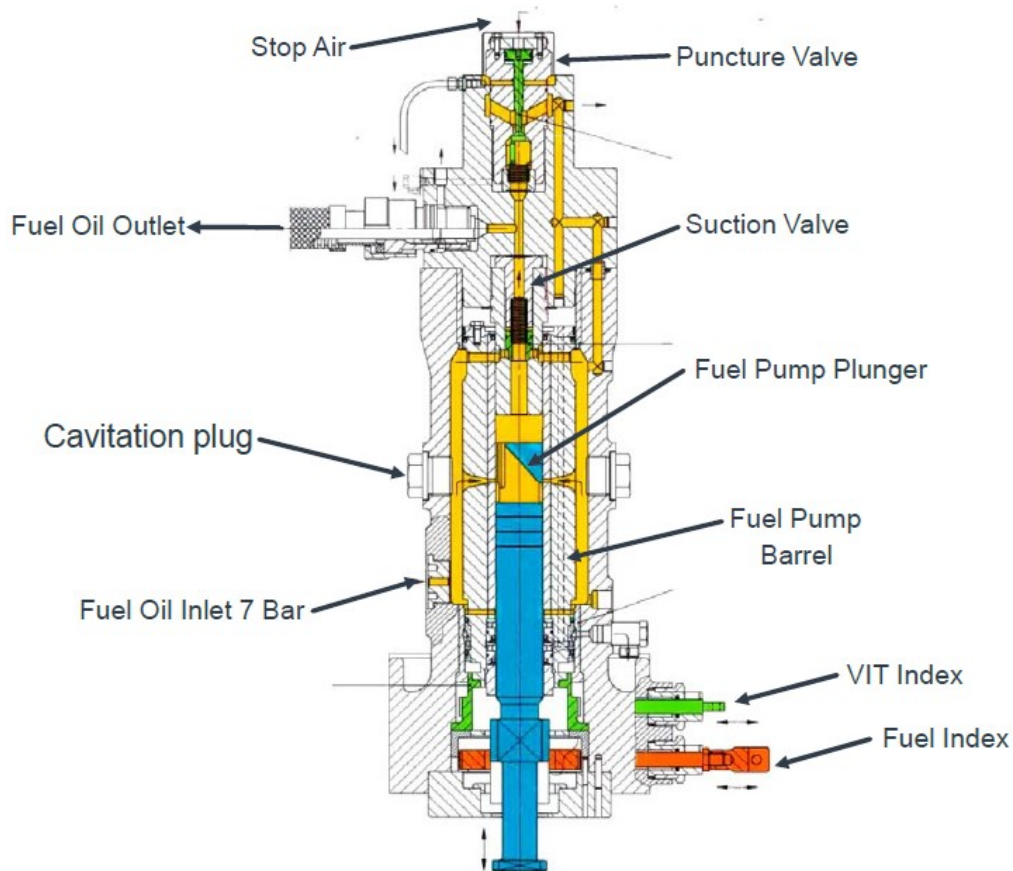


Σχήμα 3.14 Διατάξεις ακροφυσίων από εγχυτήρες δίχρονων βραδύστροφων κινητήρων

### 3.4 Συστήματα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης καυσίμου δίχρονων βραδύστροφων κινητήρων Diesel

Στην παρούσα εργασία διερευνάται η επίδραση της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης καυσίμου με το μεγαλύτερο μέρος της διερεύνησης να πραγματοποιείται σε δίχρονο βραδύστροφο κινητήρα. Η παραπάνω μεταβολή επιτυγχάνεται μέσω ειδικών συστημάτων τα οποία είναι πλέον πολύ διαδεδομένα σε αυτούς τους κινητήρες. Σε αυτό το εδάφιο θα περιγράψουμε τον τρόπο λειτουργίας των συστημάτων μεταβλητού χρονισμού έγχυσης, καθώς και τους λόγους για τους οποίους χρησιμοποιούνται.

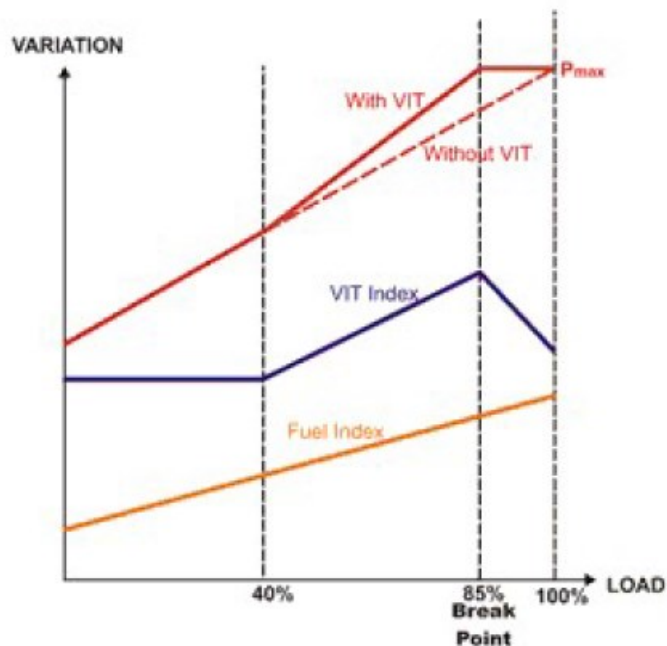
Στο σχήμα 3.15 δίδεται σε τυπική διάταξη ατομικής αντλίας τύπου Bosch με σύστημα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης που χρησιμοποιείται σε δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες. Εκτός από τον ρυθμιστικό κανόνα καυσίμου υπάρχει ένας επιπλέον κανόνας, μέσω του οποίου επιτυγχάνεται η μεταβολή της προπορείας έγχυσης. Συγκεκριμένα, ο οδοντωτός κανόνας συνεργάζεται με ένα οδοντωτό τροχό, εσωτερικά του οποίου υπάρχει σπείρωμα στο οποίο προσδένεται το χιτώνιο της αντλίας (fuel pump barrel). Η όλη διάταξη επιτρέπει την κατακόρυφη μετατόπιση του χιτωνίου μεταβάλλοντας έτσι την θέση των θυρίδων υπερχείλισης σε σχέση με το έμβολο. Αποτέλεσμα αυτού είναι και η ανάλογη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης καυσίμου.



Σχήμα 3.15 Αντλία καυσίμου δίχρονου βραδύστροφου κινητήρα

Τα συστήματα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης είναι πλέον πολύ διαδεδομένα καθώς αποτελούν μία σύνηθες τεχνική μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου. Μέσω αυτών, γίνεται δυνατή η μεταβολή της έναρξης της έγχυσης καυσίμου γεγονός που επιδρά στην μέγιστη πίεση καύσης και κατ' επέκταση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Συγκεκριμένα η αύξηση της προπορείας έγχυσης (advance) οδηγεί σε βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καθώς έτσι αυξάνεται η πίεση καύσης, ενώ η μείωση της προπορείας έγχυσης (retard) συντελεί στο αντίθετο αποτέλεσμα. Η σωστή λειτουργία του συστήματος είναι απαραίτητη διότι εκτός από την βελτιστοποίηση της λειτουργίας του κινητήρα είναι υπεύθυνο και για τον έλεγχο της πίεσης καύσης, η οποία πρέπει πάντα να διατηρείται εντός των επιτρεπτών ορίων.

Στην πλειοψηφία αυτών των συστημάτων η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου διατηρείται σταθερή στα χαμηλά φορτία λειτουργίας του κινητήρα (συνήθως έως το 40% του μέγιστου φορτίου λειτουργίας ώστε να αποφεύγονται συχνές αλλαγές στο σύστημα έγχυσης κατά την διάρκεια των ελιγμών του πλοίου). Όταν το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα ξεπεράσει το 40% ξεκινάει η αύξηση της προπορείας έγχυσης και αυτό συνεχίζεται έως περίπου το 85% του φορτίου. Ο κινητήρας σχεδιάζεται με τρόπο ώστε σε αυτό το σημείο λειτουργίας (Break Point) να φθάνει στην μέγιστη πίεση καύσης. Στην συνέχεια, ο σκοπός του συστήματος είναι να διατηρήσει την πίεση καύση σταθερή στα υψηλότερα φορτία ώστε να εξασφαλιστεί η ασφαλής λειτουργίας του κινητήρα. Για την επίτευξη αυτού, μειώνεται σταδιακά η προπορεία έγχυσης καυσίμου από το 85% του φορτίου έως το 100%. Η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης καυσίμου καθώς και της πίεσης καύσης σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα φαίνονται στο σχήμα 3.16.



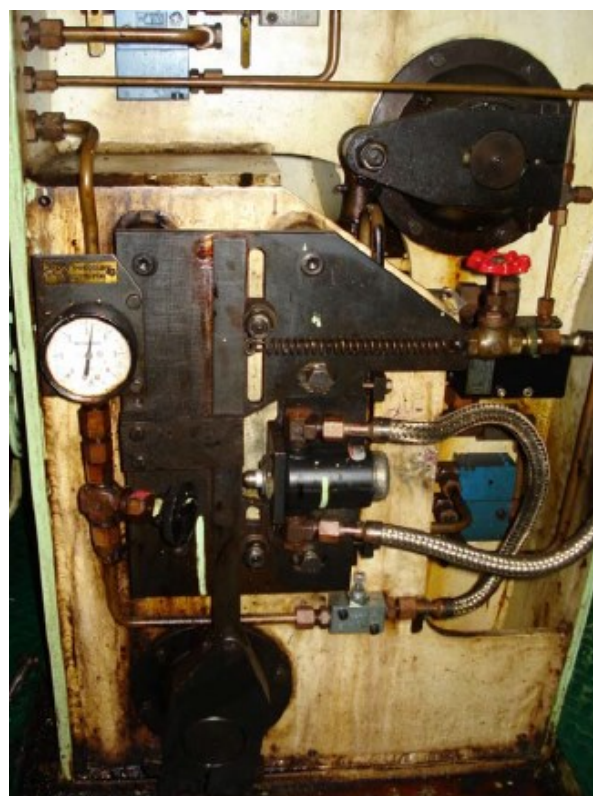
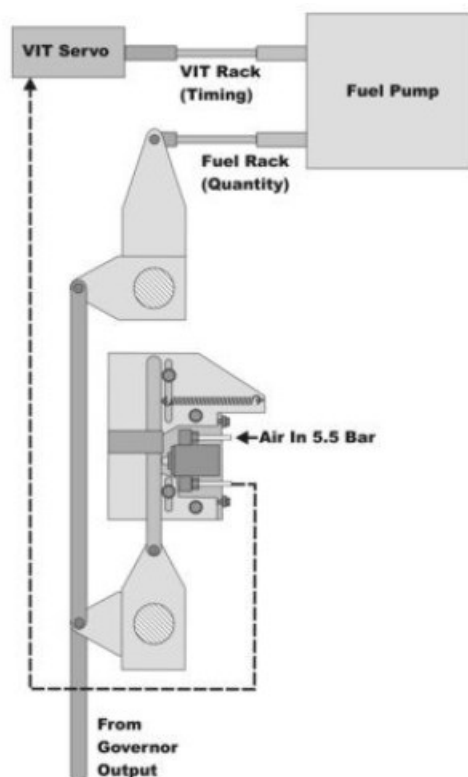
Σχήμα 3.16 Μεταβολή του χρονισμού έγχυσης καυσίμου και της πίεσης καύσης σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα



Αξίζει να σημειωθεί ότι μέσω αυτών των συστημάτων μπορούν να γίνουν μικρές προσαρμογές στο σύστημα έγχυσης ανάλογα με την ποιότητα ανάφλεξης του καυσίμου. Ως γνωστόν, η ποιότητα ανάφλεξης του καυσίμου έχει άμεση επίδραση στην πίεση καύσης οπότε μέσω της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης αποφεύγεται η λειτουργία του κινητήρα με πίεση καύσης που φθάνει σε απαγορευτικά επίπεδα.

Στους δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες με εκκεντροφόρο υπάρχουν δύο κατηγορίες συστημάτων μεταβλητού χρονισμού έγχυσης: Τα μηχανικά- πνευματικά (mechanical-pneumatic) και τα ηλεκτρονικά-πνευματικά (electro-pneumatic).

Στο μηχανικό-πνευματικό σύστημα (σχήμα 3.17) παρέχεται αέρας χαμηλής πίεσης στην βαλβίδα ελέγχου πίεσης και ανάλογα με το φορτίο λειτουργίας η βαλβίδα τροφοδοτεί τον σερβομηχανισμό του συστήματος με αέρα κατάλληλης πίεσης. Συγκεκριμένα εισέρχεται αέρας στην βαλβίδα ελέγχου πίεσης με σταθερή πίεση 5.5 bar, ενώ ο αέρας εξέρχεται από την βαλβίδα με πίεση 0.5 bar έως το 40% του φορτίου και στην συνέχεια αυξάνεται έως το 85% του φορτίου όπου λαμβάνει την μέγιστη τιμή που είναι 3.5 bar. Η πίεση εξόδου της βαλβίδας ρυθμίζεται μέσω μιας στρεφόμενης ράβδου η οποία συνδέεται με τον ρυθμιστή στροφών.

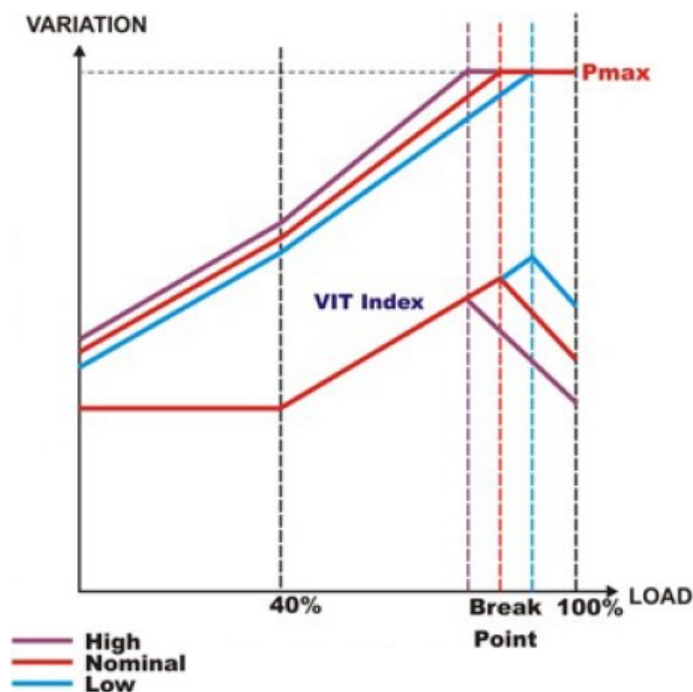


Σχήμα 3.17 Μηχανικό-πνευματικό σύστημα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης

Στο ηλεκτρονικό-πνευματικό σύστημα, το οποίο χρησιμοποιείται σε νέα μοντέλα κινητήρων, το σύστημα ελέγχου βασίζεται στον ηλεκτρονικό ρυθμιστή στροφών, ο οποίος δέχεται ηλεκτρικό σήμα μεταξύ 4 και 20 mA. Αυτό το σήμα στέλνεται σε έναν μετατροπέα (I/P, current to pressure, converter), όπου μετατρέπεται το ηλεκτρικό σήμα σε πνευματικό το οποίο κυμαίνεται από 0.5 bar έως 5 bar ανάλογα με το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα. Το τελικό σήμα αέρα τροφοδοτεί τους επενεργητές του συστήματος ομοίως όπως επιτυγχάνεται και στο μηχανικό-πνευματικό σύστημα.

Η βασική διαφορά μεταξύ των δύο συστημάτων είναι ο τρόπος ελέγχου της μέγιστης πίεσης του κυλίνδρου. Στο μηχανικό-πνευματικό σύστημα το σημείο λειτουργίας που ξεκινάει η μείωση της προπορείας έγχυσης ώστε να διατηρηθεί η πίεση καύσης στα επιθυμητά επίπεδα είναι σταθερό γεγονός που δεν συμβαίνει στα ηλεκτρονικό-πνευματικό σύστημα, στο οποίο το σημείο αυτό μεταβάλλεται ανάλογα με πίεση σάρωσης.

Εάν η πίεση σάρωσης είναι υψηλή, τότε η προκύπτουσα πίεση συμπίεσης εντός του κυλίνδρου θα είναι υψηλότερη και αν δεν γίνει κάποια προσαρμογή στο σύστημα η πίεση καύσης θα υπερβεί το επιτρεπτό όριο. Ρυθμίζοντας το σημείο όπου ξεκινάει η μείωση της προπορείας σε χαμηλότερη τιμή του φορτίου λειτουργίας τότε η μέγιστη πίεση επιτυγχάνεται νωρίτερα και διατηρείται σε αυτήν την τιμή μέχρι το 100% του φορτίου λειτουργίας. Σε περίπτωση που η πίεση σάρωσης είναι χαμηλή τότε γίνεται η αντίθετη ρύθμιση ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη πίεση σε υψηλότερο φορτίο λειτουργίας. Η επίδραση της πίεση σάρωσης στις παραμέτρους που παραγράφουμε παραπάνω παρουσιάζεται στο σχήμα 3.18.



Σχήμα 3.18 Επίδραση της πίεσης σάρωσης στην πίεση καύσης και στον χρονισμό έγχυσης καυσίμου



## 4 ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ ΔΙΑΓΝΩΣΤΙΚΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ

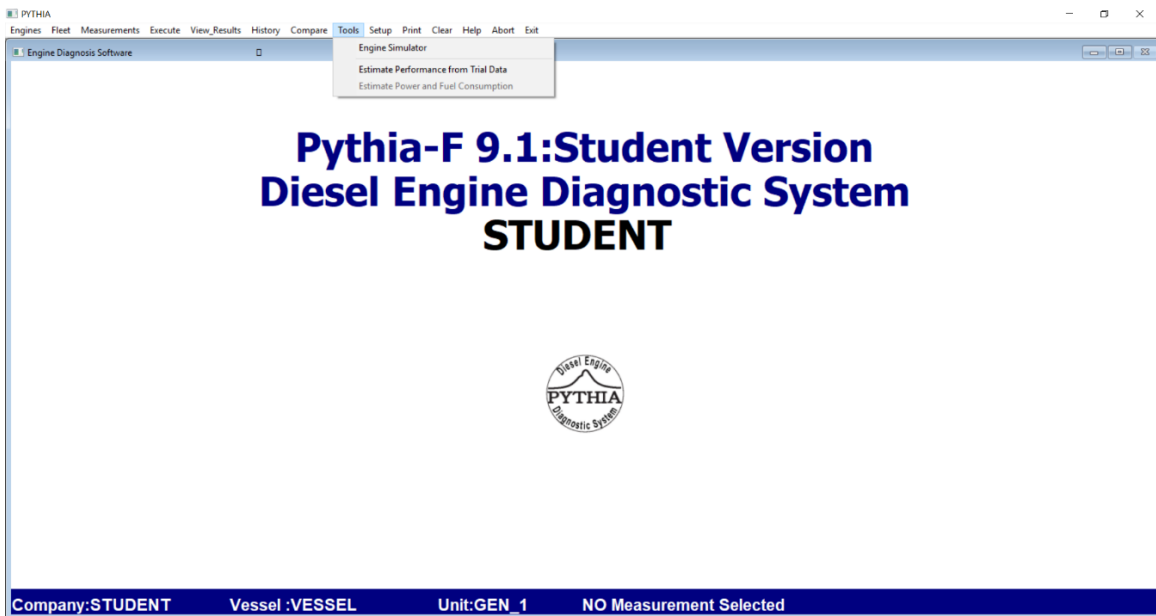
### 4.1 Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο θα πραγματοποιηθεί μία συνοπτική περιγραφή του λογισμικού που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία. Το λογισμικό έχει αναπτυχθεί από τον κύριο Χουντάλα Δημήτριο, καθηγητή του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Οι κύριες δυνατότητες του λογισμικού είναι η παρακολούθηση λειτουργίας και η διάγνωση βλαβών του κινητήρα, μέσω της λήψης και επεξεργασίας μετρήσεων πίεσης εντός του κυλίνδρου και άλλων παραμέτρων λειτουργίας, καθώς και η προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα. Για το σκοπό της διπλωματικής εργασίας χρησιμοποιείται αποκλειστικά ο προσομοιωτής του λογισμικού. Οι δυνατότητες του παρουσιάζονται στην επόμενη υποενότητα.

### 4.2 Περιγραφή του προσομοιωτή του λογισμικού

Ο προσομοιωτής του λογισμικού αποτελεί ένα βασικό εργαλείο το λογισμικού, καθώς επιτρέπει την πρόβλεψη της λειτουργίας του κινητήρα υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας, την προσομοίωση βλαβών, καθώς και την εκτίμηση της επίδρασης που μπορούν να επιφέρουν προτεινόμενες ρυθμίσεις με σκοπό την βελτίωση της λειτουργίας του κινητήρα. Η βαθμονόμηση του συστήματος γίνεται αυτόματα χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα των επίσημων εργοστασιακών δοκιμών, ενώ για τις κύριες μηχανές δύναται να χρησιμοποιηθούν και τα αποτελέσματα από τις δοκιμές θαλάσσης. Έχοντας βαθμονομήσει το λογισμικό γίνεται στη συνέχεια χρήση του θερμοδυναμικού μοντέλου του προσομοιωτή.

Στο σχήμα 4.1 παρουσιάζεται η κύρια οθόνη του λογισμικού. Αρχικά, επιλέγουμε τον κινητήρα για τον οποίο θέλουμε να πραγματοποιήσουμε την προσομοίωση μέσω της επιλογής *Engines* και στην συνέχεια μέσω του *Tools* επιλέγουμε *Engine Simulator* ώστε να εισέλθουμε στο περιβάλλον του προσομοιωτή.



Σχήμα 4.1 Επιλογή του προσομοιωτή (Engine Simulator)

Ο χρήστης έχει την δυνατότητα να καθορίσει την κατάσταση των διαφόρων υποσυστημάτων (σχήμα 4.2), ώστε να γίνει εφικτή η προσομοίωση κάποιας πιθανής βλάβης του κινητήρα.

ENGINE COMPONENT CONDITION

Cylinder Condition	
Compression Condition (%)	100.0
Exhaust Port Condition (%)	100.0

Fuel System	
Injector Condition (%)	100.0
Fuel Pump Condition (%)	100.0

Air Induction System	
Compressor Condition (%)	100.0
Air Cooler Efficiency (%)	100.0
Air Cooler Pressure Drop (%)	100.0
Air Filter Condition (%)	100.0

Exhaust System	
Turbine Condition (%)	100.0
Turbine Inlet Nozzle Area (%)	100.0
Exhaust Pipe Condition (%)	100.0

Next Cancel

Σχήμα 4.2 Καθορισμός της κατάστασης των υποσυστημάτων του κινητήρα

Στη συνέχεια εμφανίζεται η οθόνη (σχήμα 4.3) όπου ορίζονται οι παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα.

Engine Operating Conditions for Simulator

**Options for Operating Data Source**

Enter Manually

Estimate from Shop Tests Calc. Initial Values

Use Shop Test Fuel Define New Fuel

**Ambient Conditions**

Engine Room Air Temperature (C) 15.4

Engine Room Pressure (mbar) 1019.0

A/C Water Inlet Temp. (C) 26.0

ISO Conditions  Y/N

**Operating Data**

Engine Speed (rpm) 115.3

Engine Load (%) 75.0

Injection Timing (deg-ATDC) 1

Fuel Rack Position (mm) 67.0

Fuel Flow Rate (kg/h) 1314.0

Boost Pressure-Gauge (bar) 1.89

Boost Air Temperature (C) 31.0

Exhaust Pressure-Gauge (bar) 1.68

Exhaust Back Pressure (mmW) 170.3

Blower ON/OFF

**Component Simulation**

Enable Fuel Rack Simulation

Enable T/C Simulation

Cutoff T/C:1  Cutoff T/C:2  Cutoff T/C:3

Manually Define T/C and A/C Efficiencies

Wastegate Flow (%) 0.0

Compressor Efficiency (%) 73.0

Turbine Efficiency (%) 92.5

A/C Effectiveness (%) 96.2

Calibrate Turbine Efficiency Save Data

Calibrate Compressor Efficiency

Calibrate Overall T/C Efficiency

**Engine Control**

Vary Exhaust Valve Timing Using Engine MAP \*

Vary Inlet Valve Timing Using Engine MAP \*

Vary Injection Timing Using Engine MAP \*

Vary Injection Pressure Using Engine MAP \*

\* If Not Checked Basis Value is Used

Exh. Valve Opening Variation (deg) 0.0

Exh. Valve Closing Variation (deg) 0.0

Inl. Valve Opening Variation (deg) 0.0

Inl. Valve Closing Variation (deg) 0.0

Mean Injection Pressure (bar) 500.0

"+" Latter Open/Close    "-" Earlier Open/Close

Run Cancel

Σχήμα 4.3 Καθορισμός των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα

Το σημείο λειτουργίας στους 2-X ναυτικούς κινητήρες καθορίζεται μέσω της ταχύτητας περιστροφής (Engine Speed) ή του φορτίου του κινητήρα (Engine Load), ενώ στους 4-X κινητήρες μέσω το φορτίου, το οποίο είναι αναμενόμενο αφού οι στροφές παραμένουν σταθερές. Επιλέγοντας το *Calc.Initial Values* το σύστημα χρησιμοποιεί τα δεδομένα λειτουργίας του κινητήρα από τις εργοστασιακές δοκιμές, ενώ μέσω της εντολής *Enter Manually* μπορεί ο χρήστης να καθορίσει τα δεδομένα χειροκίνητα. Όσον αφορά τις ιδιότητες του καυσίμου, μπορούν να οριστούν όμοιες με αυτού που χρησιμοποιήθηκε κατά την διεξαγωγή των εργοστασιακών δοκιμών ή να οριστούν χειροκίνητα από τον χρήστη μέσω του πλήκτρου *Define New Fuel* όπως φαίνεται παρακάτω.

Σχήμα 4.4 Καθορισμός των ιδιοτήτων του καυσίμου

Επιπροσθέτως, μέσω της εντολή *Enable T/C Simulation* παρέχεται η δυνατότητα προσομοίωσης της λειτουργίας του υπερπληρωτή, καθώς και της λειτουργία του κανόνα πετρελαίου μέσω του *Enable Fuel Rack Simulation*. Τονίζεται ότι εάν ενεργοποιηθεί η λειτουργία του κανόνα πετρελαίου τότε η παροχή καυσίμου που θα εγχυθεί καθορίζεται από την θέση του κανόνα. Όσον αφορά την προσομοίωση του υπερπληρωτή διευκρινίζονται τα εξής:

- Εάν δεν είναι διαθέσιμοι οι χάρτες λειτουργίας του υπερπληρωτή, τότε ο χρήστης πρέπει να ορίσει τον βαθμό απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου χειροκίνητα ή να ορίσει τις τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας σάρωσης.
- Ομοίως, σε περίπτωση που δεν υπάρχει ο χάρτης λειτουργίας του ψυγείου υπερπλήρωσης, τότε ο χρήστης οφείλει να εισάγει τον βαθμό απόδοσης του ψυγείου ώστε να υπολογιστεί η θερμοκρασία σάρωσης.

Έχοντας ρυθμίσει όλες τις λειτουργικές παραμέτρους για τις οποίες πρόκειται να γίνει η προσομοίωση και πατώντας στην συνέχεια το πλήκτρο *Run*, εκτελείτε ο κώδικας και εμφανίζονται στην οθόνη τα αποτελέσματα όπως αναπαρίστανται στο επόμενο σχήμα.

<b>CYLINDER PERFORMANCE DATA</b>	
Engine Speed (rpm)	0.0
Engine Load (%)	73.8
Fuel Rack Position (-)	67.0
Total Fuel Consumption (kg/h)	1314.0
Power Output (kW)	7398.2
Firing Pressure (bar)	125.8
Compression Pressure (bar)	100.3
bsfc: (g/kWh:Reference Heating Value)	177.6

<b>INLET SYSTEM</b>	
Scavenging Pressure-Gauge (bar)	1.85
Scavenging Air Temperature (C)	29.8
A/C: Air Temperature In (C)	147.9
A/C: Pressure Drop (mmW)	168.9
Air Filter Pressure Drop (mmW)	54.6
Air Flow (kg/h)	65087.3
Exhaust Flow (kg/h)	66398.9

<b>EXHAUST SYSTEM</b>	
Exhaust Manifold Pressure-Gauge (bar)	1.64
Cylinder Exhaust Temperature (C)	311.2
Turbine Inlet Temperature (C)	345.2
Turbine Outlet Temperature (C)	0.0
Turbine Speed (rpm)	12319.6
Exhaust Backpressure (mmW)	169.9


  

User:	STUDENT
Vessel:	VESSEL
Unit:	MAIN_ENGINE
Engine Name:	7S50MC
Engine S/N:	4561
Measurement:	

ISO Fuel	Correct for LHV	Reference Heating Value (kcal/kg)	10039.0
Correct Present Performance to ISO Conditions			



Σχήμα 4.5 Αποτελέσματα προσομοίωσης

Τα αποτελέσματα χωρίζονται σε τρεις διακριτές κατηγορίες, πρώτα παρατίθενται αυτά που αφορούν την απόδοση του κυλίνδρου, ενώ στην συνέχεια δίνονται οι τιμές των παραμέτρων που σχετίζονται με τα συστήματα εισαγωγής και εξαγωγής.

Τέλος, όπως φαίνεται στο σχήμα 4.5 υπάρχουν διαθέσιμα τα πλήκτρα *correct for LHV* και *ISO Fuel*. Μέσω αυτών, μπορεί να επιτευχθεί διόρθωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για διαφορετική θερμογόνο δύναμη καυσίμου ή αναγωγή σε ISO συνθήκες. Σε περίπτωση που εφαρμοστεί κάποια από τις δύο επιλογές, τότε διορθώνεται και η απόλυτη τιμή της παροχής καυσίμου.

## 5 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΗΣ ΠΡΟΒΛΕΠΤΙΚΗΣ ΙΚΑΝΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ

### 5.1 Εισαγωγή

Σκοπός του κεφαλαίου είναι η αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του λογισμικού. Η προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς των εξεταζόμενων κινητήρων με καλή ακρίβεια είναι αναγκαία προϋπόθεση ώστε να χρησιμοποιηθεί στην συνέχεια το λογισμικό με σκοπό να μελετηθεί η επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου. Για την κύρια μηχανή οι μοναδικές συνθήκες αναφοράς είναι τα αποτελέσματα των εργοστασιακών δοκιμών και των δοκιμών θαλάσσης, ενώ για τον κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής διατίθενται μόνο τα αποτελέσματα των εργοστασιακών δοκιμών. Η μελέτη της παρούσας εργασίας πρόκειται να πραγματοποιηθεί για εύρος λειτουργίας των κινητήρων 25-100% του φορτίου. Λόγω των παραπάνω και λαμβάνοντας υπόψιν ότι οι δοκιμές θαλάσσης έχουν διεξαχθεί μόνο για τα υψηλά φορτία λειτουργίας του κινητήρα, εξάγεται το συμπέρασμα ότι και για τους δύο κινητήρες η αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του λογισμικού δύναται να πραγματοποιηθεί μέσω της σύγκρισης των αποτελεσμάτων του προσομοιωτή με τα αντίστοιχα των εργοστασιακών δοκιμών.

### 5.2 Παρουσίαση των αποτελεσμάτων των εργοστασιακών δοκιμών των δύο εξεταζόμενων κινητήρων-ρυθμίσεις στο λογισμικό προσομοίωσης

Στους παρακάτω πίνακες παρατίθενται τα αποτελέσματα των βασικών παραμέτρων των κινητήρων όπως προέκυψαν κατά την διεξαγωγή των εργοστασιακών δοκιμών.

Engine Load	%	25.0	50.0	75.0	90.0	100.0	110.0
Engine Speed	rpm	80.0	100.9	115.5	122.6	126.9	131.2
Fuel Consumption	kg/h	482.9	893.8	1,314.0	1,576.3	1,766.5	2,012.3
Fuel Pump Index	-	39.6	54.1	67.0	75.3	81.7	86.7
VIT Index	-	1.1	1.8	4.0	4.8	2.9	1.1
Power Output	kW	2,535	5,013	7,539	9,023	10,031	11,002
Comp. Pressure	bar	44.1	73.9	103.3	118.3	129.7	134.9
Max. Pressure	bar	70.6	98.3	128.6	140.7	139.6	137.0
Turbocharger Speed	rpm	6,300	10,250	12,500	13,500	14,200	15,200

Πίνακας 5.1 Αποτελέσματα των εργοστασιακών δοκιμών για το 2-Χ ναυτικό κινητήρα

Engine Load	%	25.0	50.0	75.0	100.0	110.0
Engine Speed	rpm	900	900	900	900	900
Fuel Consumption	kg/h	40	65.1	89.8	111.7	129.4
Fuel Pump Index	-	12.5	17	20.5	23.5	25
Power Output	kW	140.0	280.0	420.0	560.0	616.0
Comp. Pressure	bar	46.0	63.0	83.0	104.0	112.0
Max. Pressure	bar	59.2	81.2	106.6	132.0	141.8

Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα των εργοστασιακών δοκιμών για τον 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής

Για να γίνει εφικτή η άμεση σύγκριση των αποτελεσμάτων του προσομοιωτή με τα αντίστοιχα των εργοστασιακών δοκιμών πραγματοποιούνται οι παρακάτω ρυθμίσεις:

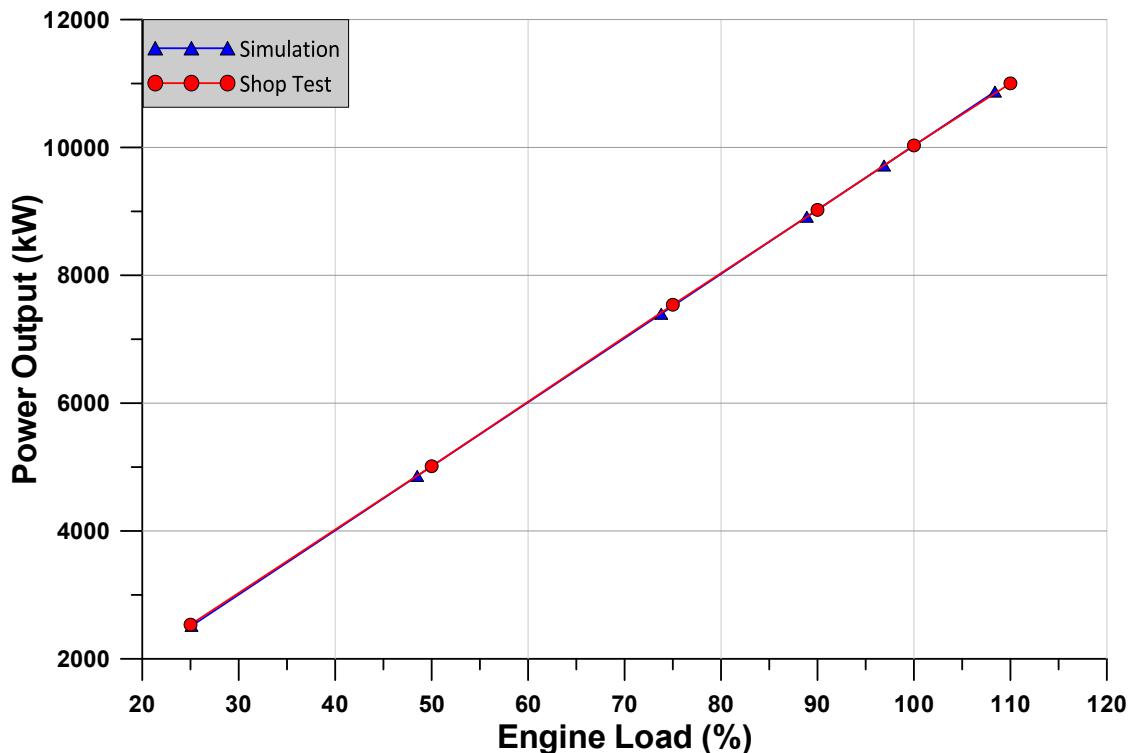
- Η κατάσταση όλων των υποσυστημάτων του κινητήρα ορίζεται 100% καθώς δεν προϋπάρχουν μηχανικές φθορές κατά τις εργοστασιακές δοκιμές
- Το καύσιμο ορίζεται μέσω της εντολής *Use Shop Test Fuel* ώστε να έχει τις ίδιες ιδιότητες με αυτό που χρησιμοποιήθηκε κατά την διάρκεια των εργοστασιακών δοκιμών. Συγκεκριμένα, για τον 2-Χ κινητήρα χρησιμοποιήθηκε καύσιμο με θερμογόνο ικανότητα LCV= 10,039.0 kcal/kg και πυκνότητα  $\rho=867.1 \text{ kg/m}^3$ , ενώ για τον 4-Χ οι αντίστοιχες τιμές ήταν LCV=10,174.8 kcal/kg και  $\rho=860.2 \text{ kg/m}^3$ . Σημειώνεται ότι οι παραπάνω τιμές για τις πυκνότητες ορίζονται για θερμοκρασία καυσίμου 15 °C.
- Αφού καθοριστεί το εκάστοτε σημείο λειτουργίας του κινητήρα που πρόκειται να εξετασθεί μέσω του φορτίου (Engine Load%) στην συνέχεια χρησιμοποιείται η εντολή *Estimate from Shop Test* και μέσω του *Calc. Initial Values* ορίζονται οι παράμετροι λειτουργίας του προσομοιωτή όμοιες με τις αντίστοιχες των Shop Test.
- Στον 2-Χ κινητήρα ενεργοποιείται η προσομοίωση υπερπληρωτή (*Enable T/C Simulation*) σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία, ενώ στα χαμηλά φορτία και συγκεκριμένα στο 25% χρησιμοποιείται και η προσομοίωση των βοηθητικών συμπιεστών μέσω της εντολής *Blower ON/OFF*.

## 5.3 Σύγκριση των αποτελεσμάτων προσομοίωσης με τα αντίστοιχα των εργοστασιακών δοκιμών του 2-Χ ναυτικού κινητήρα

### 5.3.1 Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που σχετίζονται με την απόδοση κυλίνδρου

#### I. Ισχύς κινητήρα

Στο παρακάτω διάγραμμα του σχήματος 5.1 παρατίθεται η αποδιδόμενη ισχύς του κινητήρα συναρτήσει του φορτίου. Παρατηρείται ικανοποιητική ακρίβεια των αποτελεσμάτων του προσομοιωτή για την συγκεκριμένη παράμετρο.

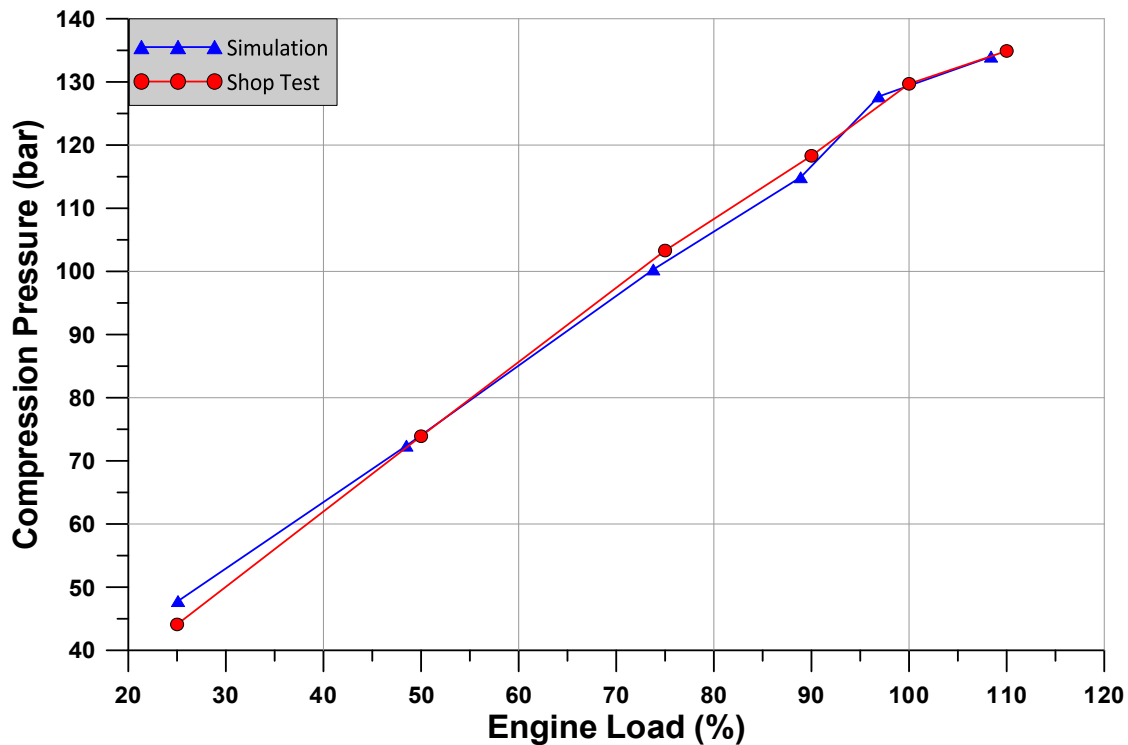


Σχήμα 5.1 Διάγραμμα σύγκρισης της αποδιδόμενης ισχύος συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

#### II. Πίεση συμπίεσης κυλίνδρου

Στο σχήμα 5.2 δίδεται το διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης συμπίεσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Γενικά, το λογισμικό προβλέπει ικανοποιητικά την συγκεκριμένη παράμετρο, ενώ η μεγαλύτερη απόκλιση εμφανίζεται για φορτίο λειτουργίας 25%.

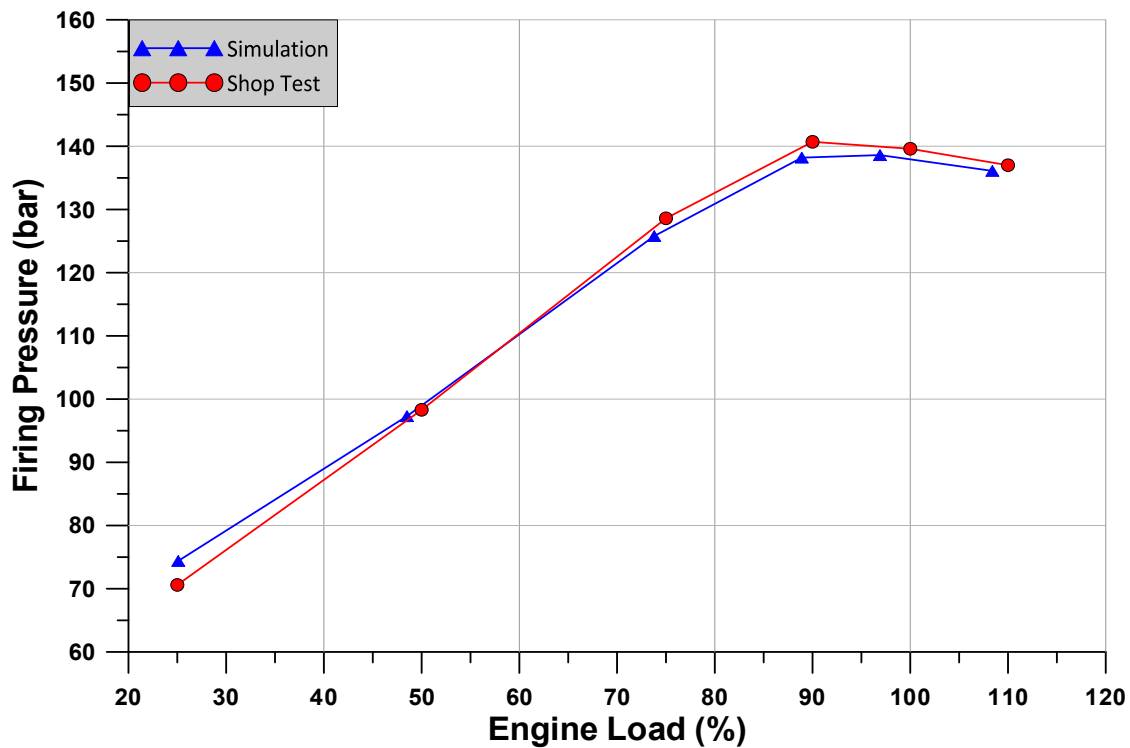




Σχήμα 5.2 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης συμπίεσης κυλίνδρου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

### III. Πίεση καύσης

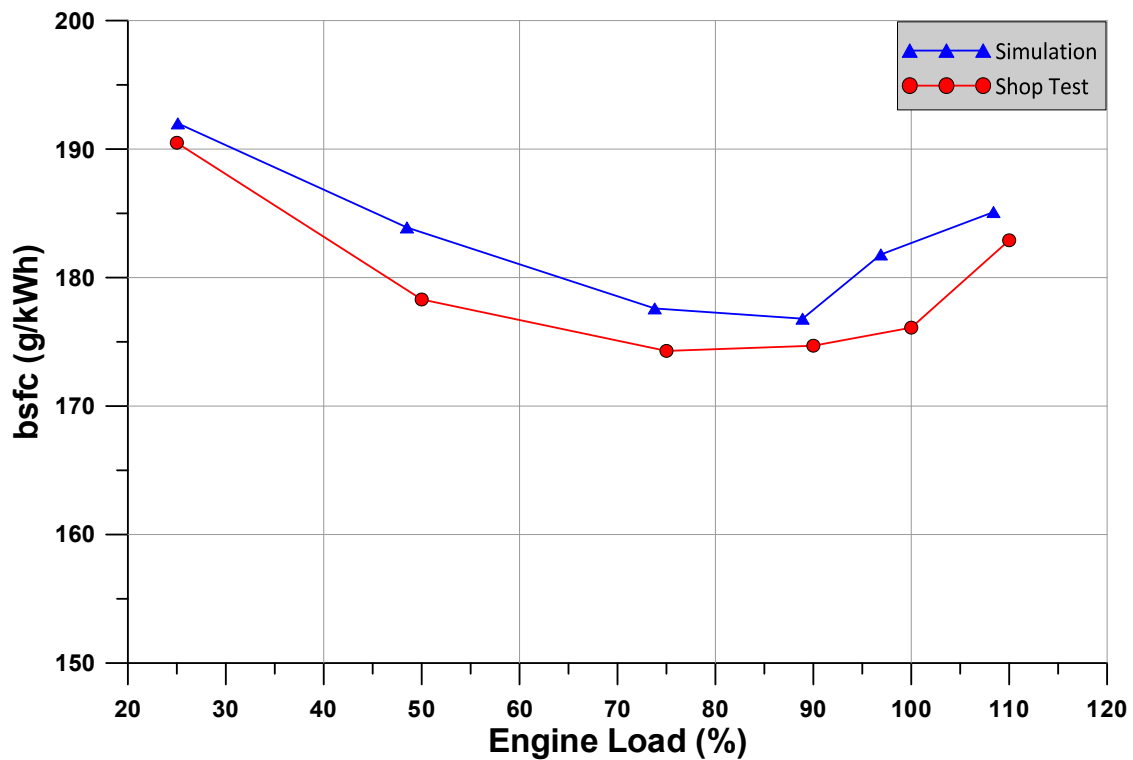
Στο διάγραμμα του σχήματος 5.3 παρατίθεται η πίεση καύσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Η μεγαλύτερη απόκλιση εντοπίζεται στο 25% του φορτίου και είναι περίπου 5.4%. Στα υψηλότερα φορτία παρατηρείται ότι τα αποτελέσματα του λογισμικού δίνουν μία ελαφρά υποεκτίμηση της πίεσης καύσης η οποία είναι της τάξης του  $1\div 2\%$ , το οποίο συντελεί στο συμπέρασμα ότι η προβλεπτική ικανότητα του λογισμικού για την συγκεκριμένη παράμετρο είναι ιδιαίτερα ικανοποιητική για την μελέτη που θα πραγματοποιήσουμε στην συνέχεια. Μέσω του ακόλουθου σχήματος γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι υπάρχει μία γραμμική συσχέτιση της πίεσης καύσης με το φορτίο του κινητήρα μέχρι το 90% του φορτίου ενώ στα υψηλότερα φορτία παρατηρείται ότι η πίεση παραμένει οριακά σταθερή στα 140 bar, η οποία είναι η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση του συγκεκριμένου κινητήρα. Το παραπάνω επιτυγχάνεται μέσω συστήματος μεταβλητού χρονισμού έγχυσης καυσίμου (VIT).



Σχήμα 5.3 Διάγραμμα σύγκρισης της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

#### IV. Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο σχήμα 5.4 παρουσιάζεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Παρατηρείται ότι το λογισμικό υπερεκτιμά την παρούσα παράμετρο, αλλά κρίνεται ότι γίνεται καλή πρόβλεψη αφού η απόκλιση είναι της τάξης του  $1\div 1.2\%$ . Η μέγιστη απόκλιση εντοπίζεται στα φορτία 50 και 100%, όπου εκεί ανέρχεται μέχρι 3%. Ιδιαίτερα σημαντικό κρίνεται το γεγονός ότι το λογισμικό δύναται να προβλέψει σωστά το προφίλ της συγκεκριμένης παραμέτρου. Συγκεκριμένα, στα χαμηλά φορτία η ειδική κατανάλωση καυσίμου έχει υψηλή τιμή, η οποία φθίνει με την αύξηση του φορτίου και λαμβάνει την ελάχιστη τιμή για φορτίο κινητήρα κοντά στο 90%, ενώ περαιτέρω αύξηση του φορτίου συντελεί σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης.

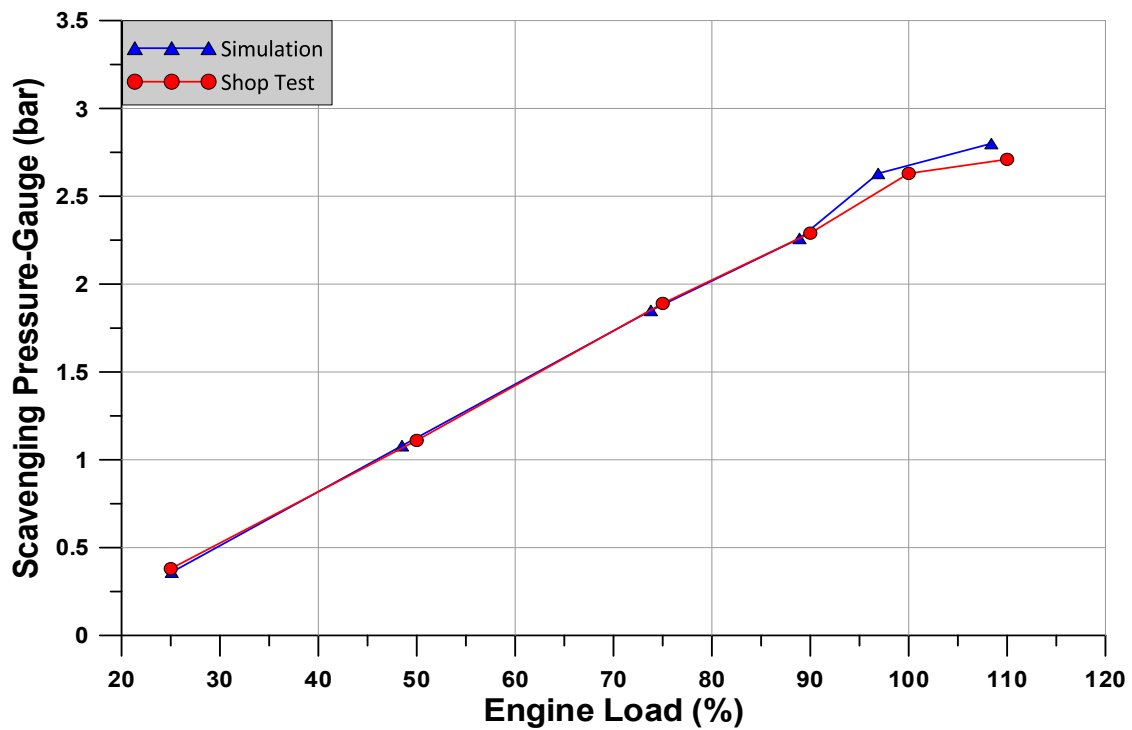


Σχήμα 5.4 Διάγραμμα σύγκρισης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

### 5.3.2 Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που σχετίζονται με το σύστημα εισαγωγής

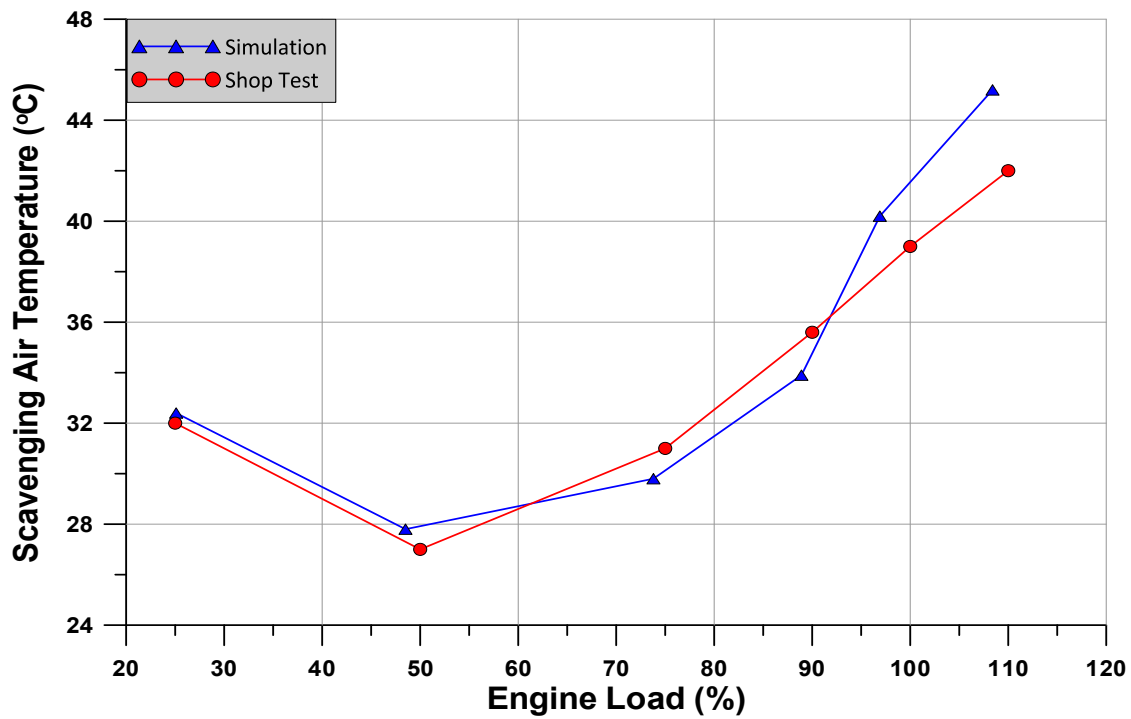
#### Ι. Πίεση σάρωσης

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.5 δίνεται η μανομετρική πίεση σάρωσης συναρτήσει το φορτίου του κινητήρα. Γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι η πρόβλεψη του λογισμικού είναι αρκετά ικανοποιητική, ενώ παρατηρούνται μικρές αποκλίσεις στα φορτία 100 και 110%. Στο σημείο αυτό πρέπει να επισημανθεί η αναγκαιότητα της ακριβούς πρόβλεψης αυτής της παραμέτρου, διότι έχει άμεση επίδραση στην πίεση συμπίεσης και κατ' επέκταση στην πίεση καύσης. Στη συνέχεια της παρούσας εργασίας θα μελετηθεί η επίδραση που έχει η μεταβολή της πίεσης σάρωσης σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα, το οποίο θα βοηθήσει στην κατανόηση της ιδιαίτερης σημασίας αυτής της παραμέτρου.



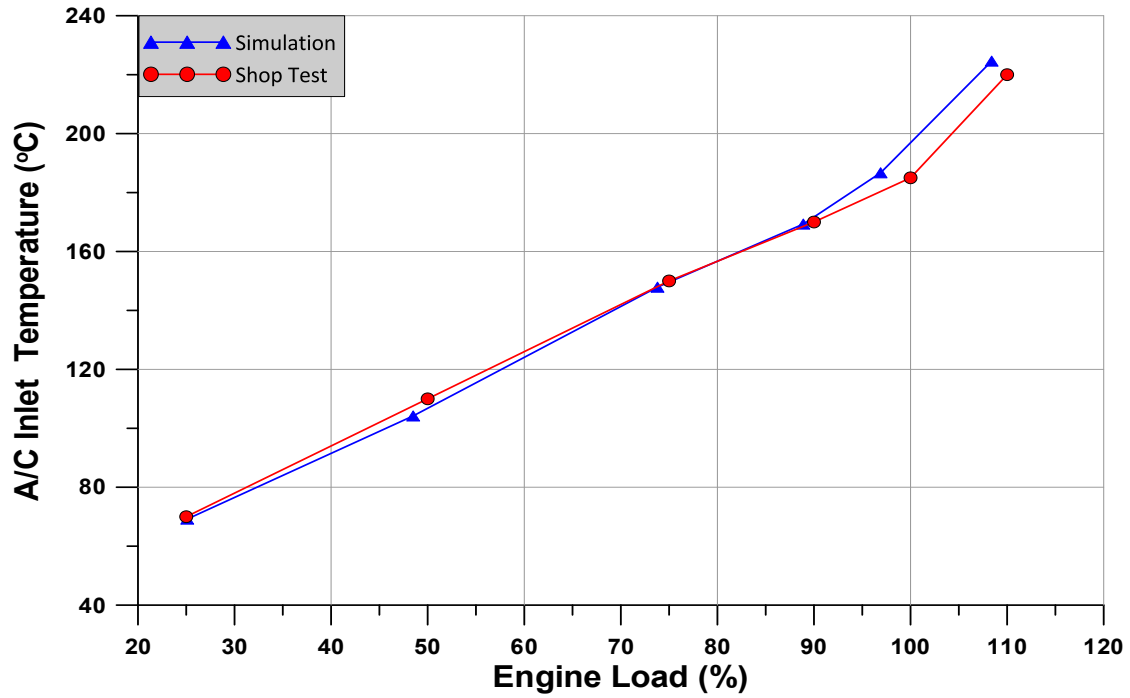
Σχήμα 5.5 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης σάρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

## II. Θερμοκρασία σάρωσης



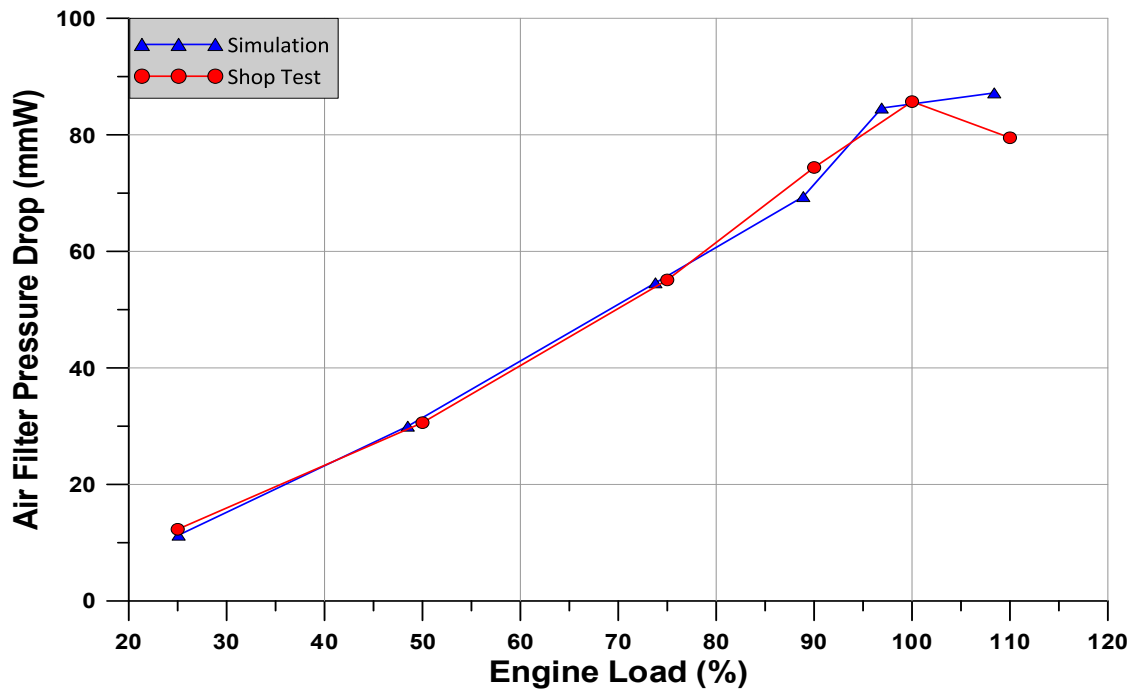
Σχήμα 5.6 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας σάρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

### III. Θερμοκρασία εισόδου αέρα στο ψυγείο



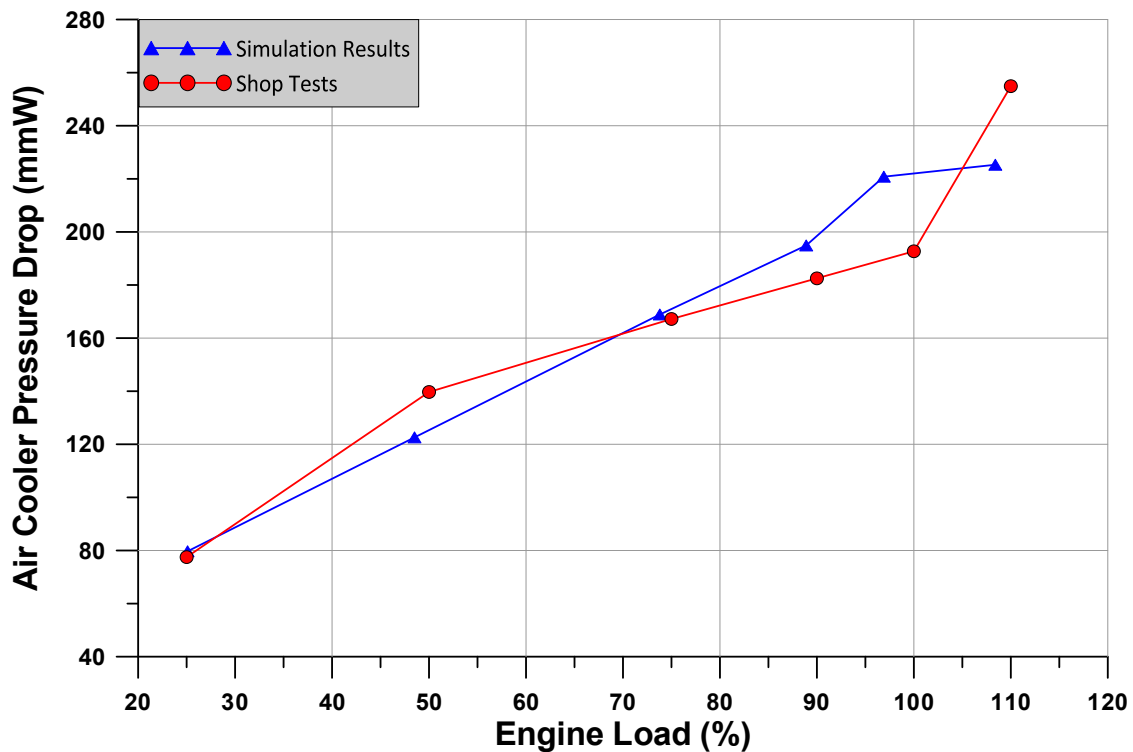
Σχήμα 5.7 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας εισόδου του αέρα στο ψυγείο συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

### IV. Πτώση πίεσης στο φίλτρο αέρα



Σχήμα 5.8 Διάγραμμα σύγκρισης της πτώσης πίεσης στο φίλτρο αέρα συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

## V. Πτώση πίεσης στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης



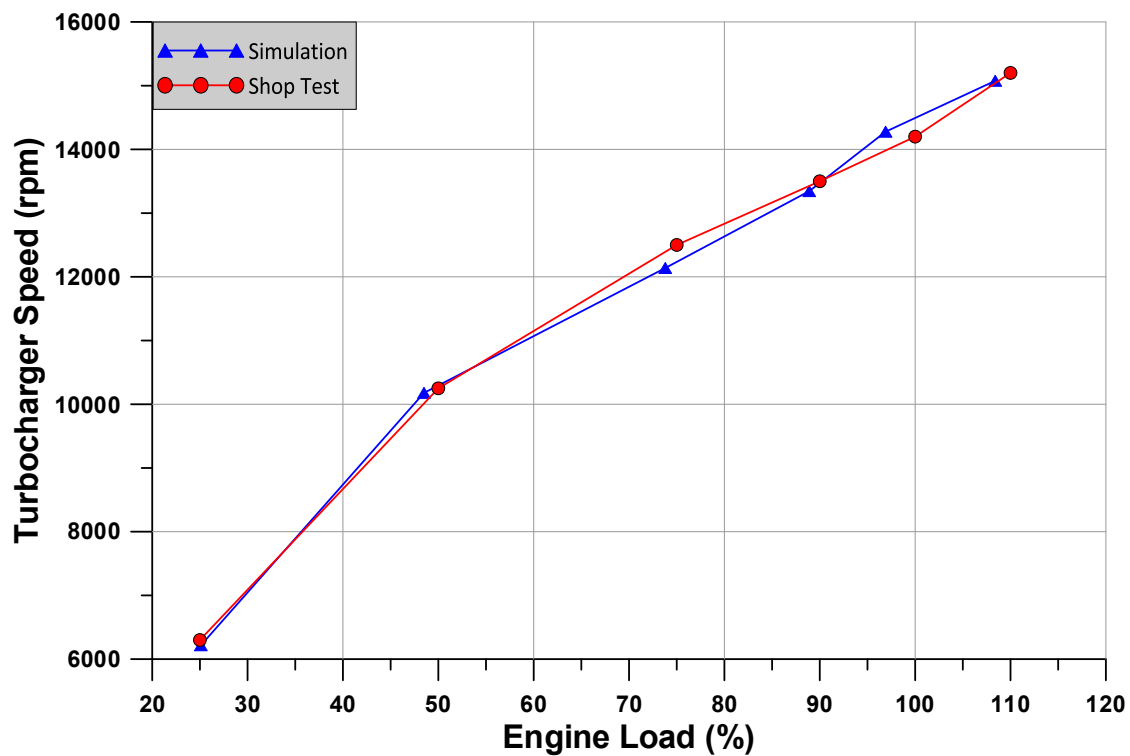
Σχήμα 5.9 Διάγραμμα σύγκρισης της πτώσης πίεσης στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

Στα σχήματα 5.6 έως 5.9 παρατέθηκαν τα συγκριτικά διαγράμματα της θερμοκρασίας σάρωσης, της θερμοκρασίας εισόδου του αέρα στο ψυγείο, της πτώσης πίεσης στο φίλτρο αέρα και τέλος της πτώσης πίεσης του αέρα υπερπλήρωσης. Παρατηρείται ότι το λογισμικό παρέχει ικανοποιητικά αποτελέσματα για τις παραπάνω παραμέτρους. Αποκλίσεις εντοπίζονται στην θερμοκρασία σάρωσης και στην πτώση πίεσης στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης για τα φορτία 100 και 110% αντίστοιχα.

### 5.3.3 Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που σχετίζονται με το σύστημα εξαγωγής

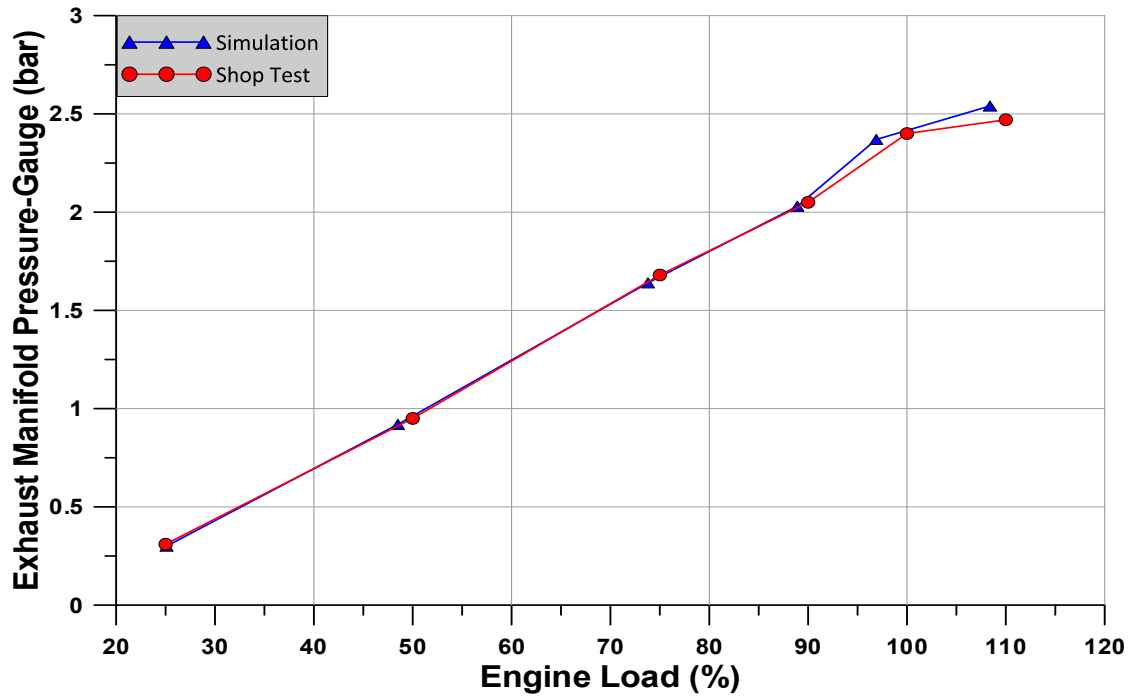
#### Ι. Ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλο-υπερπληρωτή

Στο σχήμα 5.10 παρουσιάζεται το διάγραμμα σύγκρισης της ταχύτητας του στρόβιλο-υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Η προσομοίωση αυτής της παραμέτρου γίνεται με πολύ καλή ακρίβεια σε όλα τα φορτία λειτουργίας. Η αποδοτική λειτουργία του υπερπληρωτή είναι πολύ σημαντική αφού μέσω αυτού καθορίζεται η πίεση σάρωσης, η οποία όπως αναφέρθηκε προηγουμένως έχει μεγάλη επίδραση στην απόδοση του κινητήρα.



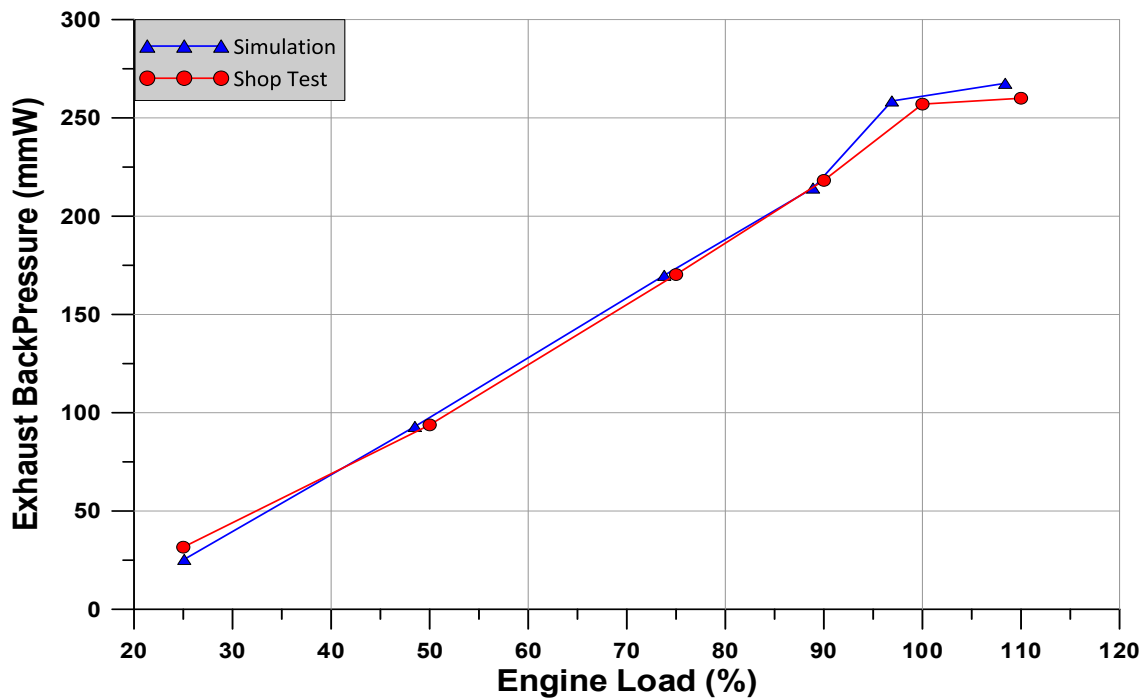
Σχήμα 5.10 Διάγραμμα σύγκρισης της ταχύτητας περιστροφής του στρόβιλο-υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

## II. Πίεση καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής



Σχήμα 5.11 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

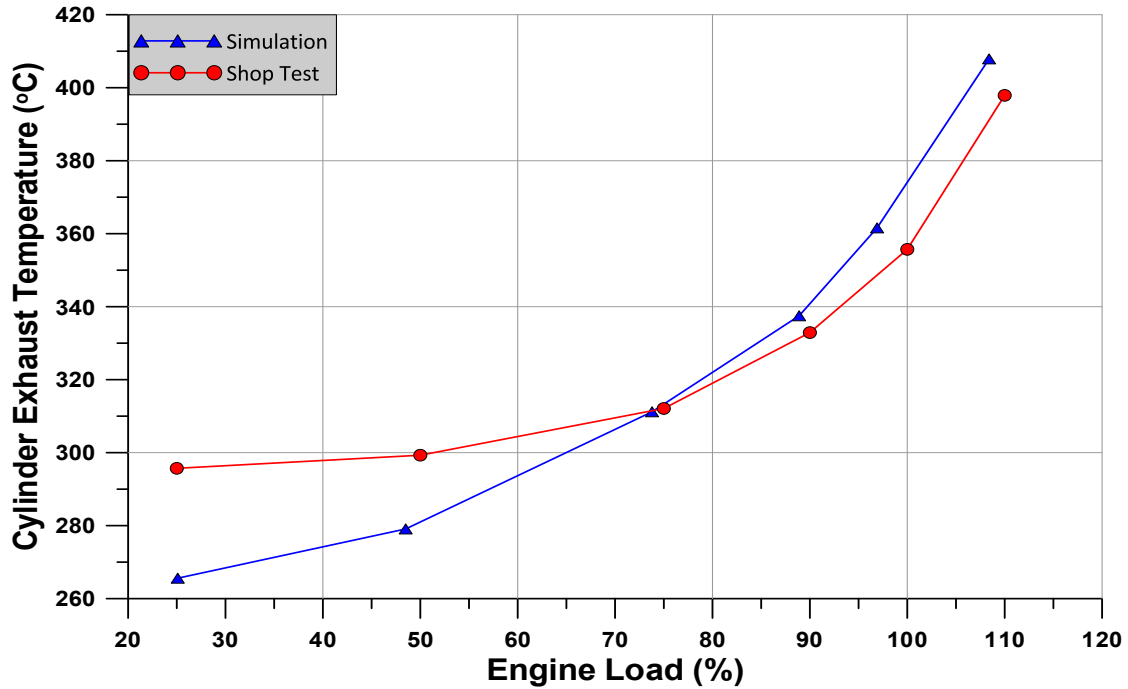
## III. Πίεση αντίθλιψης στον οχετό εξαγωγής



Σχήμα 5.12 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης αντίθλιψης στον οχετό εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

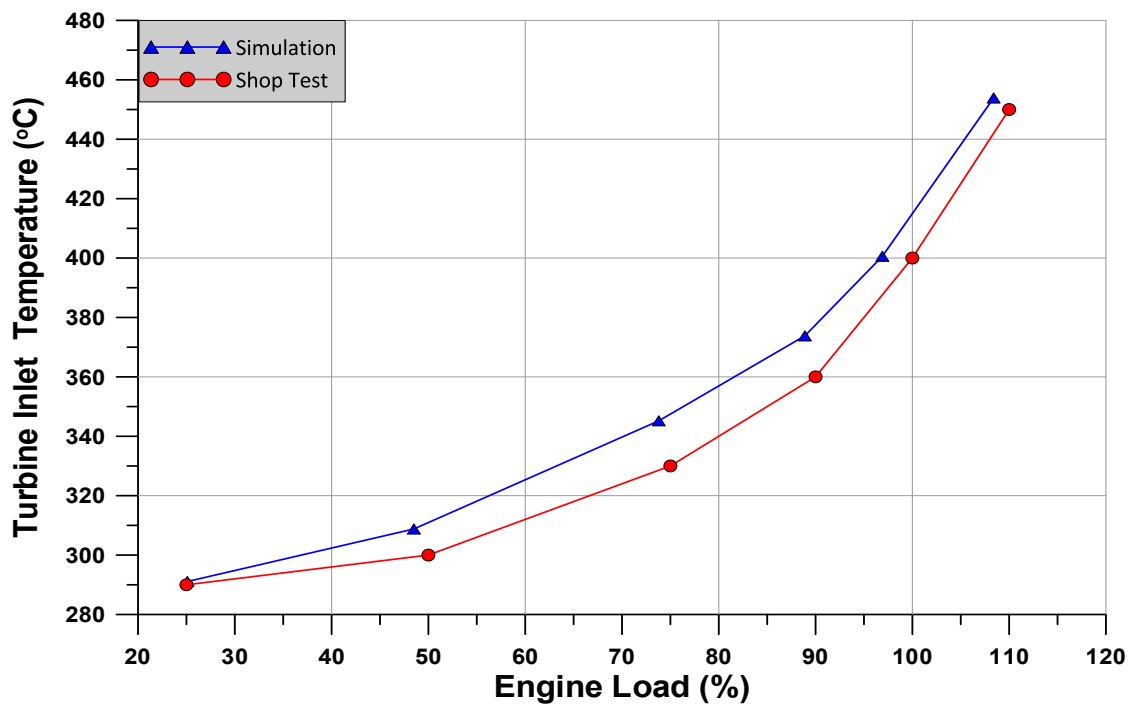


#### IV. Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων των κυλίνδρων



Σχήμα 5.13 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας εξόδου καυσαερίων των κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

#### V. Θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου



Σχήμα 5.14 Διάγραμμα σύγκρισης της θερμοκρασίας καυσαερίων στην είσοδο του υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

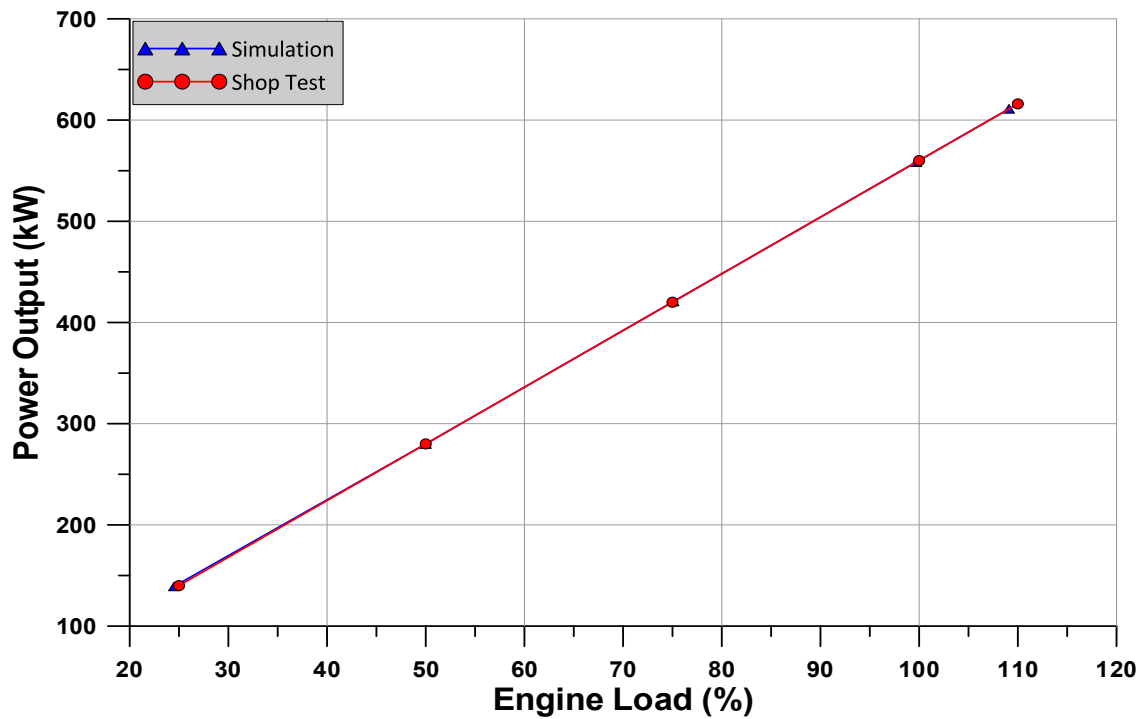
Παραπάνω παρατέθηκαν τα διαγράμματα των σχημάτων 5.11 έως 5.14 τα οποία παρουσιάζουν λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα που αφορούν το σύστημα εξαγωγής. Όσον αφορά την πίεση καυσαερίων και την πίεση αντίθλιψης στον οχετό εξαγωγής είναι εμφανές ότι το λογισμικό πραγματοποιεί μία αρκετά ικανοποιητική πρόβλεψη. Στα αποτελέσματα για την θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου παρατηρείται μια ελαφρά υπερεκτίμηση από το λογισμικό με μέγιστη απόκλιση 15 °C ,η οποία θεωρείται αρκετά μικρή για την συγκεκριμένη παράμετρο. Τέλος, στην θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων των κυλίνδρων στα φορτία 25 και 50% η απόκλιση είναι της τάξης του 9%, ενώ στα υπόλοιπα φορτία λειτουργίας η πρόβλεψη του λογισμικού είναι αρκετά ικανοποιητική.

#### **5.4 Σύγκριση των αποτελεσμάτων προσομοίωσης με τα αντίστοιχα των εργοστασιακών δοκιμών του 4-X κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής**

Σε αυτήν την υποενότητα εξετάζεται η προβλεπτική ικανότητα του λογισμικού για τον 4-X κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής. Επισημαίνεται ότι για αυτόν τον κινητήρα δεν είναι διαθέσιμη η προσομοίωση του υπερπληρωτή και έτσι οι τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας σάρωσης ορίζονται αυτόματα από το λογισμικό ίσες με τις τιμές που λήφθηκαν από τις εργοστασιακές δοκιμές. Επίσης, κάποιες λειτουργικές παράμετροι που αφορούν το σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής είθισται να μην καταγράφονται κατά την διεξαγωγή των Shop Test, διότι δεν υπάρχουν οι απαραίτητοι αισθητήρες ή μετρητικά όργανα. Απόρροια των παραπάνω είναι η ύπαρξη περιορισμένου αριθμού παραμέτρων για τις οποίες υπάρχουν διαθέσιμα αποτελέσματα από τις εργοστασιακές δοκιμές και ταυτόχρονα μπορούν να υπολογιστούν από τον προσομοιωτή. Παρόλο αυτά, παρατίθενται παρακάτω τα αποτελέσματα για την πίεση συμπίεσης, την πίεση καύσης και την αποδιδόμενη ισχύς του κινητήρα, εκ των οποίων οι δύο τελευταίες παράμετροι πρόκειται να μελετηθούν στην συνέχεια της εργασίας.

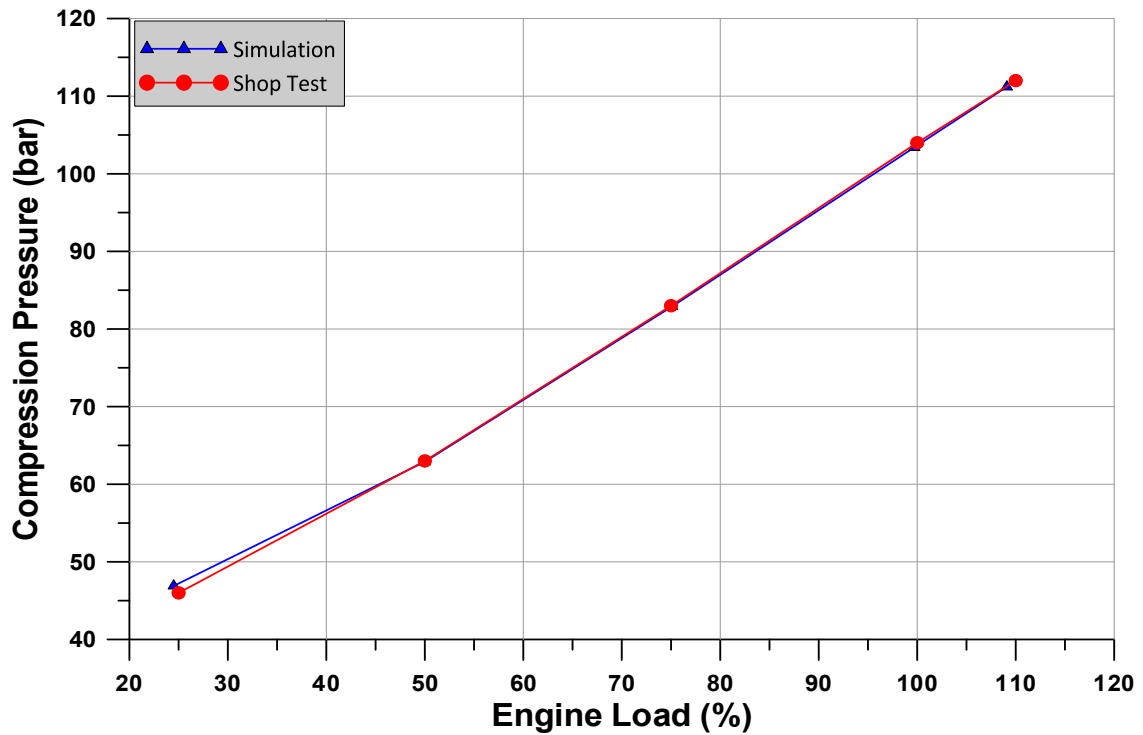
##### **I. Αποδιδόμενη ισχύς της γεννήτριας**

Παρακάτω δίδεται το διάγραμμα του σχήματος 5.15 όπου γίνεται η σύγκριση του της αποδιδόμενης ισχύος συναρτήσεως του φορτίου. Παρατηρείται ιδιαίτερα ικανοποιητική ακρίβεια του λογισμικού για το συγκεκριμένο μέγεθος. Επισημαίνεται ότι στην αναφορά των επίσημων εργοστασιακών δοκιμών παρατίθεται η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς της γεννήτριας και όχι η ισχύς εξόδου του κινητήρα. Το ίδιο μέγεθος υπολογίζεται από το λογισμικό οπότε δύναται να πραγματοποιηθεί άμεση σύγκριση των αποτελεσμάτων.



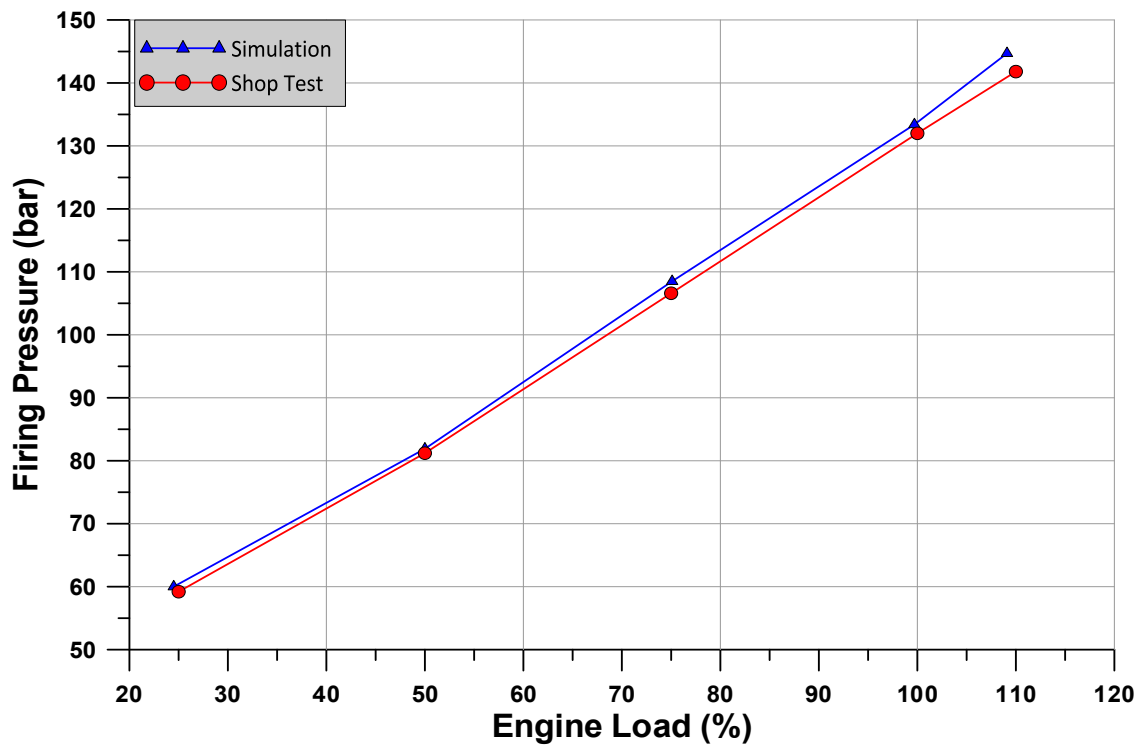
Σχήμα 5.15 Διάγραμμα σύγκρισης της αποδιδόμενης ισχύς της γεννήτριας συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής

II. Πίεση συμπίεσης



Σχήμα 5.16 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης συμπίεσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής

### III. Πίεση καύσης



Σχήμα 5.17 Διάγραμμα σύγκρισης της πίεσης καύσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής

Στα παραπάνω διαγράμματα παρουσιάστηκαν τα συγκριτικά αποτελέσματα για την πίεση συμπίεσης και καύσης. Εξάγεται το συμπέρασμα ότι πραγματοποιείται πολύ καλή προσομοίωση των δύο αυτών παραμέτρων. Αξίζει να επισημανθεί η γραμμική συσχέτιση που υφίσταται μεταξύ της πίεσης καύσης και του φορτίου του κινητήρα σε όλο το εύρος λειτουργίας του. Σε αυτό τον κινητήρα η έναρξη της έγχυσης καυσίμου πραγματοποιείται 8 μοίρες πριν το ΑΝΣ ανεξαρτήτως του φορτίου.

## **5.5 Συμπεράσματα για την προβλεπτική ικανότητα του λογισμικού**

Στο παρόν κεφάλαιο εξετάστηκε η προβλεπτική ικανότητα του λογισμικού μέσω της σύγκρισης των αποτελεσμάτων του προσομοιωτή με τα αντίστοιχα των εργοστασιακών δοκιμών. Όσον αφορά τον 2-Χ ναυτικό κινητήρα παρατηρήθηκε αρκετά ικανοποιητική ακρίβεια στις βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα αλλά και σε αυτές που σχετίζονται με το σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής. Στον 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής προέκυψαν ακόμα καλύτερα αποτελέσματα, αφού οι αποκλίσεις ήταν οριακά αμελητέες.

Συμπερασματικά, το λογισμικό κρίνεται αξιόπιστο ώστε να χρησιμοποιηθεί στην συνέχεια για την διερεύνηση της επίδρασης της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης καυσίμου.

## 6 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ ΤΟΥ ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

### 6.1 Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο εξετάζεται η επίδραση της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης καυσίμου σε βασικές παραμέτρους λειτουργίας των εξεταζόμενων κινητήρων. Συγκεκριμένα, τα μεγέθη που θα μελετηθούν είναι η πίεση καύσης, η ισχύς του κινητήρα και η ειδική κατανάλωση καυσίμου λόγω της ιδιαίτερης σημασίας που έχουν για την αποδοτική λειτουργία του κινητήρα.

Αρχικά, θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα για το 2-Χ ναυτικό κινητήρα και στη συνέχεια για τον 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής. Μεγαλύτερη έμφαση θα δοθεί στον πρώτο κινητήρα, αφού σε αυτόν έχουμε τη δυνατότητα να πραγματοποιήσουμε την παραπάνω διερεύνηση με ενεργοποιημένη ή απενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή, ενώ στο τέλος θα επαναληφθεί μεταβάλλοντας ταυτόχρονα και την πίεση σάρωσης στα διάφορα φορτία λειτουργίας που εξετάζονται.

Προτού πραγματοποιηθεί η παρουσίαση των αποτελεσμάτων πρέπει να διευκρινιστούν τα ακόλουθα:

- Η μελέτη θα πραγματοποιηθεί στα αντίστοιχα φορτία λειτουργίας που έχουν διεξαχθεί οι εργοστασιακές δοκιμές του εκάστοτε κινητήρα εκτός από το φορτίο 110%, όπου πραγματοποιούνται οι δοκιμές ώστε να ελεγχθεί ο κινητήρας σε κατάσταση υπερφόρτωσης.
- Στα διαγράμματα που ακολουθούν παρατίθεται και η ποσοστιαία μεταβολή κάθε παραμέτρου σε σχέση με την τιμή που είχε βάση των αρχικών ρυθμίσεων της γωνίας στροφάλου κατά την οποία ξεκινάει η έγχυση καυσίμου (Start Of Injection) για το εκάστοτε φορτίο. Αυτές οι μεταβολές δίδονται είτε στα ίδια διαγράμματα που παρουσιάζουν τις απόλυτες τιμές των μεγεθών, είτε σε ξεχωριστά διαγράμματα για όλα τα εξεταζόμενα φορτία λειτουργίας. Η εξίσωση που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ποσοστιαίας μεταβολής είναι η ακόλουθη:

$$\Delta P_i = \left[ \left( \frac{P_i}{P_{Standard\ SOI}} \right) - 1 \right] \cdot 100 \quad (6.1)$$

Όπου,  $P_i$  η τιμή της παραμέτρου που προκύπτει για τη γωνία έγχυσης καυσίμου που πραγματοποιείται η προσομοίωση και  $P_{Standard\ SOI}$  η τιμή της παραμέτρου όπως προέκυψε από τις αρχικές ρυθμίσεις του κινητήρα.

- Στη διερεύνηση που πραγματοποιείται για το 2-Χ κινητήρα με ενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή παρουσιάζεται, επιπλέον, η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της πίεσης καύσης για τις διάφορες τιμές της προπορείας. Η παραπάνω μεταβολή παρατίθεται και στα αποτελέσματα της διερεύνησης για τον 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής.
- Τέλος, για λόγους πληρότητας, διευκρινίζεται ότι στα διαγράμματα που απεικονίζουν την πίεσης καύσης πραγματοποιείται γραμμική παρεμβολή μεταξύ των τιμών των αποτελεσμάτων, ενώ σε αυτά που απεικονίζουν την ισχύ του κινητήρα και την ειδική κατανάλωση καυσίμου γίνεται παρεμβολή με χρήση πολυωνύμου 2<sup>ου</sup> βαθμού.

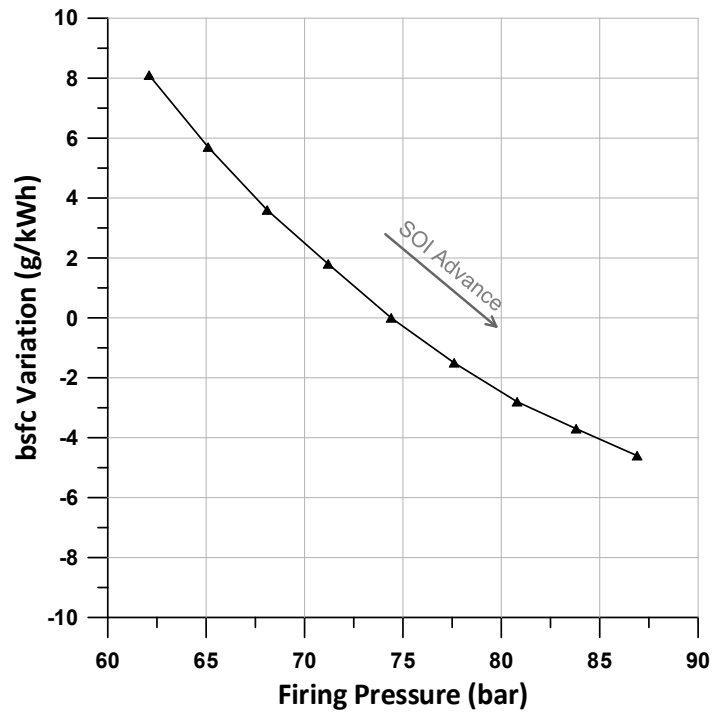
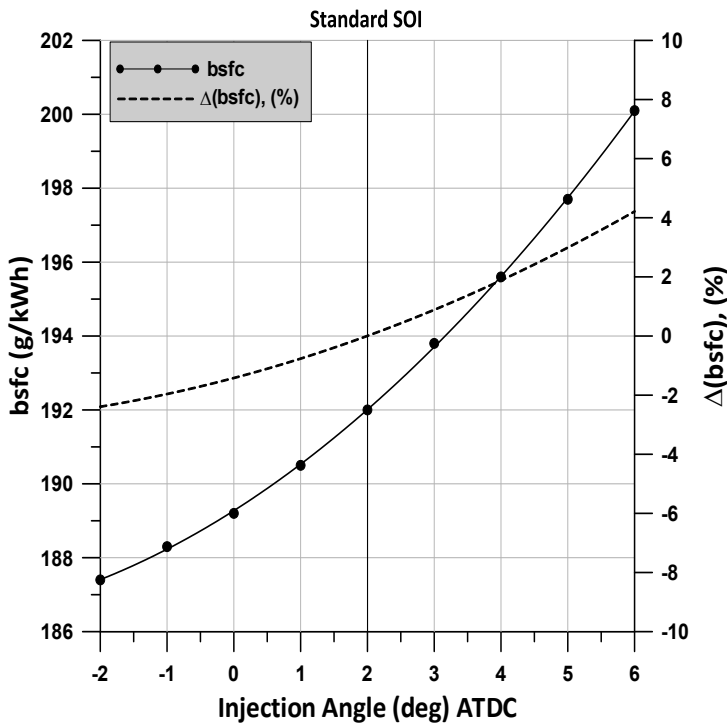
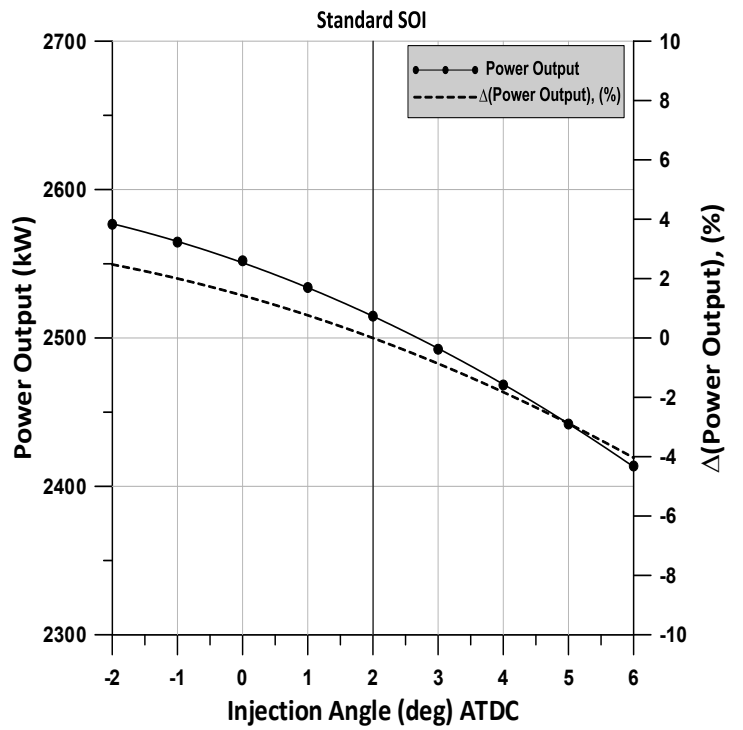
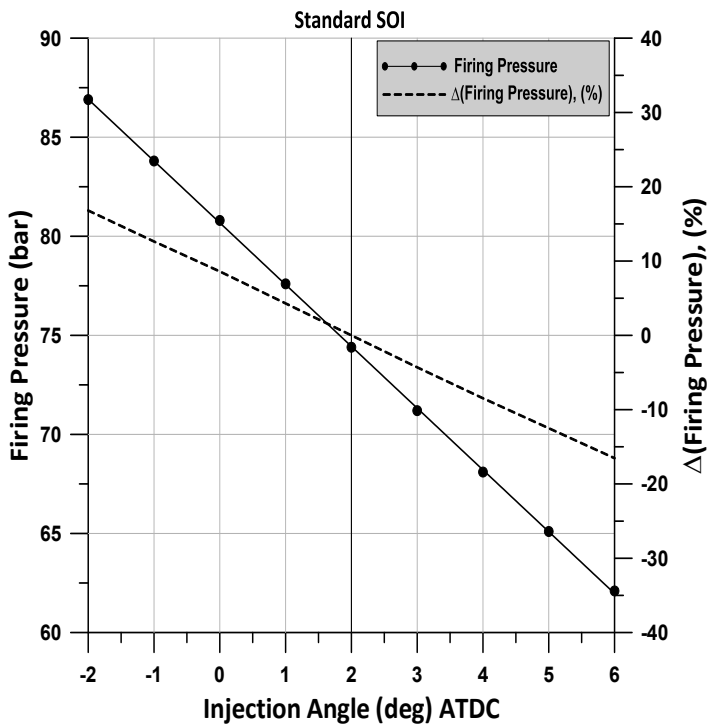
## **6.2 Παρουσίαση και αξιολόγηση της διερεύνησης για το 2-Χ ναυτικό κινητήρα**

### **6.2.1 Διερεύνηση με ενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή**

Αρχικά, θα μελετηθεί η επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου με ενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή (T/C Simulation Enabled) για φορτία λειτουργίας του κινητήρα 25, 50, 75, 90 και 100%. Οι ρυθμίσεις του λογισμικού στο κάθε φορτίο ορίζονται όπως προηγουμένως, ενώ η γωνία στροφάλου κατά την οποία ξεκινάει η έγχυση καυσίμου, ορίζεται μέσω της εντολής *Injection Timing (deg -ATDC)*. Σε κάθε φορτίο του κινητήρα αυξάνεται η προπορεία έγχυσης καυσίμου (advance) έως και τέσσερις μοίρες γωνίας στροφάλου σε σχέση με τις εργοστασιακές ρυθμίσεις ενώ στη συνέχεια μειώνεται αντίστοιχα (retard). Υπενθυμίζεται ότι η έγχυση καυσίμου δεν ξεκινάει στην ίδια γωνία στροφάλου σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, διότι διαθέτει σύστημα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης με σκοπό τη βελτίωση της λειτουργίας του. Γι' αυτό το λόγο, σε κάθε διάγραμμα υπάρχει ένδειξη για το καθορισμένο σημείο έναρξης της έγχυσης (Standard SOI) από τον κατασκευαστή.

Παρακάτω παρατίθενται σε διαγράμματα τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τον προσομοιωτή του λογισμικού.

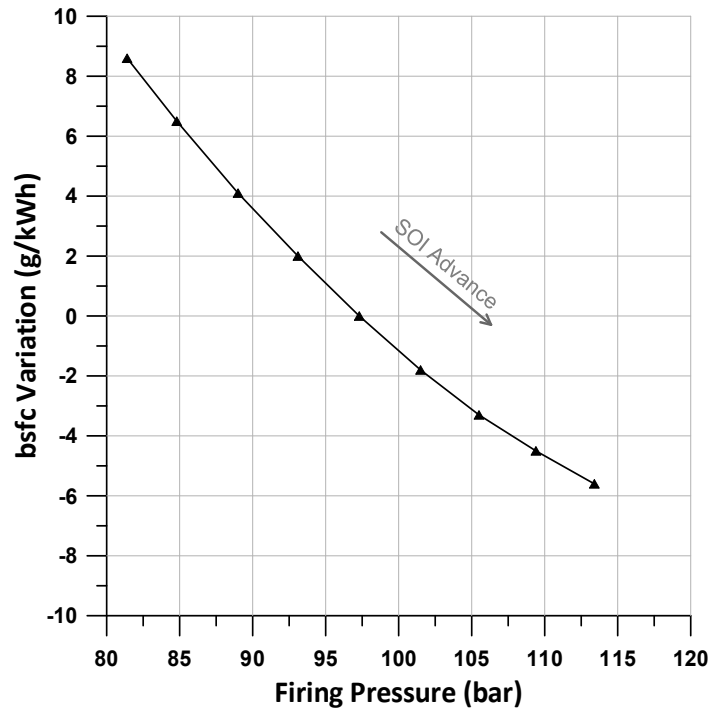
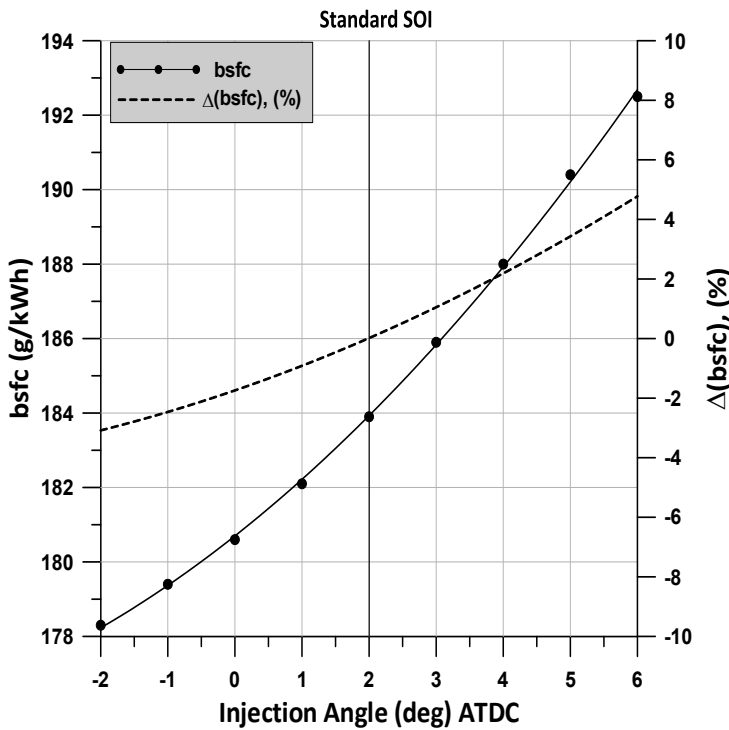
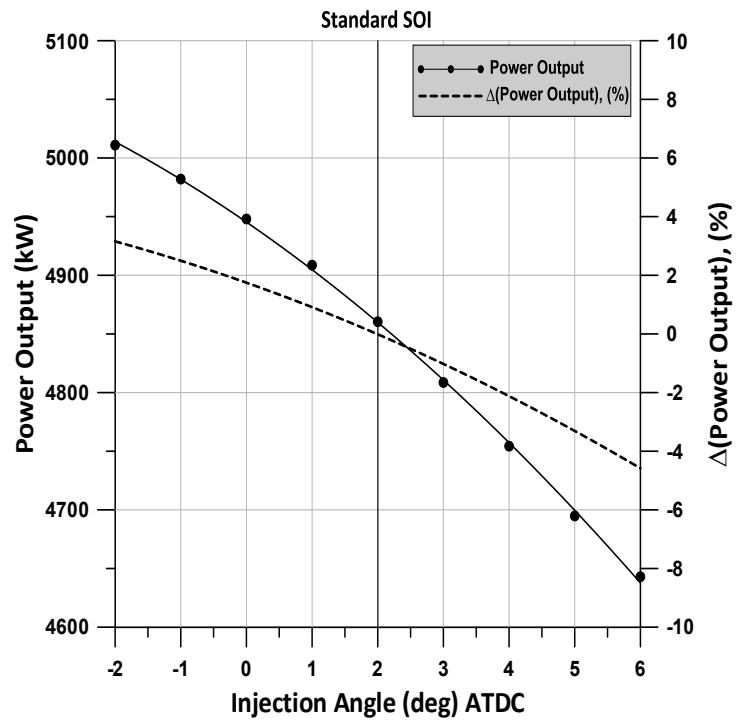
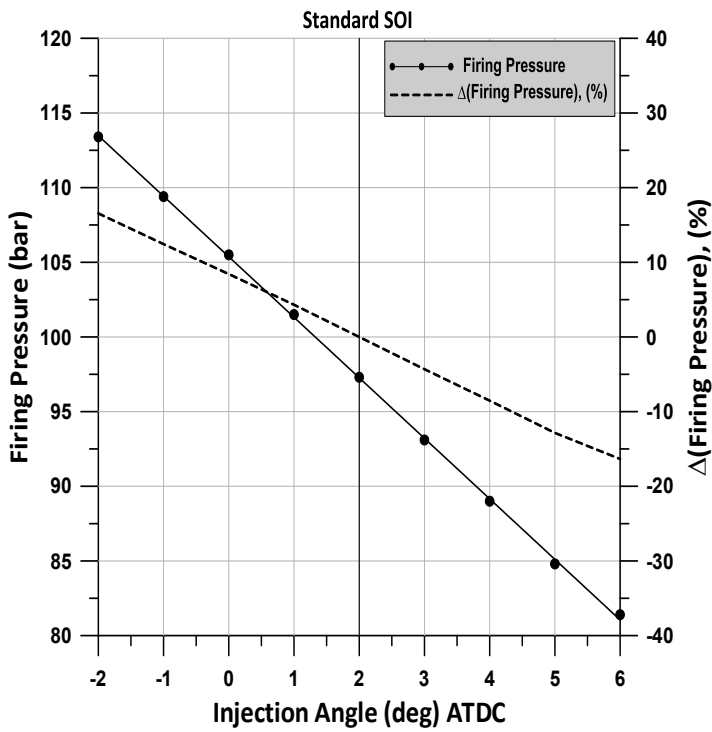
### 6.2.1.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 25% του Φορτίου



Σχήμα 6.1 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 25% (T/C Simulation Enabled)

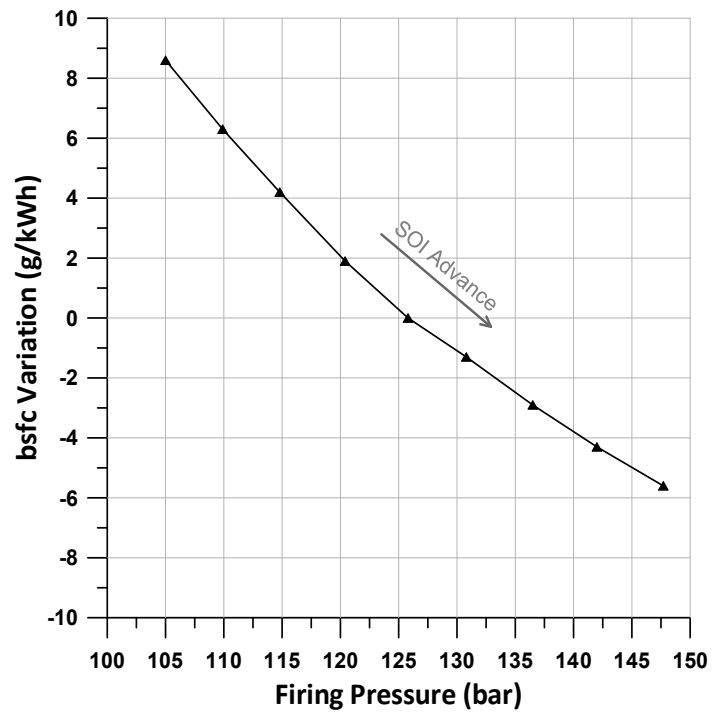
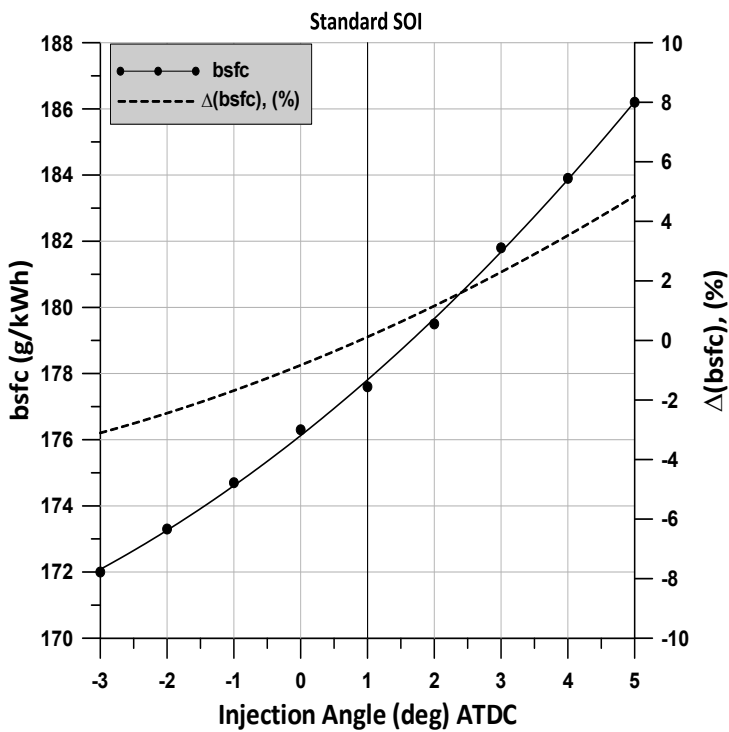
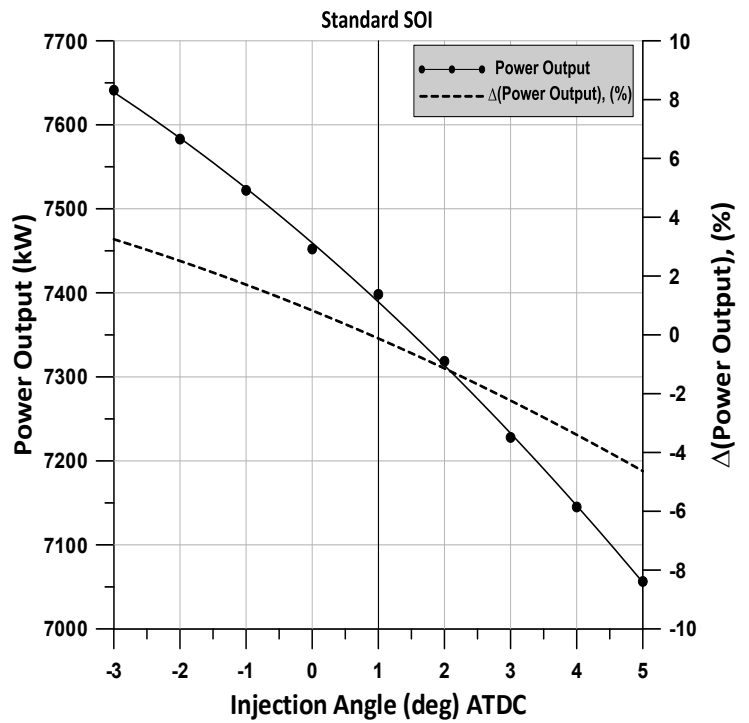
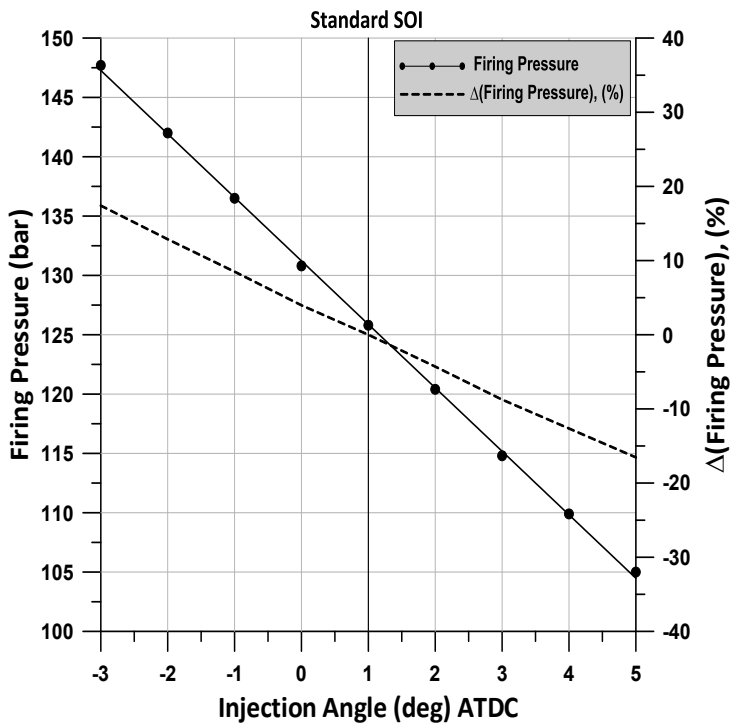


### 6.2.1.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 50% του Φορτίου



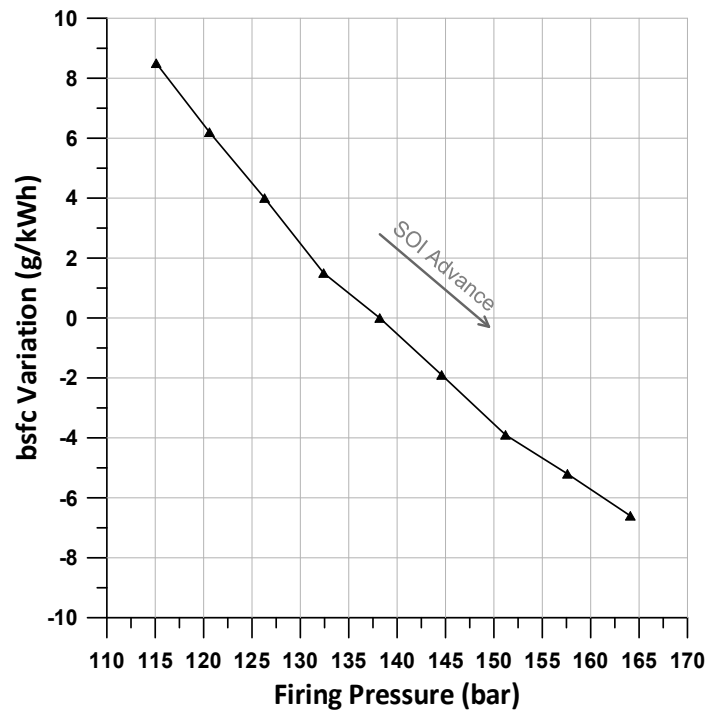
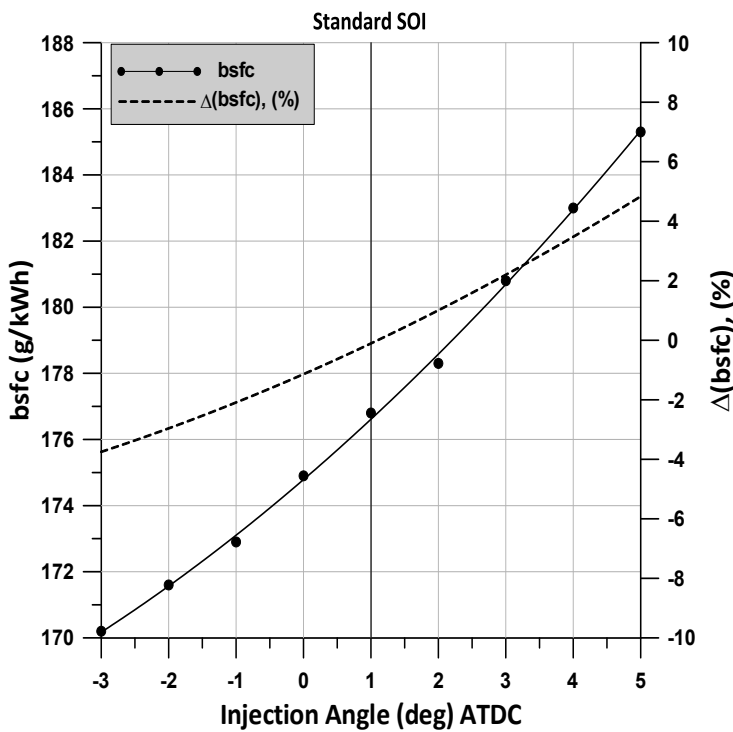
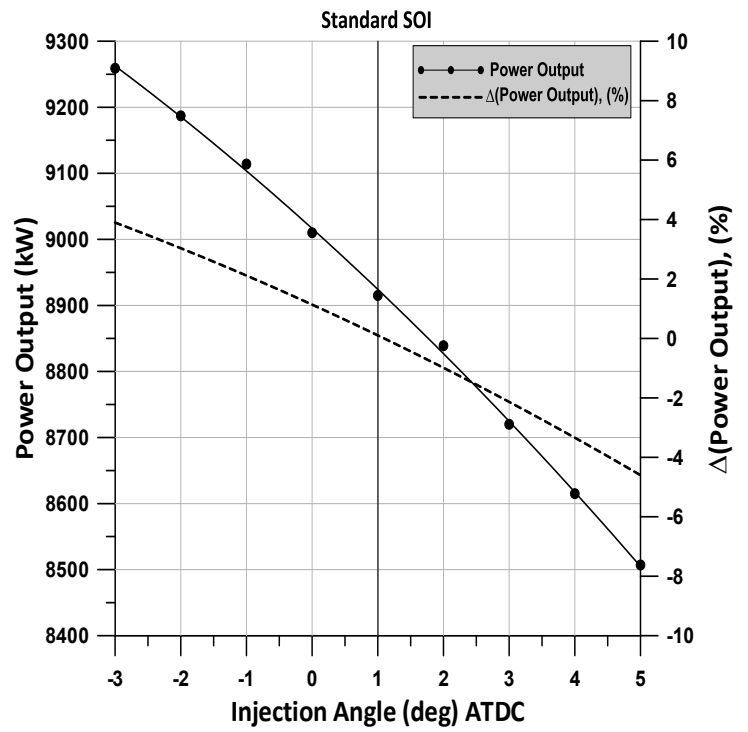
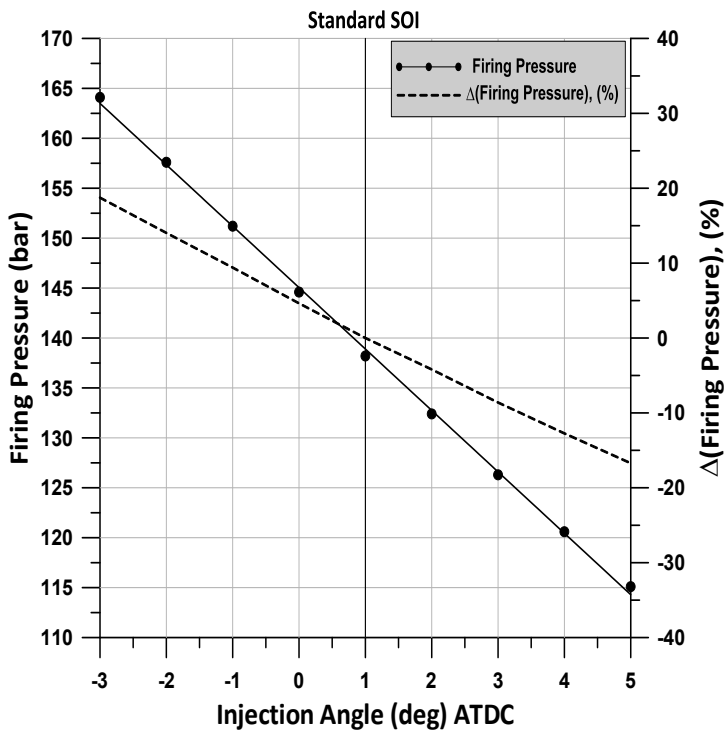
Σχήμα 6.2 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 50% (T/C Simulation Enabled)

### 6.2.1.3 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 75% του Φορτίου



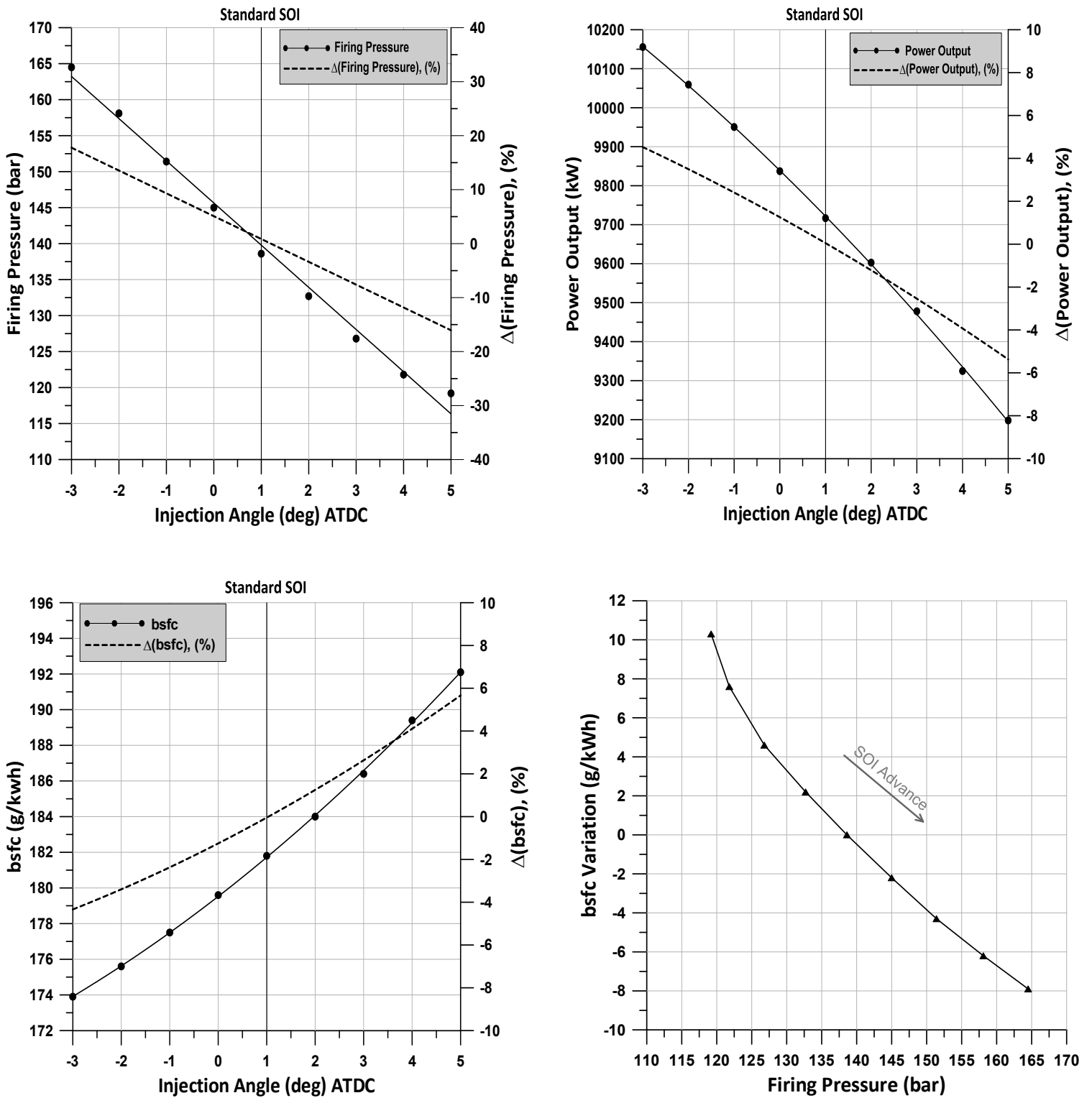
Σχήμα 6.3 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 75% (T/C Simulation Enabled)

### 6.2.1.4 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 90% του Φορτίου



Σχήμα 6.4 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 90% (T/C Simulation Enabled)

### 6.2.1.5 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 100% του Φορτίου



Σχήμα 6.5 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 100% (T/C Simulation Enabled)

### 6.2.1.6 Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν με ενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή

Στη συνέχεια αξιολογούνται τα αποτελέσματα που προέκυψαν για την κάθε λειτουργική παράμετρο που εξετάστηκε.

#### Ι) Πίεση καύσης

Η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου έχει μεγάλη επίδραση στην πίεση καύσης. Συγκεκριμένα, η αύξηση της προπορείας συντελεί σε αύξηση της πίεσης καύσης, ενώ η μείωση επιφέρει το αντίθετο αποτέλεσμα. Από τα διαγράμματα που παρατίθενται παραπάνω γίνεται αντιληπτό ότι υπάρχει μία γραμμική συσχέτιση της πίεσης καύσης και της γωνίας στροφάλου στην οποία ξεκινάει η έγχυση καυσίμου και λόγο αυτού δύναται να υπολογιστεί ο σταθερός ρυθμός μεταβολής για το εκάστοτε φορτίο. Στο πίνακα 6.1 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα.

Φορτίο Κινητήρα (%)	Ρυθμός Μεταβολής (bar/deg)
25.0	3.12
50.0	4.05
75.0	5.35
90.0	6.15
100.0	5.86

Πίνακας 6.1 Ρυθμός μεταβολής της πίεσης καύσης στα εξεταζόμενα φορτία λειτουργίας

Παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται το φορτίο αυξάνεται και ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης καύσης και η μεγαλύτερη τιμή του εντοπίζεται στο 90% του φορτίου του κινητήρα. Στο 100% του φορτίου είναι εμφανές ότι δεν υπάρχει τόσο καλή γραμμικότητα, στο τμήμα όπου αναπαρίσταται η μείωση της προπορείας. Σε αυτό το σημείο πρέπει να τονίσουμε ότι η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση καύσης για την οποία έχει σχεδιαστεί ο κινητήρας είναι 140 bar. Η αύξηση της προπορείας στα φορτία 90 και 100% συντελεί σε απαγορευτικές τιμές της πίεσης καύσης, το οποίο είναι αναμενόμενο αφού ο κινητήρας έχει σχεδιαστεί ώστε να λαμβάνει τη μέγιστη τιμή κοντά στο 85% του φορτίου (Breakpoint). Επίσης, παρατηρούμε ότι και στο φορτίο 75% αν αυξηθεί η προπορεία πάνω από 2 μοίρες σε σχέση με την εργοστασιακή ρύθμιση τότε και σε αυτή την περίπτωση ο κινητήρας λειτουργεί σε απαγορευτικές συνθήκες, το οποίο μπορεί να συντελέσει σε ταχύτερη εμφάνιση μηχανικής φθοράς στα εξαρτήματα του κινητήρα. Όλα τα παραπάνω μας βοηθούν να συμπεράνουμε τη σημασία της σωστής ρύθμισης της

γωνίας έγχυσης καυσίμου ώστε να διατηρηθεί η μέγιστη πίεση εντός των επιτρεπτών ορίων σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα.

## II) Ισχύς Κινητήρα

Σε αντιστοιχία με το προηγούμενο μέγεθος η αύξηση της προπορείας συντελεί στην αύξηση της ισχύος του κινητήρα, το οποίο είναι αρκετά σημαντικό διότι βελτιώνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Στα ψηλά φορτία του κινητήρα βλέπουμε ότι οι ποσοστιαίες μεταβολές είναι μεγαλύτερες και τέλος πρέπει να σημειωθεί ότι η μείωση της προπορείας έχει μεγαλύτερη επίδραση στη μεταβολή της ισχύος.

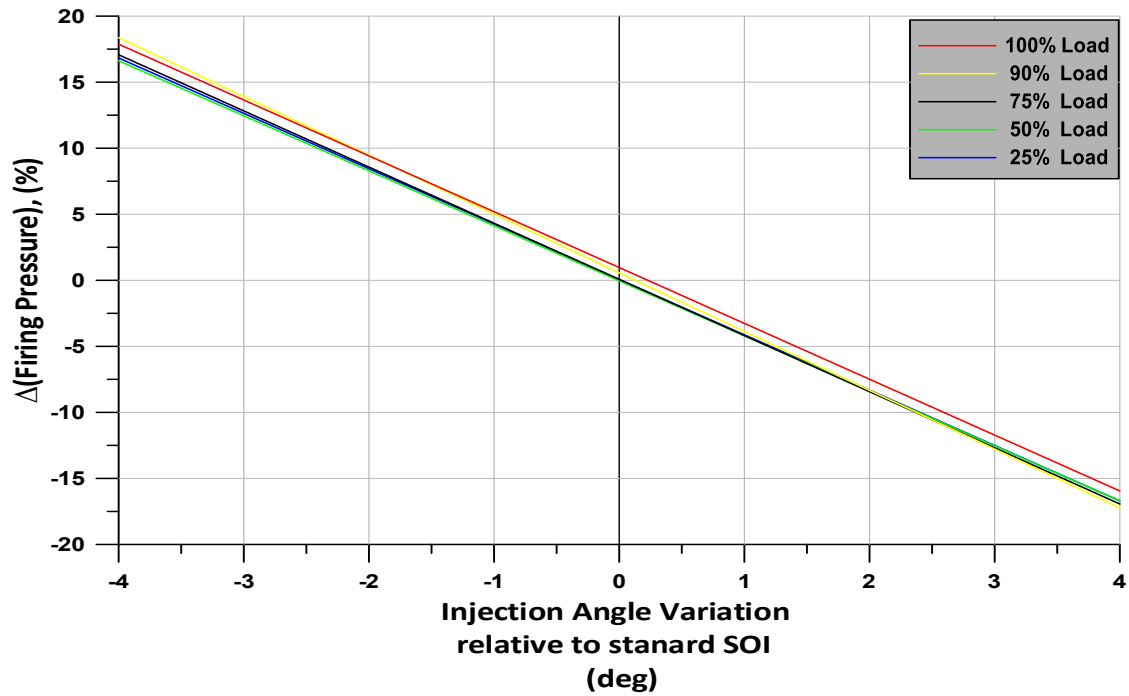
## III) Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Έχοντας συμπεράνει ποια είναι η επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα και γνωρίζοντας ότι η παροχή καυσίμου διατηρείται σταθερή μπορεί κατ' αναλογία να σχολιαστεί η επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η αύξηση της προπορείας έγχυσης οδηγεί σε βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, δηλαδή σε μείωση της. Από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων φαίνεται πως η επιτορεία έχει μεγαλύτερη επίδραση στη μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης. Χρήσιμα συμπεράσματα εξάγονται και από τα διαγράμματα όπου παρουσιάζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης συναρτήσει της πίεσης καύσης, όπως προέκυψε για τις διάφορες τιμές της προπορείας. Η μείωση της πίεσης καύσης κατά 1 bar συντελεί σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης της τάξης του 0.2-0.3 g/kWh, ενώ η μείωση της προπορείας κατά 1° οδηγεί σε αντίστοιχη αύξηση της τάξης του 1.8-2.0 g/kWh. Τα παραπάνω αναδεικνύουν την αναγκαιότητα της τακτικής παρακολούθησης και σωστής ρύθμισης του χρονισμού έγχυσης στον κάθε κύλινδρο του κινητήρα, ώστε να αποφευχθεί η περαιτέρω κατανάλωση καυσίμου λόγω δυσλειτουργίας του συστήματος.

### **6.2.1.7 Συγκριτική παρουσίαση των ποσοστιαίων μεταβολών των λειτουργικών παραμέτρων στα εξεταζόμενα φορτία**

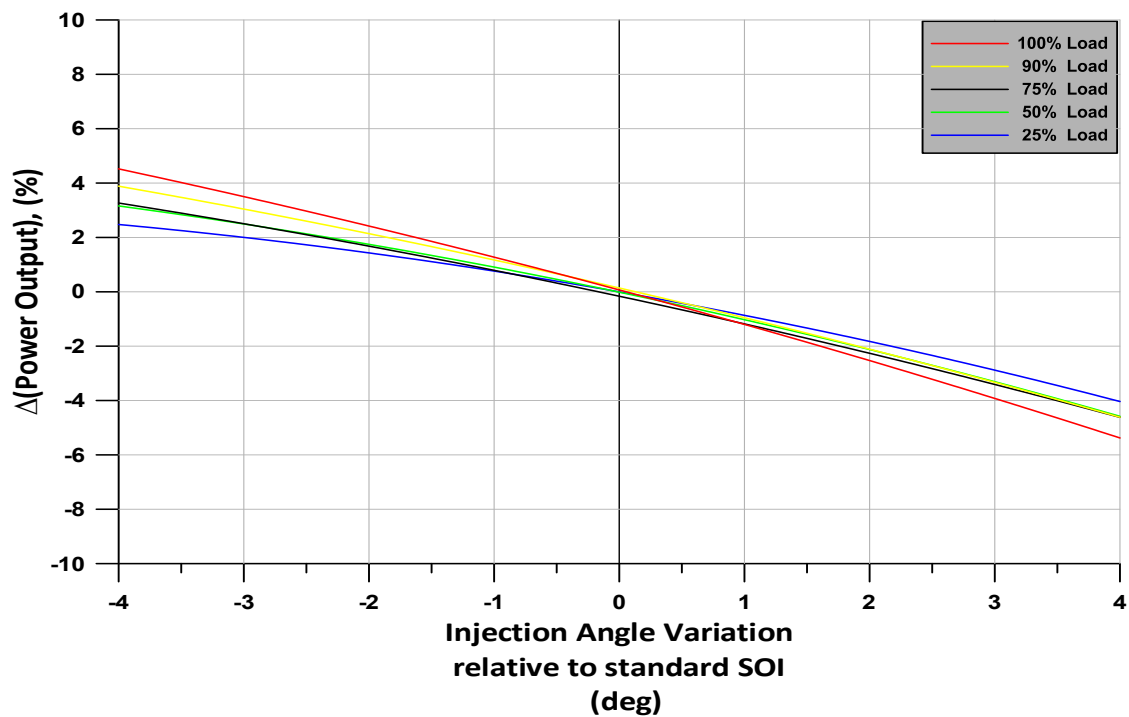
Στην παρούσα εργασία δίδεται ιδιαίτερη έμφαση στην ποσοστιαία μεταβολή που επιτυγχάνεται λόγω της διαφοροποίησης της προπορείας έγχυσης καυσίμου. Γι' αυτό παρακάτω παρουσιάζονται οι μεταβολές του κάθε μεγέθους σε όλα τα φορτία. Για να γίνει δυνατή η μεταξύ τους σύγκριση, ανεξαρτήτως του φορτίου λειτουργίας, η μεταβολή της προπορείας παρατίθεται έχοντας ως αναφορά την εργοστασιακή ρύθμιση της γωνίας στροφάλου, που ξεκινάει η έγχυση για το εκάστοτε φορτίο. Συνεπώς, η αρχική ρύθμιση λαμβάνει την τιμή μηδέν, η αύξηση την προπορείας έχει αρνητικές τιμές ενώ η μείωση το αντίθετο.

➤ Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης



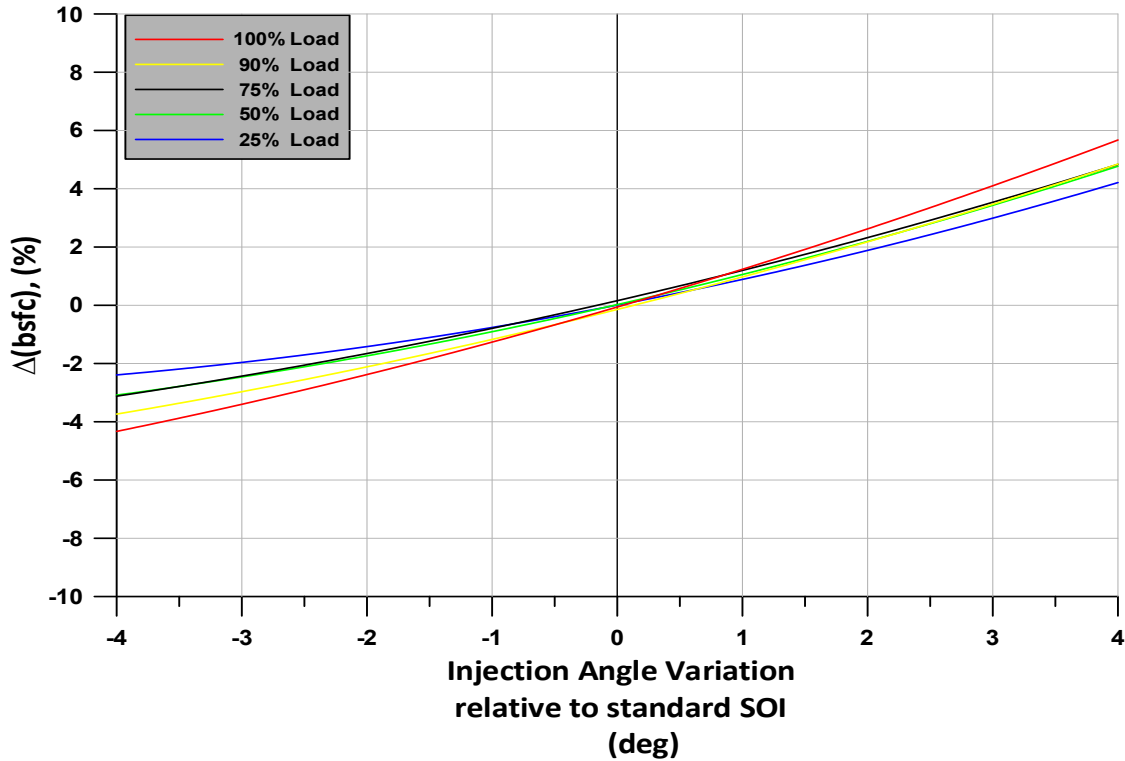
Σχήμα 6.6 Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100%

➤ Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα



Σχήμα 6.7 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100%

➤ Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου



Σχήμα 6.8 Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100%

Στο διάγραμμα που απεικονίζεται η πίεσης καύσης φαίνεται ότι οι ποσοστιαίες μεταβολές λαμβάνουν σχεδόν τις ίδιες τιμές στα εξεταζόμενα φορτία. Ως απόρροια αυτού μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι υπάρχει ανεξαρτησία της ποσοστιαίας μεταβολής αυτής της παραμέτρου από το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα. Όσον αφορά την αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα και την ειδική κατανάλωση καυσίμου παρατηρούνται μικρές αποκλίσεις μεταξύ των φορτίων για τις αντίστοιχες τιμές που λαμβάνει η προπορεία. Ενδεικτικά, στο 50% του φορτίου με αύξηση προπορείας τεσσάρων μοιρών η ειδική κατανάλωση μειώνεται κατά 3.05% ενώ η αντίστοιχη μεταβολή στο 100% του φορτίου συντελεί σε μείωση 4.35%.

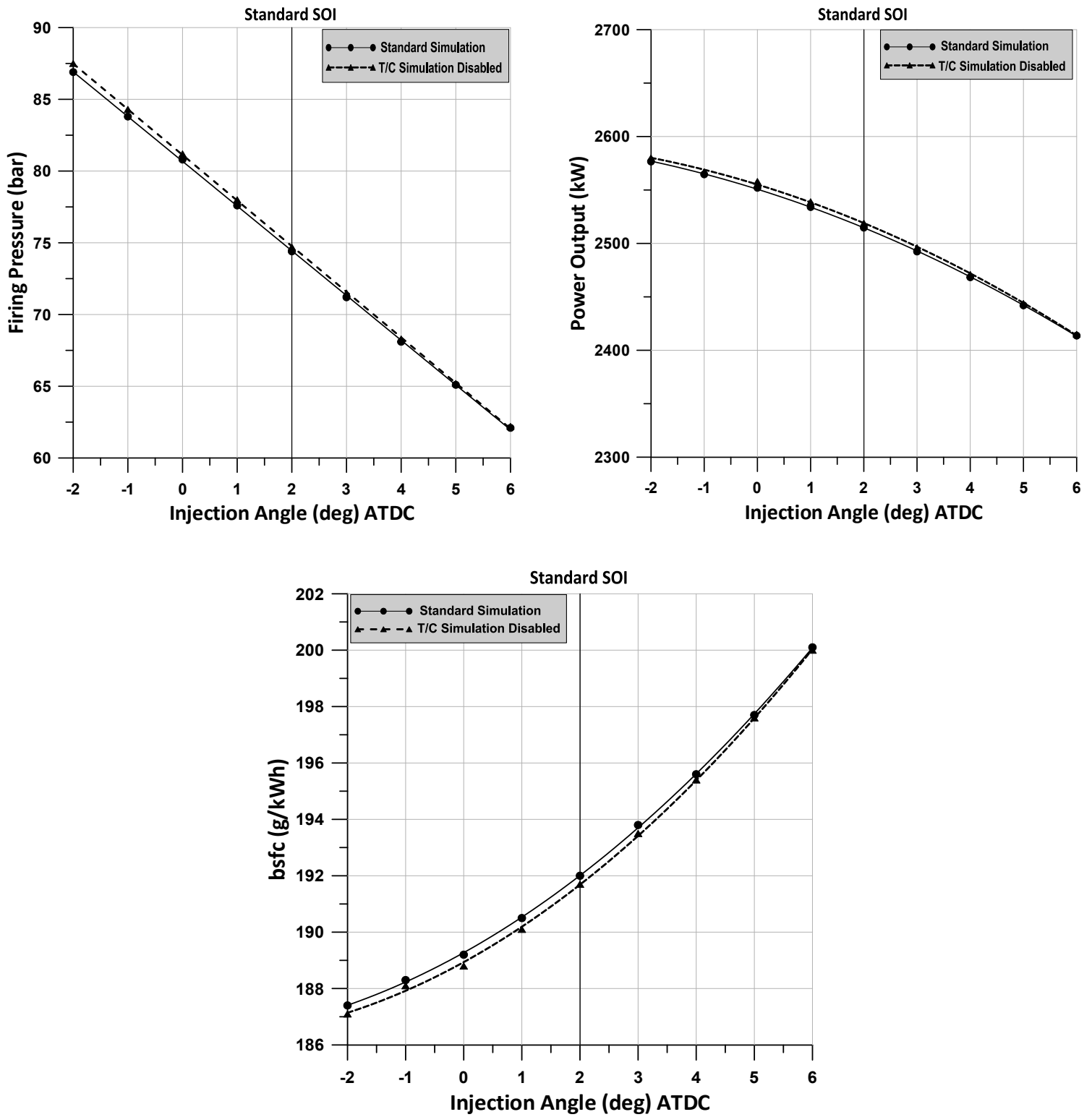


## 6.2.2 Διερεύνηση με απενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή

Στο παρόν στάδιο πρόκειται να επαναληφθούν οι προηγούμενες προσομοιώσεις για τα φορτία λειτουργίας που εξετάζονται με τη διαφορά ότι η προσομοίωση του υπερπληρωτή θα είναι απενεργοποιημένη (T/C Simulation Disabled). Για την επίτευξη αυτού πρέπει να τεθεί ανενεργή η εντολή του προσομοιωτή *Enable T/C Simulation*. Ως συνέπεια, οι τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας σάρωσης ορίζονται ίσες με αυτές που καταγράφηκαν κατά τη διεξαγωγή των επίσημων δοκιμών του κινητήρα. Σημειώνεται ότι υπό αυτές τις ρυθμίσεις, το λογισμικό παύει να παρέχει αποτελέσματα για κάποιες λειτουργικές παραμέτρους (για παράδειγμα ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή).

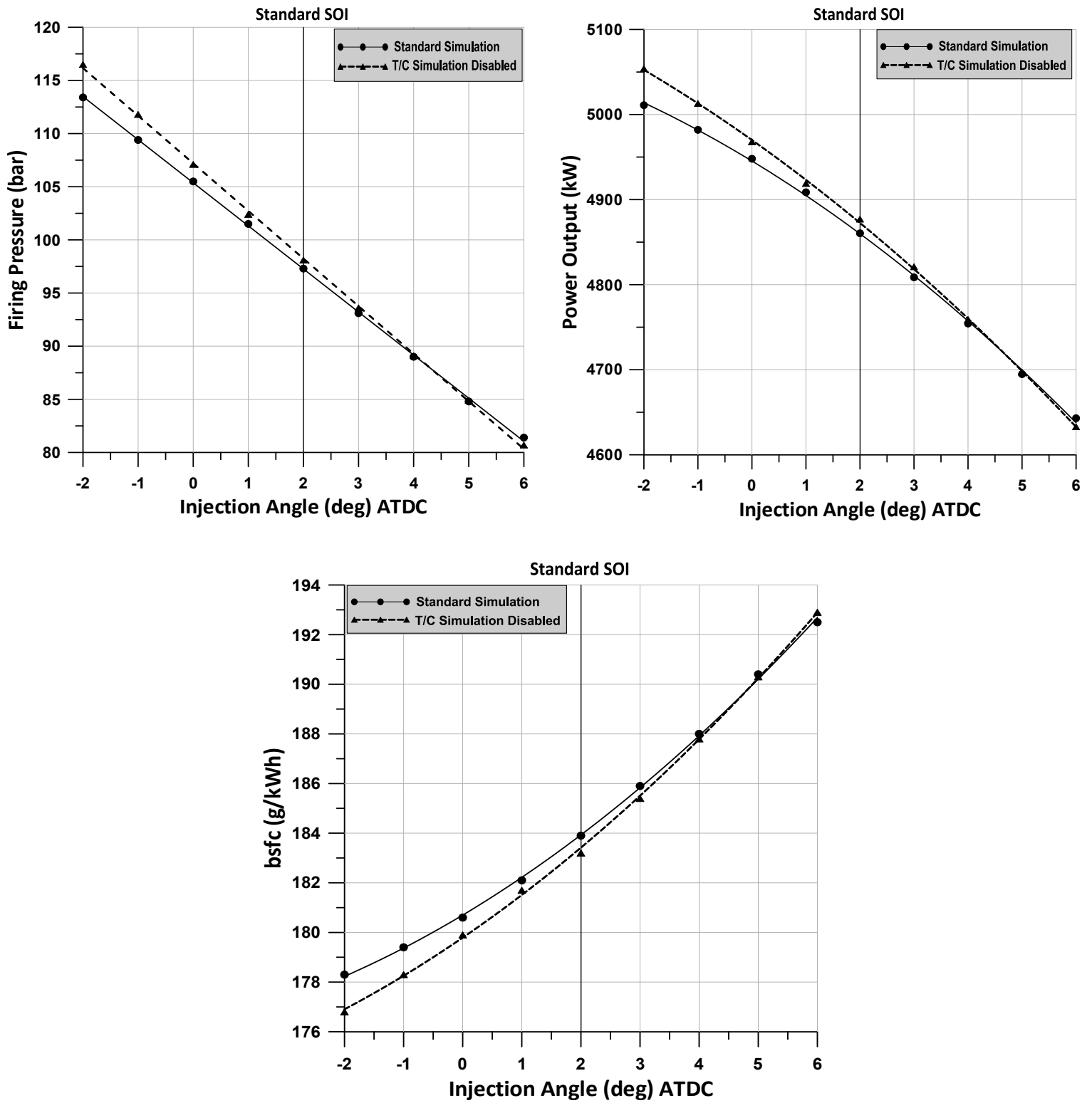
Η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου έχει επίδραση σε πολλά μεγέθη του κινητήρα ένα εκ των οποίων είναι η πίεση σάρωσης, λόγω της αρχής λειτουργίας του υπερπληρωτή. Αύξηση της προπορείας συντελεί σε πτώση της ενθαλπίας των καυσαερίων στην είσοδο του υπερπληρωτή με αποτέλεσμα να μειώνεται η ταχύτητα περιστροφής του και κατ' επέκταση η πίεση σάρωσης. Χρησιμοποιώντας την παραπάνω δυνατότητα του λογισμικού μπορούμε να μελετήσουμε την επίδραση στην πίεση καύσης, στην αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, διατηρώντας ταυτόχρονα σταθερές για το εκάστοτε φορτίο την πίεση σάρωσης και συμπίεσης παρόλο τη μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου. Προφανώς, το παραπάνω δεν ανταποκρίνεται σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας ενός κινητήρα, αλλά θα μας δώσει τη δυνατότητα να διερευνήσουμε τη “θεωρητική” επίδραση της διαφοροποίησης του χρονισμού έγχυσης στις αναφερθείσες παραμέτρους. Γι' αυτό το λόγο στα παρακάτω διαγράμματα δίνονται τα αποτελέσματα με ενεργοποιημένη και απενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή, ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί άμεση σύγκριση μεταξύ τους. Οι ποσοστιαίες μεταβολές των μεγεθών θα παρουσιαστούν σε ξεχωριστά διαγράμματα στη συνέχεια.

### 6.2.2.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 25% του Φορτίου



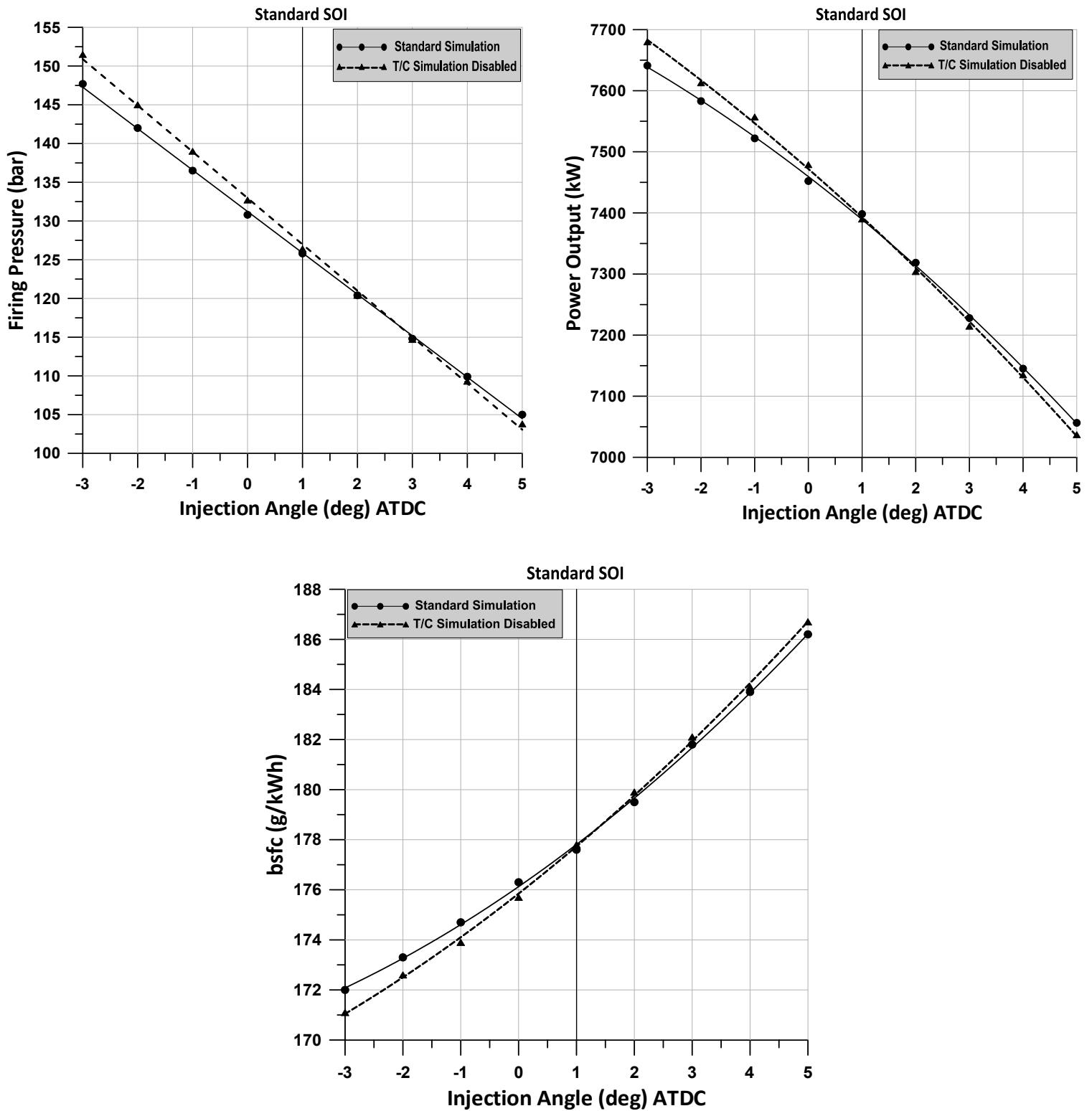
Σχήμα 6.9 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 25% (T/C Simulation Disabled)

### 6.2.2.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 50% του Φορτίου



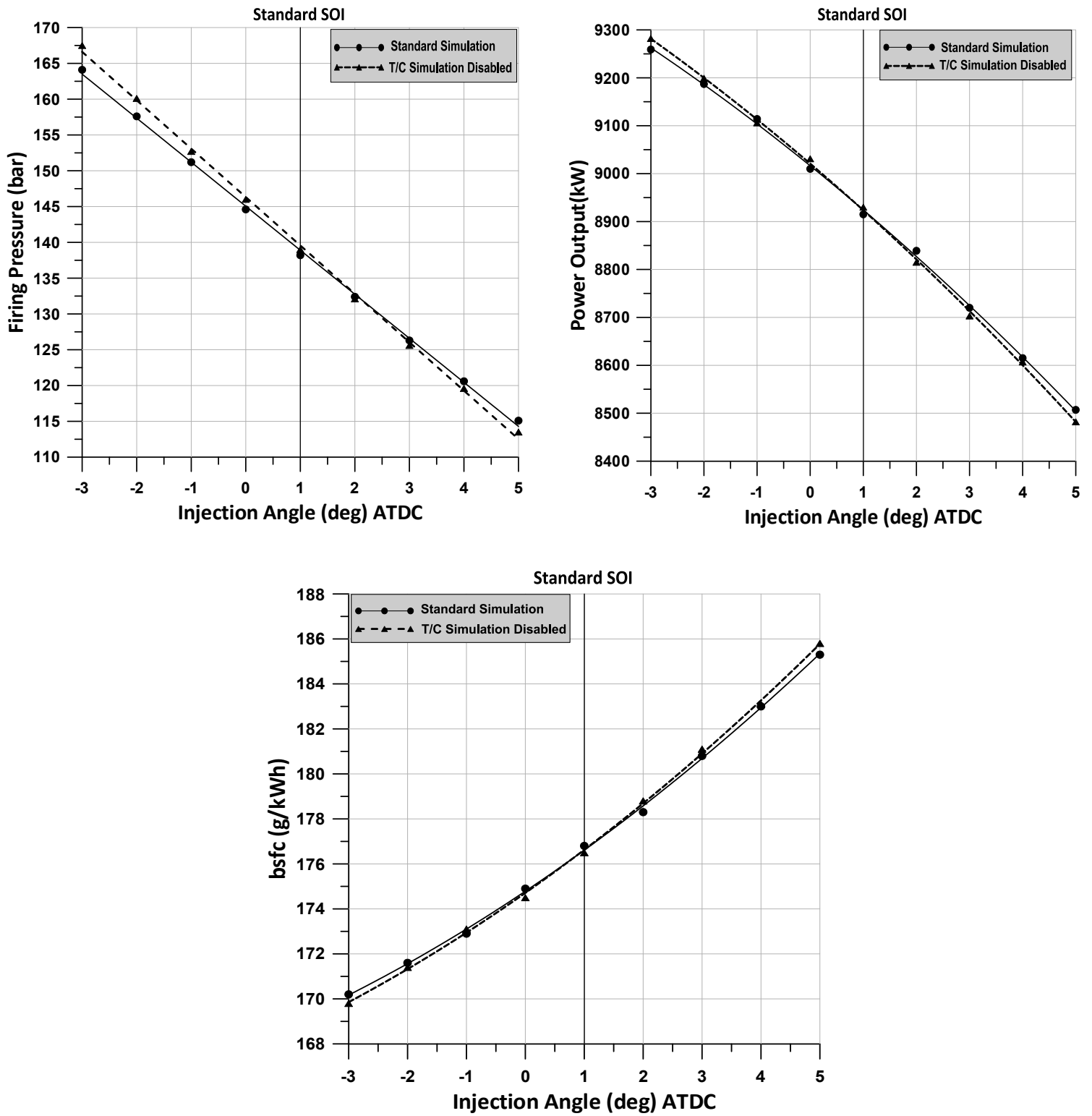
Σχήμα 6.10 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 50% (T/C Simulation Disabled)

### 6.2.2.3 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 75% του Φορτίου



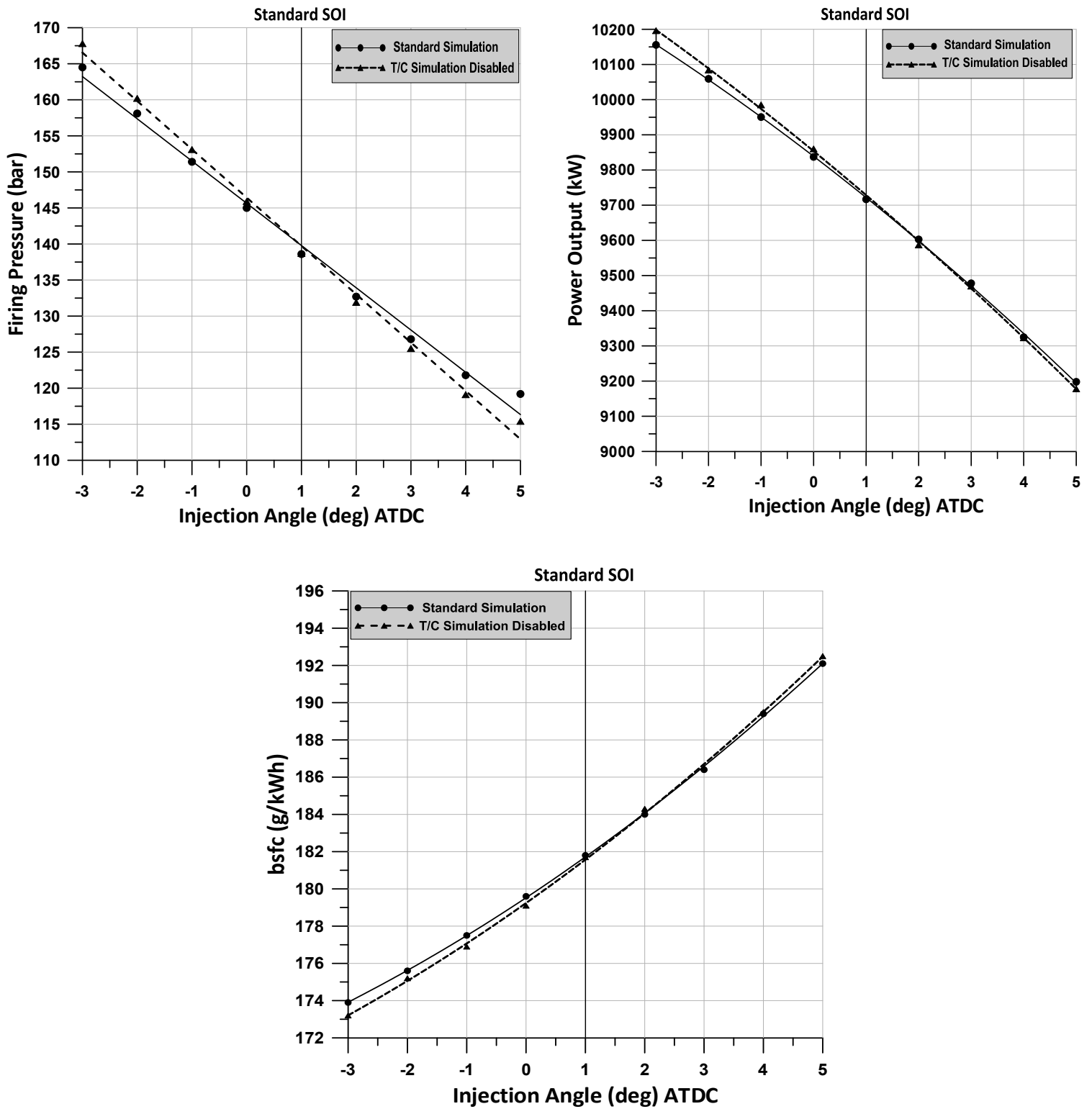
Σχήμα 6.11 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 75% (T/C Simulation Disabled)

### 6.2.2.4 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 90% του Φορτίου



Σχήμα 6.12 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 90% (T/C Simulation Disabled)

### 6.2.2.5 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 100% του Φορτίου



Σχήμα 6.13 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 100% (T/C Simulation Disabled)

### 6.2.2.6 Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων σε σύγκριση με αυτά που προέκυψαν έχοντας ενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή

Από τα παραπάνω διαγράμματα γίνεται αντιληπτό ότι τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τις δύο εξεταζόμενες περιπτώσεις έχουν μικρές διαφορές, εντούτοις κρίνεται σημαντικό να επισημανθούν, δίνοντας ταυτόχρονα έμφαση στις αιτίες που οδηγούν σε αυτές τις διαφοροποιήσεις.

#### I. Πίεση καύσης

Η αύξηση της προπορείας έχοντας απενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή συντελεί σε μεγαλύτερη τιμές της πίεσης καύσης συγκριτικά με αυτές που προκύπτουν με ενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή, ενώ η μείωση της προπορείας έχει το αντίθετο αποτέλεσμα. Αυτό είναι αναμενόμενο αφού σε αυτήν την περίπτωση η πίεση σάρωσης και συμπίεσης παραμένει σταθερή ανεξαρτήτως την τιμή της προπορείας. Από την άλλη, υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα (T/C Simulation Enabled) η αύξηση της προπορείας συντελεί σε μικρότερη πίεση σάρωσης, αρά και συμπίεσης γι' αυτό βλέπουμε στα διαγράμματα η πίεση καύσης να λαμβάνει μικρότερες τιμές για την ίδια τιμή προπορείας συγκριτικά με τα αποτελέσματα που προκύπτουν εάν απενεργοποιηθεί η προσομοίωση του υπερπληρωτή. Επίσης, όσο αυξάνεται η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, σε σχέση με τις εργοστασιακές ρυθμίσεις, τόσο μεγαλύτερη απόκλιση παρατηρείτε μεταξύ των αποτελεσμάτων για τις δύο συνθήκες λειτουργίας που εξετάζονται. Τέλος, είναι εμφανές ότι και σε αυτή την περίπτωση η πίεση καύσης μεταβάλλεται γραμμικά συναρτήσει της γωνίας έγχυσης καυσίμου. Παρακάτω παρατίθενται οι ρυθμοί μεταβολής και για τις δύο εξεταζόμενες περιπτώσεις:

Φορτίο Κινητήρα (%)	Ρυθμός Μεταβολής (bar/deg) T/C Simulation Enabled	Ρυθμός Μεταβολής (bar/deg) T/C Simulation Disabled
25.0	3.12	3.18
50.0	4.05	4.48
75.0	5.35	5.98
90.0	6.15	6.76
100.0	5.86	6.70

Πίνακας 6.2 Σύγκριση του ρυθμού μεταβολής της πίεσης καύσης μεταξύ των δύο περιπτώσεων χρήσης του λογισμικού

Στο παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι η απενεργοποίηση της προσομοίωσης του υπερπληρωτή οδηγεί σε αύξηση του ρυθμού μεταβολής της πίεσης καύσης στο εκάστοτε φορτίο, ενώ η μεγαλύτερη τιμή εντοπίζεται στο 90%, η οποία ισοδυναμεί με 6.76 bar/deg.

## II. Ισχύς κινητήρα

Η αύξηση της προπορείας με απενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές ισχύος συγκριτικά με τις τιμές που λαμβάνει υπό κανονική προσομοίωση του κινητήρα, ενώ η επιπορεία συντελεί στο αντίθετο. Στις μέγιστες τιμές που μεταβάλλεται ο χρονισμός έγχυσης (τέσσερις μοίρες προπορεία/επιπορεία), εντοπίζεται και η μεγαλύτερη απόκλιση των τιμών που λαμβάνει η ισχύς για τις δύο εξεταζόμενες περιπτώσεις.

## III. Ειδική κατανάλωση καυσίμου

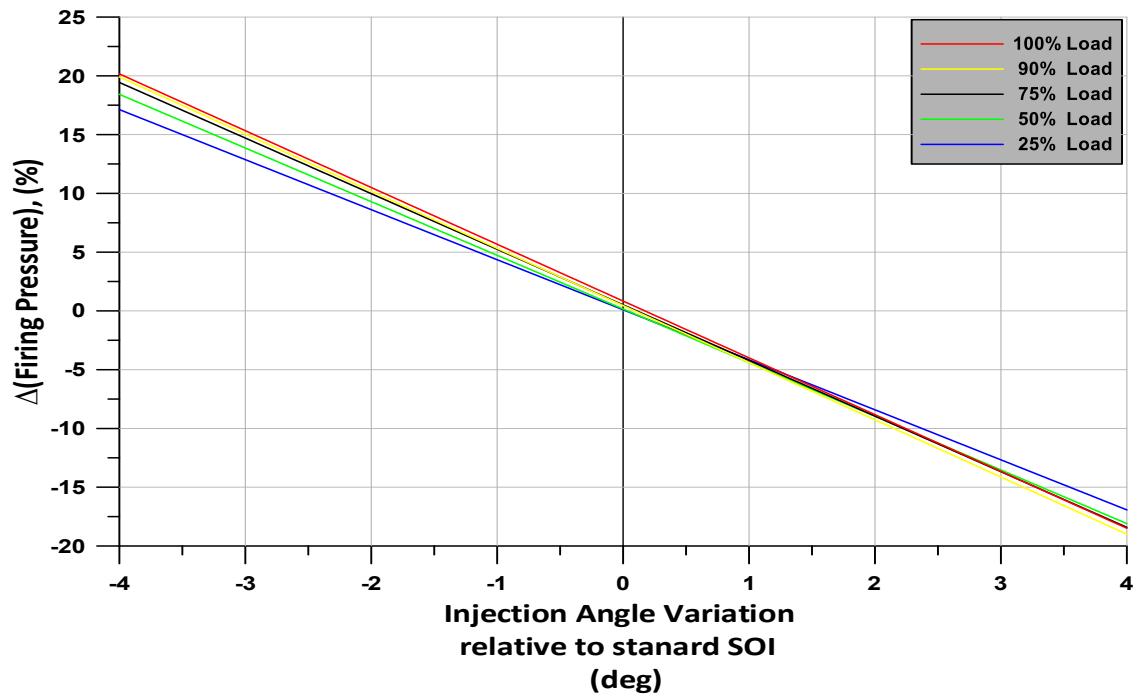
Με απενεργοποιημένη την λειτουργία του υπερπληρωτή όταν αυξάνεται η προπορεία προκύπτει ακόμα πιο “βελτιωμένη” ειδική κατανάλωση καυσίμου, αφού η παροχή καυσίμου διατηρείται σταθερή και ταυτόχρονα επιτυγχάνεται μεγαλύτερη ισχύς κινητήρα. Όσον αφορά τα αποτελέσματα που προκύπτουν στην περιοχή μείωσης της προπορείας, παρατηρούνται μικρότερες αποκλίσεις μεταξύ των δύο περιπτώσεων που διερευνώνται.

### **6.2.2.7 Συγκριτική παρουσίαση των ποσοστιαίων μεταβολών των λειτουργικών παραμέτρων στα εξεταζόμενα φορτία έχοντας απενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή**

Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται οι ποσοστιαίες μεταβολές των τριών εξεταζόμενων παραμέτρων για την εκάστοτε τιμή που λαμβάνει η προπορεία έγχυσης καυσίμου σε σχέση με τις εργοστασιακές ρυθμίσεις που έχει ο συγκεκριμένος κινητήρας. Γενικά, οι μεταβολές των μεγεθών έχουν πολύ μικρές αποκλίσεις από αυτές που προέκυψαν με ενεργοποιημένη την προσομοίωση υπερπληρωτή, οπότε εξάγονται και τα ίδια συμπεράσματα που αναφέρθηκαν στην παράγραφο 7.2.1.7

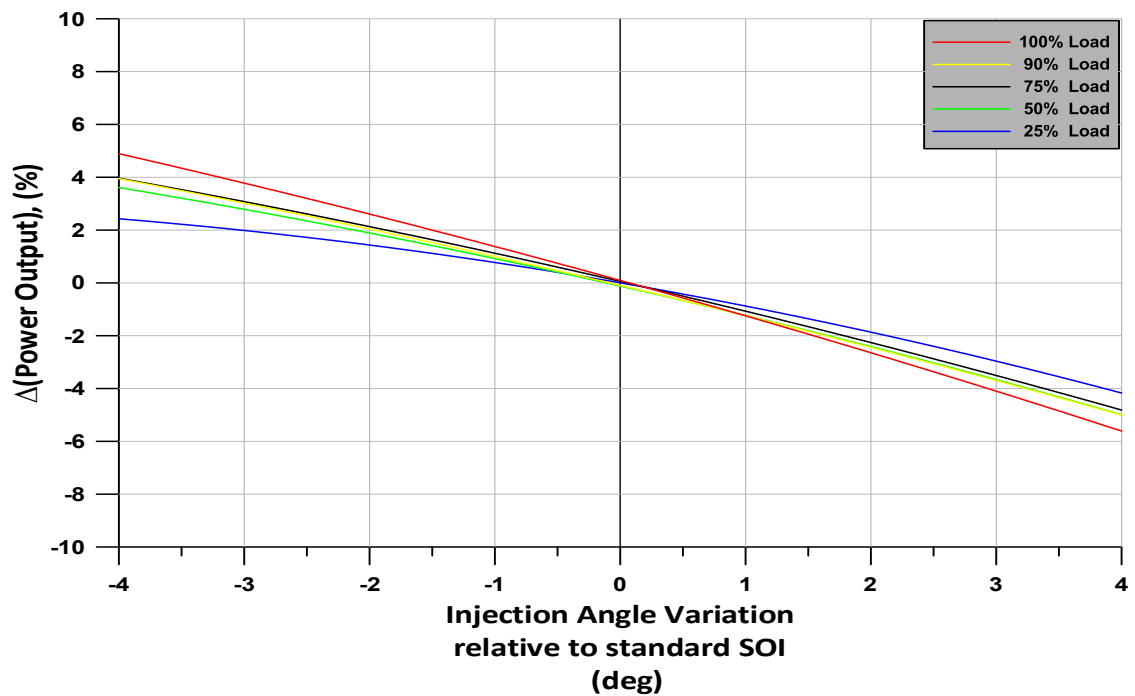


➤ Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης



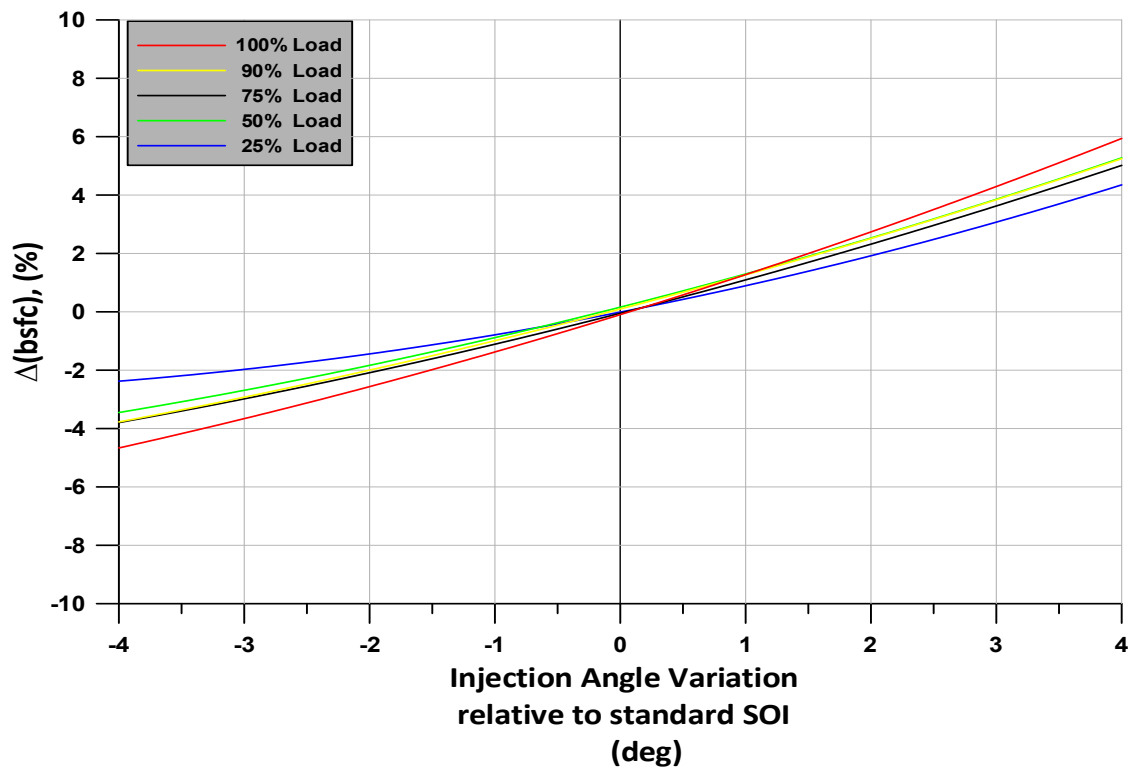
Σχήμα 6.14 Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% (T/C Simulation Disabled)

➤ Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα



Σχήμα 6.15 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% (T/C Simulation Disabled)

➤ Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου



Σχήμα 6.16 Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75,90 και 100% (T/C Simulation Disabled)

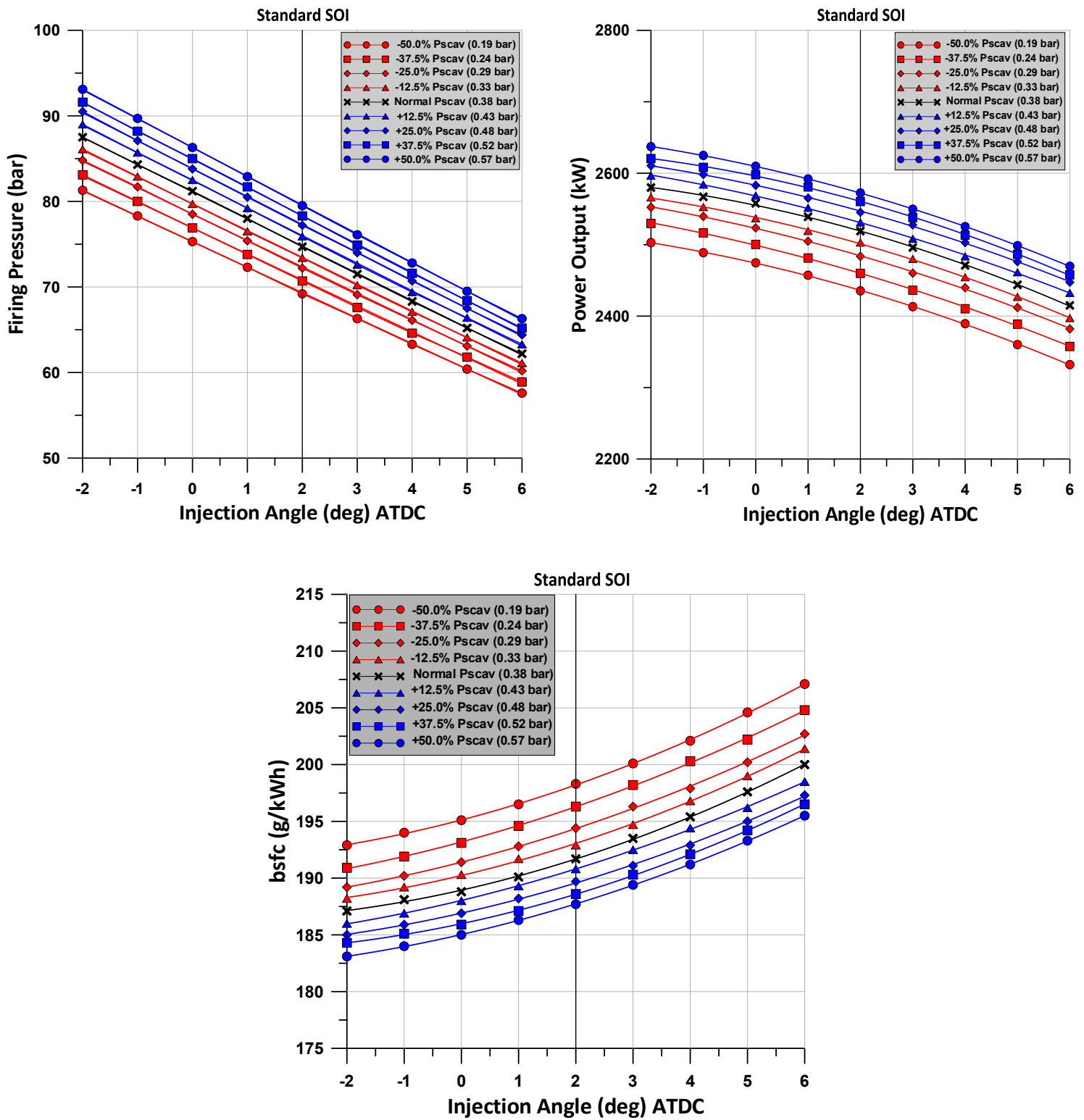
### 6.2.3 Διερεύνηση για διάφορες τιμές της πίεσης σάρωσης

Όπως έχει ήδη αναφερθεί η πίεση σάρωσης αποτελεί μία πολύ καθοριστική παράμετρο για την αποδοτική λειτουργία του κινητήρα. Γι' αυτό το λόγο κρίνεται σκόπιμο να διερευνηθεί η επίδραση μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου για διάφορες τιμές της πίεσης σάρωσης στο κάθε εξεταζόμενο φορτίο λειτουργίας. Για να επιτευχθεί αυτή η μελέτη πρέπει να γίνουν πρώτα οι απαραίτητες ρυθμίσεις στο προσομοιωτή του λογισμικού, όπως παρατίθενται παρακάτω:

- Αρχικά, τίθεται ανενεργή η εντολή *Enable T/C Simulation* ώστε να απενεργοποιηθεί η προσομοίωση του υπερπληρωτή.
- Στη συνέχεια, ενεργοποιείται η εντολή *Enter Manually* ώστε να γίνει δυνατή η χειροκίνητη μεταβολή της πίεσης σάρωσης από τον χρήστη.
- Τέλος, έχοντας πραγματοποιήσει όλες τις προηγούμενες ρυθμίσεις επιλέγεται η επιθυμητή πίεση σάρωσης, μέσω του *Boost Pressure-Gauge*, για την οποία πρόκειται να γίνει η προσομοίωση.

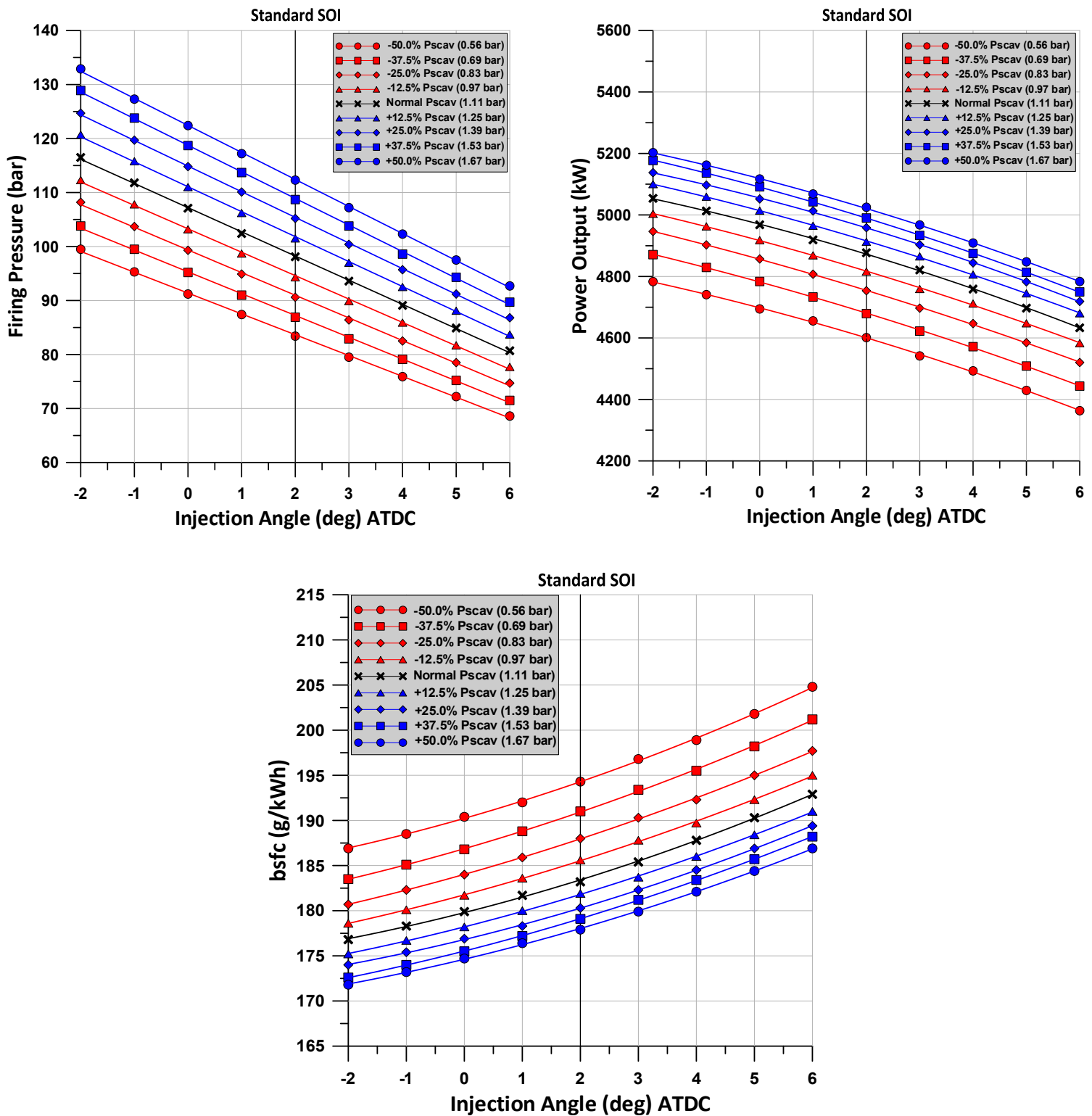
Η παραπάνω διερεύνηση πραγματοποιείται στα φορτία που έχουν εξεταστεί μέχρι στιγμής με εύρος μεταβολής της πίεσης σάρωσης από -50% έως +50% σε σχέση με αυτήν που καταγράφηκε κατά την διεξαγωγή των επίσημων εργοστασιακών δοκιμών στο κάθε φορτίο λειτουργίας. Για λόγους πληρότητας, στο υπόμνημα του κάθε διαγράμματος εκτός από την ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης σάρωσης αναγράφεται και η απόλυτη τιμή. Παρακάτω, απεικονίζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων, ενώ στην συνέχεια αναγράφονται τα συμπεράσματα που προκύπτουν από αυτά.

### 6.2.3.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 25% του Φορτίου



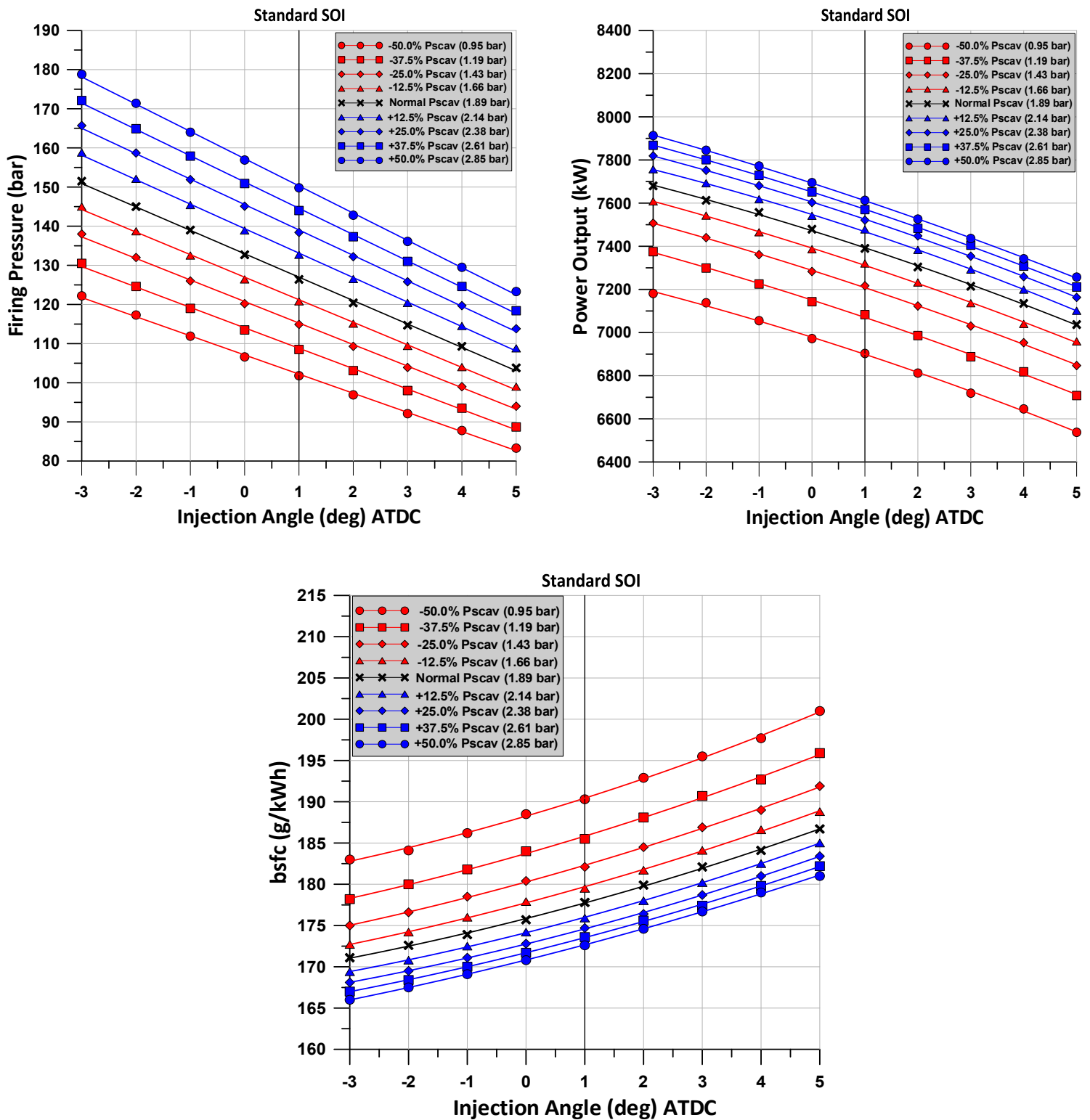
Σχήμα 6.17 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 25%

### 6.2.3.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 50% του Φορτίου



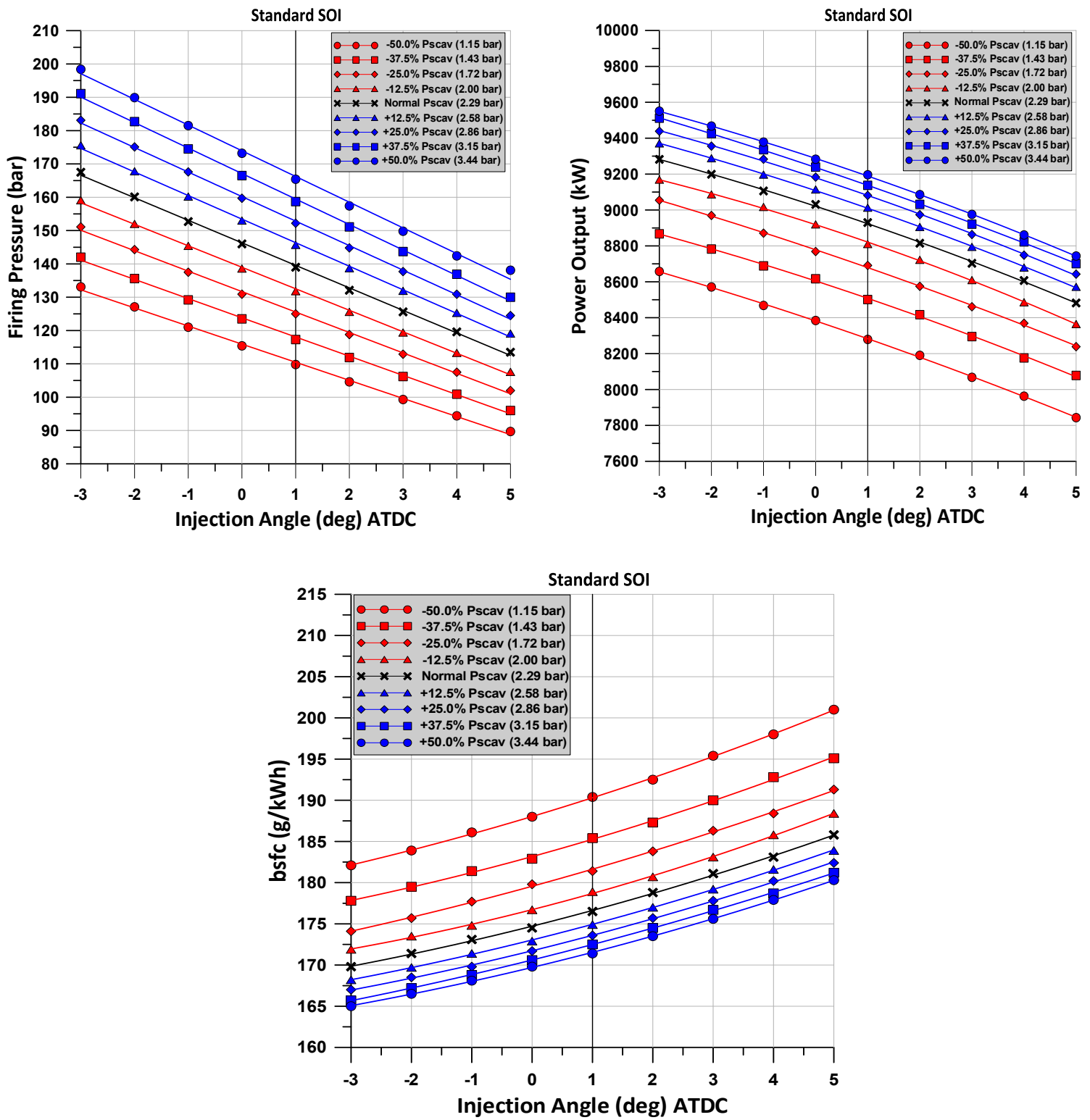
Σχήμα 6.18 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 50%

### 6.2.3.3 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 75% του Φορτίου



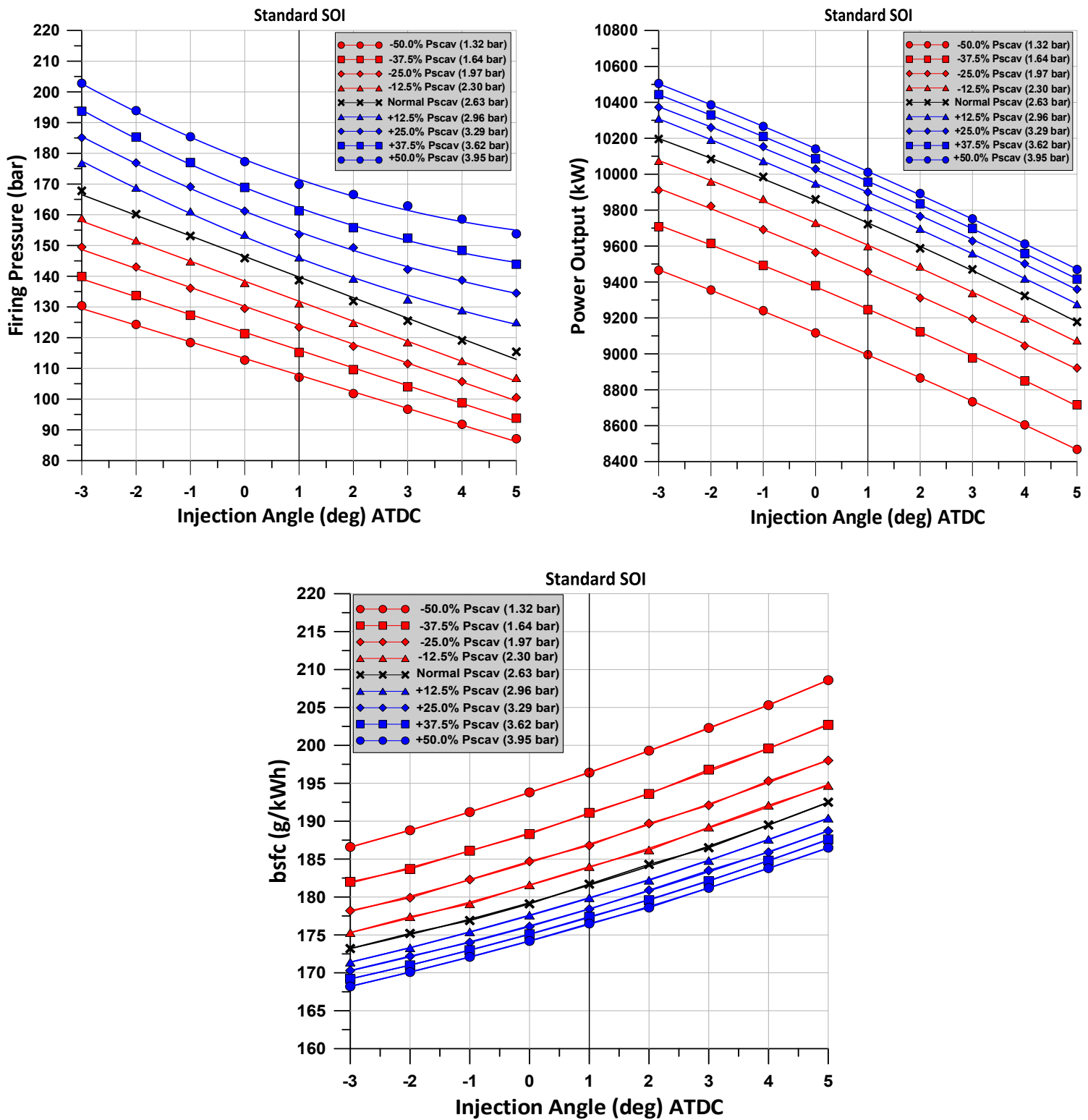
Σχήμα 6.19 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 75%

### 6.2.3.4 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 90% του Φορτίου



Σχήμα 6.20 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κινητήρα 90%

### 6.2.3.5 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 100% του Φορτίου



Σχήμα 6.21 Επίδραση της μεταβολής της πίεσης σάρωσης για φορτίο κίνητρα 100%



### 6.2.3.6 Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν μέσω της μεταβολής της πίεσης σάρωσης

Έχοντας διαθέσιμα τα παραπάνω διαγράμματα γίνεται δυνατή η αξιολόγηση της επίδρασης της πίεσης σάρωσης σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα, προκύπτουν τα εξής:

#### I. Πίεση καύσης

Αρχικά, παρατηρείται ότι η μεταβολή της πίεσης καύσης που επιτυγχάνεται λόγω της διαφοροποίησης της γωνίας έγχυσης καυσίμου είναι γραμμική ανεξαρτήτως την τιμή που λαμβάνει η πίεση σάρωσης. Εξαίρεση αποτελεί για φορτίο λειτουργίας του κινητήρα 100% στις προσομοιώσεις που γίνονται με μεγαλύτερη πίεση σάρωσης από αυτή που καταγράφηκε στις δοκιμές (δηλαδή από +12.5% έως +50% Pscav). Επίσης, διαπιστώνεται ότι ο ρυθμός μεταβολής της πίεσης καύσης αυξάνεται συναρτήσει του φορτίου λειτουργίας, αλλά είναι ανεξάρτητος από την τιμή που λαμβάνει η πίεση σάρωσης. Αυτό αναδεικνύεται από τα διαγράμματα, αφού δεν υφίστανται αλλαγές στην κλίση της παραμέτρου για τις διάφορες τιμές της πίεσης σάρωσης που πραγματοποιείται η διερεύνηση. Τέλος, επιβεβαιώνεται ότι για να οριστεί η βέλτιστη γωνία έναρξης της έγχυσης καυσίμου, ειδικά στα υψηλά φορτία λειτουργίας του κινητήρα, πρέπει να λαμβάνεται υπόψιν η πίεση σάρωσης ώστε να εξασφαλίζεται η διατήρηση της μέγιστης πίεσης εντός των επιτρεπτών ορίων.

#### II. Ισχύς κινητήρα

Όπως ήταν αναμενόμενο η λειτουργία του κινητήρα με μεγαλύτερη πίεση σάρωσης οδηγεί σε αύξηση της της αποδιδόμενης ισχύος του κινητήρα και κατ' επέκταση σε βελτίωση της κατανάλωσης. Εκτός αυτού, αξίζει να σημειωθεί ότι η μείωση της πίεσης σάρωσης έχει αισθητά μεγαλύτερη επίδραση στην ισχύ σε σχέση με αυτή που προκύπτει εάν αυξηθεί. Ενδεικτικά, για φορτίο λειτουργίας του κινητήρα 75% η ελάττωση της πίεσης σάρωσης κατά 50% οδηγεί σε ποσοστιαία μείωση της ισχύος της τάξης του 7%, ενώ αυξάνεται μόλις κατά 3% για πίεση σάρωσης 50% μεγαλύτερη.

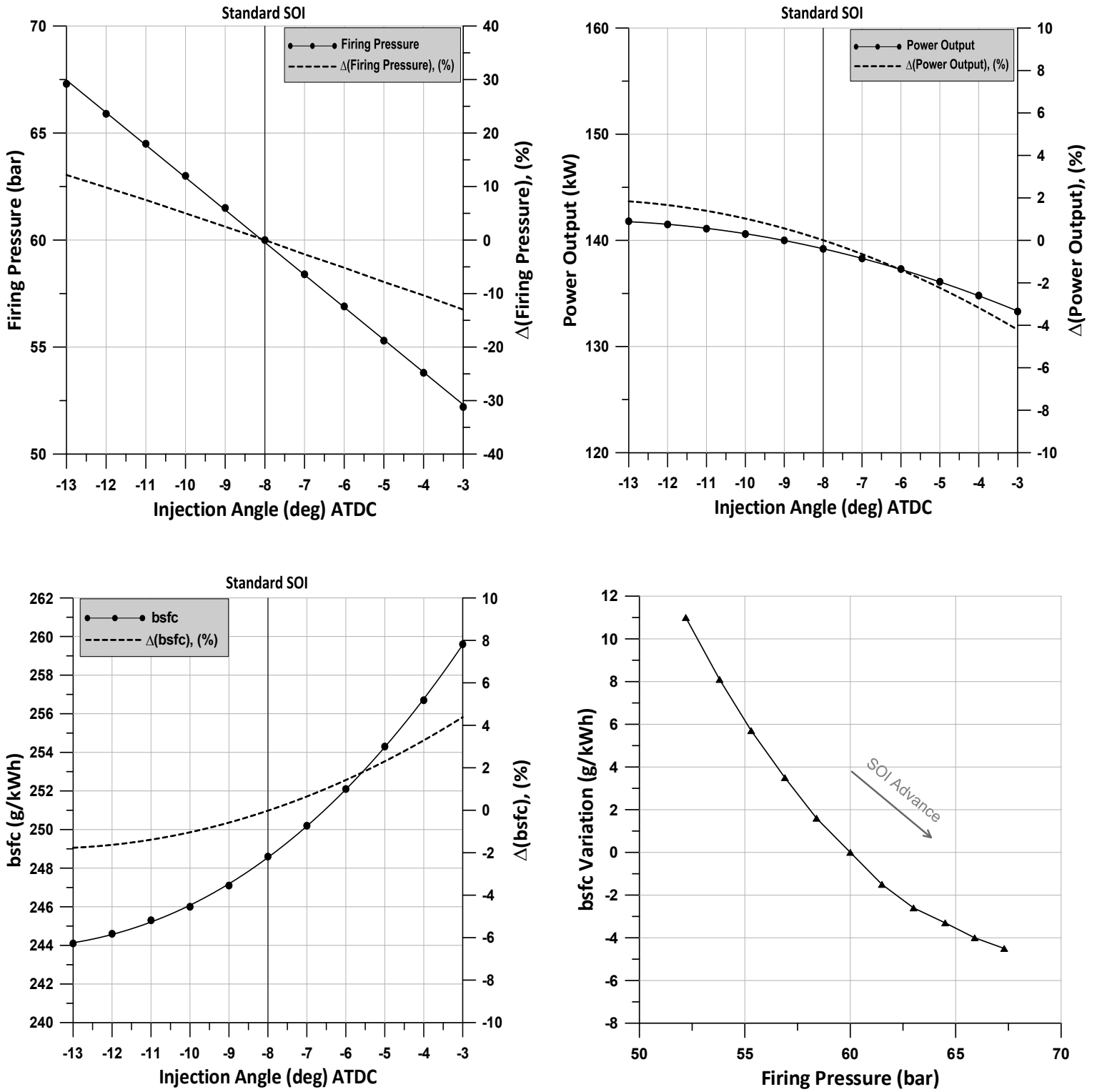
#### III. Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Τα συμπεράσματα που προέκυψαν για την επίδραση που υπεισέρχεται στην ισχύ του κινητήρα ισχύουν κατ' αντιστοιχία και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου λόγω της αλληλεπίδρασης που υπάρχει μεταξύ των δυο παραμέτρων. Από τα παραπάνω διαγράμματα αναδεικνύεται ότι η λειτουργία του κινητήρα με πίεση σάρωσης λιγότερη από αυτήν που απαιτείται στο εκάστοτε φορτίο, έχει ως συνέπεια την αύξηση της κατανάλωσης.

### **6.3 Παρουσίαση και αξιολόγηση της διερεύνησης για τον 4-X κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής**

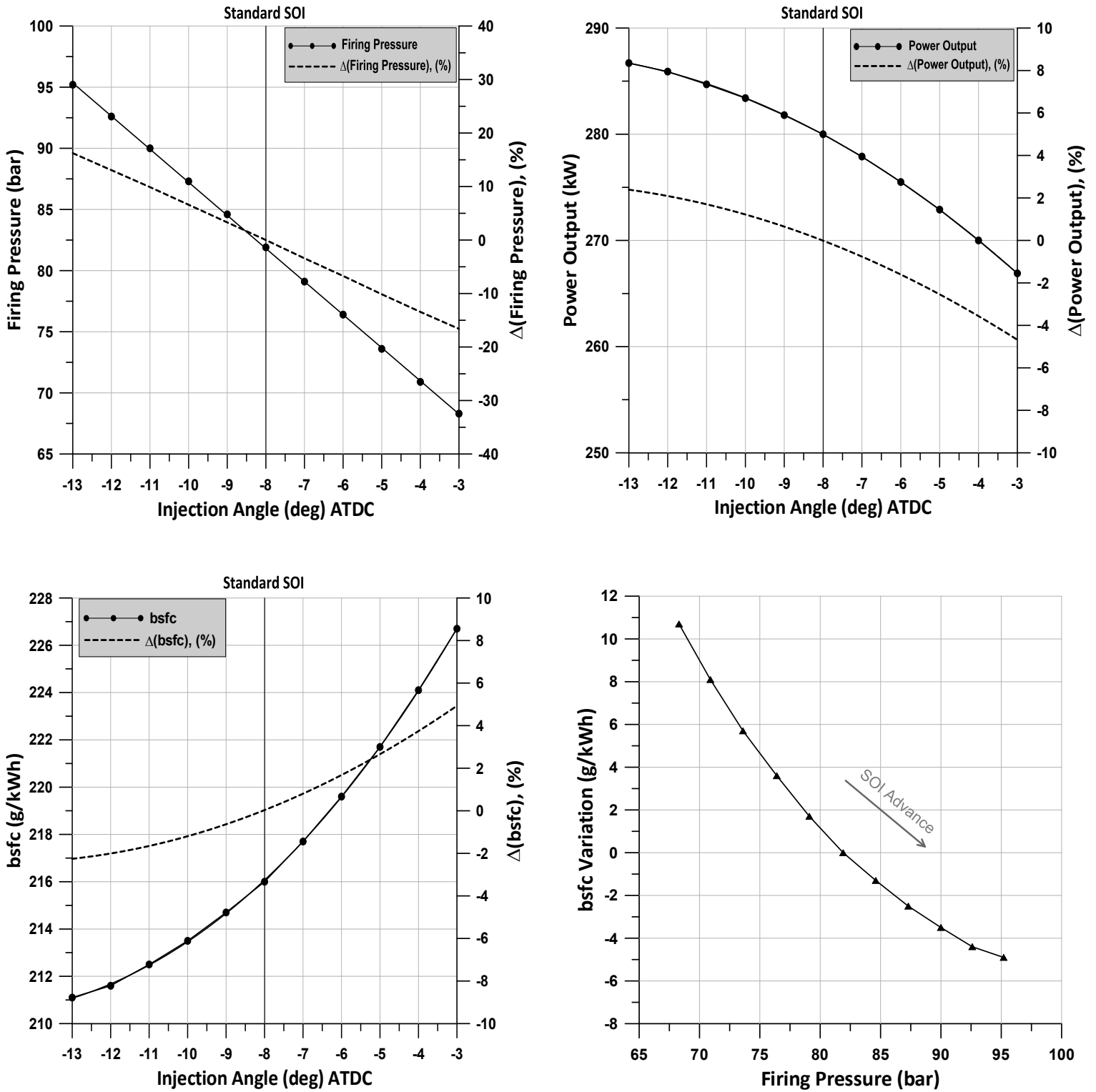
Σε αυτό το στάδιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της διερεύνησης που πραγματοποιήθηκε για τον 4-X κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής. Η μελέτη διεξάγεται για φορτία κινητήρα 25, 50, 75 και 100% , ενώ το εύρος μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου είναι έως 5 μοίρες σε σχέση με την εργοστασιακή ρύθμιση του κινητήρα. Υπενθυμίζεται ότι σε αυτόν τον κινητήρα η έγχυση καυσίμου ξεκινάει στις 8 μοίρες πριν το ΑΝΣ, ανεξαρτήτως του φορτίου λειτουργίας. Παρακάτω παρουσιάζονται σε διαγράμματα η επίδραση της προπορείας στις λειτουργικές παραμέτρους που μελετώνται και δίνεται και το διάγραμμα της μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της πίεσης καύσης για τις διάφορες τιμές της προπορείας έγχυσης καυσίμου. Στη συνέχεια, δίνονται και οι ποσοστιαίες μεταβολές του κάθε μεγέθους για όλα τα φορτία, ώστε να εξετασθεί η επίδραση του φορτίου στην ποσοστιαία μεταβολή της κάθε παραμέτρου. Στο τέλος, αναγράφονται τα συμπεράσματα και χρήσιμοι σχολιασμοί που προέκυψαν από τη μελέτη που πραγματοποιήθηκε σε αυτόν τον κινητήρα.

### 6.3.1.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 25% του Φορτίου



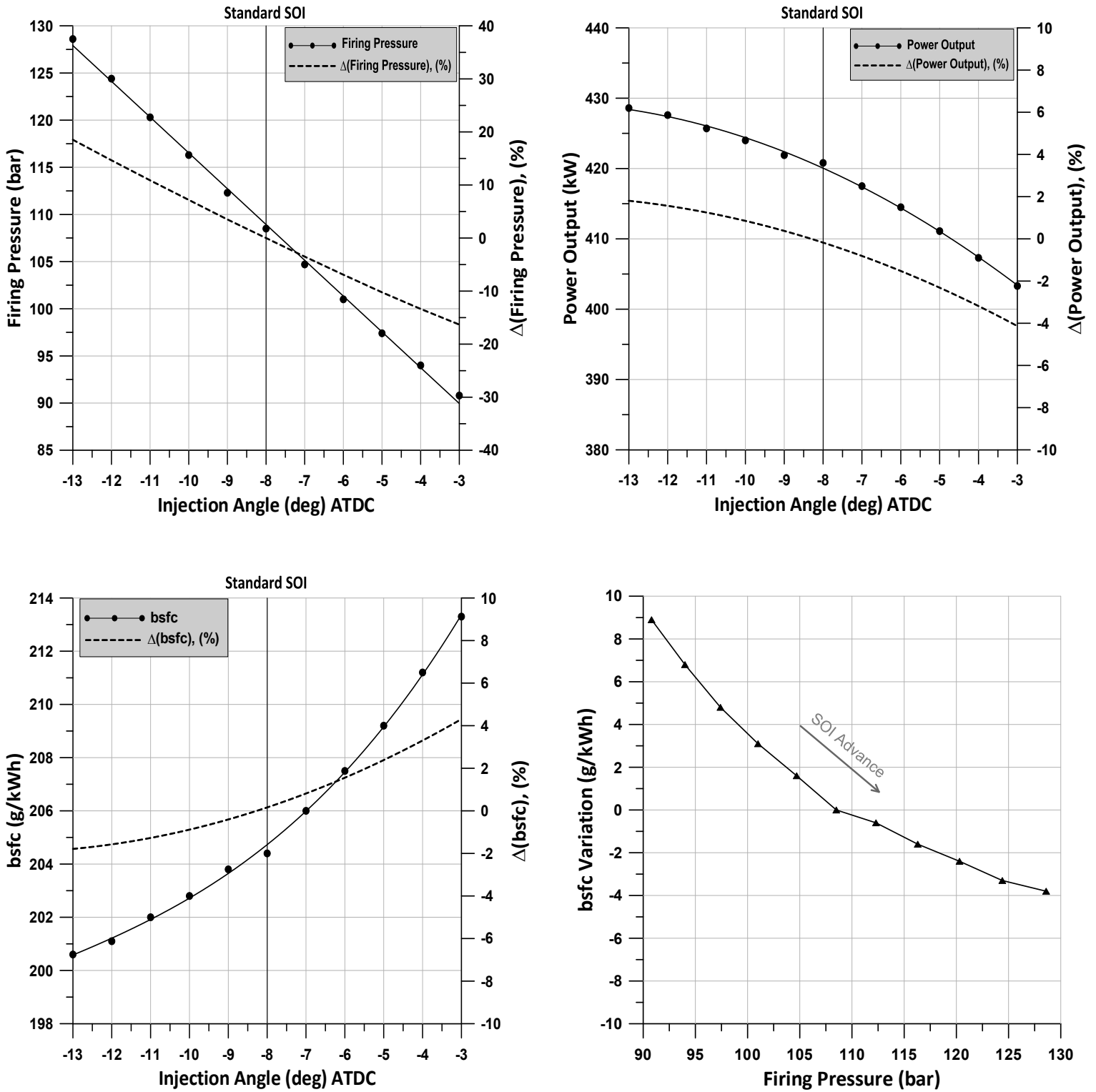
Σχήμα 6.22 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 25%

### 6.3.1.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 50% του Φορτίου



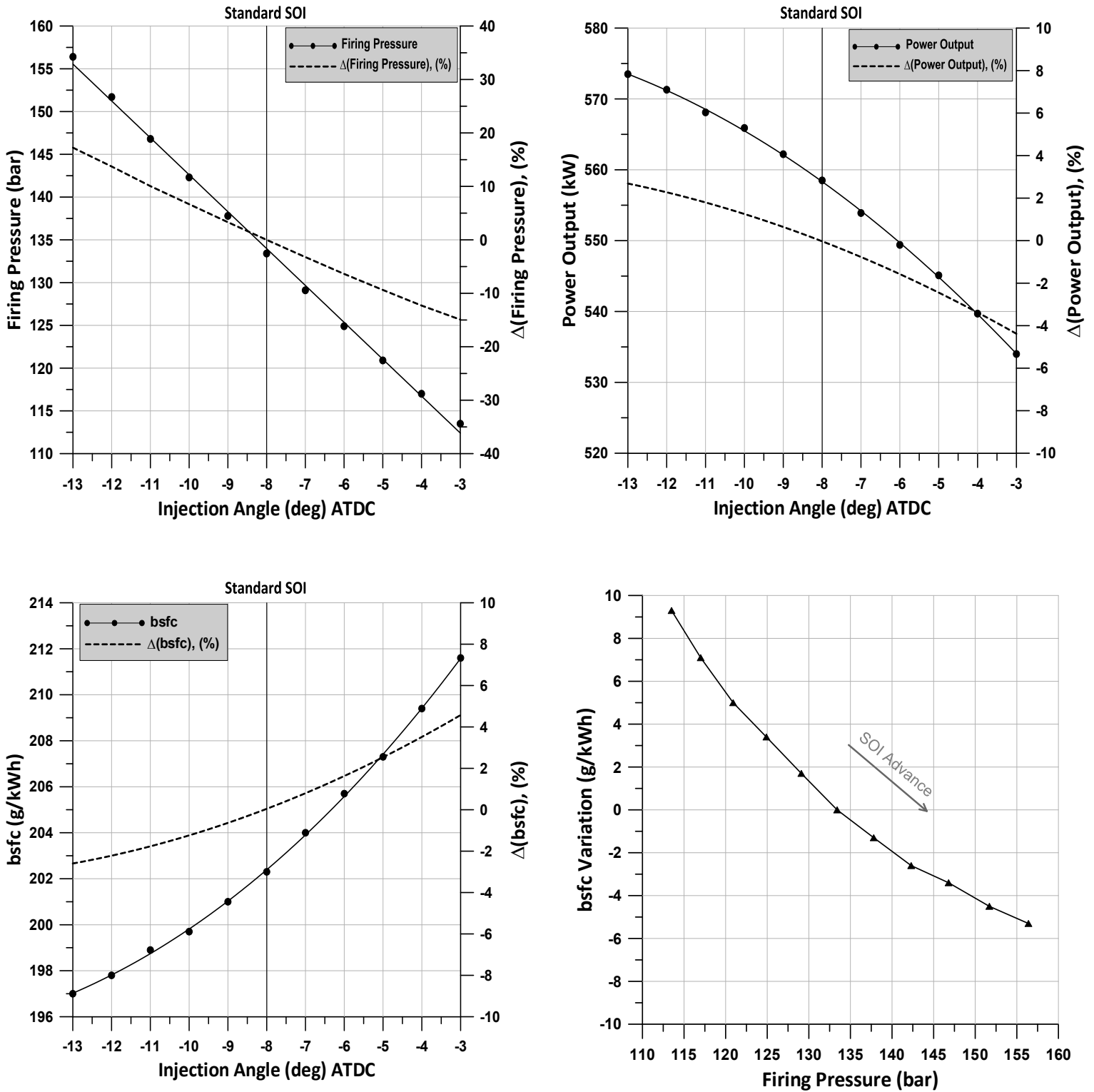
Σχήμα 6.23 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 50%

### 6.3.1.3 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 75% του Φορτίου



Σχήμα 6.24 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 75%

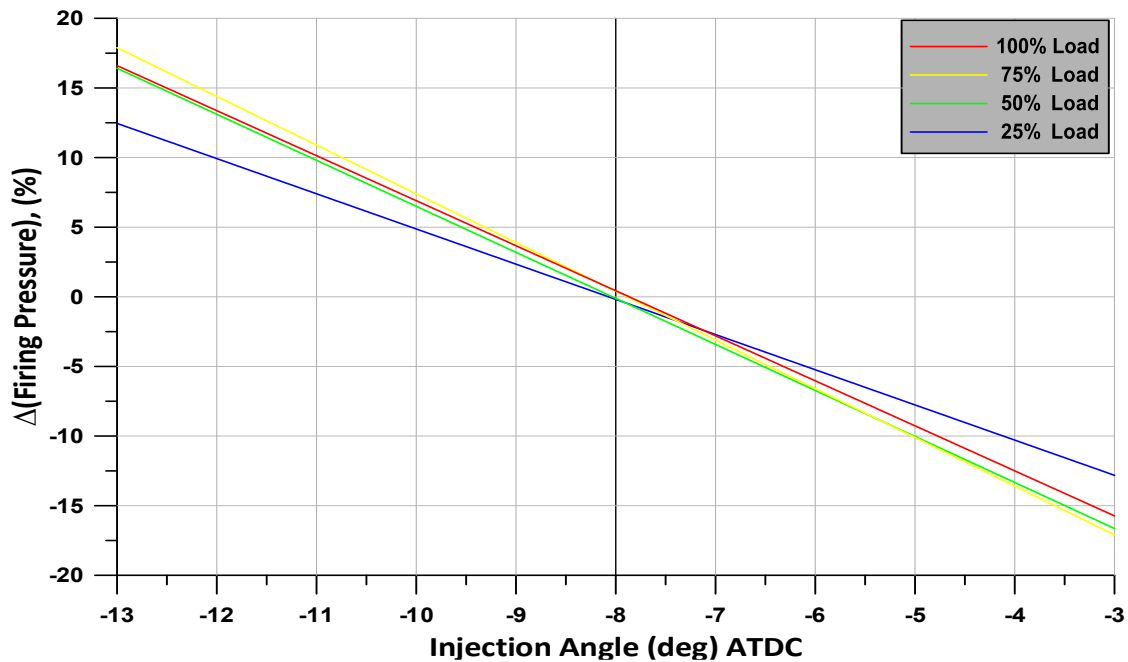
### 6.3.1.4 Αποτελέσματα Προσομοίωσης για το 100% του Φορτίου



Σχήμα 6.25 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτίο 100%

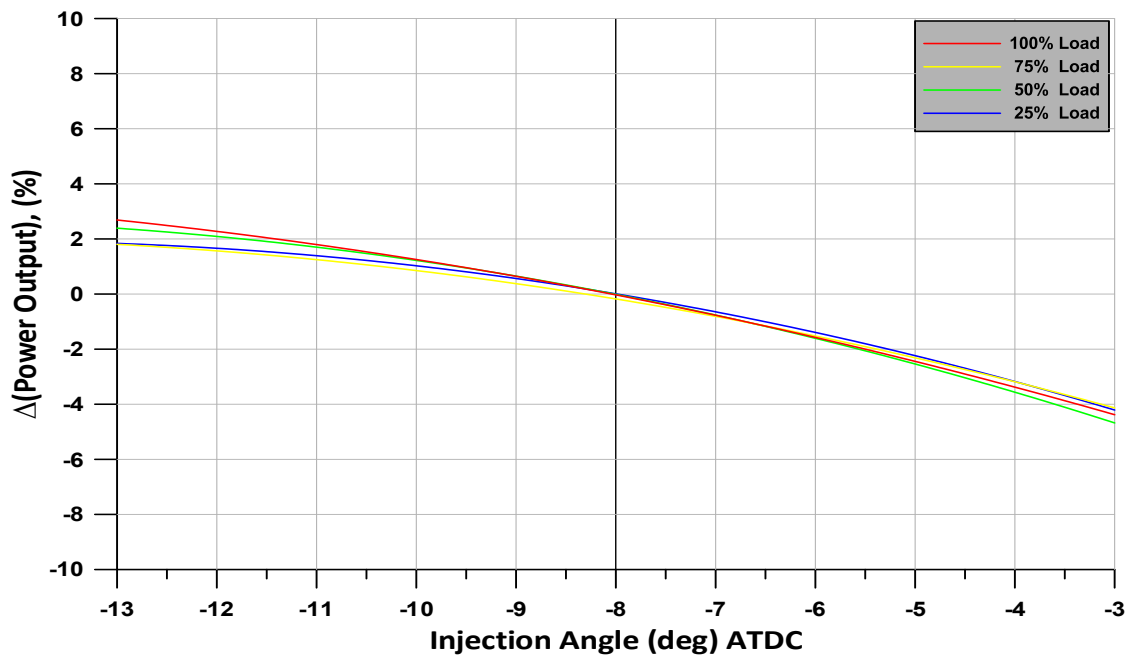
### 6.3.1.5 Συγκριτική παρουσίαση των ποσοστιαίων μεταβολών των λειτουργικών παραμέτρων στα εξεταζόμενα φορτία

#### ➤ Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης



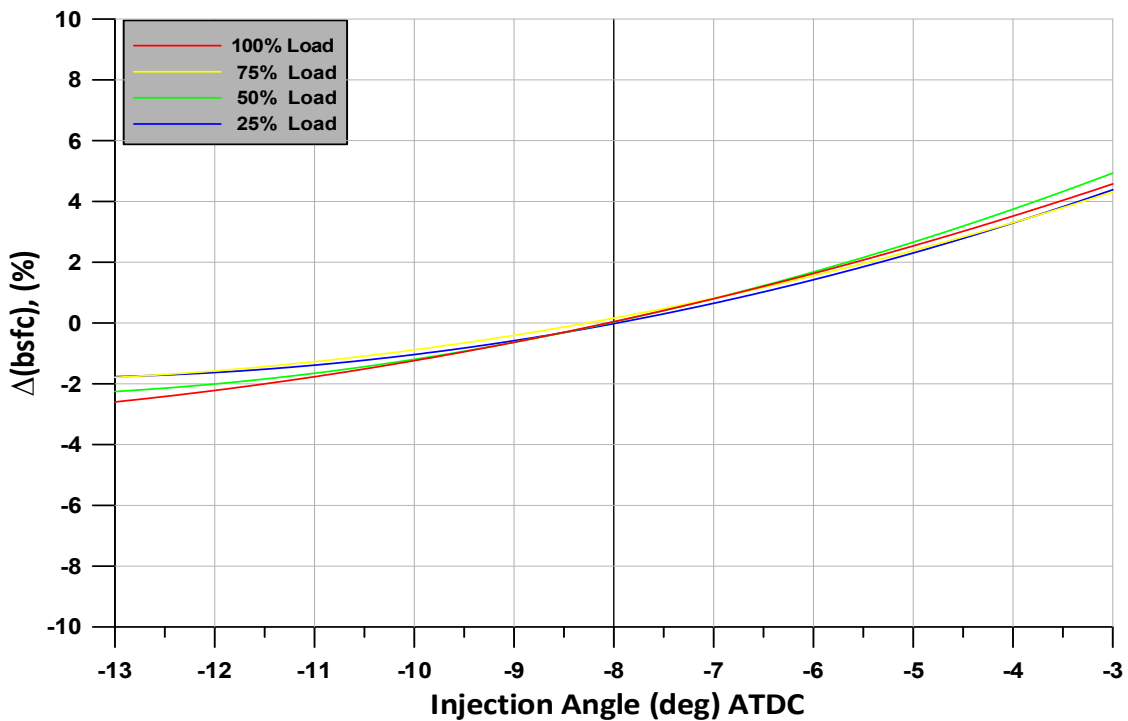
Σχήμα 6.26 Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75 και 100%

#### ➤ Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα



Σχήμα 6.27 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75 και 100%

➤ Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου



Σχήμα 6.28 Ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 25,50,75 και 100%

**6.3.1.6 Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που αφορούν την επίδραση της προπορείας έγχυσης καυσίμου για τον 4-Χ κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής**

Παρακάτω αναφέρονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν για την κάθε παράμετρο που μελετάται, ενώ ταυτόχρονα σχολιάζονται και οι ποσοστιαίες μεταβολές σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα.

1) Πίεση καύσης

Η μεταβολή της πίεσης καύσης συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου είναι και σε αυτή την περίπτωση γραμμική. Λόγω αυτού, μπορούν να υπολογιστούν οι ρυθμοί μεταβολής για το κάθε φορτίο λειτουργίας, οι οποίοι δίδονται στο πίνακα 6.3. Ο ρυθμός μεταβολής αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου και η μέγιστη τιμή του εμφανίζεται όπως ήταν αναμενόμενο για φορτίο κινητήρα 100%.



Φορτίο Κινητήρα (%)	Ρυθμός Μεταβολής (bar/deg)
25.0	1.52
50.0	2.71
75.0	3.80
100.0	4.31

Πίνακας 6.3 ρυθμός μεταβολής της πίεσης καύσης στα εξεταζόμενα φορτία για τον 4-Χ κινητήρα

Χρήσιμα συμπεράσματα εξάγονται επίσης και από το σχήμα 6.26 όπου παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Για φορτίο κινητήρα μεγαλύτερο το 50% είναι εμφανές ότι υπάρχει ανεξαρτησία της ποσοστιαίας μεταβολής από το φορτίο, αφού οι τιμές που προκύπτουν είναι σχεδόν ίδιες. Για φορτίο 25% τα αποτελέσματα βρίσκονται σε χαμηλότερα επίπεδα και γι' αυτό το λόγο η παραπάνω διαπίστωση δεν ισχύει για όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα.

## II) Ισχύς κινητήρα

Η μείωση της προπορείας έγχυσης καυσίμου έχει σαφώς μεγαλύτερη επίδραση στην ισχύ του κινητήρα σε σχέση με αυτήν που έχει η αύξηση. Από το σχήμα 6.27 αναδεικνύεται ότι η ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος είναι ανεξάρτητη από το φορτίο του κινητήρα.

## III) Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Η ευεργετική επίδραση της αύξησης της προπορείας στην ειδική κατανάλωση καυσίμου φαίνεται στα διαγράμματα όπου παρουσιάζεται αυτή η παράμετρος συναρτήσει της γωνίας έγχυσης καυσίμου, αλλά και σε αυτά που δίδεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης συναρτήσει της πίεσης καύσης. Ενδεικτικά, για φορτίο 75% με αύξηση της προπορείας κατά 5 μοίρες επιτυγχάνεται μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά 4 g/kWh και ταυτόχρονα η πίεση καύσης διατηρείται εντός των επιτρεπτών ορίων. Τέλος, από το σχήμα 6.28 προκύπτει ότι υπάρχει ανεξαρτησία της ποσοστιαίας μεταβολής και αυτής της παραμέτρου από το φορτίο λειτουργίας.

## 7 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στη παρούσα εργασία διερευνήθηκε η επίδραση της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης καυσίμου στη λειτουργική συμπεριφορά ενός δίχρονου ναυτικού κινητήρα και ενός τετράχρονου κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής. Για να επιτευχθεί η προαναφερθείσα διερεύνηση χρησιμοποιήθηκε διαγνωστικό λογισμικό. Αρχικά, αξιολογήθηκε η προβλεπτική ικανότητα του λογισμικού, μέσω της σύγκρισης των αποτελεσμάτων του με τα αντίστοιχα που λήφθηκαν κατά τη διεξαγωγή των επίσημων εργοστασιακών δοκιμών. Στη συνέχεια, έγινε η προσομοίωση της λειτουργίας των κινητήρων για τις διάφορες γωνίες στροφάλου στις οποίες ξεκινάει η έγχυση καυσίμου και απεικονίστηκαν τα αποτελέσματα τριών παραμέτρων, της πίεση καύσης, της ισχύς του κινητήρα και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Από τη διερεύνηση που πραγματοποιήθηκε εξάγονται τα εξής βασικά συμπεράσματα, τα οποία ισχύουν και για τους δύο κινητήρες:

- Η πίεση καύσης μεταβάλλεται γραμμικά συναρτήσει της προπορείας έγχυσης καυσίμου και ο ρυθμός μεταβολής της εξαρτάται από το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.
- Η αύξηση της προπορείας έγχυσης είναι ιδιαίτερα ευεργετική για την ισχύ του κινητήρα και κατ' επέκταση για την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Πρέπει όμως, να λαμβάνεται υπόψιν η πίεση καύσης, η οποία χρειάζεται να διατηρείται εντός των επιτρεπτών ορίων. Στα χαμηλά και μεσαία φορτία λειτουργίας, όπου δεν υφίστανται τέτοιου είδους περιορισμοί για τις τιμές της προπορείας που εξετάστηκαν, μπορεί να βελτιωθεί αισθητά η κατανάλωση καυσίμου.
- Η πίεση καύσης έχει σημαντική επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Μείωση της πίεσης καύσης κατά 1 bar επιφέρει αύξηση της ειδικής κατανάλωσης της τάξης του 0.2-0.3 g/kWh.

Στη συνέχεια παρατίθενται κάποια επιπλέον συμπεράσματα που αφορούν τον κάθε κινητήρα ξεχωριστά.

Για το δίχρονο κινητήρα, αποδείχθηκε ότι η ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης, που προκύπτει από τη διαφοροποίηση του χρονισμού έγχυσης καυσίμου, είναι ανεξάρτητη από το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.

Ανάμεσα στις δυο περιπτώσεις που εξετάστηκαν, αρχικά με ενεργοποιημένη και στη συνέχεια με απενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή, εντοπίστηκαν μικρές διαφορές στα αποτελέσματα. Βέβαια, ήταν αναμενόμενες καθώς στη δεύτερη περίπτωση η πίεση σάρωσης του κάθε φορτίου είναι αμετάβλητη αμελώντας έτσι την επίδραση που επιφέρει σε αυτήν, η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου.

Η διερεύνηση που έγινε για τις διάφορες τιμές της πίεσης σάρωσης έδειξε ότι έχει σημαντική επίδραση σε όλα τα μεγέθη που εξετάστηκαν. Το βασικό συμπέρασμα που

προέκυψε για τις τρεις παραμέτρους και ισχύει σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία είναι ότι η κλίση των μεταβολών τους δεν επηρεάζεται από την τιμή της πίεσης σάρωσης.

Τέλος, από τη διεύρυνση που πραγματοποιήθηκε για τον τετράχρονο κινητήρα προέκυψε ότι η ποσοστιαία μεταβολή που εμφανίζεται, λόγω της διαφοροποίησης του χρονισμού έγχυσης καυσίμου είναι ανεξάρτητη από το φορτίο λειτουργίας του κινητήρα, γεγονός που ισχύει και για τις τρεις παραμέτρους που εξετάζονται. Από την παραπάνω διαπίστωση εξαιρείται η ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης καύσης όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλά φορτία.

# ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας: Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. , Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1998
- [2] Κ.Δ. Ρακόπουλος: Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. , Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1988
- [3] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής: Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ. , Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 2011
- [4] Doug Woodyard: Pounder's Marine Engines and Gas Turbines (Ninth Edition), Elsevier, Oxford 2009
- [5] Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoke: Handbook of Diesel Engines, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010
- [6] Λ.Χ. Κλιάνης, Ι.Κ. Νικολάου, Ι.Α. Σιδέρης: Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Τόμος Δεύτερος, Ίδρυμα Ευγενίδου, 2003
- [7] Λ.Χ. Κλιάνης, Ι.Κ. Νικολάου, Ι.Α. Σιδέρης: Μηχανές Εσωτερικής Καύσης (Β Έκδοση) Τόμος Πρώτος, Ίδρυμα Ευγενίδου, 2017
- [8] Kees Kuiken: Diesel Engines for ship propulsion and power plants, Target Global Energy Training, 2008
- [9] MAN B&W S50MC-C Project Guide (Fifth Edition), 2005
- [10] Daihatsu Diesel Engine (DK-20) Operation Manual, 2005
- [11] D.T. Hountalas, S. Raptotasios, A. Antonopoulos, S. Daniolos, I. Dolaptzis, M. Tsobanoglou: Two-Stroke Marine Diesel Engine Variable Injection Timing System Performance Evaluation And Optimum Setting For Minimum Fuel Consumption At Acceptable NOx Levels, ESDA 2014-20528
- [12] MAN B&W Diesel, Service Letter SL 87-223/UM: Super VIT Fuel Pumps: Adjustment & Maintenance

## Διαδικτυακοί Τόποι:

- <http://www.marinediesels.co.uk>
- <http://www.machineryspaces.com/Two-stroke-cycle-diesel-engines.html>
- <http://marine.mandieselturbo.com/two-stroke>
- [https://www.dieselnet.com/tech/diesel\\_history.php](https://www.dieselnet.com/tech/diesel_history.php)