



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΕΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΔΙΧΡΟΝΟΥ ΝΑΥΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL
ΚΑΙ ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ
ΤΗΣ ΠΡΟΠΟΡΕΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ
ΣΤΗΝ ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ
ΜΕ ΕΜΦΑΣΗ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΕ ΧΑΜΗΛΑ ΦΟΡΤΙΑ

Νικόλαος Σκορδούλης

**Επιβλέπων καθηγητής
Δημήτριος Χουντάλας**

Αθήνα, 2014

Περιεχόμενα

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	2
ΣΚΟΠΟΣ ΚΑΙ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΟ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	6
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	9
1.1 Γενική επισκόπηση των μεγάλων ναυτικών κινητήρων.....	9
1.1.1 Εσωτερική λειτουργία – Θερμοδυναμικός κύκλος	9
1.1.2 Εξωτερική λειτουργία και γενικά τεχνικά χαρακτηριστικά.....	10
1.1.3 Μηχανισμός Εναλλαγής των Αερίων.....	12
1.1.4 Σύστημα υπερπλήρωσης	13
1.1.5 Σύστημα προσαγωγής και έγχυσης καυσίμου	15
1.2 Ενεργειακή αποδοτικότητα και κατανάλωση καυσίμου των ναυτικών κινητήρων.....	18
1.2.1 Απώλειες και βαθμός απόδοσης.....	18
1.2.2 Ειδική κατανάλωση καυσίμου ναυτικών κινητήρων Diesel.....	21
1.3 Οικονομικά μεγέθη σε σχέση με την κατανάλωση καυσίμου	24
1.4 Ναυτιλία και εκπομπές αερίων θερμοκηπίου	26
1.5 Τα κυριότερα μέτρα του Διεθνούς Ναυτιλιακού Οργανισμού – Δείκτες Ενεργειακής Αποδοτικότητας.....	29
1.5.1 Βασική ιδέα.....	29
1.5.2 Ο δείκτης EEDI.....	30
1.5.3 Ο δείκτης EEOI	32
1.5.4 Το Σχέδιο Διαχείρισης Ενεργειακής Αποδοτικότητας Πλοίου (SEEMP).....	33
1.6 Μέτρα για την επίτευξη των στόχων ενεργειακής αποδοτικότητας	35
1.7 Μείωση της επιχειρησιακής ταχύτητας (slow steaming) για περιορισμό της κατανάλωσης.....	36
1.7.1 Επίδραση της ταχύτητας του σκάφους στην κατανάλωση και τις εκπομπές ρύπων	36

1.7.2	Η ειδική κατανάλωση καυσίμου στο φάσμα ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα. Βελτιστοποίηση για λειτουργία σε χαμηλό φορτίο (low load optimization).	38
1.7.3	Πιθανά τεχνικά προβλήματα κατά τη λειτουργία σε χαμηλό φορτίο.	43
2	ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	45
2.1	Εισαγωγή	45
2.2	Περιγραφή της λειτουργίας προσομοίωσης	45
3	ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ - ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗ	51
3.1	Εισαγωγή	51
3.2	Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο	54
3.3	Συγκριτική αξιολόγηση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με τις τιμές των εργοστασιακών δοκιμών (shop tests)	55
3.3.1	Δεδομένα Λειτουργικής Συμπεριφοράς Κινητήρα	56
3.3.2	Αποτελέσματα που αφορούν στο σύστημα εισαγωγής αέρα	60
3.3.3	Σύστημα εξαγωγής	65
3.4	Συμπεράσματα για την προβλεπτική ικανότητα της προσομοίωσης	71
4	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΠΡΟΠΟΡΕΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ	72
4.1	Εισαγωγή	72
4.2	Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο	74
4.3	Αποτελέσματα	75
4.3.1	Επίδραση προπορείας έγχυσης στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και στα βασικά θερμοδυναμικά του μεγέθη	75
4.3.2	Επίδραση της Προπορείας Έγχυσης στην Πίεση και την Μέση Θερμοκρασία Αερίων Κυλίνδρου και στον Καθαρό Ρυθμό Έκλυσης Θερμότητας	88
4.3.3	Συσχετισμός Μεταξύ της Μεταβολής της Μέγιστης Πίεσης Καύσης και της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου- Όρια βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης με τη προπορεία έγχυσης	95
4.4	Συμπεράσματα	98

5	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ.....	100
5.1	Εισαγωγή.....	100
5.2	Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο.....	101
5.3	Επίδραση Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος στη Λειτουργική Συμπεριφορά του Κινητήρα	102
5.3.1	Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην αποδιδόμενη ισχύ	102
5.3.2	Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.....	103
5.3.3	Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη μέγιστη πίεση καύσης.....	104
5.3.4	Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση αέρα σαρώσεως (μανομετρική)	105
5.3.5	Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση στον οχετό εξαγωγής (μανομετρική)	106
5.3.6	Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο.....	107
5.3.7	Ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλο-υπερπληρωτή.....	108
5.4	Συμπεράσματα.....	109
6	ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΚΑΙ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΑΣ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΣΕ ΧΑΜΗΛΑ ΦΟΡΤΙΑ	110
6.1	Εισαγωγή.....	110
6.2	Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο.....	112
6.3	Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του μοντέλου προσομοίωσης στην περιοχή των χαμηλών φορτίων	113
6.3.1	Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στην αποδιδόμενη ισχύ πέδης.....	113
6.3.2	Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου	114
6.3.3	Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στη μέγιστη πίεση καύσης	115

6.3.4	Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στην θερμοκρασία εισαγωγής των καυσαερίων στον στρόβιλο.....	116
6.3.5	Συμπεράσματα όσον αφορά στην ικανότητα πρόβλεψης σε χαμηλά φορτία	117
6.4	Μεταβολή της πίεσης σαρώσεως.....	118
6.4.1	Αξιολόγηση της μεθόδου της αύξησης της πίεσης σαρώσεως για μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου	118
6.4.2	Αύξηση της πίεσης σαρώσεως ως μέσο μείωσης της θερμικής καταπόνησης και αύξησης της διαθεσιμότητας αέρα	120
6.4.3	Η μέγιστη πίεση καύσης σε περίπτωση λειτουργίας με αυξημένη πίεση σαρώσεως.....	121
6.5	Μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου	122
6.5.1	Βέλτιστη τιμή της προπορείας έγχυσης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία...	122
6.5.2	Καμπύλη μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μετά την εφαρμογή των βέλτιστων ρυθμίσεων της προπορείας έγχυσης καυσίμου	125
6.5.3	Μέγιστη πίεση καύσης μετά την εφαρμογή των βέλτιστων ρυθμίσεων της προπορείας έγχυσης καυσίμου	126
6.6	Συμπεράσματα.....	127
7	ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΠΛΕΥΣΗΣ ΣΤΗΝ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ	128
7.1	Εισαγωγή.....	128
7.2	Η επίδραση της ταχύτητας πλεύσης στην κατανάλωση καυσίμου	129
7.3	Συμπεράσματα.....	132
8	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	134
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	136

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή Δημήτριο Χουντάλα για την ανάθεση και επίβλεψη της διπλωματικής εργασίας, καθώς και τους Θ. Ζάννη και Ν. Σακελλαρίδη για τη βοήθειά τους κατά την εκπόνηση της εργασίας.

ΣΚΟΠΟΣ ΚΑΙ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΟ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Σε παγκόσμιο επίπεδο λαμβάνει χώρα προσπάθεια για την μείωση της κατανάλωσης καυσίμου από την εμπορική ναυτιλία. Οι λόγοι που επιβάλλουν τη μείωση της κατανάλωσης είναι από τη μία το υψηλό λειτουργικό κόστος και από την άλλη οι υψηλές εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου. Με σκοπό να συμβάλλει στην αύξηση της ενεργειακής αποδοτικότητας των πλοίων ο Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας (IMO) υιοθετεί μέτρα, με τη μορφή δεικτών ενεργειακής αποδοτικότητας, τα οποία είναι υποχρεωτικά για τα νεότευκτα πλοία και προαιρετικά για τα ήδη υπάρχοντα. Προκειμένου να επιτευχθεί η συμμόρφωση με τα νέα μέτρα, μία σειρά λύσεων είναι διαθέσιμες, τόσο σε σχεδιαστικό όσο και υπηρεσιακό επίπεδο.

Μία από τις λύσεις, η οποία βρίσκεται στο επίκεντρο του ενδιαφέροντος και αφορά κυρίως τα μεγάλα πλοία, είναι η μείωση της υπηρεσιακής ταχύτητας του πλοίου (slow steaming). Η τεχνική αυτή αξιοποιεί το γεγονός ότι, στα μεγάλα πλοία, ο κινητήρας και η έλικα βρίσκονται σε απευθείας μηχανική σύνδεση, με συνέπεια η απαιτούμενη από τον κινητήρα ισχύς να συνδέεται εκθετικά με την ταχύτητα πλεύσης. Πρακτικά αυτό οδηγεί σε μεγάλη μείωση της απαιτούμενης ισχύος (λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλό φορτίο) για μικρή μείωση της ταχύτητας πλεύσης. Μειονέκτημα της μεθόδου αποτελεί το γεγονός ότι οι μεγάλοι ναυτικοί κινητήρες είναι βελτιστοποιημένοι, από πλευράς αποδοτικότητας (ειδικής κατανάλωσης καυσίμου), να λειτουργούν σε υψηλά φορτία. Για παρατεταμένη λειτουργία σε χαμηλά φορτία κρίνεται σκόπιμη η ρύθμιση του κινητήρα, ώστε η ειδική κατανάλωση καυσίμου να βελτιωθεί σε αυτή την περιοχή λειτουργίας.

Από τις διάφορες τεχνικές που μπορούν να εφαρμοστούν για το σκοπό αυτό, η παρούσα εργασία μελετά την ρύθμιση της προπορείας έγχυσης καυσίμου. Σε τεχνικό επίπεδο αυτό είναι εφικτό με τη χρήση συστημάτων μεταβλητού χρονισμού έγχυσης (VIT). Στην παρούσα εργασία μελετάται το πώς η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου επηρεάζει την ειδική κατανάλωση καυσίμου και τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα γενικότερα, ώστε να διαπιστωθούν τυχόν περιορισμοί στη διαδικασία βελτιστοποίησης. Στη συνέχεια γίνεται προσπάθεια να καθοριστούν οι τιμές εκείνες της προπορείας που οδηγούν σε όσο το δυνατόν χαμηλότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου στα χαμηλά φορτία (15-40% πλήρους φορτίου). Η μελέτη για τις βέλτιστες τιμές της προπορείας γίνεται με προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα σε χαμηλά φορτία. Η προσομοίωση πραγματοποιείται με το λογισμικό "EDS-V", το οποίο έχει αναπτυχθεί από τον Καθ. Δ. Χουντάλα. Να σημειωθεί ότι δεν εξετάζεται το πώς η μεταβολή της προπορείας επηρεάζει άλλα μεγέθη του κινητήρα, για παράδειγμα τις εκπομπές NOx.

Η εργασία αποτελείται από επτά κεφάλαια.

Το πρώτο κεφάλαιο είναι εισαγωγικό. Παρουσιάζει θεωρητικά στοιχεία για τους ναυτικούς κινητήρες και τα μέτρα του IMO για την αύξηση της αποδοτικότητας τους. Ακόμα παρουσιάζει στοιχεία για τη μέθοδο μείωσης της κατανάλωσης με μείωση της ταχύτητας του πλοίου.

Το δεύτερο κεφάλαιο παρουσιάζει συνοπτικά το λογισμικό προσομοίωσης.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται η βαθμονόμηση και η αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του λογισμικού προσομοίωσης.

Στο τέταρτο κεφάλαιο εξετάζεται το πώς η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου επηρεάζει τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα.

Στο πέμπτο κεφάλαιο εξετάζεται το πώς η μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος επηρεάζει τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα.

Στο έκτο κεφάλαιο γίνεται προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα σε χαμηλά φορτία και εξετάζεται η δυνατότητα βελτιστοποίησης (ως προς την ειδική κατανάλωση καυσίμου) για τη συγκεκριμένη λειτουργία. Οι μέθοδοι που εξετάζονται είναι η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης και της αύξησης της προπορείας έγχυσης.

Στο έβδομο κεφάλαιο διερευνάται το πώς η ταχύτητα πλεύσης επηρεάζει την κατανάλωση καυσίμου ανά διανυθέν ναυτικό μίλι, με τη μελέτη διάφορων σεναρίων που αφορούν στην ταχύτητα πλεύσης.

Τέλος στο όγδοο κεφάλαιο γίνεται σύνοψη των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από την παρούσα εργασία.

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Γενική επισκόπηση των μεγάλων ναυτικών κινητήρων

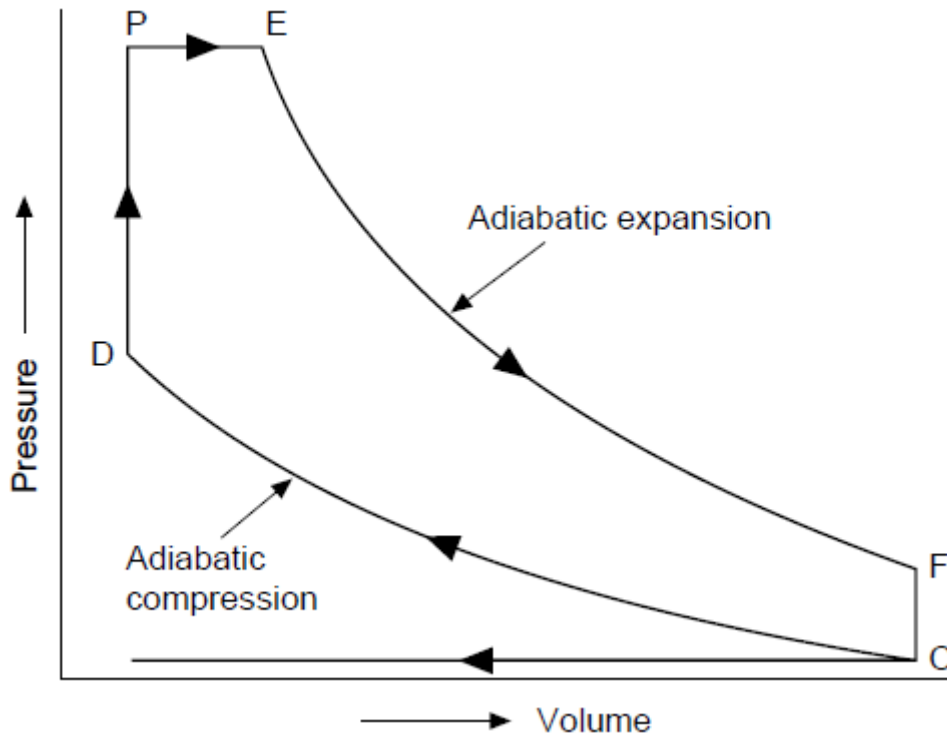
Για την πρόωση των μεγάλων εμπορικών πλοίων έχει επικρατήσει σήμερα η χρήση – μπορούμε να πούμε κατ' αποκλειστικότητα – μεγάλου μεγέθους , δίχρονων (2-X) κινητήρων Diesel. Καθώς η παρούσα εργασία πραγματεύεται τη διερεύνηση της λειτουργίας ενός τέτοιου κινητήρα κρίνεται σκόπιμη η παρουσίαση των βασικών αρχών λειτουργίας του και των τεχνικών του χαρακτηριστικών.

1.1.1 Εσωτερική λειτουργία – Θερμοδυναμικός κύκλος

Οι σημερινές μηχανές Diesel διαφέρουν ως προς τον θερμοδυναμικό τους κύκλο από την πρότυπη μηχανή του R. Diesel , στην οποία η πρόσδοση θερμότητας (καύση) γινόταν υπό σταθερή πίεση. Στον κινητήρα αυτό η προσαγωγή καυσίμου γινόταν με τη βοήθεια πεπιεσμένου αέρα, που οδηγούσε στο διασκορπισμό (atomization) του καυσίμου και στη συνέχεια το οδηγούσε, μέσω ακροφυσίου ελεγχόμενου με βαλβίδα, στο θάλαμο καύσης πριν το Άνω Νεκρό Σημείο (blast injection).

Στην πράξη μηχανές Diesel ονομάζουμε σήμερα εκείνες τις μηχανές στις οποίες πραγματοποιείται αυτανάφλεξη του καυσίμου , το οποίο ψεκάζεται σε μορφή μικρών σταγονιδίων και προς το τέλος της φάσης συμπίεσεως , εξαιτίας των πολύ υψηλών επιπέδων πίεσης , άρα και θερμοκρασίας , που επικρατούν στον κύλινδρο τη στιγμή που το καύσιμο εισέρχεται (compression ignition engines). Μπορούμε να περιγράψουμε ορθότερα τη λειτουργία ενός σύγχρονου κινητήρα Diesel με έναν μικτό κύκλο , όπως φαίνεται και στο **Διάγραμμα 1.1** , στον οποίο η πρόσδοση θερμότητας γίνεται εν μέρει υπό σταθερή πίεση και εν μέρει υπό σταθερό όγκο. Σε

ένα τέτοιο θερμοδυναμικό διάγραμμα δεν λαμβάνονται υπ' όψιν οι διάφορες απώλειες λόγω τριβών , απωλειών θερμότητας προς ψυκτικό μέσο και λιπαντικό , το έργο εξώθησης των καυσαερίων κατά την εξαγωγή κτλ. Έτσι ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης μηχανών που ακολουθούν αυτό τον κύκλο λειτουργίας είναι της τάξεως του 60%.



Διάγραμμα 1.1 Θεωρητικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel.

1.1.2 Εξωτερική λειτουργία και γενικά τεχνικά χαρακτηριστικά

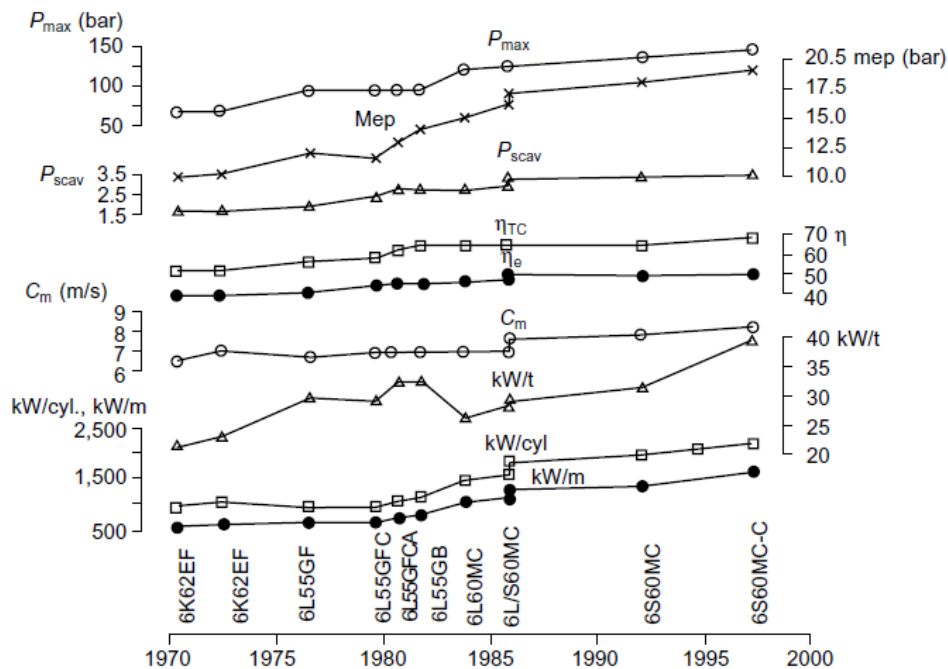
Ως προς την εξωτερική τους λειτουργία οι μεγάλοι ναυτικοί κινητήρες είναι κατά συντριπτική πλειοψηφία 2-X , δηλαδή για την ολοκλήρωση ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας απαιτείται μία πλήρης περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου , ήτοι δύο παλινδρομήσεις (χρόνοι) του εμβόλου.

Πρόκειται για μηχανές που αποδίδουν ισχύ από μερικά MW , έως και 80 MW για τις πιο ισχυρές εφαρμογές. Έχουν υψηλό γεωμετρικό βαθμό συμπίεσης ($\epsilon \approx 15-20$), λόγω του 2-X χαρακτήρα τους (μέρος του όγκου εμβολισμού αναλώνεται στην απόπλυση των καυσαερίων) και εργάζονται με αρκετά φτωχά καύσιμα μίγματα ($\lambda_{\alpha} \approx 3-4$) ενώ οι μέσες πραγματικές πιέσεις που αναπτύσσονται είναι επίσης υψηλές

($\bar{p}_i = 15-20$ bar). Τα παραπάνω χαρακτηριστικά επιτρέπουν την επίτευξη πολύ υψηλών βαθμών απόδοσης της τάξεως του 45-50% , ενώ συναντάμε και εφαρμογές που ο βαθμός απόδοσης προσεγγίζει και το 53% (βλ. **Διαγράμματα 1.2 και 1.3**).

Κατασκευαστικά, έχουμε κινητήρες πολυκύλινδρους με 4-14 κυλίνδρους , διατεταγμένους σε σειρά και ταχύτητες περιστροφής στην περιοχή των 50-250 rpm (βραδύστροφοι κινητήρες). Κάθε κύλινδρος αποδίδει κάποιες χιλιάδες kW ισχύος. Έχουν επίσης πολύ μεγάλες διαστάσεις εμβόλου ($D \approx 600-1000$ mm) αλλά και μεγάλη διαδρομή εμβόλου. Ο λόγος διαδρομής/διάμετρο εμβόλου φτάνει μέχρι και 4.4/1. Συνήθως συναντάμε διατάξεις με βάκτρο και ζύγωμα στην κατασκευή του κινηματικού μηχανισμού.

Μια ακόμη κατασκευαστική ιδιαιτερότητα των μεγάλων ναυτικών κινητήρων , είναι ότι – σε αντίθεση με τις εφαρμογές μικρότερου μεγέθους – ο κινητήρας βρίσκεται συχνά σε απευθείας σύνδεση με την έλικα , χωρίς δηλαδή την παρεμβολή μειωτήρα στροφών ή άλλου τρόπου μετάδοσης ισχύος. Έτσι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είναι η ίδια με αυτή της έλικας. Το γεγονός αυτό επιφέρει σημαντική μείωση της απαιτούμενης ισχύος με μικρή μείωση της ταχύτητας του σκάφους και αξιοποιείται για την αύξηση της ενεργειακής του αποδοτικότητας (βλ. επόμενα).

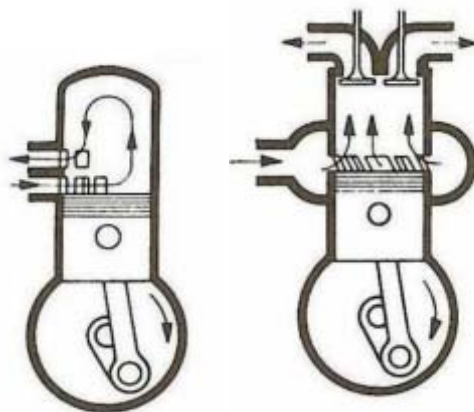


Διάγραμμα 1.2 Ιστορική εξέλιξη των κύριων τεχνικών χαρακτηριστικών των κινητήρων της κατασκευάστριας εταιρίας MAN Diesel.

1.1.3 Μηχανισμός Εναλλαγής των Αερίων

Σε όλους τους 2-Χ κινητήρες η εναλλαγή αερίων (σάρωση ή απόπλυση) γίνεται διαμέσου θυρίδων ή/και βαλβίδων. Σήμερα το σύνολο σχεδόν των 2-Χ κινητήρων Diesel φέρει βαλβίδες εξαγωγής που διευκολύνουν την απόπλυση. Στους ναυτικούς κινητήρες τα δύο κύρια χρησιμοποιούμενα συστήματα είναι αυτά της βρογχοειδούς απόπλυσης (loop-scavenge) και της διαμήκουσ απόπλυσης (cross-scavenge). Τα δύο αυτά συστήματα παρουσιάζονται στην **Εικόνα 1.1** . Οι σύγχρονοι δε κινητήρες χρησιμοποιούν το δεύτερο σύστημα.

Η διάταξη της διαμήκουσ απόπλυσης φέρει θυρίδες για την εισαγωγή της νέας γόμωσης και βαλβίδες για την εξαγωγή του καυσαερίου. Πετυχαίνει υψηλότερους βαθμούς σαρώσεως , ενώ μπορεί να εφαρμοστεί και ηλεκτρονικός έλεγχος των βαλβίδων για βελτίωση της απόδοσης.

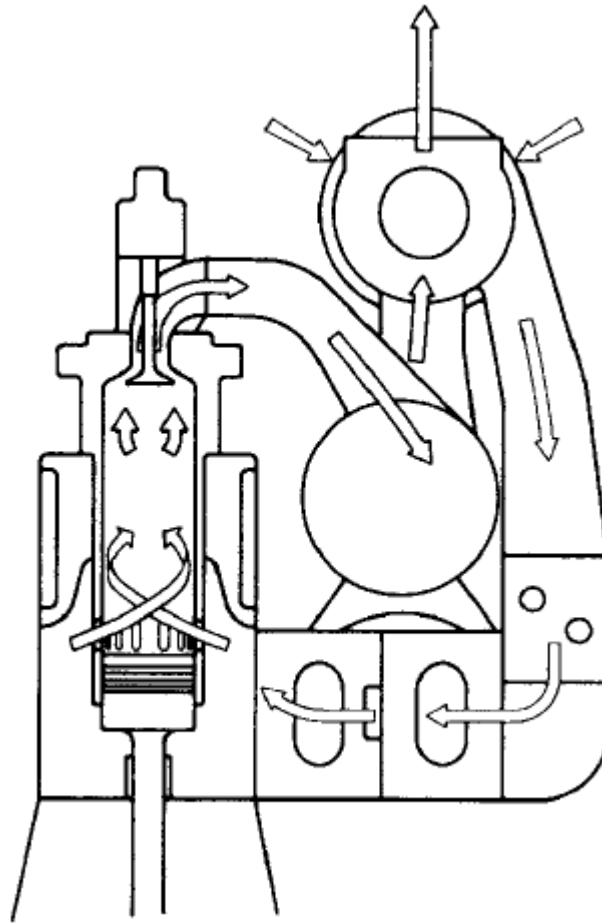


Εικόνα 1.1 Τα συστήματα βρογχοειδούς (αριστερά) και διαμήκουσ (δεξιά) απόπλυσης των ναυτικών 2-Χ κινητήρων.

1.1.4 Σύστημα υπερπλήρωσης

Στους ναυτικούς κινητήρες εφαρμόζεται υπερπλήρωση ισχυρή (η μανομετρική πίεση στην εισαγωγή είναι της τάξεως των 3-4 bar) με τη μορφή της στρόβιλο-υπερπλήρωσης (turbocharging). Στην **Εικόνα 1.3** παρουσιάζεται ζεύγος υπερπλήρωσης ναυτικού κινητήρα. Διάφορες διατάξεις είναι πιθανό να βρίσκουν εφαρμογή για παράδειγμα χρήση περισσότερων του ενός παράλληλων υπερπληρώτων , πολυβάθμια στρόβιλο-υπερπλήρωση , διαδοχική στρόβιλο-υπερπλήρωση , χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας κτλ με σκοπό αφενός τη βελτίωση της απόδοσης του κινητήρα και αφετέρου τη δυνατότητά του να ανταποκριθεί σε συγκεκριμένες καταστάσεις λειτουργίας (λειτουργία σε μερικά φορτία , συχνή μεταβολή των φορτίων κοκ). Εκτός από το σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωσης υπάρχουν εγκατεστημένοι και βοηθητικοί συμπιεστές θετικής εκτόπισης με σκοπό την υποβοήθηση της εκκίνησης του κινητήρα και της λειτουργίας του σε πολύ χαμηλά φορτία. Οι βοηθητικοί συμπιεστές κινούνται σήμερα από ηλεκτροκινητήρες.

Καθολική εφαρμογή βρίσκει και η χρήση εναλλάκτη θερμότητας (ψυγείου) για την μείωση της θερμοκρασίας του αέρα υπερπλήρωσης πριν αυτός οδηγηθεί στους κυλίνδρους (intercooler/aftercooler) , αφού ο αέρας υπερπλήρωσης έχει μετά το συμπιεστή θερμοκρασία της τάξεως των 120° C. Η ψύξη του αέρα γίνεται με θαλασσινό νερό και το ψυγείο παρουσιάζει βαθμό εκμετάλλευσης περίπου 80%.



Εικόνα 1.2 Το σύστημα υπερπλήρωσης ενός ναυτικού κινητήρα σε συνδυασμό με διαμήκη απόπλυση.

Σε ότι αφορά την εξαγωγή , αυτή είναι συνήθως σταθερής πίεσεως με ένα μεγάλο μεγέθους τύμπανο για τη συλλογή των καυσαερίων και την απορρόφηση των κυμάτων πίεσης πριν αυτά οδηγηθούν στο στρόβιλο. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται αυξημένη απόδοση του στρόβιλου. Ο στρόβιλος είναι συνήθως αξονικού τύπου και τα καυσαέρια εισέρχονται στις πρώτες βαθμίδες με θερμοκρασίες της τάξεως των 400°C , ενώ η πτώση της θερμοκρασίας τους είναι περίπου 100°C . Τυπικό σύστημα ναυτικού κινητήρα παρουσιάζεται στην **Εικόνα 1.2**



Εικόνα 1.3 Στρόβιλο-υπερπληρωτής ναυτικών κινητήρων της εταιρίας ABB.

1.1.5 Σύστημα προσαγωγής και έγχυσης καυσίμου

Όπως σε όλους τους κινητήρες Diesel οι κύριες απαιτήσεις του συστήματος έγχυσης καυσίμου είναι η ακριβής δοσομέτρηση του εγχυόμενου καυσίμου , η έγχυση τη σωστή χρονική στιγμή (προπορεία) και η σωστή προετοιμασία-διασκορπισμός του μίγματος. Στην περίπτωση των ναυτικών κινητήρων αυξημένη σημασία έχουν επίσης η υψηλή αξιοπιστία και η μεγάλη διάρκεια ζωής , καθώς ουσιαστικά πρόκειται για «βιομηχανικούς» κινητήρες (σε αντιπαραβολή για παράδειγμα με τους κινητήρες επιβατικών οχημάτων).

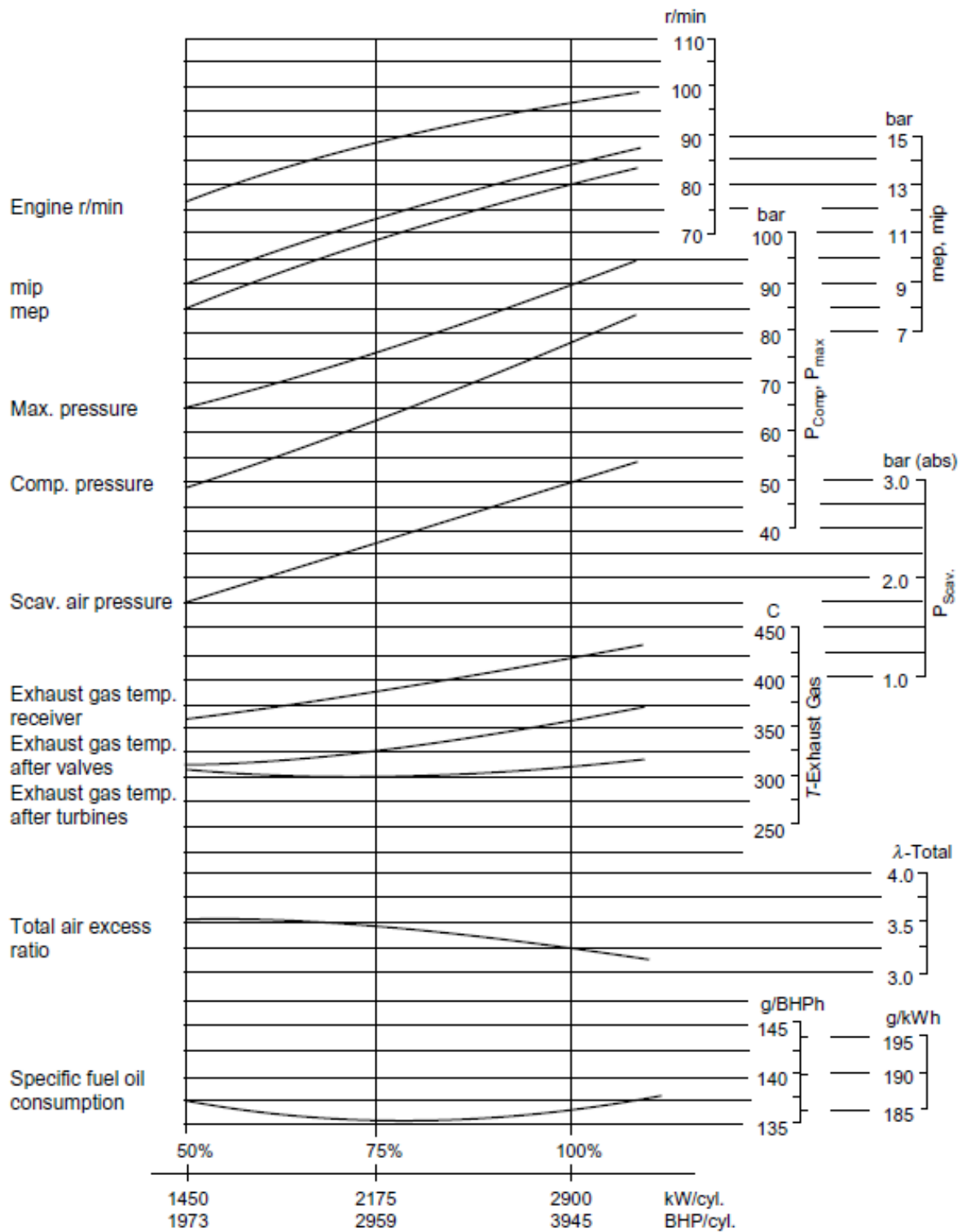
Σε επίπεδο τεχνικών λύσεων υπάρχει ποικιλία υλοποιήσεων μεταξύ των διάφορων κατασκευαστών. Κάποια χαρακτηριστικά ωστόσο παραμένουν κοινά στην πλειοψηφία των εφαρμογών.

Σε ότι αφορά τον τύπο των αντλιών καυσίμου χρησιμοποιείται κατά κανόνα το σύστημα αντλίας-σωλήνα καταθλίψεως-εγχυτήρα με τη μορφή των ανεξάρτητων (μονοκύλινδρων) αντλιών. Οι ανεξάρτητες αντλίες επιλέγονται για λόγους χωροταξικούς , αλλά και για να εξασφαλίζεται ίσο μήκος στους σωλήνες καταθλίψεως άρα και ομοιομορφία έγχυσης του καυσίμου. Ένας επιπλέον λόγος

είναι η ασφάλεια λειτουργίας με την έννοια της ανεξάρτητης λειτουργίας κάθε κυλίνδρου , άρα ελαχιστοποίηση της πιθανότητας το σκάφος να μείνει χωρίς ισχύ πρόωσης (άρα στην πράξη ακυβέρνητο) λόγω βλάβης μιας μοναδικής κεντρικής αντλίας. Μια άλλη επιλογή είναι η χρήση ενιαίου συγκροτήματος αντλίας-εγχυτήρα , το οποίο όμως χαρακτηρίζεται από περίπλοκη σχεδίαση της κυλινδροκεφαλής , δυσκολότερη συντήρηση και υψηλό κόστος. Συστήματα κοινού οχετού (common rail) βρίσκουν κατά κύριο λόγο εφαρμογή σε μικρότερους , μεσόστροφους κινητήρες.

Η έγχυση του καυσίμου γίνεται σε υψηλές πιέσεις της τάξεως των 1000 bar ή και υψηλότερες , γίνεται δε κοντά στο Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) και η διάρκεια δεν ξεπερνά τις 35° γωνίας στροφάλου. Συχνά η έγχυση εκκινά και μετά το ΑΝΣ και περιορίζεται στις 20° γωνίας στροφάλου ή και λιγότερο σε μία προσπάθεια ελέγχου των εκπομπών NO_x.

Στους σύγχρονους ναυτικούς κινητήρες έχει χρησιμοποιηθεί ως ένα βαθμό η χρήση συστημάτων μεταβλητού χρονισμού έγχυσης (Variable Injection Timing – VIT) καθώς και άλλων ηλεκτρονικών συστημάτων ελέγχου του συστήματος τροφοδοσίας. Με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζονται η αυξημένη ακρίβεια σε ότι αφορά τη δοσομέτρηση και τον χρονισμό , καλύτερη λειτουργία σε χαμηλά φορτία , αυξημένη αξιοπιστία και διάγνωση βλαβών , πραγματοποίηση πιλοτικών εγχύσεων καθώς και δυνατότητα λειτουργίας με διαφορετικά καύσιμα (χρήση υγροποιημένου φυσικού αερίου). Οι κατασκευαστές προσανατολίζονται μάλιστα σε κινητήρες με πλήρως ηλεκτρονικό έλεγχο του συστήματος εγχύσεως , χωρίς δηλαδή τη χρήση εκκεντροφόρου άξονα ως μέρος του συστήματος.



Διάγραμμα 1.3 Τυπικά μεγέθη μεγάλου ναυτικού κινητήρα.

1.2 Ενεργειακή αποδοτικότητα και κατανάλωση καυσίμου των ναυτικών κινητήρων

1.2.1 Απώλειες και βαθμός απόδοσης

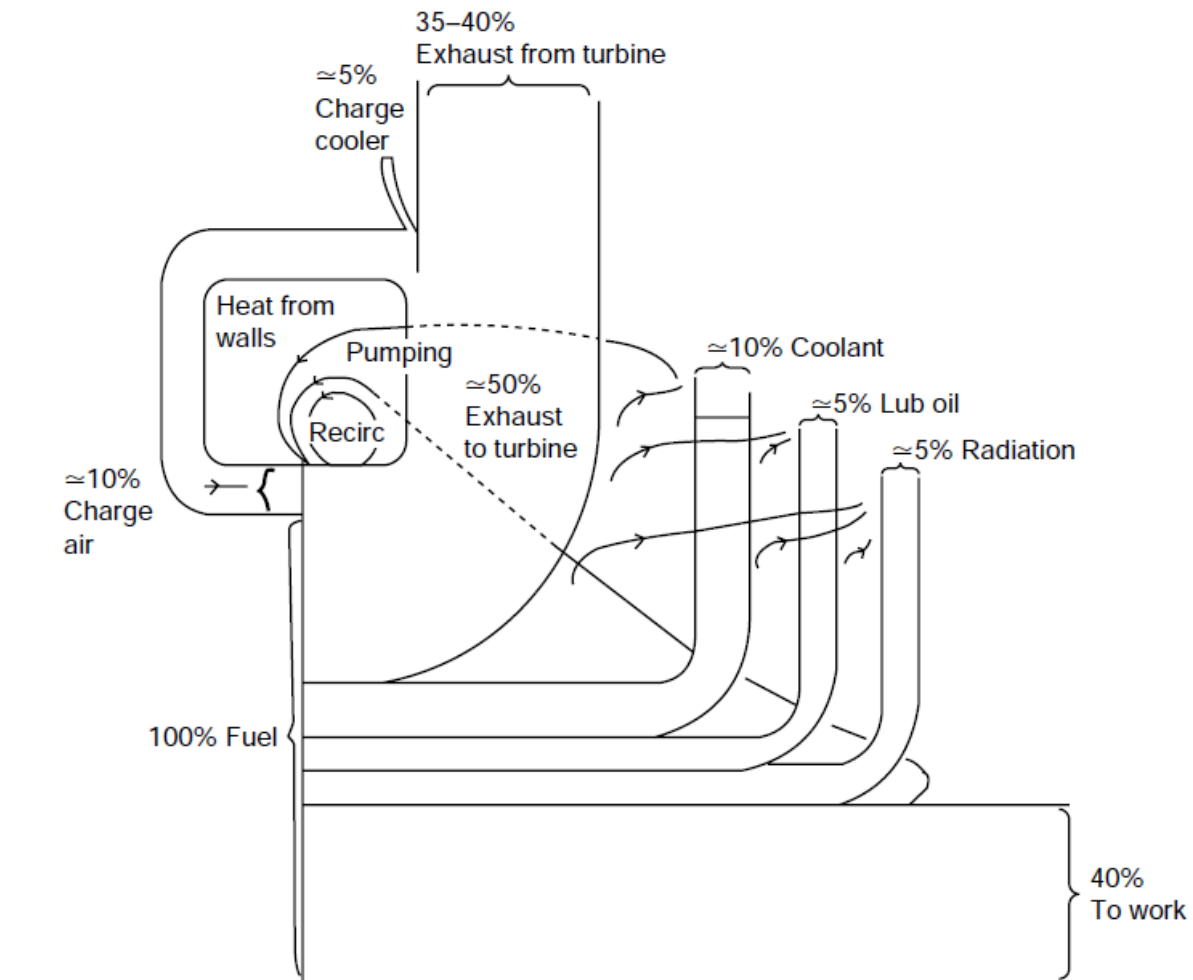
Οι κυριότερες θερμοδυναμικές απώλειες ενός ναυτικού κινητήρα Diesel, όπως άλλωστε και όλων των θερμικών μηχανών που αξιοποιούν την καύση για παραγωγή ενέργειας, είναι οι απώλειες καυσαερίων, που οφείλονται στο ότι τα καυσαέρια εγκαταλείπουν τη μηχανή με θερμοκρασία ανώτερη από αυτή του περιβάλλοντος (δεν αποδίδουν το σύνολο του ενεργειακού τους περιεχομένου). Το μέγεθος των απωλειών καυσαερίου σε έναν κινητήρα Diesel είναι της τάξεως του 35-40% της ενέργειας που παρέχεται από το καύσιμο. Οι απώλειες καυσαερίων ποσοτικά είναι μεγαλύτερες στην περιοχή των υψηλών ταχυτήτων περιστροφής και φορτίου. Οι ναυτικοί κινητήρες χρησιμοποιούν την υπερπλήρωση, αλλά πλέον και τεχνολογίες ανάκτησης θερμότητας (π.χ. προς παραγωγή ατμού και ωφέλιμης θερμότητας) για να μειώσουν τις απώλειες καυσαερίων.

Οι επόμενες σημαντικότερες θερμοδυναμικές απώλειες είναι η ψυκτική ισχύς, δηλαδή η ισχύς που απάγεται κυρίως από το κύκλωμα ψύξης, αλλά δευτερευόντως και από το κύκλωμα λίπανσης. Η ψυκτική ισχύς μειώνεται ποσοστιαία όταν ο κινητήρας περιστρέφεται στο άνω εύρος του φάσματος ταχυτήτων του και τυπικές τιμές είναι 15-20% της ενέργειας του καυσίμου.

Τέλος θερμοδυναμικές απώλειες αποτελούν οι λεγόμενες άδηλες απώλειες ή απώλειες ακτινοβολίες, οι οποίες οφείλονται στο ότι ο κινητήρας ακτινοβολεί θερμότητα στο – κατά κανόνα – ψυχρότερο περιβάλλον του. Παρουσιάζουν μικρή μεταβολή με τη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και είναι της τάξης του 5%.

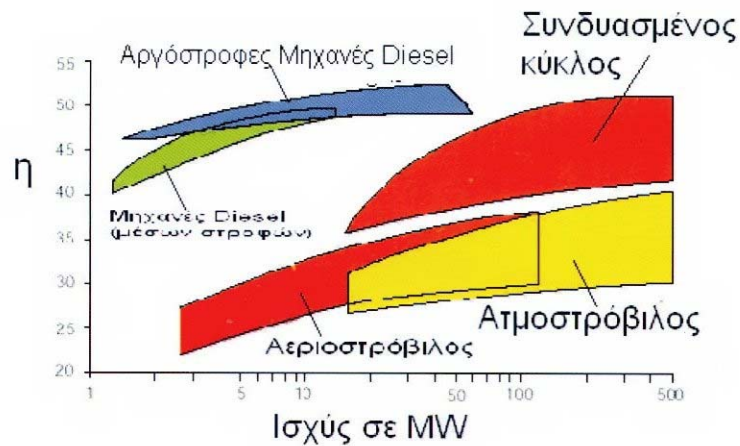
Εκτός από τις παραπάνω θερμοδυναμικές απώλειες, παρουσιάζονται και κάποιες μηχανικές απώλειες όπως οι τριβές σε έδρανα και έμβολα, το έργο εξώθησης καυσαερίων, η κίνηση βοηθητικών συσκευών κ.ο.κ.

Οι απώλειες ενός τυπικού κινητήρα παρουσιάζονται σχηματικά στο Διάγραμμα 1.4.



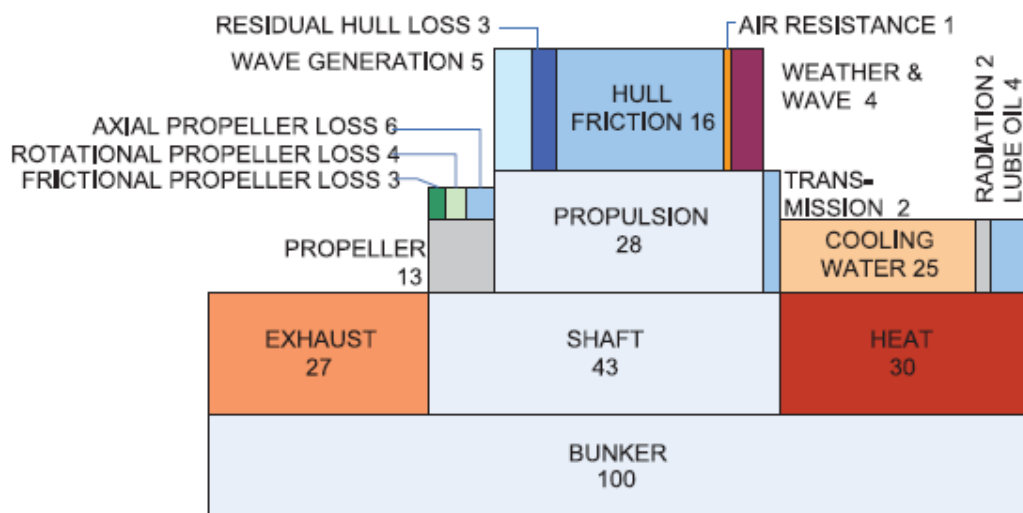
Διάγραμμα 1.4 Τυπικό διάγραμμα απωλειών (Sankey) υπερπληρωμένου ναυτικού κινητήρα.

Τελικά ένας σύγχρονος ναυτικός κινητήρας καλής ποιότητας έχει βαθμό απόδοσης της τάξεως 45-50% , ή και μεγαλύτερο. Έτσι οι μεγάλοι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel (χρησιμοποιούνται για ναυτική πρόωση και ηλεκτροπαραγωγή) αποτελούν μακράν τις πιο αποδοτικές Μηχανές Εσωτερικής Καύσης και από τις πιο αποδοτικές θερμικές μηχανές γενικά , συγκρινόμενες ως προς το βαθμό απόδοσης πρακτικά μόνο με εγκαταστάσεις ηλεκτροπαραγωγής συνδυασμένου κύκλου (βλ. Διάγραμμα 1.5). Αν η ενεργειακή αποδοτικότητα ενός ναυτικού κινητήρα εκφραστεί μέσω της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου , τυπικά μεγέθη αυτής αποτελούν για τους περισσότερους σύγχρονους κινητήρες τα 160-180 g/kWh (στη βέλτιστη περιοχή λειτουργία τους).



Διάγραμμα 1.5 Ο βαθμός απόδοσης των ναυτικών κινητήρων σε σχέση με άλλες θερμικές μηχανές.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η ωφέλιμη ισχύς που αποδίδει ένας κινητήρας δεν συνδέεται άμεσα με την ισχύ πρόωσης του πλοίου. Σημαντικό ρόλο παίζουν εδώ η απόδοση της έλικας, φαινόμενα σπηλαίωσης, το σχήμα και οι επικαθήσεις στη γάστρα, οι καιρικές και θαλάσσιες συνθήκες, το βύθισμα του πλοίου και μια σειρά άλλοι παράγοντες που δεν αφορούν τη σχεδίαση, τις ρυθμίσεις και τη λειτουργία του κινητήρα. Είναι συνεπώς χρήσιμο και μερικές φορές προτιμότερο να ανάγεται η κατανάλωση του κινητήρα στην απόσταση που διανύει το σκάφος ή στο μεταφορικό έργο που εκτελεί. Στο Διάγραμμα 1.6 φαίνεται η χρήση της ενέργειας του καυσίμου από εμπορικό πλοίο[12]. Παρά τον αρκετά καλό βαθμό απόδοσης του κινητήρα (43%), τελικά μόλις το 28% της ενέργειας του καυσίμου καταλήγει για την πρόωση του σκάφους.



Διάγραμμα 1.6 Η χρήση της ενέργειας σε μικρό εμπορικό πλοίο , για κίνηση αντίθετα σε άνεμο έντασης 6 Bf (IMO 2009).

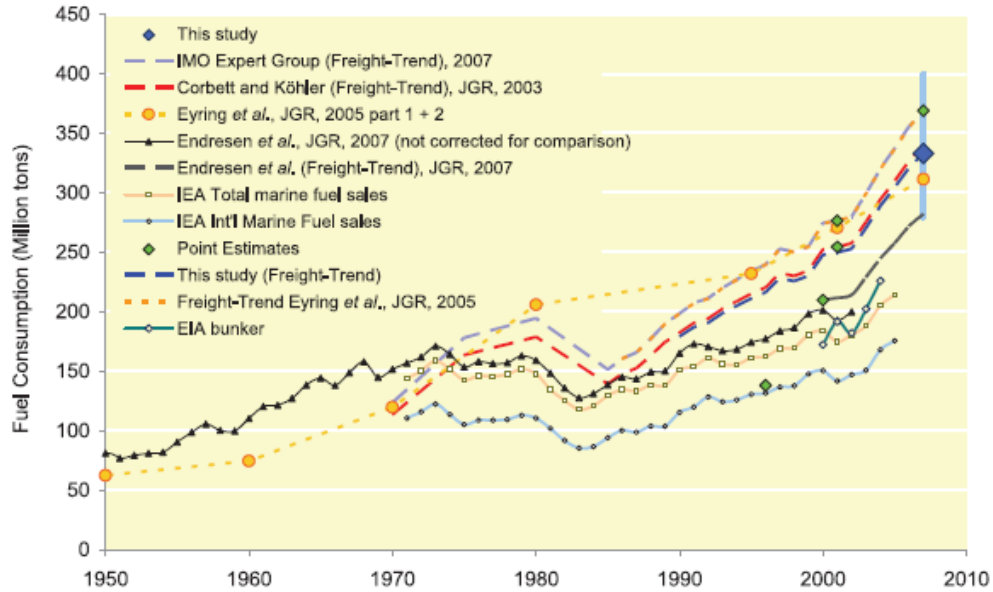
1.2.2 Ειδική κατανάλωση καυσίμου ναυτικών κινητήρων Diesel

Αν και σε ότι αφορά το βαθμό απόδοσης οι σύγχρονοι κινητήρες είναι οι πιο αποδοτικές μηχανές που μπορούν να εγκατασταθούν σε ένα πλοίο, η κατανάλωση ενός ναυτικού κινητήρα σε απόλυτους αριθμούς είναι εξαιρετική μεγάλη, προφανώς λόγω της μεγάλης ισχύος που αποδίδει.

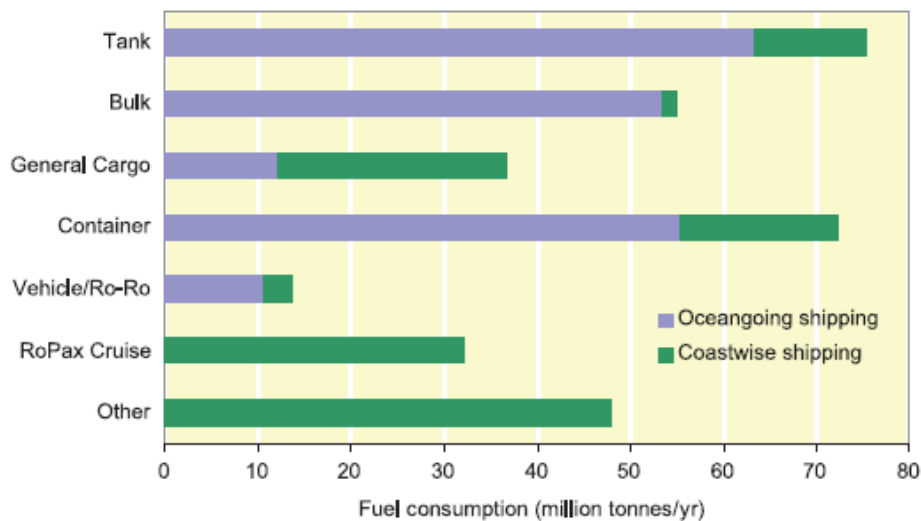
Έτσι για μεγάλα σκάφη η κατανάλωση καυσίμου είναι κάποια χιλιάδες κιλά καυσίμου την ώρα (π.χ. 5,000-10,000 kg_i/h) και η κατανάλωση ανηγμένη σε απόσταση που διανύει το σκάφος ανέρχεται σε κάποιες εκατοντάδες κιλά καυσίμου για κάθε διανυθέν ναυτικό μίλι (π.χ. 100-300 kg_i/mile).

Ως ενδεικτικό παραδείγμα για την κατανάλωση μπορούμε να αναφέρουμε το Εmπα Maersk. Είναι ένα από τα μεγαλύτερα και πιο σύγχρονα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων παγκοσμίως. Όταν κινείται με τη μέγιστη ισχύ του ο κινητήρας καταναλώνει 13,735 kg_i/h [8].

Σε παγκόσμιο επίπεδο η κατανάλωση καυσίμου από τη διεθνή ναυτιλία υπολογίζεται περίπου στους 200-400 τόνους το χρόνο (βλ. Διάγραμμα 1.7). Ακόμα στο Διάγραμμα 1.8 φαίνεται πως η κατανάλωση καυσίμου επιμερίζεται στις διάφορες ναυτιλιακές δραστηριότητες.



Διάγραμμα 1.7 Η κατανάλωση καυσίμου από τη ναυτιλία σε παγκόσμιο επίπεδο (εξαιρούνται πολεμικά σκάφη) σύμφωνα με διάφορες μελέτες (IMO 2009).

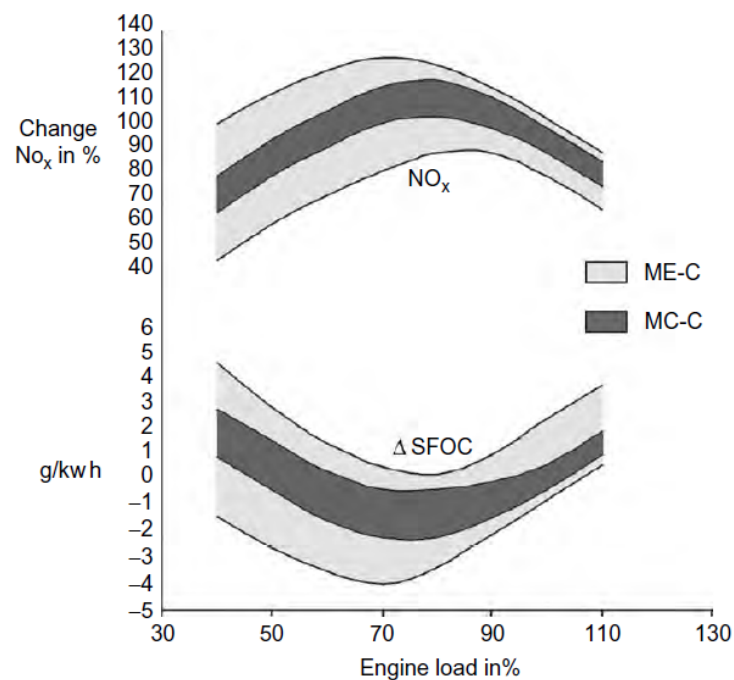


Διάγραμμα 1.8 Επιμερισμός της κατανάλωσης καυσίμου στις διάφορες ναυτιλιακές δραστηριότητες (IMO 2009)

Τα παραπάνω μεγέθη κατανάλωσης καυσίμου οδηγούν αφ' ενός σε πολύ υψηλά λειτουργικά κόστη (βλ. Παράγραφο 1.3) και αφετέρου σε υψηλές εκπομπές ρύπων. Αυτοί είναι άλλωστε και οι βασικοί λόγοι που οδηγούν τις προσπάθειες βελτίωσης της ενεργειακής αποδοτικότητας των πλοίων καθώς οι πλοιοκτήτες επιθυμούν να περιορίσουν τα έξοδά τους που σχετίζονται με την κατανάλωση καυσίμου και

αφετέρου πιέζονται από νομοθετικά μέτρα που απαιτούν την μείωση των εκπομπών (βλ. Παράγραφο 1.4).

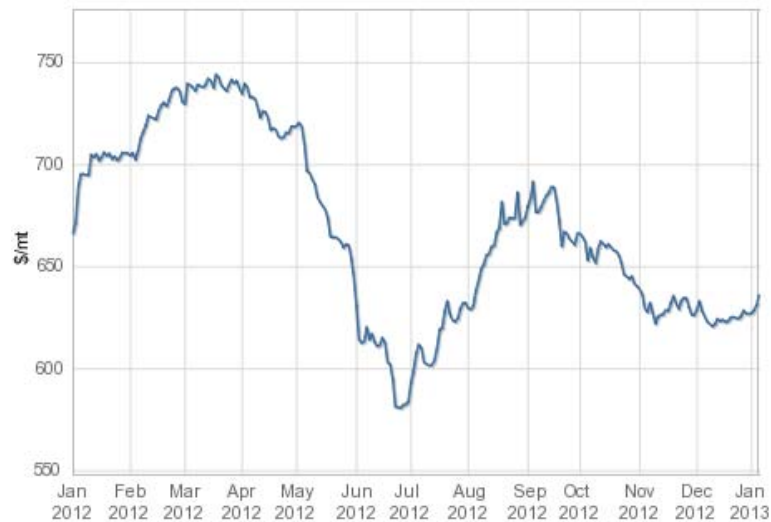
Αξίζει πάντως να σημειωθεί ότι οι δύο παραπάνω στόχοι , αν και γενικά μπορεί να συμβαδίζουν , είναι κάποιες φορές αλληλοσυγκρουόμενοι. Μέτρα δηλαδή που λαμβάνονται για τη μείωση της κατανάλωσης αυξάνουν τις εκπομπές κάποιου ρύπου ή ρύπων. Για παράδειγμα το βέλτιστο σημείο λειτουργίας του κινητήρα ως προς την κατανάλωση καυσίμου , οδηγεί σε αυξημένες εκπομπές NO_x (diesel trade-off) , όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 1.9 .



Διάγραμμα 1.9 Οι εκπομπές NO_x και η ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου κινητήρα Diesel.

1.3 Οικονομικά μεγέθη σε σχέση με την κατανάλωση καυσίμου

Το κόστος καυσίμου ανέρχεται στις περισσότερες περιπτώσεις στο 60-80% του λειτουργικού κόστους ενός εμπορικού πλοίου [9]. Με τις σημερινές τιμές των καυσίμων να είναι περίπου στα 650-700 \$/ton (για καύσιμο 380 cSt) [10] , όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 1.10 , το ημερήσιο κόστος καυσίμου για ένα εμπορικό πλοίο μπορεί να είναι της τάξεως των 70,000-150,000 \$.



Διάγραμμα 1.10 Η τιμή του καυσίμου των ναυτικών κινητήρων (380 cSt) κατά το έτος 2012.

Ακόμα , η τιμή του αργού πετρελαίου ακολουθεί αυξητικές τάσεις τα τελευταία χρόνια (βλ. Διάγραμμα 1.11) [10] , επηρεάζοντας προφανώς και την τιμή των παραγώγων του όπως τα καύσιμα των ναυτικών κινητήρων. Είναι λογικό να υποθεθεί πως οι αυξητικές τάσεις θα συνεχιστούν στο μέλλον , ή τουλάχιστον πως οι τιμές θα παραμείνουν περίπου σταθερές , δημιουργώντας έτσι περαιτέρω αυξήσεις στα λειτουργικά κόστη των πλοίων.



Διάγραμμα 1.11 Η τιμή του αργού πετρελαίου τα τελευταία 3 έτη.

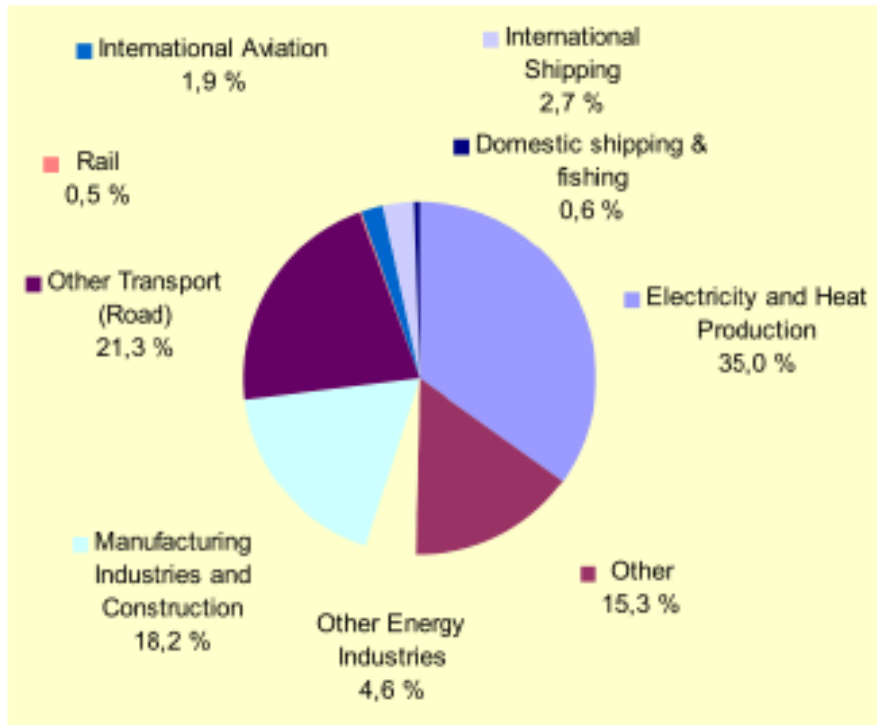
Από τα παραπάνω γίνεται σαφές ότι τόσο κατασκευάστριες , όσο και πλοιοκτήτριες εταιρίες θα αναζητούν μέσα (σχεδιαστικά ή υπηρεσιακά) για να μειώσουν το κόστος καυσίμων των πλοίων. Ο σχεδιασμός αποδοτικότερων κινητήρων και η βελτίωση της απόδοσης των ήδη υπάρχοντων θα αποτελέσουν σίγουρα μέρος της προσπάθειας για μείωση της κατανάλωσης. Μια σειρά μέτρων βελτίωσης της ενεργειακής αποδοτικότητας που αφορούν και τους κινητήρες αλλά και άλλα συστήματα ενός πλοίου παρουσιάζονται σε επόμενη παράγραφο.

1.4 Ναυτιλία και εκπομπές αερίων θερμοκηπίου

Εκτός από τα αυξημένα λειτουργικά έξοδα η μεγάλη κατανάλωση καυσίμου ενός κινητήρα προκαλεί και αυξημένες εκπομπές ρύπων. Μέγεθος ανάλογο της κατανάλωσης καυσίμου αποτελούν οι εκπομπές CO₂ , ενώ για άλλα είδη εκπομπών (αιθάλη , SO_x κτλ) σημαντικό ρόλο παίζουν το χρησιμοποιούμενο καύσιμο και οι συνθήκες καύσης.

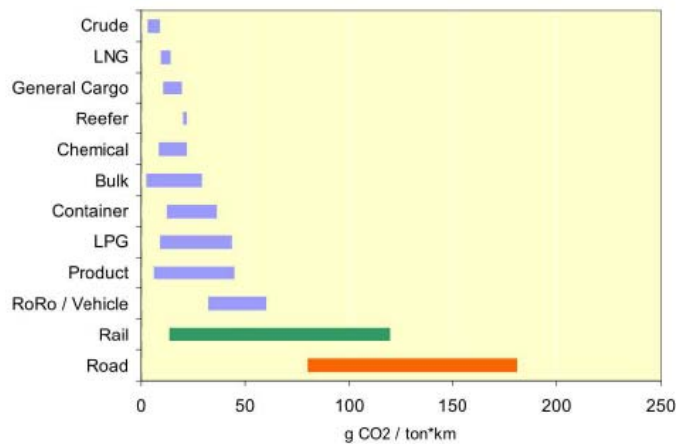
Οι ναυτιλιακές δραστηριότητες επιβαρύνουν το φαινόμενο του θερμοκηπίου κυρίως με την εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) , που είναι εξάλλου και το βασικότερο από τα διάφορα αέρια του θερμοκηπίου (greenhouse gases – GHG). Σημειώνεται ότι για το CO₂ το όριο ατμοσφαιρικής συγκέντρωσης που τίθεται για να μην υπάρξει επιβλαβής κλιματική αλλαγή είναι περίπου τα 550 ppm. Με τα σημερινά στοιχεία αυτό ισοδυναμεί με ανάγκη μείωσης των παγκόσμιων εκπομπών κατά τουλάχιστον 80% [11].

Με βάση στοιχεία του Διεθνούς Οργανισμού Ναυτιλίας (International Maritime Organization – IMO) η ναυτιλιακή δραστηριότητα ήταν το έτος 2007 υπεύθυνη για την έκλυση περίπου 1000 Mt CO₂ σε παγκόσμιο επίπεδο , με τις διεθνείς ναυτιλιακές μεταφορές να εκλύουν περίπου 870 Mt CO₂. Τα μεγέθη αυτά αντιστοιχούν στο 3.3 και 2.7% της παγκόσμιας ανθρωπογενούς παραγωγής CO₂ αντίστοιχα [12] (βλ. Διάγραμμα 1.12). Σε παλαιότερη μελέτη που δόθηκε στη δημοσιότητα το 2000 και αφορούσε το έτος 1996 ο IMO υπολόγιζε τις εκπομπές των πλοίων που χρησιμοποιούνται για διεθνείς μεταφορές στο 1,8% των παγκόσμιων ανθρωπογενών εκπομπών CO₂.



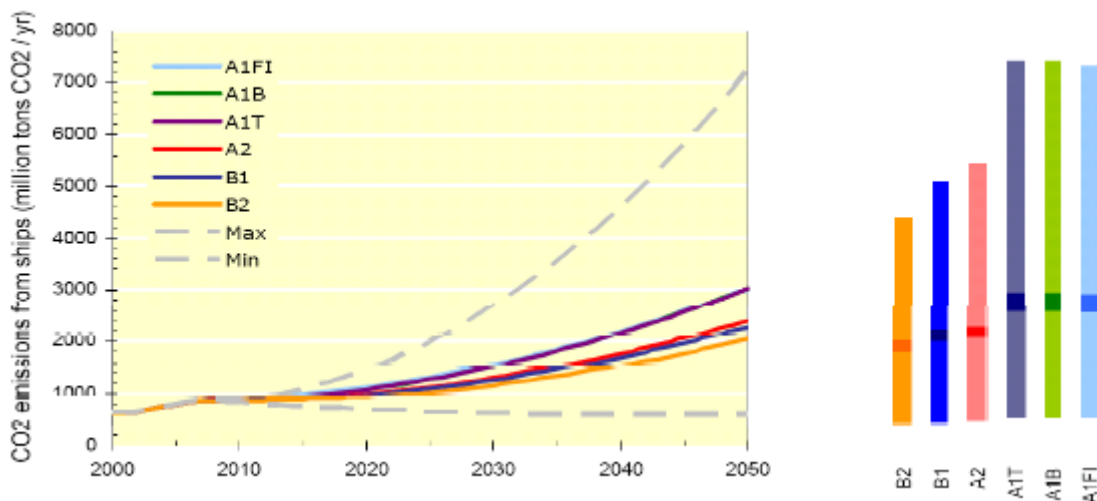
Διάγραμμα 1.12 Οι εκπομπές CO₂ από τη ναυτιλία σε σχέση με το σύνολο των παγκόσμιων ανθρωπογενών εκπομπών (IMO 2009).

Σύμφωνα με την ίδια μελέτη του IMO οι ναυτιλιακές μεταφορές διακινούν πάνω από το 90% του παγκόσμιου εμπορίου. Τα ποσοστά εκπομπών που καταγράφονται πιο πάνω είναι σχετικά μικρά σε σχέση με σε σχέση με το μεταφορικό τους έργο. Έτσι οι μεταφορές δια θαλάσσης αναδεικνύονται στον πιο αποδοτικό τρόπο μεταφοράς εμπορευμάτων , σε σύγκριση με τους άμεσους ανταγωνιστές δηλαδή οδικές και σιδηροδρομικές μεταφορές (βλ. Διάγραμμα 1.13).



Διάγραμμα 1.13 Η αποδοτικότητα CO₂ διάφορων τύπων εμπορικών πλοίων σε σχέση με τις σιδηροδρομικές και οδικές μεταφορές (IMO 2009).

Οι αυξανόμενες ανάγκες για μεταφορές αγαθών προβλέπεται να αυξήσουν τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου τις επόμενες δεκαετίες , καθώς η ζήτηση για μεταφορές παρουσιάζει γρηγορότερα αυξανόμενο ρυθμό σε σχέση με το ρυθμό βελτίωσης της ενεργειακής αποδοτικότητας των πλοίων. Ο ΙΜΟ προβλέπει αύξηση του επιπέδου εκπομπών της παγκόσμιας ναυτιλίας , με προβλεπόμενα μεγέθη για το 2050 μεταξύ 2000 Mt και 3000 Mt CO₂ – αύξηση δηλαδή τουλάχιστον κατά 100% - με βάση τις πιο μετριοπαθείς προβλέψεις (βλ. Διάγραμμα 1.14). Αν υποθέσουμε μάλιστα μείωση των εκπομπών από άλλους ανθρωπογενείς παράγοντες , όπως συμφωνήθηκε από τις κυριότερες χώρες-εκπομπούς με βάση το Σύμφωνο της Κοπεγχάγης , η ανεξέλεγκτη αύξηση των εκπομπών από θαλάσσιες μεταφορές θα οδηγήσει στο άμεσο μέλλον σε πολύ μεγάλη αύξηση του ποσοστού συμβολής των θαλάσσιων μεταφορών στην κλιματική αλλαγή. Για να συμβάλει λοιπόν η παγκόσμια ναυτιλία στην επίτευξη των διεθνών στόχων θα πρέπει να μειώσει σημαντικά τις εκπομπές τις , άρα να αυξήσει την ενεργειακή αποδοτικότητα των πλοίων (αφού ο κύκλος εργασιών της δεν θα μειωθεί).



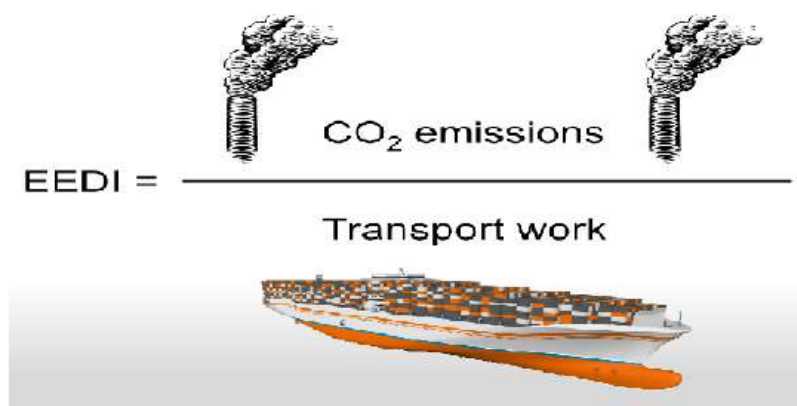
Διάγραμμα 1.14 Προβλέψεις για τις εκπομπές CO₂ από τις θαλάσσιες μεταφορές (ΙΜΟ 2009).

1.5 Τα κυριότερα μέτρα του Διεθνούς Ναυτιλιακού Οργανισμού – Δείκτες Ενεργειακής Αποδοτικότητας

1.5.1 Βασική ιδέα

Οι Δείκτες Ενεργειακής Αποδοτικότητας είναι μαθηματικοί τύποι που συσχετίζουν το περιβαλλοντικό κόστος των θαλάσσιων μεταφορών που πραγματοποιεί ένα πλοίο, όπως αυτό εκφράζεται μέσω της εκπομπής CO₂, με το ωφέλιμο για την κοινωνία έργο που συνεπάγεται η λειτουργία του πλοίου, δηλαδή το μεταφορικό του έργο. Οι μονάδες για τους Δείκτες Ενεργειακής Αποδοτικότητας είναι τόνοι εκπεμπόμενου CO₂ ανά τόνους φορτίου και ναυτικά μίλια. Οι Δείκτες Ενεργειακής Αποδοτικότητας είναι μηχανισμοί που βασίζονται στην επίδοση, αφήνοντας ελευθερία στον τρόπο επίτευξης των στόχων με μέτρα που αφορούν τη σχεδίαση και τον τρόπο λειτουργίας του πλοίου. Η Επιτροπή Προστασίας Θαλάσσιου Περιβάλλοντος (Marine Environment Protection Committee – MEPC) του IMO έχει υιοθετήσει δύο Δείκτες Ενεργειακής Αποδοτικότητας [13], [14] οι οποίοι είναι οι εξής:

- ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΟΣ ΔΕΙΚΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑΣ - ENERGY EFFICIENCY DESIGN INDEX (EEDI). Αφορά νέα πλοία και η συμμόρφωση είναι υποχρεωτική.
- ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΟΣ ΔΕΙΚΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑΣ - ENERGY EFFICIENCY OPERATIONAL INDICATOR (EEOI). Αφορά πλοία που είναι ήδη εν λειτουργία και η εφαρμογή του είναι εθελοντική.


$$\text{EEDI} = \frac{\text{CO}_2 \text{ emissions}}{\text{Transport work}}$$

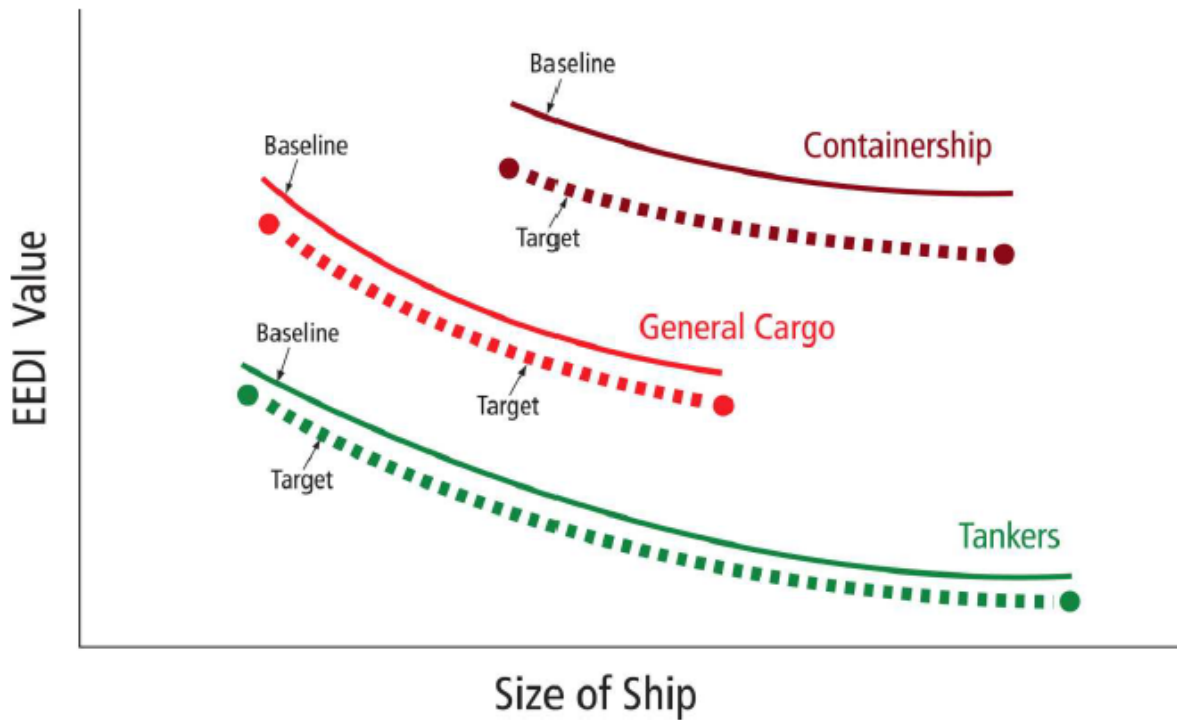
Εικόνα 1.4. Η θεμελιώδης ιδέα των Δεικτών Ενεργειακής Αποδοτικότητας.

1.5.2 Ο δείκτης EEDI

Με βάση την ενεργειακή αποδοτικότητα των πλοίων που χτίστηκαν μεταξύ 1999 και 2009 τίθεται για κάθε κατηγορία εμπορικών πλοίων μια «γραμμή αναφοράς» (baseline) που στην ουσία αντιπροσωπεύει τη μέση αποδοτικότητα των πλοίων της συγκεκριμένης δεκαετίας. Με βάση τη γραμμή αναφοράς ο IMO καθορίζει για κάθε κατηγορία πλοίου μια απαιτούμενη τιμή (τιμή-στόχο) του EEDI, που είναι κατά κάποιο ποσοστό μικρότερη από τη γραμμή αναφοράς (βλ. Διάγραμμα 1.15). Κάθε νέο πλοίο (από 1/1/2013) θα πρέπει να σχεδιάζεται έτσι ώστε να έχει EEDI μικρότερο ή το πολύ ίσο με την τιμή-στόχο της κατηγορίας του, όπως αυτή διαμορφώνεται σε σχέση με το μέγεθός του. Πρέπει να ισχύει δηλαδή:

$$EEDI_{ship} \leq EEDI_{target} = k \cdot \text{Baseline} \quad (k < 1)$$

Με τον τρόπο αυτό απαιτείται από το κάθε νέο πλοίο μια ελάχιστη ενεργειακή αποδοτικότητα και ο IMO έχει τη δυνατότητα, μειώνοντας σταδιακά την τιμή-στόχο, να βελτιώσει την αποδοτικότητα των νέων πλοίων. Σημειώνεται ότι για τις περισσότερες κατηγορίες πλοίων προβλέπεται μείωση της τιμής-στόχου σε σχέση με την τιμή αναφοράς κατά 30% μέχρι την περίοδο 2025-2030. Με την εφαρμογή του EEDI τα σχεδιαστικά μέτρα διαχωρίζονται από τα επιχειρησιακά, δηλαδή κάθε νέο πλοίο πρέπει να είναι αρκούντως αποδοτικό από τη στιγμή της σχεδίασής του και ανεξάρτητα από τον τρόπο λειτουργίας του (ταχύτητα, δρομολόγια κ.ο.κ.). Τέλος ένα μεγάλο πλεονέκτημα του EEDI είναι η δυνατότητα της άμεσης σύγκρισης της αποδοτικότητας μεταξύ «όμοιων» πλοίων, δηλαδή πλοίων με ίδιο μέγεθος και ίδιας κατηγορίας.



Διάγραμμα 1.15 Παράδειγματα των γραμμών αναφοράς και της τιμής-στόχου για διάφορες κατηγορίες εμπορικών πλοίων.

Ο δείκτης EEDI υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$\frac{\text{Εκπομπές CO}_2 \text{ (Κύριες και Βοηθητικές Μηχανές και Εξαρτ. Κινητήρες – Καινοτόμος τεχνολογία ανάκτησης ισχύος)}}{\text{Μεταφορική δυνατότητα} \cdot \text{Ταχύτητα}}$$

$$\frac{\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE} *) + \left[\left(\prod_{j=1}^M f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEff(i)} \right) \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE} \right] - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME} \right)}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w}$$

Όπου:

- $P_{ME(i)}$, είναι η ισχύς κάθε μηχανής πρόωσης (i). Ισούται με $0,75 \times (MCR_{ME(i)} - P_{PTO(i)})$
- $MCR_{ME(i)}$, είναι η μέγιστη εγκατεστημένη ισχύς κάθε μηχανής πρόωσης

- $P_{PTO(i)}$, το 75% της παραγόμενης ισχύος εξαρτημένων γεννητριών
- $P_{AE(i)}$, συνολική ισχύς βοηθητικών μηχανών
- $P_{TI(i)}$, το 75% της απορροφημένης ισχύος κάθε κινητήρα (i)
- $P_{eff(i)}$, το 75% της εξοικονομημένης ισχύος πρόωσης λόγω εγκαταστημένων καινοτόμων συστημάτων
- $P_{AEff(i)}$, η εξοικονομημένη ισχύς βοηθητικών μηχανών λόγω εγκαταστημένων καινοτόμων συστημάτων
- C_F , είναι ο αδιάστατος συντελεστής για μετατροπή μάζας καυσίμου σε μάζα CO_2
- SFC , η ειδική κατανάλωση των επί μέρους μηχανών
- V_{ref} , είναι η ταχύτητα του πλοίου
- $Capacity$, είναι η μέγιστη μεταφορική ικανότητα το πλοίου
- f_w , συντελεστής μείωσης ταχύτητας λόγω καιρού
- $f_{eff(i)}$, συντελεστής επάρκειας καινοτόμων συστημάτων εξοικονόμησης ενέργειας
- f_j , συντελεστής διόρθωσης λόγω συγκεκριμένων σχεδιαστικών στοιχείων του πλοίου
- f_i , συντελεστής τεχνικών ή νομοθετικών περιορισμών μεταφορικής ικανότητας

Ο μαθηματικός τύπος παρατίθεται για λόγους πληρότητας και περαιτέρω ανάλυση του ξεφεύγει από τα όρια της παρούσας εργασίας.

1.5.3 Ο δείκτης EEOI

Η φιλοσοφία του EEOI είναι παρόμοια με αυτή του EEDI αλλά αφορά τα πλοία που ήδη λειτουργούν και σκοπός του είναι η ρύθμιση της λειτουργίας του πλοίου ώστε να είναι όσο το δυνατόν πιο αποδοτική. Δεν αφορά δηλαδή τη σχεδίαση των πλοίων. Σε αντίθεση με τον EEDI που προβλέπεται πριν την κατασκευή του πλοίου από τους σχεδιαστές , ο EEOI υπολογίζεται με βάση πραγματικά δεδομένα και μετρήσεις των εκπομπών που γίνονται πάνω στο πλοίο. Οι πλοιοκτήτες έχουν τη δυνατότητα , χωρίς να είναι όμως υποχρεωμένοι δια νόμου να επιτύχουν συγκεκριμένο στόχο , να προβούν σε επιχειρησιακά και λειτουργικά μέτρα τέτοια

ώστε ο ΕΕΟΙ των πλοίων να μειωθεί , δηλαδή η αποδοτικότητα τους να αυξηθεί. Για τον υπολογισμό του δείκτη ΕΕΟΙ χρησιμοποιείται ο εξής τύπος:

$$\text{Average EEOI} = \frac{\sum_i \sum_j (FC_{ij} \times C_{Fj})}{\sum_i (m_{\text{cargo},i} \times D_i)}$$

Όπου:

- C_{Fj} , είναι ο συντελεστής μετατροπής μάζας καυσίμου σε μάζα CO2 για το καύσιμο τύπου (j)
- FC_{ij} , είναι η ποσότητα [tns] καταναλωθέντος καυσίμου τύπου (j) στο ταξίδι (i)
- $m_{\text{cargo},i}$, είναι το φορτίο που μεταφέρθηκε κατά το ταξίδι (i) [DWT, TEUs, GT, Passengers]
- D_i , είναι η διανυθείσα απόσταση όπου μεταφέρθηκε το $m_{\text{cargo},i}$ κατά το ταξίδι (i)
- j, αντιστοιχεί στον επί μέρους τύπο καυσίμου
- i, αντιστοιχεί στον αύξοντα αριθμό ταξιδιού

1.5.4 Το Σχέδιο Διαχείρισης Ενεργειακής Αποδοτικότητας Πλοίου (SEEMP)

Αποτελεί ένα σύνολο πρακτικών που έχουν στόχο την ελαχιστοποίηση της καταναλισκόμενης ενέργειας του πλοίου , είναι δηλαδή ένα διαχειριστικό εργαλείο που βοηθά στην επίτευξη μεγαλύτερης ενεργειακής αποδοτικότητας. Καταρτίζεται με μορφή εγχειριδίου για ένα συγκεκριμένο πλοίο και εφαρμόζεται κατά τον πλου πάνω σε αυτό. Το σχέδιο SEEMP επικαιροποιείται και βελτιώνεται με βάση τα αποτελέσματα της εφαρμογής του. Μπορεί να περιλαμβάνει προτάσεις για βελτίωση διάφορων διαδικασιών όπως:

- Βελτιστοποίηση ταχύτητας , πορείας , χειρισμών και προγραμματισμού του ταξιδιού.

- Βελτίωση της συντήρησης του σκάφους και του Η/Μ εξοπλισμού.
- Ανάκτηση θερμότητας.
- Βελτίωση διαχείρισης ενέργειας.
- Αποδοτικότερα καύσιμα.

1.6 Μέτρα για την επίτευξη των στόχων ενεργειακής αποδοτικότητας

Προκειμένου τα πλοία – νέα αλλά και υφιστάμενα – να βελτιώσουν τους δείκτες ενεργειακής αποδοτικότητάς τους μπορούν να υιοθετήσουν μια σειρά λύσεων , τόσο σχεδιαστικών όσο και επιχειρησιακών.

Στη βιβλιογραφία προτείνεται πληθώρα τρόπων βελτίωσης της ενεργειακής αποδοτικότητας. Αναφέρουμε ενδεικτικά κάποιες μεθόδους:

- Βελτιωμένη σχεδίαση του πλοίου σε ότι αφορά τα δομικά και υδροδυναμικά του στοιχεία. Για παράδειγμα: εύρεση των βέλτιστων κύριων διαστάσεων , σχήματος ισάλου και τρόπιδας , διάταξης ελικοφόρων αξόνων , ελαχιστοποίηση ανοιγμάτων , ελαφρύτερο πλοίο κενό φορτίου , αντιστρεφόμενες έλικες , αναχαιτιστικά ελάσματα διαγωγής , ακροφύσια έλικας κοκ [17]
- Αξιοποίηση της αιολικής ενέργειας με λύσεις όπως:
 - Πανιά [12]
 - Στερεά ιστία σε σχήμα πτερυγίου [17]
 - Αετοί (kites) [18]
 - Κινητήρες τύπου «Fletner / Magnus» [19]
- Λίπανση της γάστρας με πεπιεσμένο αέρα [17]
- Συστήματα ανάκτησης θερμότητας [17]
- Χρήση υγροποιημένου φυσικού αερίου ως καύσιμο (LNG) [17]
- Χρήση ηλιακής ενέργειας [7] , [20]
- Παροχή ρεύματος ξηράς
- Ηλεκτρονικός έλεγχος και ρύθμιση παραμέτρων του κινητήρα για μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου [21]
- Μείωση της υπηρεσιακής ταχύτητας του πλοίου (slow steaming). Η τεχνική αυτή, η οποία ευρίσκεται στο επίκεντρο του ενδιαφέροντος, αποτελεί και το αντικείμενο της παρούσας εργασίας.

1.7 Μείωση της επιχειρησιακής ταχύτητας (slow steaming) για περιορισμό της κατανάλωσης

1.7.1 Επίδραση της ταχύτητας του σκάφους στην κατανάλωση και τις εκπομπές ρύπων

Αν αμελήσουμε την ολίσθηση της έλικας, η ταχύτητα του πλοίου συνδέεται με τις στροφές της έλικας με την ακόλουθη σχέση [12]:

$$V_{ship} = N_{prop} \cdot Pitch$$

Όπου: - N_{prop} : Η ταχύτητα περιστροφής της έλικας (rpm)

- Pitch : Το βήμα της έλικας.

Η ισχύς που απαιτεί η έλικα δίνεται γενικά από τον τύπο (ο λεγόμενος γενικός νόμος της έλικας) [22]:

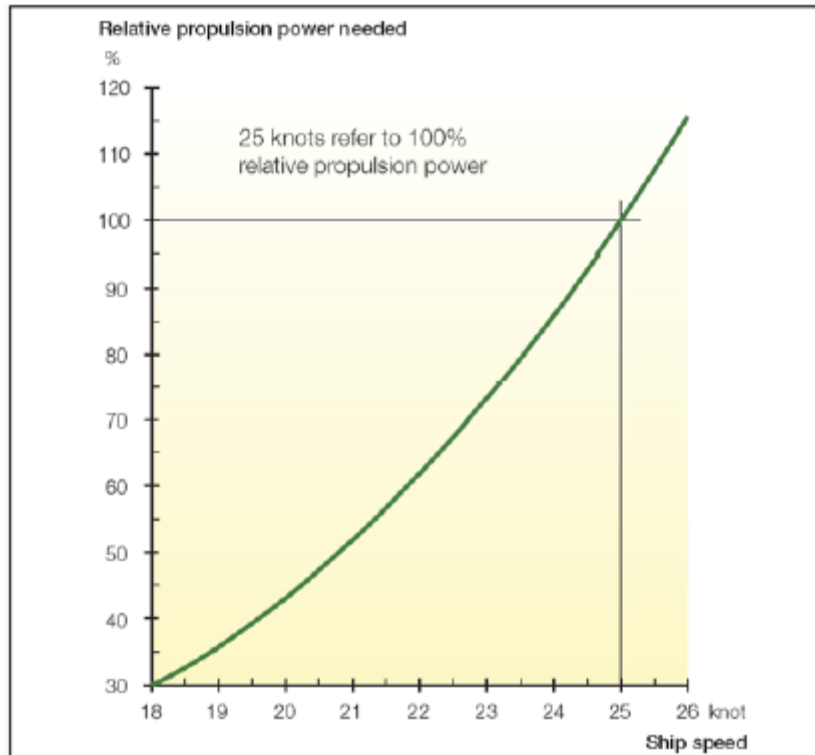
$$P = k \cdot (N_{prop})^3, \quad k = \text{const.}$$

Συνδυάζοντας τους δυο παραπάνω τύπους και παίρνοντας υπ όψιν το γεγονός ότι στα μεγάλα εμπορικά πλοία ο κινητήρας είναι απευθείας συνδεδεμένος με τον άξονα της έλικας (οι στροφές δηλαδή της έλικας είναι αυτές του κινητήρα) προκύπτει – με θεώρηση και άλλων παραγόντων όπως οι καιρικές συνθήκες κτλ – μεταξύ της απαιτούμενης από τον κινητήρα ισχύος και της ταχύτητας του πλοίου η σχέση [22]:

$$P_M = k \cdot (V_{ship})^c$$

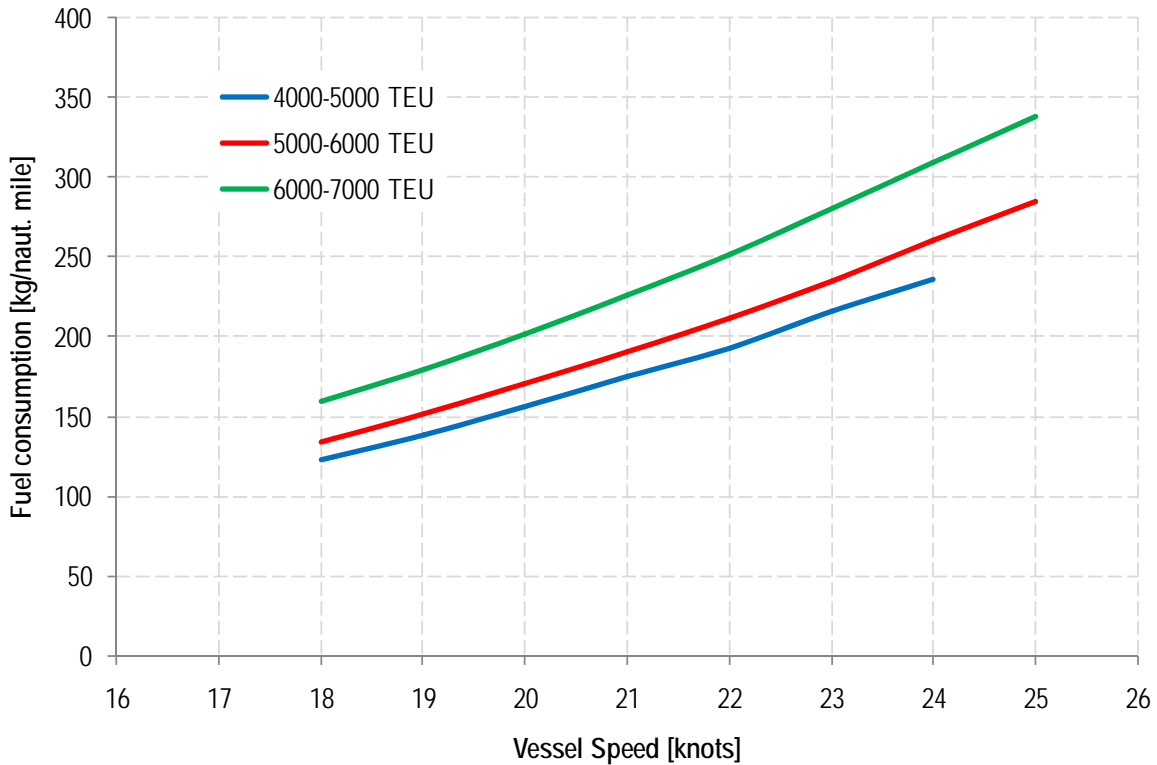
με την σταθερά c να παίρνει τιμές 3-4 ανάλογα με τον τύπο του πλοίου.

Δηλαδή με μικρή μείωση της ταχύτητας του πλοίου η μείωση στην απαιτούμενη ισχύ, άρα και στην κατανάλωση καυσίμου και στις επακόλουθες εκπομπές ρύπων, είναι σημαντική (βλ. **Διάγραμμα 1.16**). Για παράδειγμα μια μείωση της ταχύτητας εμπορικού σκάφους από τους 25 knots στους 21 knots (1 knot = 1 ναυτικό μίλι/ώρα) συνεπάγεται μείωση της απαιτούμενης ισχύος πρόωσης κατά 50% [23]. Έτσι με μείωση της επιχειρησιακής ταχύτητας του σκάφους οδηγούμαστε σε λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλό φορτίο (low load operation).



Διάγραμμα 1.16 Απαιτούμενη ισχύς πρόωσης σε σχέση με την ταχύτητα πλεύσης (MAN Diesel & Turbo)

Η αξία της μεθόδου της μείωσης της ταχύτητας πλεύσης φαίνεται και στην περίπτωση που εξετάζεται η επίδραση της ταχύτητας πλεύσης στην κατανάλωση καυσίμου ανά διανυθέν ναυτικό μίλι. Η σχέση μεταξύ των δύο μεγεθών δίνεται στο , για σκάφη μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων (container ships) διάφορων χωρητικότητων (επεξεργασία δεδομένων [28]). Και σε αυτό το διάγραμμα (**Διάγραμμα 1.17**) μπορούμε να διαπιστώσουμε ότι μια μικρή μείωση της ταχύτητας πλεύσης οδηγεί σε σημαντική εξοικονόμηση καυσίμου ανά διανυθέν ναυτικό μίλι. Κατά μέσο όρο η κατανάλωση καυσίμου ανά μίλι μειώνεται κατά 10% για κάθε μονάδα μείωσης της ταχύτητας πλεύσης.

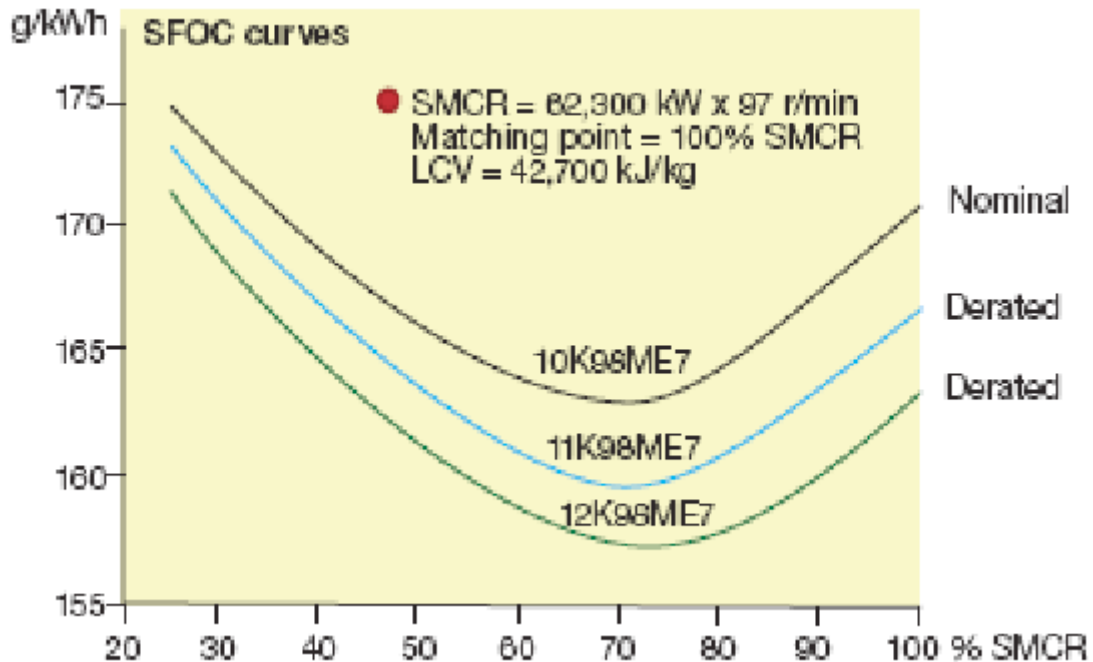


Διάγραμμα 1.17 Κατανάλωση καυσίμου ανά διανυθέν ναυτικό μίλι σε σχέση με την ταχύτητα πλεύσης

1.7.2 Η ειδική κατανάλωση καυσίμου στο φάσμα ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα. Βελτιστοποίηση για λειτουργία σε χαμηλό φορτίο (*low load optimization*)

Με την μείωση της ταχύτητας του πλοίου τίθεται η ανάγκη της λειτουργίας του κινητήρα σε συνθήκες εκτός του σημείου σχεδίασης και συγκεκριμένα σε χαμηλότερες στροφές. Όμως οι σημερινοί ναυτικοί κινητήρες είναι βελτιστοποιημένοι, από άποψη ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, για λειτουργία σε συγκεκριμένη περιοχή του πεδίου ταχυτήτων περιστροφής τους. Συγκεκριμένα η περιοχή βέλτιστης λειτουργίας είναι συνήθως στο 80-85% της μέγιστης ταχύτητας περιστροφής [23] ή στο 60% και άνω της μέγιστης ονομαστικής ισχύος (Maximum Continuous Rating – MCR) [24]. Η λειτουργία σε χαμηλές στροφές αυξάνει σημαντικά την ειδική κατανάλωση καυσίμου, περιορίζοντας λίγο τα οφέλη που προσφέρει η λειτουργία του πλοίου σε χαμηλότερη ταχύτητα πλεύσης (βλ Διάγραμμα 1.17).

Από δοκιμές μπορεί να διαπιστωθεί ότι για λειτουργία στο 25% MCR υπάρχει αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 10% σε σχέση με τη βέλτιστη ειδική κατανάλωση (2-X Κινητήρες) [25].

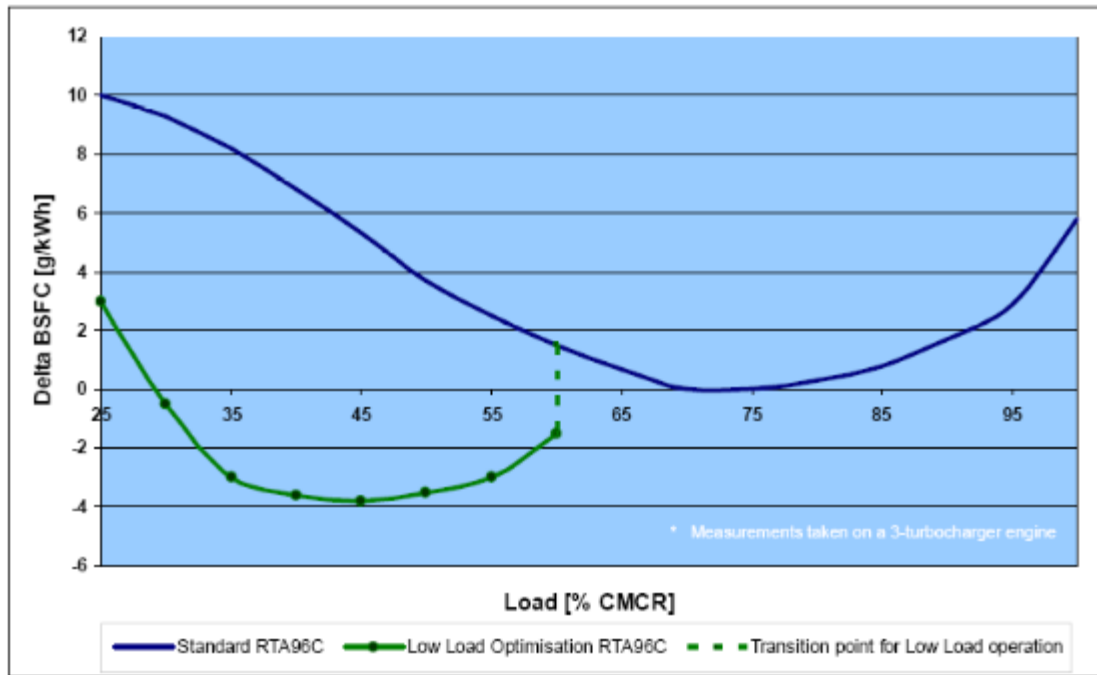


Διάγραμμα 1.18 Η ειδική κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με το φορτίο του κινητήρα (MAN Diesel & Turbo)

Ωστόσο υπάρχει μια σειρά μέτρων που μπορούν να ληφθούν ώστε η λειτουργία σε μερικά ή χαμηλά φορτία να γίνει πιο αποδοτική. Οι λύσεις αυτές μπορούν να εφαρμοστούν σε νέα πλοία, κατά τη φάση της σχεδίασης, αλλά και σε πλοία που ήδη λειτουργούν [23]. Οι μεγάλοι κατασκευαστές κινητήρων έχουν αρχίσει να προσφέρουν ολοκληρωμένα «πακέτα» τεχνικών λύσεων για κινητήρες που θα λειτουργήσουν σε πλοία με μειωμένη ταχύτητα (slow steaming kits). Δοκιμασμένες και αξιόπιστες τεχνικές για βελτιστοποίηση της λειτουργίας σε χαμηλά φορτία είναι:

- Έλεγχος και ρύθμιση κινητήρα (Engine Control Tuning – ECT)
- Στρόβιλοι μεταβλητής γεωμετρίας (Variable Geometry Turbines – VGTs)
- Παράκαμψη καυσαερίων ώστε να μην περνούν από το στρόβιλο (Exhaust Gas Bypass – EGB)

Δεδομένα για τα αποτελέσματα από την εφαρμογή των παραπάνω τεχνικών δίνονται σε σχήματα και διαγράμματα που ακολουθούν.

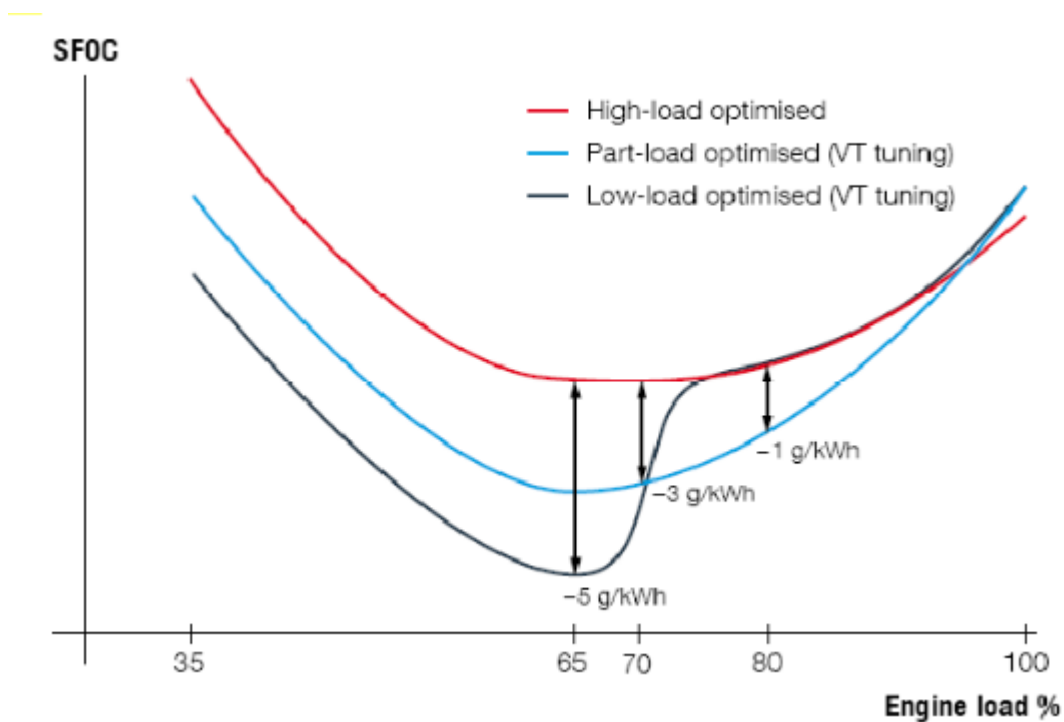


Διάγραμμα 1.19 Σχετική μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με το φορτίο και βελτιστοποίηση για λειτουργία σε χαμηλά φορτία (Wärtsilä).

- ECT: Engine Control Tuning
- VT: Variable Turbine Area
- EGB: Exhaust Gas Bypass

SFOC optimised load range	Tuning methods	SFOC Change [g/kWh]				
		35%	50%	65%	80%	100%
High load (85–100%)	Standard L ₁ engine	3.5	-1	-3.5	-3.5	0
Part load (50–85%)	ECT	2.5	-2	-4.5	-4.5	3
	VT	0.5	-4	-6.5	-4.5	0.5
	EGB	0.5	-4	-6.5	-4.5	1.5
Low load (25–70%)	ECT	1	-3.5	-6	-3.5	1.5
	VT	-1.5	-6	-8.5	-3.5	0.5
	EGB	-1.5	-6	-8.5	-3.5	1.5

Πίνακας 1.1 Τεχνικές βελτιστοποίησης σε μερικά και χαμηλά φορτία και τα αποτελέσματά τους σε ότι αφορά την ειδική κατανάλωση καυσίμου (MAN Diesel & Turbo).



Διάγραμμα 1.20 Τα αποτελέσματα στην ειδική κατανάλωση καυσίμου διαφορετικών ρυθμίσεων βελτιστοποίησης (MAN Diesel & Turbo).

Ειδικά για κινητήρες με δύο ή περισσότερους παράλληλους στρόβιλο-υπερπληρωτές (κυρίως όμως σε κινητήρες με 3 ή 4 στρόβιλο-υπερπληρωτές) ιδιαίτερα επωφελής τεχνική σε ότι αφορά την λειτουργία σε χαμηλά φορτία φαίνεται να είναι η απενεργοποίηση ενός εκ των στρόβιλο-υπερπληρωτών (turbocharger cut-out). Με την απενεργοποίηση ενός εκ των στρόβιλο-υπερπληρωτών οι στρόβιλο-υπερπληρωτές που θα συνεχίσουν να είναι σε χρήση θα λειτουργούν σε πιο ευνοϊκό σημείο λειτουργίας, με αυξημένο βαθμό απόδοσης. Έτσι η πίεση του αέρα σαρώσεως (πολλαπλή εισαγωγής) θα αυξηθεί.

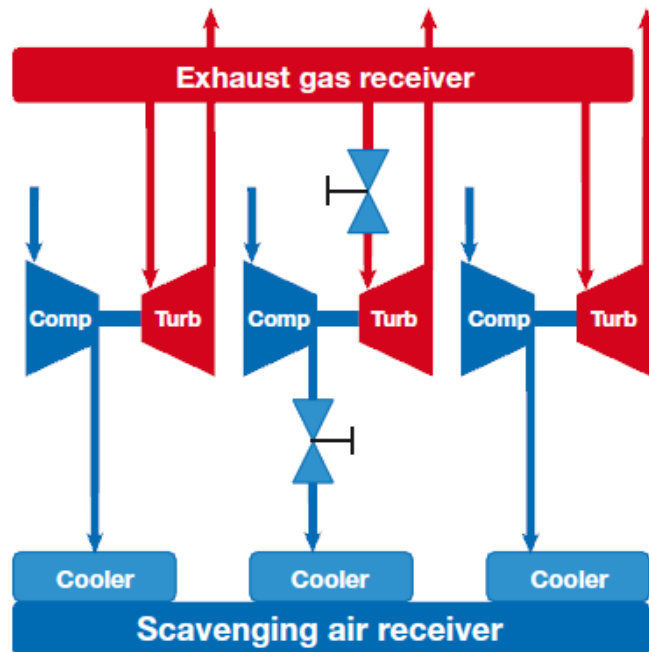
Άλλα οφέλη της παραπάνω τεχνικής είναι το μειωμένο θερμικό φορτίο, κυρίως στις βαλβίδες εξαγωγής, και η μετατόπιση του σημείου έναρξης λειτουργίας των βοηθητικών συμπιεστών (auxiliary blowers) σε πιο χαμηλά φορτία. Με τον τρόπο αυτό εξοικονομείται ηλεκτρική ενέργεια που είναι απαραίτητη για τη λειτουργία των βοηθητικών συμπιεστών [26], αλλά και προστατεύονται οι βοηθητικοί συμπιεστές από την συνεχή λειτουργία.

Από τεχνικής σκοπιάς αυτό πραγματοποιείται με ένα σύστημα συρτοβαλβίδων (swing gate valves) σε συνδυασμό με ένα σύστημα αυτόματου ελέγχου και ασφαλείας (βλ. Εικόνα 1.5) [23]. Μια μείωση της τάξεως του 3% στην ειδική

κατανάλωση καυσίμου φαίνεται να πραγματοποιείται με εφαρμογή της τεχνικής αυτής (για κινητήρα με τρεις στρόβιλο-υπερπληρωτές που λειτουργεί στην περιοχή φορτίων 25-50%) [26].



Εικόνα 1.5 Η βαλβίδα για την απενεργοποίηση του στρόβιλου (cut-out valve) (MAN Diesel & Turbo).

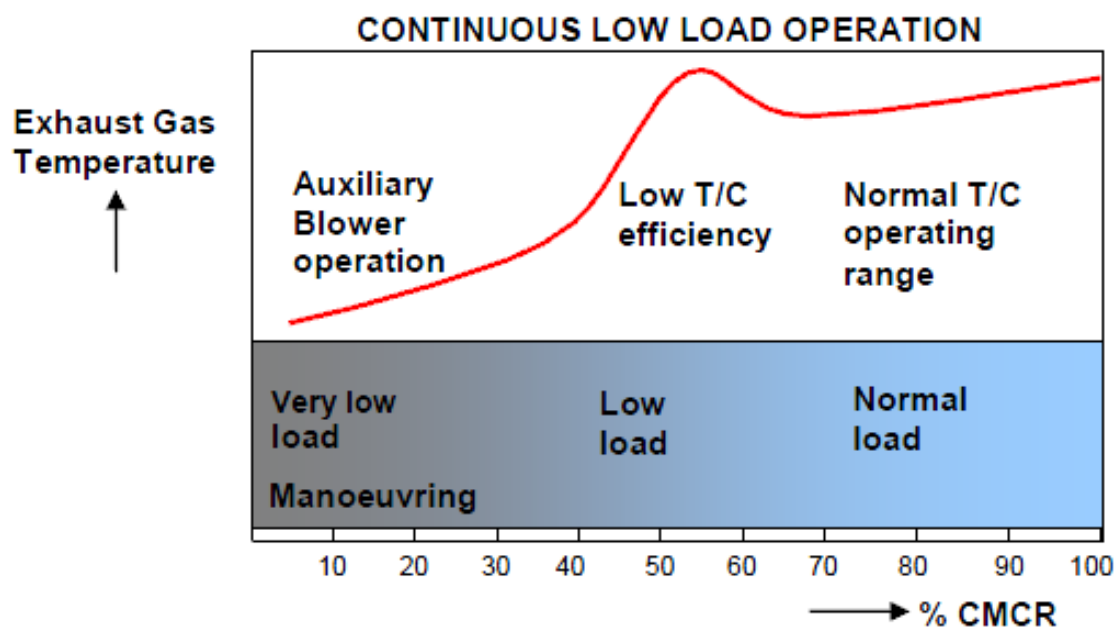


Εικόνα 1.6 Σχηματική απεικόνιση του συστήματος απενεργοποίησης στρόβιλο-υπερπληρωτή (MAN Diesel & Turbo).

1.7.3 Πιθανά τεχνικά προβλήματα κατά τη λειτουργία σε χαμηλό φορτίο.

Μια σημαντική μείωση της ταχύτητας του πλοίου συνεπάγεται λειτουργία εκτός του σημείου σχεδίασης , τόσο για τον κινητήρα , όσο και για το πλοίο το ίδιο. Αυτό είναι πιθανό να οδηγήσει σε μια σειρά από προβλήματα όπως [24] , [25] , [27]:

- Μειωμένη απόδοση του συστήματος υπερπληρώσεως. Ένας τρόπος για την αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού έχει παρουσιαστεί πιο πάνω (turbocharger cut-out).
- Αυξημένο θερμικό φορτίο , ιδιαίτερα στις βαλβίδες εξαγωγής , λόγω του παραπάνω προβλήματος που συνεπάγεται χαμηλότερο λόγο αέρα-καυσίμου (βλ. Διάγραμμα 1.20).



Διάγραμμα 1.21 Η θερμοκρασία καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου και τα αυξημένα θερμικά φορτία κατά τη συνεχή λειτουργία σε χαμηλό φορτίο (Wärtsilä).

- Αυξημένα επίπεδα αιθάλης. Κατά συνέπεια αυξημένες επικαθήσεις αιθάλης στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας που μπορεί να οδηγήσουν ακόμα και σε ανάφλεξη.
- Αυξημένες ανάγκες λίπανσης του κινητήρα.

- Πιθανή μειωμένη απόδοση του συστήματος ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων (exhaust gas boiler). Ίσως να είναι απαραίτητη η εγκατάσταση βοηθητικού λέβητα πετρελαίου για την κάλυψη των θερμικών αναγκών του σκάφους ή η συνεχής λειτουργία του υφισταμένου.
- Διάφορα βοηθητικά συστήματα είναι πιθανό να λειτουργούν για αυξημένα χρονικά διαστήματα σε συνθήκες εκτός σχεδίασης (πχ λόγω της μείωσης της απόδοσης των συστημάτων υπερπλήρωσης και ανάκτησης θερμότητας).
- Αυξημένη συσσώρευση άκαυστου καυσίμου και λιπαντικού στην πολλαπλή εξαγωγής και πιθανή ανάφλεξή τους όταν το φορτίο αυξηθεί ξανά. Αυτό μπορεί να οδηγήσει το σύστημα υπερπλήρωσης σε υπερτάχυνση και σοβαρή ζημιά.
- Βλάβες στην αντλία καυσίμου και στους εγχυτήρες.
- Αυξημένο επίπεδο κραδασμών.
- Μείωση της απόδοσης της έλικας. Ειδικά για έλικες μεταβλητού βήματος είναι πιθανή και η σπηλαιώση.
- Αυξημένες επικαθήσεις στη γάστρα και την έλικα λόγω της μειωμένης ταχύτητας του πλοίου.

Για την αποφυγή των παραπάνω οι κατασκευαστές των κινητήρων προτείνουν για τα πλοία που θα κινούνται με μειωμένη υπηρεσιακή ταχύτητα μια σειρά μέτρων που αφορούν αλλαγές στη λειτουργία και τη συντήρηση των διάφορων ήδη υπάρχοντων συστημάτων του κινητήρα αλλά και εγκατάσταση νέων συστημάτων σχεδιασμένων ειδικά για τη λειτουργία σε χαμηλά φορτία. Σε κάθε περίπτωση πρέπει να αναμένονται αυξημένες ανάγκες καθαρισμού και συντήρησης του κινητήρα αν αποφασιστεί η συνεχής λειτουργία του σε χαμηλά φορτία.

2 ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

2.1 Εισαγωγή

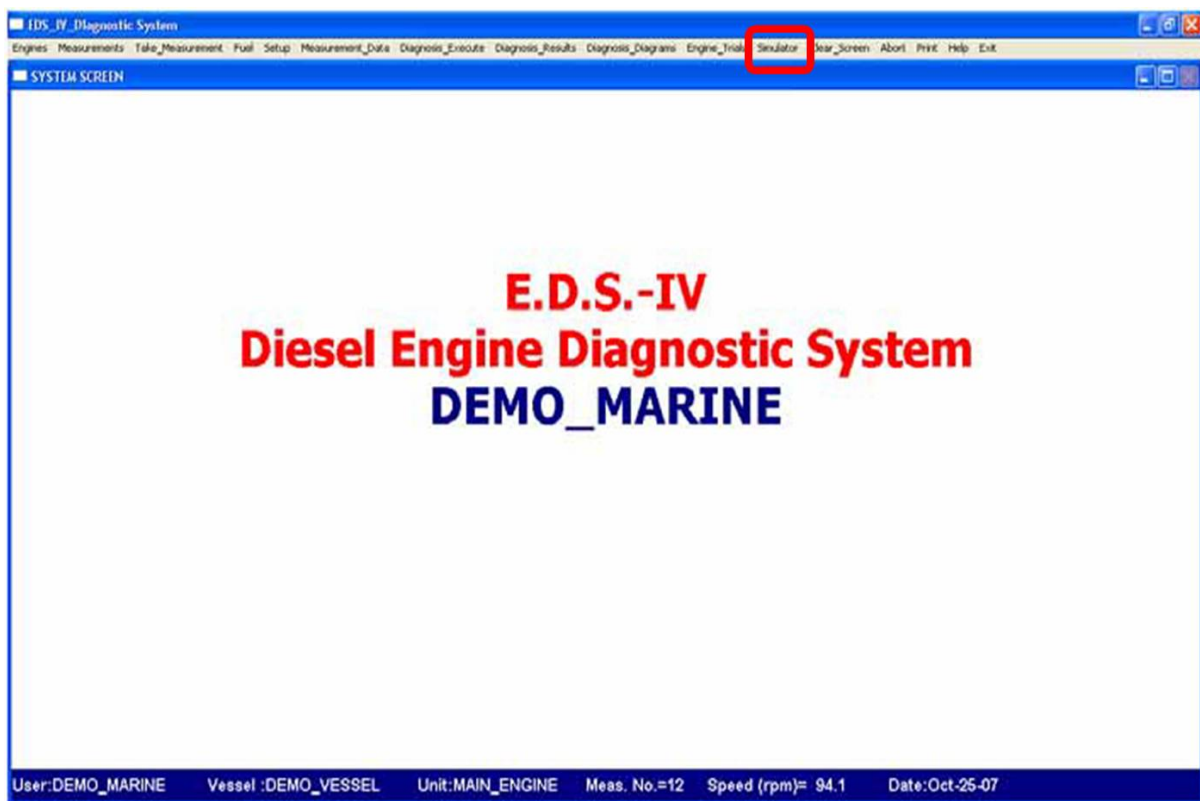
Για την εκπόνηση της εργασίας χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό “**EDS-V**”, το οποίο αποτελεί λογισμικό διάγνωσης για κινητήρες Diesel και αναπτύχθηκε από τον καθηγητή Δ. Χουντάλα. Το συγκεκριμένο λογισμικό παρέχει δυνατότητες λήψης μετρήσεων της πίεσης εντός του κυλίνδρου, επεξεργασίας των μετρήσεων με σκοπό τη διάγνωση καθώς και προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα.

Στο παρόν κεφάλαιο θα δοθεί συνοπτική περιγραφή της λειτουργίας της προσομοίωσης, η οποία χρησιμοποιείται στη συνέχεια.

2.2 Περιγραφή της λειτουργίας προσομοίωσης

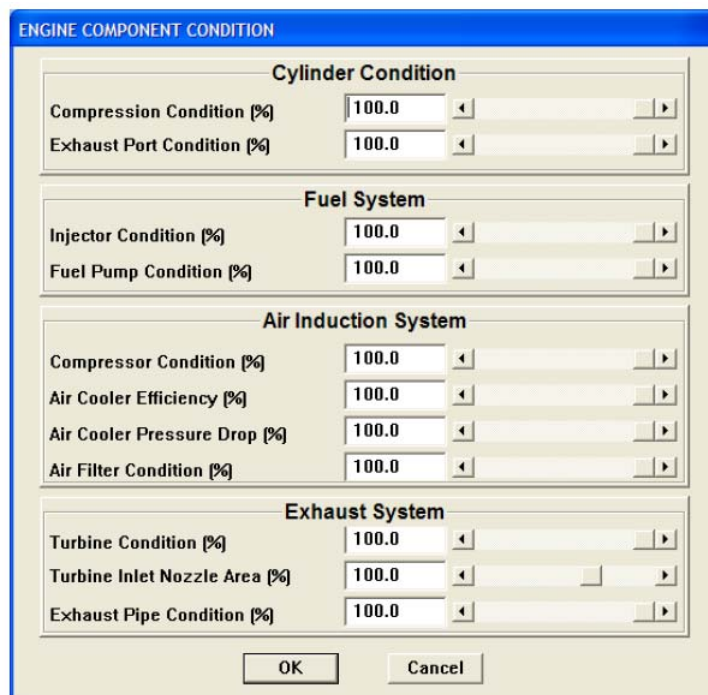
Η δυνατότητα εκτέλεσης προσομοιώσεων είναι ένα από τα βασικά εργαλεία του λογισμικού “**EDS-V**” και επιτρέπει την πρόβλεψη της λειτουργίας του σε διαφορετικές συνθήκες, με χρήση των αρχών της θερμοδυναμικής. Η βαθμονόμηση είναι μια διαδικασία πλήρως αυτόματη και βασίζεται στις μετρήσεις που έχουν ληφθεί κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.

Ο χρήστης μπορεί να επιλέξει να χρησιμοποιήσει το λογισμικό για την εκτέλεση προσομοίωσης μέσω της κεντρικής οθόνης, όπως φαίνεται στην **Εικόνα 2.1**, ενεργοποιώντας την επιλογή “**Simulator**”.



Εικόνα 2.1 Επιλογή της λειτουργίας προσομοίωσης από την κεντρική οθόνη του λογισμικού EDS-V

Στην επόμενη οθόνη (**Εικόνα 2.2**) ο χρήστης μπορεί να καθορίσει την κατάσταση διάφορων υποσυστημάτων του κινητήρα. Έτσι δίνεται η επιλογή να γίνει προσομοίωση κάποιας βλάβης ή δυσλειτουργίας. Για την παρούσα εργασία η κατάσταση όλων των υποσυστημάτων διατηρήθηκε στο 100%.



Εικόνα 2.2 Καθορισμός της κατάστασης διάφορων υποσυστημάτων για την προσομοίωση.

Στη συνέχεια ο χρήστης καθορίζει τα δεδομένα λειτουργίας του κινητήρα, ώστε να πραγματοποιηθεί η προσομοίωση. Η οθόνη με τις διάφορες επιλογές φαίνεται στην

Εικόνα 2.3

Αρχικά πρέπει να καθοριστεί το σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Αυτό γίνεται μέσω του καθορισμού της ταχύτητας περιστροφής (rpm) ή του φορτίου (%) (1). Στην παρούσα εργασία ο καθορισμός του σημείου λειτουργίας γίνεται με καθορισμό της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

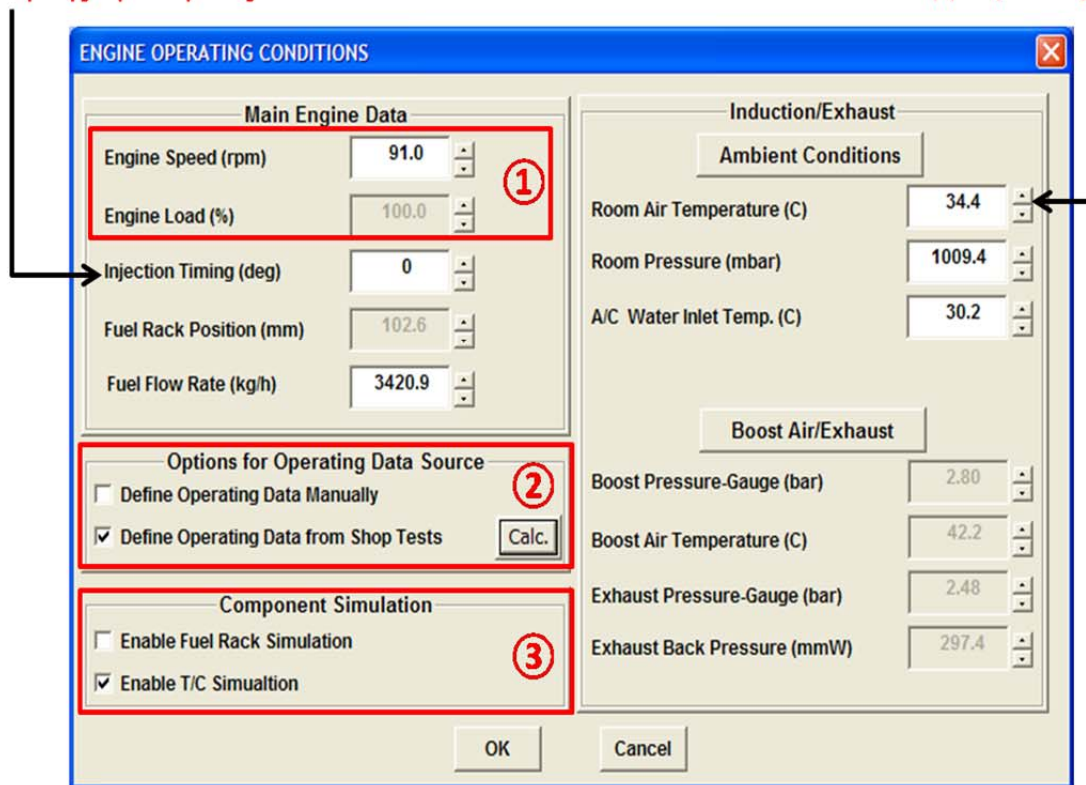
Για τα δεδομένα λειτουργίας στο σημείο λειτουργίας που έχει καθοριστεί ο χρήστης έχει δύο επιλογές (2). Μπορεί να καθορίσει όλα τα δεδομένα χειροκίνητα ή να κάνει χρήση των δεδομένων από τις εργοστασιακές δοκιμές του κινητήρα. Η δεύτερη επιλογή εκτελείται αυτόματα με την ενεργοποίηση του πλήκτρου "Calc.". Στο **Κεφάλαιο 3**, όπου γίνεται αξιολόγηση του λογισμικού, χρησιμοποιείται πάντα η δεύτερη επιλογή, αφού σκοπός είναι η σύγκριση με τις πειραματικές τιμές. Στα επόμενα κεφάλαια η επιλογή αυτή χρησιμοποιείται αρχικά για να ανακτηθούν αυτόματα τα πειραματικά δεδομένα. Στη συνέχεια όμως κάποιες παράμετροι (πχ η προπορεία έγχυσης, η θερμοκρασία περιβάλλοντος κτλ) μπορούν να αλλάξουν χειροκίνητα, ανάλογα τη μελέτη που αφορά το κεφάλαιο. Έτσι μπορεί να μελετηθεί

η επίδραση που έχει η μεταβολή μιας λειτουργικής παραμέτρου, ενώ οι τιμές των υπόλοιπων διατηρούνται σταθερές και ίσες με αυτές που μετρήθηκαν στις εργοστασιακές δοκιμές.

Τέλος ο χρήστης έχει τη δυνατότητα για ενεργοποίηση ή όχι της προσομοίωσης του κανόνα καυσίμου και του υπερπληρωτή (3). Η επιλογή αυτή θα χρησιμοποιηθεί για παράδειγμα στο **Κεφάλαιο 6**, όπου η προσομοίωση του υπερπληρωτή απενεργοποιείται, ώστε να γίνει δυνατή η χρήση του λογισμικού για πρόβλεψη της λειτουργίας σε πολύ χαμηλά φορτία.

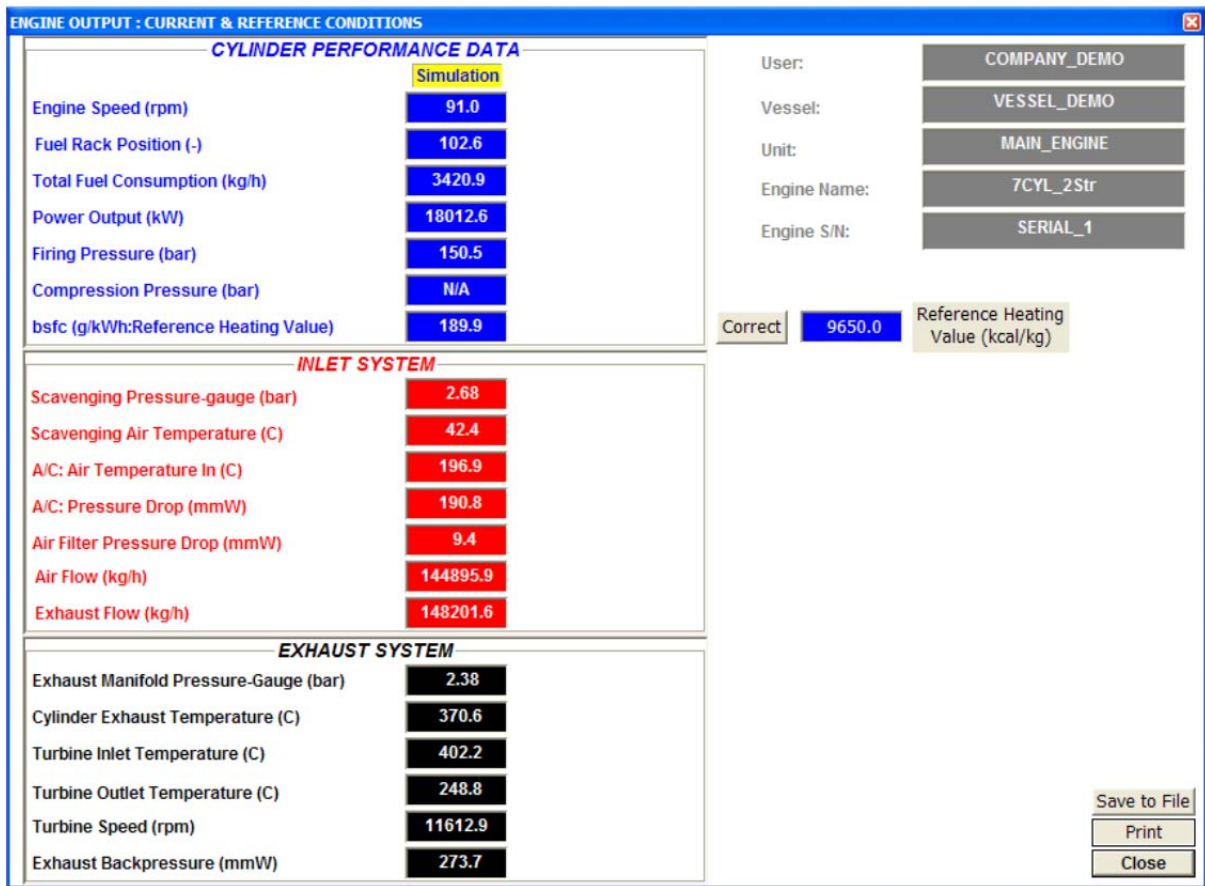
Χειροκίνητη ρύθμιση της προπορείας

Χειροκίνητη ρύθμιση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος



Εικόνα 2.3 Καθορισμός λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα για τη προσομοίωση

Αφού πραγματοποιηθεί η προσομοίωση, παρέχονται στον χρήστη τα λειτουργικά δεδομένα του κινητήρα για το σημείο και της συνθήκες λειτουργίας που έχουν καθοριστεί προηγουμένως. Τα αποτελέσματα δίνονται – όπως φαίνεται και στην **Εικόνα 2.4** - σε τρεις ομάδες που αφορούν την απόδοση των κυλίνδρων και τα συστήματα εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα.



Εικόνα 2.4 Αποτελέσματα της προσομοίωσης

Σημαντικό ρόλο στην ορθότητα των αποτελεσμάτων παίζουν οι ιδιότητες του καυσίμου και κυρίως η κατώτερη θερμογόνο ικανότητα (Lower Heating Value – LHV). Οι ιδιότητες του καυσίμου μπορούν να καθοριστούν από το χρήστη ενεργοποιώντας την επιλογή “Fuel” στην κεντρική οθόνη του λογισμικού. Τότε η οθόνη που παρουσιάζεται στην **Εικόνα 2.5** θα εμφανιστεί επιτρέποντας στο χρήστη να καθορίσει την κατώτερη θερμογόνο ικανότητα, την πυκνότητα και τη θερμοκρασία του καυσίμου που θα χρησιμοποιηθούν στις μετέπειτα προσομοιώσεις. Προτεραιότητα είναι η γνώση της θερμογόνου ικανότητας, η οποία εμφανίζεται και στην οθόνη των αποτελεσμάτων για ένα δεύτερο έλεγχο της τιμής που χρησιμοποιήθηκε. Στην περίπτωση που οι τιμές των ιδιοτήτων δεν είναι γνωστές, τυπικές τιμές θα χρησιμοποιηθούν αυτόματα από το λογισμικό.

FUEL MASS AND/OR ATOM COMPOSITION

Fuel Properties

Fuel Density	950	<		>
Heating Value	9650	<		>
Fuel Temperature	0	<		>

Save Cancel

Εικόνα 2.5 Καθορισμός ιδιοτήτων καυσίμου

3 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ - ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗ

3.1 Εισαγωγή

Για να διασφαλισθεί η εγκυρότητα των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης που θα εξαχθούν σε συνθήκες χαμηλού φορτίου γίνεται στην παράγραφο αυτή σύγκρισή των προβλέψεων με τις αντίστοιχες των εργοστασιακών δοκιμών (shop tests). Έτσι, για κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα όπου υπήρχαν πειραματικά δεδομένα έγινε προσομοίωση και τα αποτελέσματα συγκρίνονται με τα πραγματικά σε διαγράμματα. Οι συνθήκες των εργοστασιακών δοκιμών που χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση του λογισμικού παρουσιάζονται συνοπτικά στον **Πίνακας 3.1** . Η μεταβολή των διάφορων μεγεθών δίνεται σε όλα τα διαγράμματα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Η διαδικασία αυτή έγινε μετά τη βαθμονόμηση του λογισμικού, η οποία είναι μια απόλυτα αυτόματη διαδικασία

SHOP TESTS

Eng. Load	Eng. Speed	Start of Injection	Brake Power	b.s.f.c	Max. Cyl. Pressure	T/C Speed
%	Rpm	CAD ATDC	kW	g/kWh	bar	rpm
25	57.3	2	4657	194,4	76	5585
50	72.2	1	9330	185,4	109	9195
75	82,7	-1	13995	181,1	144	11098
90	87,9	-1	16794	181,7	160	11927
100	91	0	18660	183,2	160	12622
110	93,9	1	20526	186,1	160	13280

Πίνακας 3.1 Συνοπτική παρουσίαση των συνθηκών των εργοστασιακών δοκιμών που χρησιμοποιούνται για αξιολόγηση του λογισμικού

Για να είναι τα αποτελέσματα προσομοιώσεων και μετρήσεων συγκρίσιμα θα πρέπει να αφορούν καύσιμα με όμοια χαρακτηριστικά. Οι προσομοιώσεις έγιναν θεωρώντας καύσιμο με την ίδια πυκνότητα ($\rho=907 \text{ kg/m}^3$) και την ίδια κατώτερη θερμογόνο ικανότητα (LHV=10015 kcal/kg) με το καύσιμο που είχε χρησιμοποιηθεί στις δοκιμές παραλαβής.

Στα διαγράμματα που ακολουθούν παρουσιάζονται και τα αποτελέσματα που αφορούν σε μετρήσεις που ελήφθησαν στη διάρκεια των επίσημων δοκιμών εν πλω (sea trials), τα οποία δίνονται μόνο για συγκριτική αξιολόγηση. Αν και δεν είναι άμεσα συγκρίσιμα, αφού αναφέρονται σε διαφορετικό καύσιμο ($\rho=976,6 \text{ kg/m}^3$, LHV=9564 kcal/kg), βοηθούν στην επιβεβαίωση του τρόπου μεταβολής των διάφορων μεγεθών στο εύρος του πεδίου λειτουργίας του κινητήρα. Ακόμα προσφέρουν επιπρόσθετες πληροφορίες στην περίπτωση μεγεθών που είναι αδύνατο να μετρηθούν με μεγάλη ακρίβεια (π.χ. θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου καυσαερίου στον στρόβιλο).

Σε ότι αφορά στον κινητήρα της εφαρμογής, πρόκειται για 2-Χ, βραδύστροφο κινητήρα Diesel με έξι κυλίνδρους διατεταγμένους εν-σειρά. Είναι εξοπλισμένος με

βαλβίδες εξαγωγής που κινούνται από εκκεντροφόρο άξονα, σύστημα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης καυσίμου (VIT) και δυο ζεύγη υπερπλήρωσης σε παράλληλη διάταξη. Η πίεση υπερπλήρωσης κυμαίνεται από 2bar ως 4bar και η ειδική κατανάλωση καυσίμου από 160 g/kWh ως 170 g/kWh (τιμές κατασκευαστή για περιοχή φορτίων 50% ως 100%). Τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα δίνονται στον

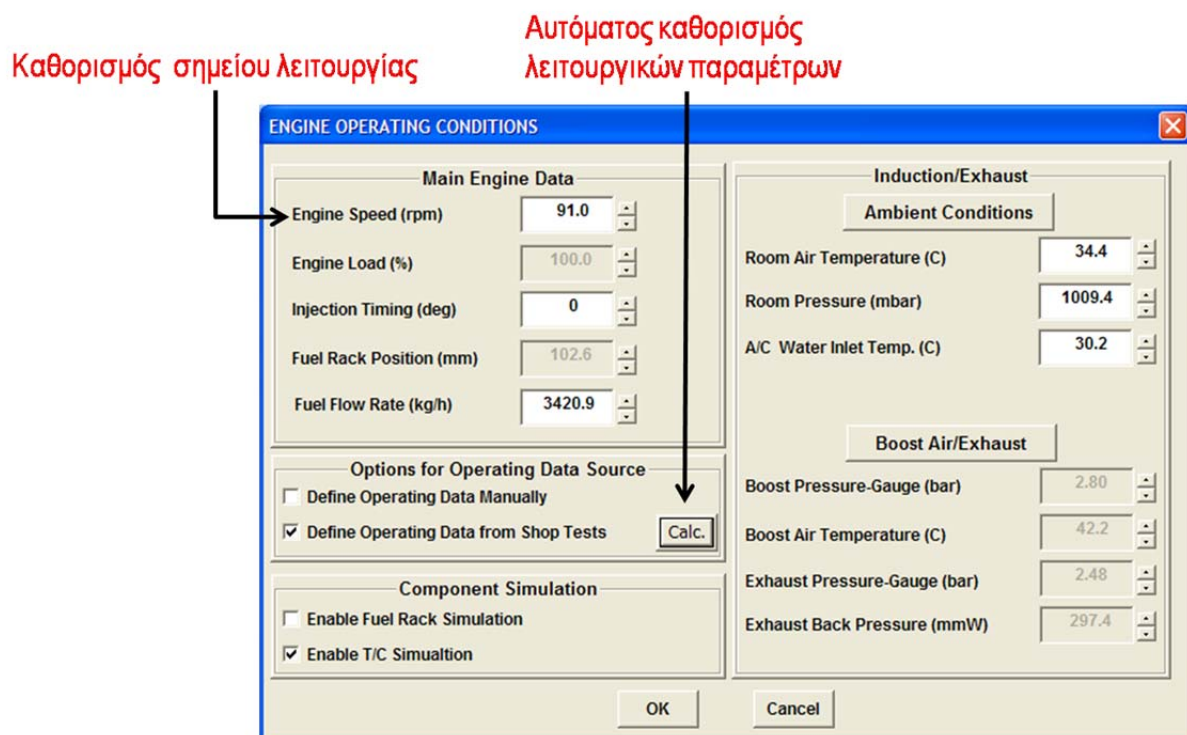
Πίνακας 3.2 .

Number of cylinders	-	6
Bore	mm	700
Stroke	mm	2800
Maximum Power	kW	19620
Maximum Speed	rpm	91
Maximum IMEP	bar	20

Πίνακας 3.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα της εφαρμογής

3.2 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο

Σκοπός του κεφαλαίου είναι να συγκριθούν τα αποτελέσματα της προσομοίωσης με τα πειραματικά δεδομένα από τις εργοστασιακές δοκιμές. Κατά συνέπεια όλες οι λειτουργικές παράμετροι του κινητήρα πρέπει να είναι όμοιες, ώστε τα αποτελέσματα να είναι συγκρίσιμα. Έτσι για την εκτέλεση των προσομοιώσεων καθορίζεται το σημείο λειτουργίας με βάση την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και στη συνέχεια χρησιμοποιείται το πλήκτρο “Calc.” ώστε το λογισμικό να καθορίσει αυτόματα όλες τις λειτουργικές παραμέτρους, με τιμές ίσες με τις μετρημένες κατά τις δοκιμές.



Εικόνα 3.1 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο Κεφάλαιο 3

3.3 Συγκριτική αξιολόγηση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με τις τιμές των εργοστασιακών δοκιμών (shop tests)

Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα σύγκρισης όλων των μεγεθών που μπορεί να υπολογίσει το μοντέλο προσομοίωσης - εκτός από παροχές μάζας αέρα και καυσαερίου οι οποίες προβλέπονται από το λογισμικό αλλά δεν μετρήθηκαν (δεν μπορούν να μετρηθούν άμεσα) στη διαδικασία των δοκιμών. Όπου κρίνεται σκόπιμο γίνεται σύντομος σχολιασμός των αποτελεσμάτων, ιδιαίτερα αν προκύπτουν συμπεράσματα χρήσιμα για τη συνέχεια της εργασίας.

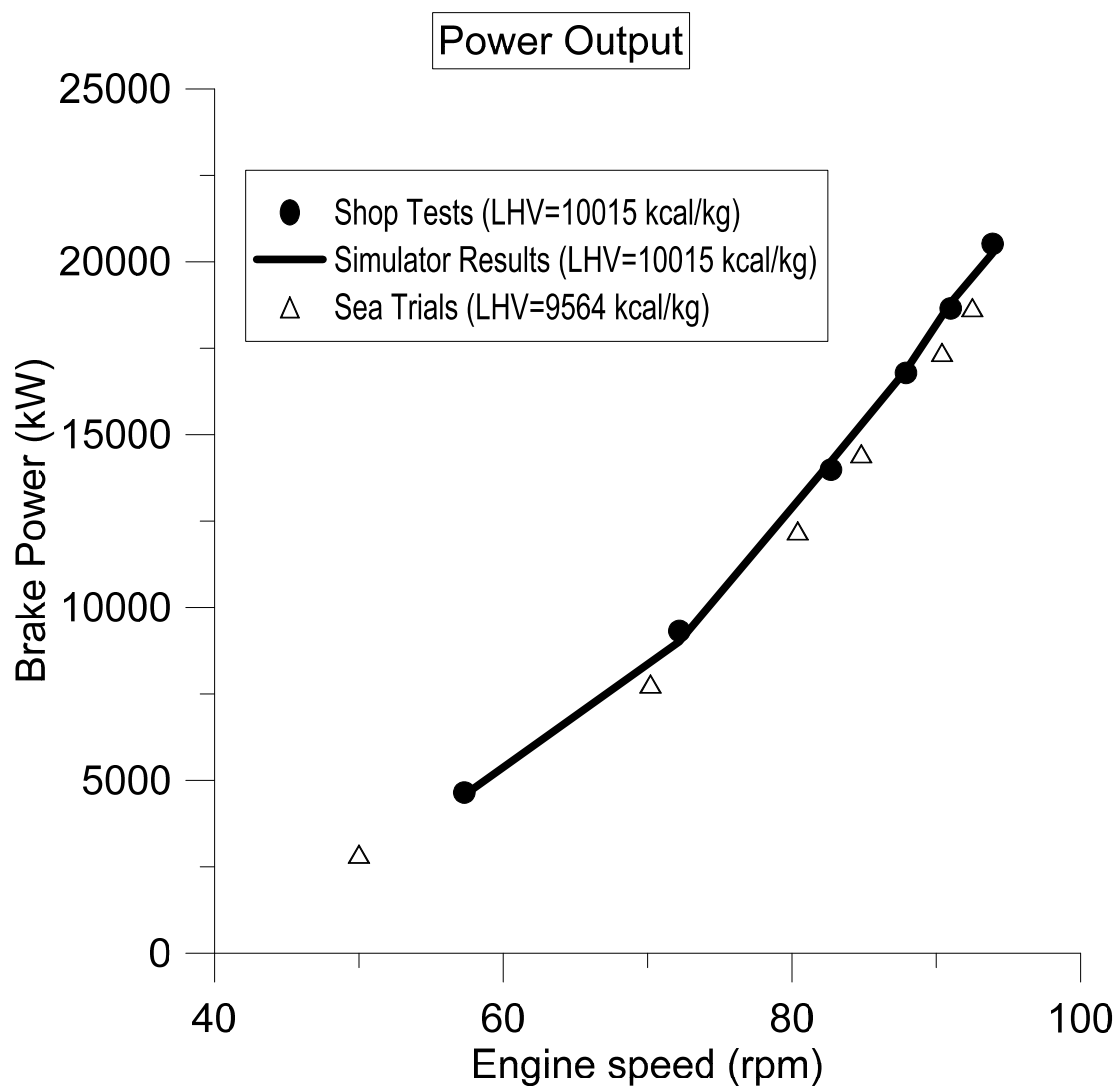
Σημείωση: Τα μεγέθη που δίνονται στα διαγράμματα και αφορούν τους κυλίνδρους (π.χ. μέγιστη πίεση καύσης) αποτελούν μέση τιμή των έξι επιμέρους τιμών που μετρήθηκαν για τον κάθε κύλινδρο. Αντίστοιχα τα μεγέθη που αφορούν το σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής είναι μέση τιμή των δύο επιμέρους μετρήσεων (πρόκειται για σύστημα με δυο παράλληλους στρόβιλο-υπερπληρωτές).

3.3.1 Δεδομένα Λειτουργικής Συμπεριφοράς Κινητήρα

3.3.1.1 Αποδιδόμενη ισχύς

Στο **Διάγραμμα 3.1** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην αποδιδόμενη ισχύ. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Ο κινητήρας βρίσκεται σε απευθείας μηχανική σύζευξη με την έλικα, οπότε η αποδιδόμενη ισχύς ακολουθεί το γενικό νόμο της έλικας ($P \approx k \cdot N^3$). Το μοντέλο προσομοίωσης δίνει αποτελέσματα με πολύ καλή ακρίβεια σε σχέση με τις δοκιμές παραλαβής (τάξεως 1%).

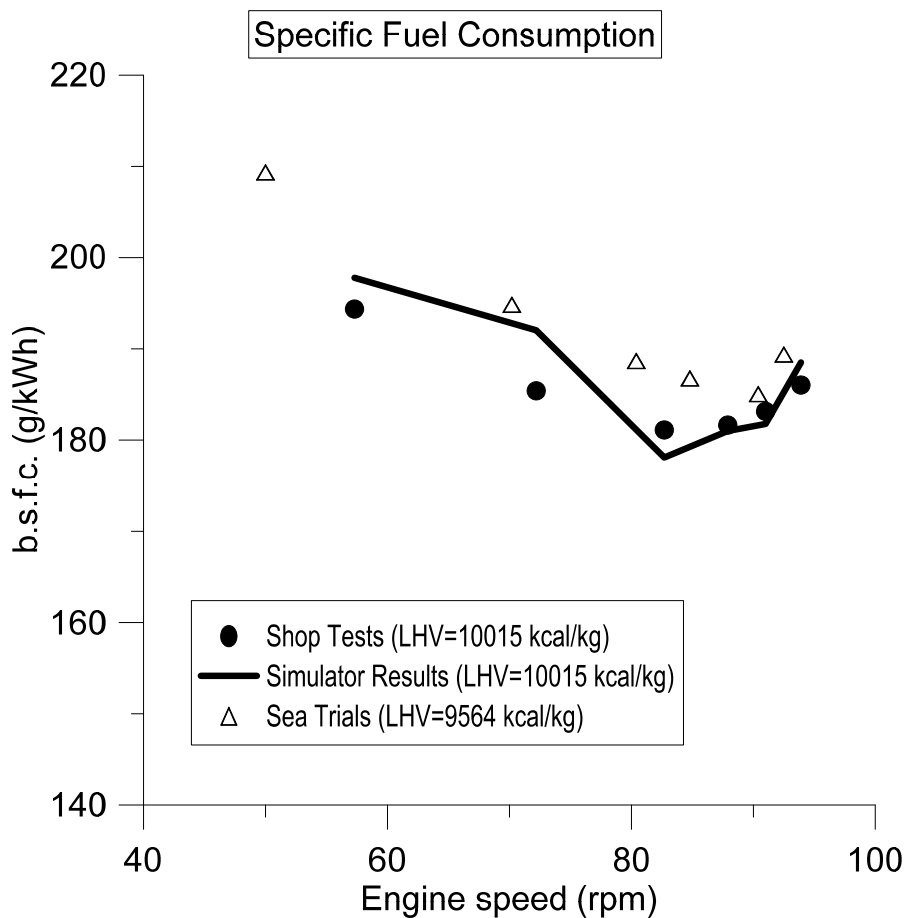


Διάγραμμα 3.1 Αποδιδόμενη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.1.2 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο **Διάγραμμα 3.4** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Ως γνωστόν η ειδική κατανάλωση καυσίμου έχει σαφώς υψηλότερες τιμές στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής (όπου εστιάζεται το ενδιαφέρον της εργασίας), βαίνει μειούμενη μέχρι ένα ελάχιστο και αυξάνεται ξανά ελαφρώς στις υψηλές στροφές). Η ελάχιστη τιμή παρουσιάζεται περίπου στις 80-85 rpm (όπου αποδίδεται το 70-80% της ονομαστικής μέγιστης ισχύος-MCR). Η ειδική κατανάλωση καυσίμου προβλέπεται ικανοποιητικά από το λογισμικό προσομοίωσης, με ακρίβεια της τάξεως του 1%.



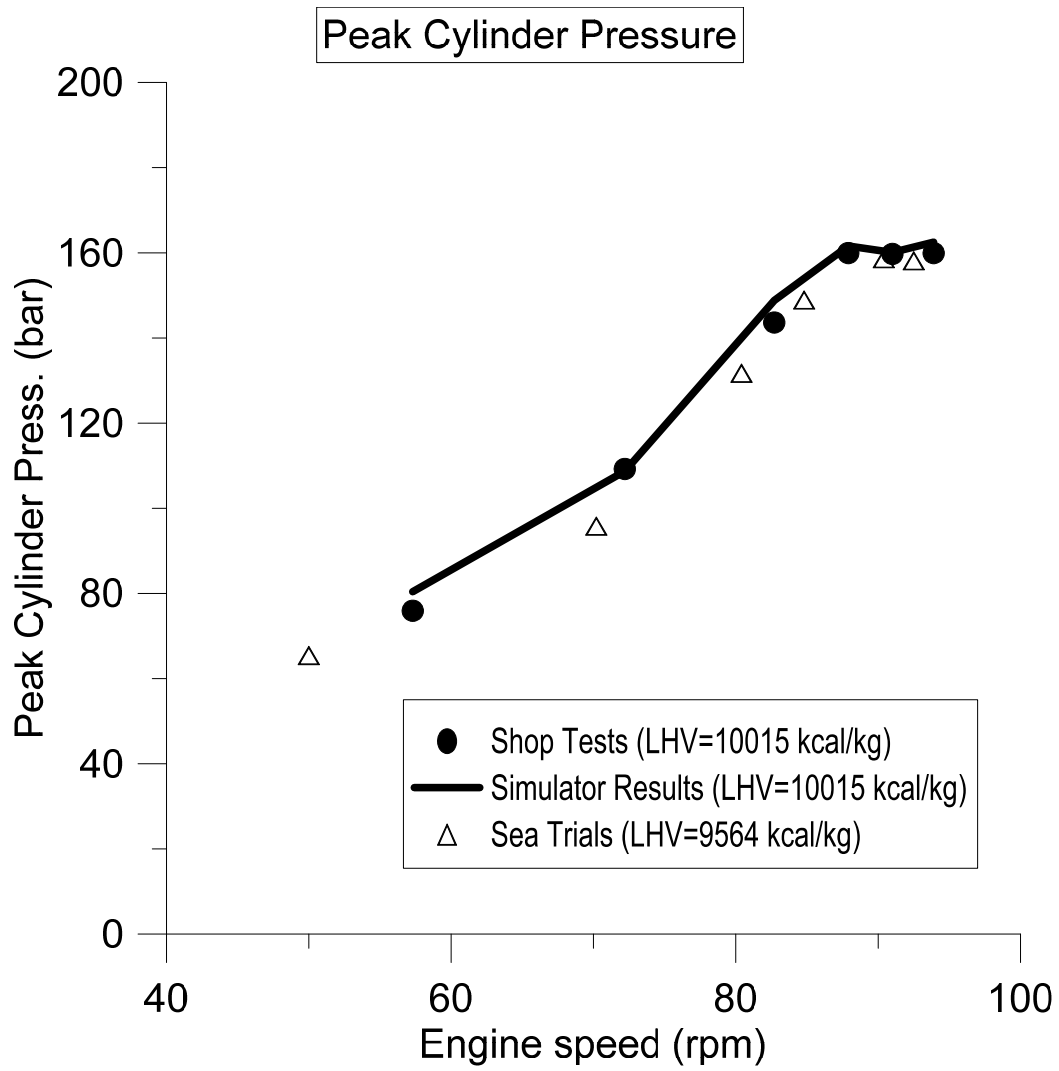
Διάγραμμα 3.2 Ειδική κατανάλωση συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.1.3 Μέγιστη πίεση καύσης

Στο **Διάγραμμα 3.5** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην μέγιστη πίεση καύσης. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Αν και η γενική τάση είναι προφανώς η αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, η τιμή της πίεσης παραμένει σταθερή περίπου στα 160 bar από τις 87,9 rpm και άνω. Αυτό διασφαλίζεται για να προφυλαχθεί η δομική ακεραιότητα του κινητήρα και επιτυγχάνεται μέσω της μεταβολής της προπορείας έγχυσης, καθώς ο συγκεκριμένος κινητήρας διαθέτει σύστημα μεταβλητού χρονισμού έγχυσης (VIT).

Προκύπτει το συμπέρασμα πως υπάρχει σε ότι αφορά την πίεση όριο ασφαλούς λειτουργίας του κινητήρα. Το συμπέρασμα αυτό θα αποτελέσει περιορισμό για τη συνέχεια της εργασίας, όπου με αλλαγές στην προπορεία εγχύσεως θα γίνει προσπάθεια για βελτιστοποίηση της λειτουργίας στις χαμηλές στροφές. Οι αλλαγές αυτές θα προκαλούν και αλλαγή της μέγιστης πίεσης καύσης, η οποία όμως θα πρέπει να παραμένει μικρότερη ή ίση των 160 bar σε όλο το πεδίο των ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα. Η ακρίβεια ποικίλει, αλλά πάντως είναι της τάξεως 1-2% (πλην της πρώτης μέτρησης με 5,8%).



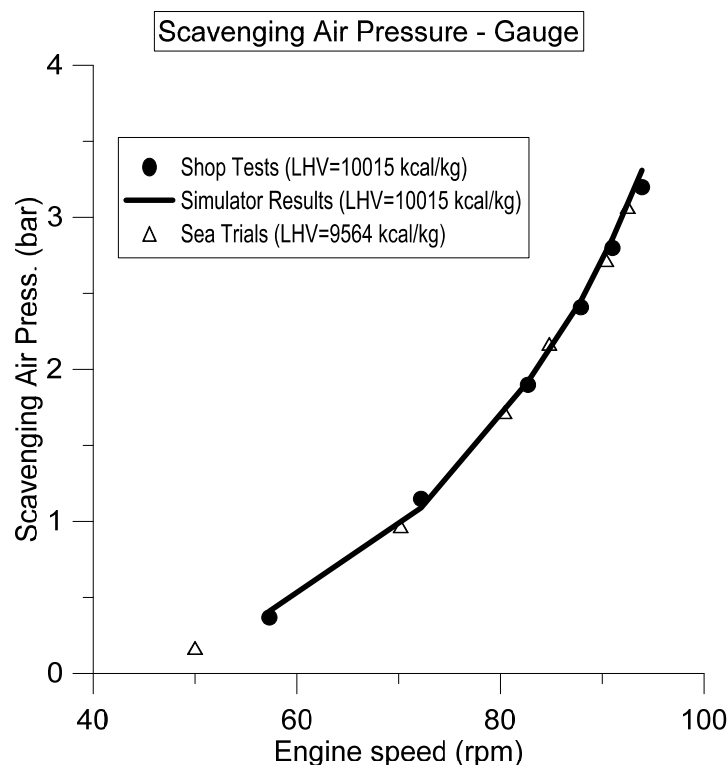
Διάγραμμα 3.3 Μέγιστη πίεση καύσης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.2 Αποτελέσματα που αφορούν στο σύστημα εισαγωγής αέρα

3.3.2.1 Πίεση σαρώσεως (μανομετρική)

Στο **Διάγραμμα 3.6** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην πίεση σαρώσεως. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Από τη στιγμή που το ζεύγος υπερπλήρωσης κινείται σε υψηλότερες στροφές και διακινεί περισσότερη μάζα στις υψηλές στροφές του κινητήρα (βλ. και παρακάτω), ο συμπιεστής είναι σε θέση να παρέχει υψηλότερους λόγους πίεσης για αυξημένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Είναι εμφανής η αδυναμία του υπερπληρωτή να ανταπεξέλθει σε λειτουργία σε πολύ χαμηλές στροφές. Η ακρίβεια των αποτελεσμάτων εδώ είναι της τάξεως του 1-3 %, εκτός από τις δύο πρώτες μετρήσεις όπου υπάρχει μεγαλύτερη – ποσοστιαία – απόκλιση. Καθώς όμως οι απόλυτες τιμές είναι πολύ μικρές οι πραγματικές αποκλίσεις είναι της τάξεως των 0,05 bar.

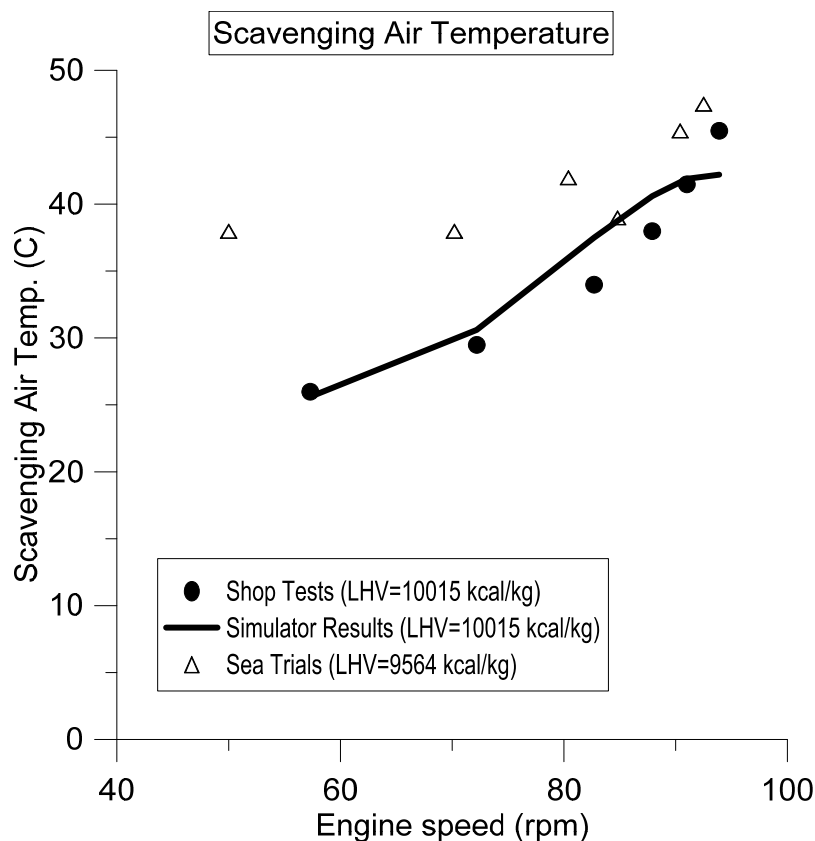


Διάγραμμα 3.4 Πίεση σαρώσεως συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.2.2 Θερμοκρασία αέρα σαρώσεως

Στο **Διάγραμμα 3.7** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στη θερμοκρασία του αέρα σαρώσεως. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Γενικά η θερμοκρασία του αέρα κατά την εισαγωγή του στους κυλίνδρους φαίνεται να αυξάνει με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Εξαρτάται όμως έντονα και από παράγοντες του περιβάλλοντος, όπως η θερμοκρασία του ατμοσφαιρικού αέρα και η θερμοκρασία του νερού που χρησιμοποιείται στο ενδιάμεσο ψυγείο αέρα (intercooler). Αυτό φαίνεται έντονα στις δοκιμές θαλασσίας, όπου οι παραπάνω παράγοντες δεν μπορούν να ρυθμιστούν και κατά συνέπεια οδηγούν στην ανομοιομορφία των αποτελεσμάτων. Η ακρίβεια λόγω των παραπάνω λόγων είναι μέτρια και κυμαίνεται από 1 % έως και 10 %.

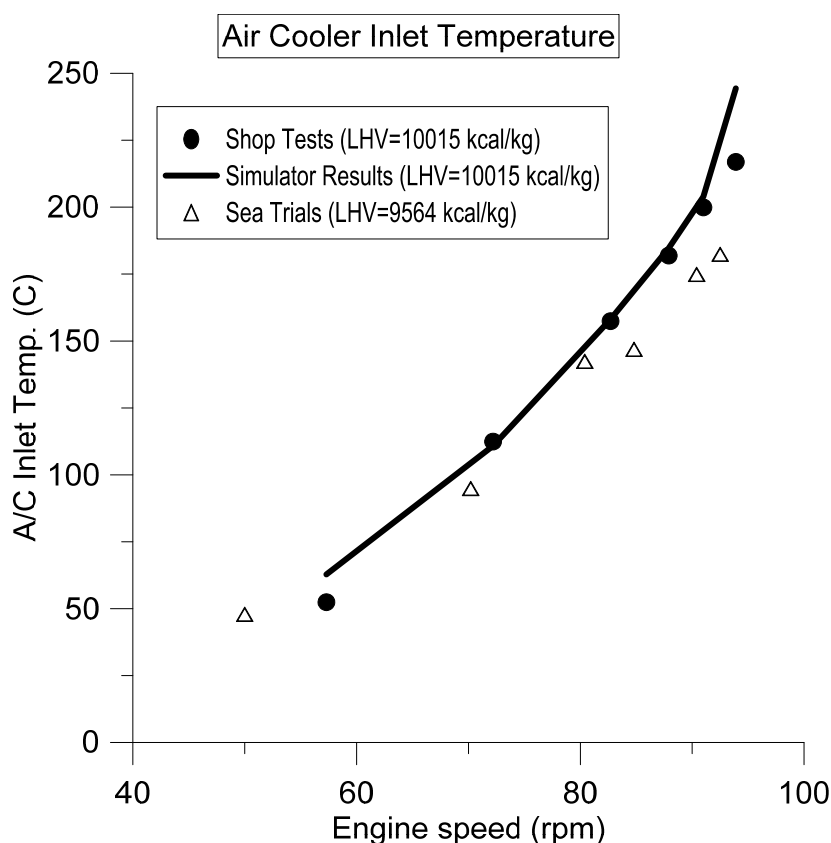


Διάγραμμα 3.5 Θερμοκρασία αέρα σαρώσεως συναρτήσεως της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.2.3 Θερμοκρασία εισόδου αέρα στο ψυγείο

Στο **Διάγραμμα 3.8** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στη θερμοκρασία εισόδου του αέρα στο ψυγείο. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Η θερμοκρασία του αέρα μετά το συμπιεστή προφανώς αυξάνει σημαντικά με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, αφού αυξάνει και ο λόγος πιέσεων. Γενικά η διαφορά αποτελεσμάτων και μετρήσεων είναι της τάξεως του 0-2 %, εκτός από την πρώτη και την τελευταία μέτρηση. Η μικρότερη ακρίβεια της προσομοίωσης σε αυτές τις τιμές οφείλεται αφενός στον τρόπο προσομοίωσης της λειτουργίας του συμπιεστή ελλείψη χαρτών λειτουργίας και – λιγότερο – στο ότι οι θερμοκρασίες επηρεάζονται από αυτές του περιβάλλοντος (κυρίως αφορά τις δοκιμές θαλάσσης)

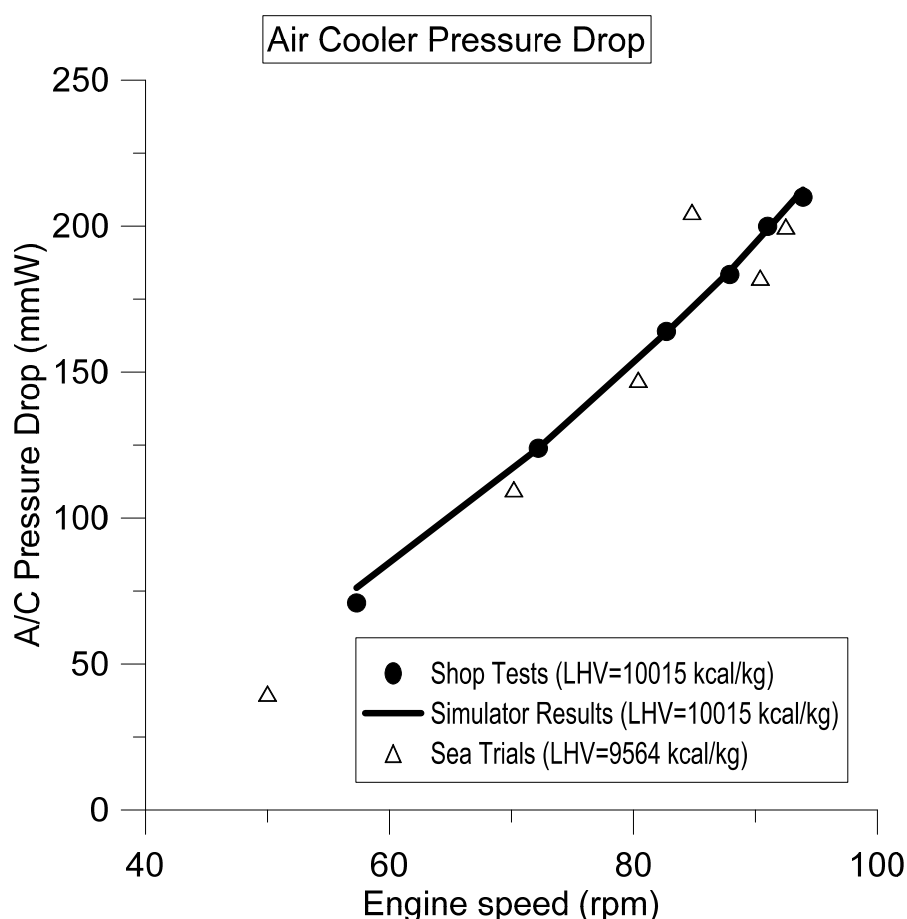


Διάγραμμα 3.6 Θερμοκρασία εισόδου του αέρα στο ψυγείο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.2.4 Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα

Στο **Διάγραμμα 3.9** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Με την αύξηση των στροφών του κινητήρα αυξάνει και η παροχή αέρα. Λόγω αυτού αυξάνουν και οι απώλειες πίεσης στους διάφορους αγωγούς του συστήματος εισαγωγής, καθώς για κάθε στοιχείο του συστήματος εισαγωγής (σωληνώσεις, φίλτρα, ψυγείο κ.ο.κ) οι απώλειες πίεσης θεωρείται ότι ακολουθούν τη σχέση $\Delta h = c \cdot Q^2$, όπου Q η παροχή μάζας του αέρα. Το μοντέλο προσομοίωσης παρουσιάζει αποτελέσματα με πολύ μεγάλη ακρίβεια (0-1 %), πλην της πρώτης μέτρησης.

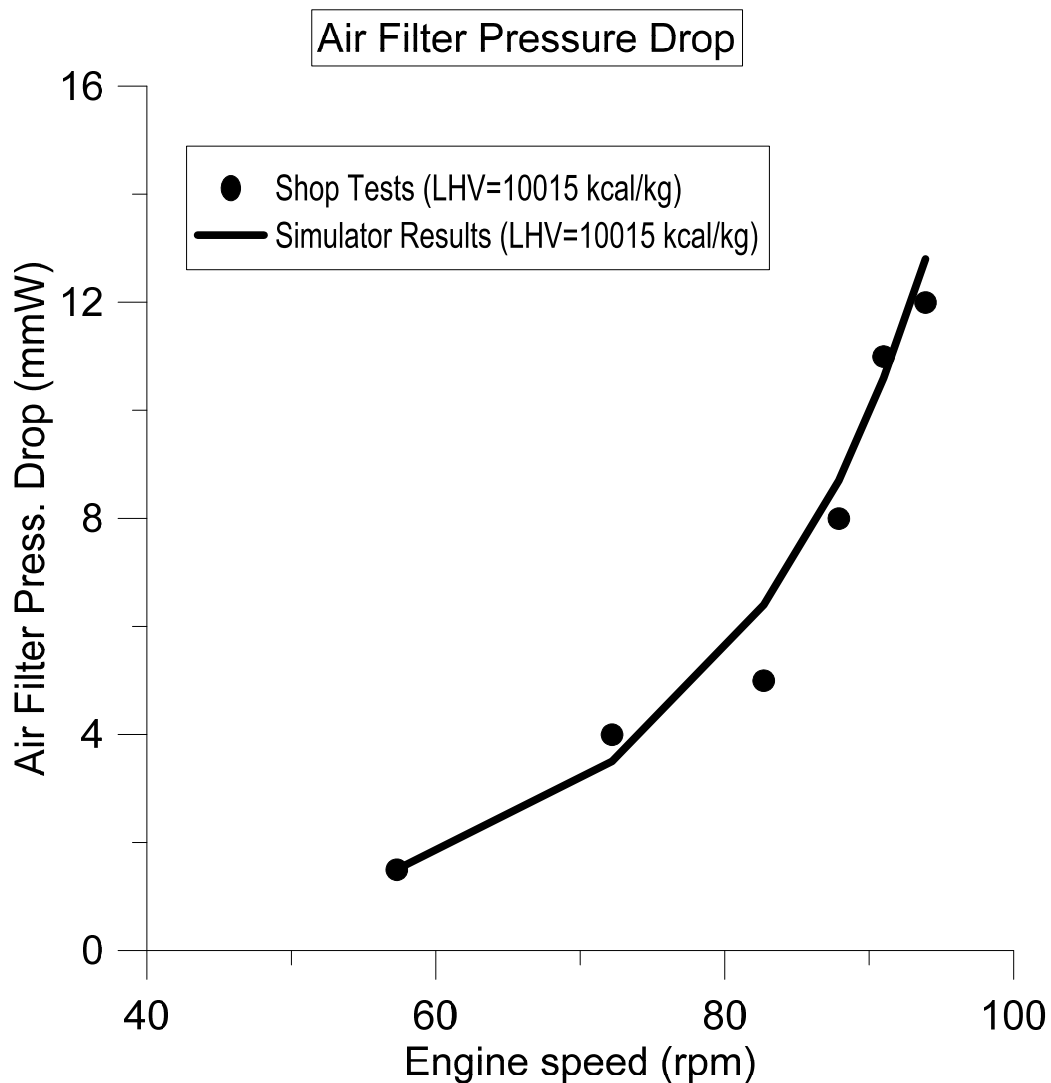


Διάγραμμα 3.7 Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.2.5 Πτώση πίεσης στο φίλτρο αέρα

Στο **Διάγραμμα 3.10** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην πτώση πίεσης στο φίλτρο αέρα. Δεν υπήρχαν διαθέσιμα στοιχεία από τις δοκιμές θαλάσσης.

Ισχύει ότι και για τις απώλειες πίεσης του ψυγείου αέρα. Τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης παρουσιάζουν μεγάλη ανομοιογένεια ως προς την ακρίβειά τους, με ποσοστιαίες διαφορές από τις μετρήσεις από 0 % μέχρι και 28 %.



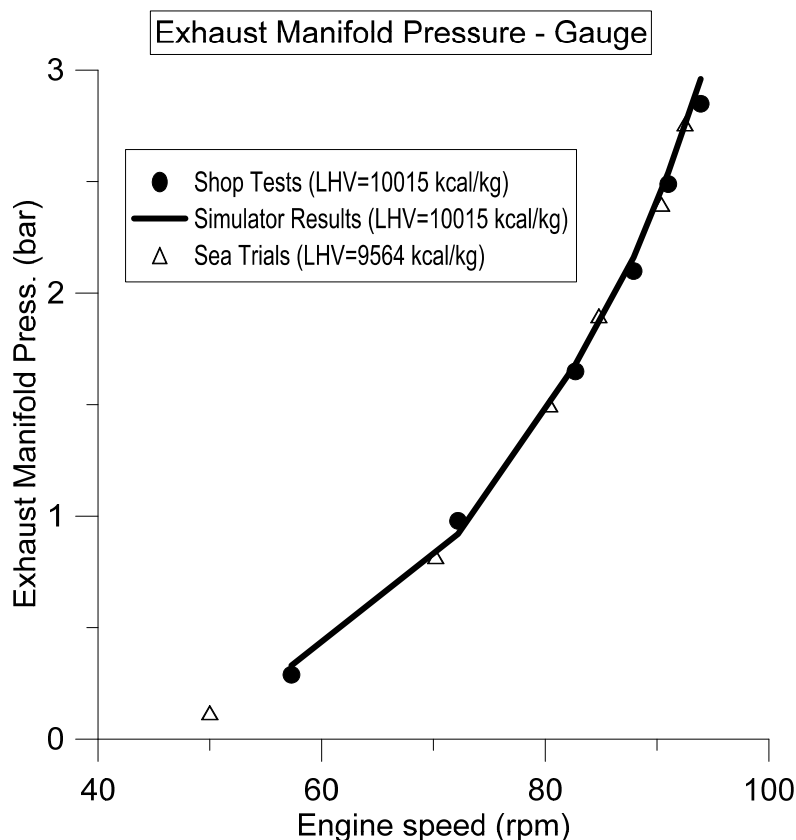
Διάγραμμα 3.8 Πτώση πίεσης στο φίλτρο αέρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.3 Σύστημα εξαγωγής

3.3.3.1 Πίεση στον οχετό εξαγωγής (μανομετρική)

Στο **Διάγραμμα 3.11** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην πίεση στον οχετό εξαγωγής. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Προφανώς η πίεση στον οχετό εξαγωγής αυξάνει με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, αφού αυξάνει γενικά το επίπεδο πιέσεων και θερμοκρασιών. Το μοντέλο προσομοιώνει τις πραγματικές συνθήκες με καλή ακρίβεια (2-3 %) εκτός από τις δύο πρώτες μετρήσεις. Αλλά όπως και στην περίπτωση της πίεσης σαρώσεως οι πραγματικές διαφορές στα χαμηλά φορτία είναι της τάξεως των 0,05 bar.

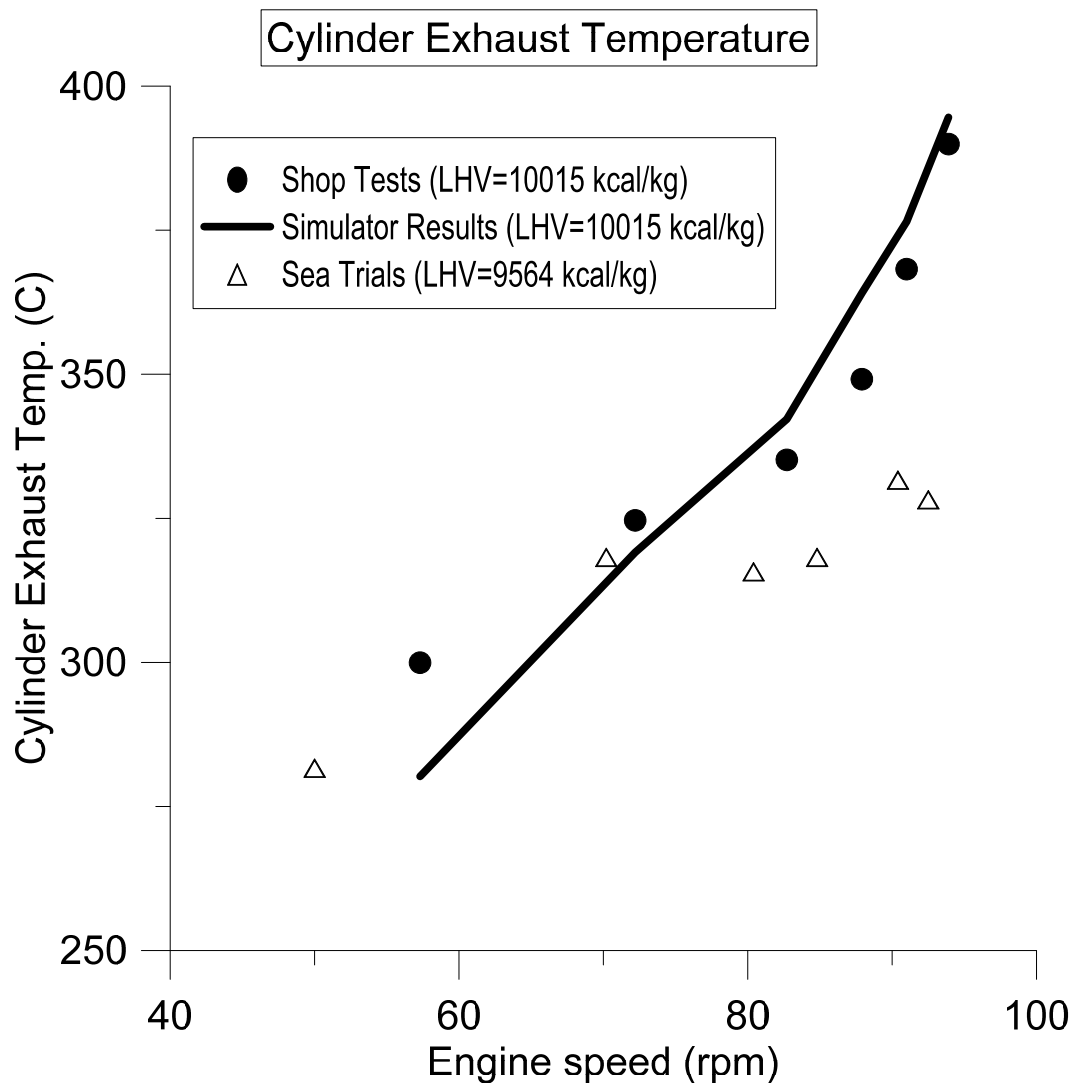


Διάγραμμα 3.9 Πίεση στον οχετό εξαγωγής συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.3.2 Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίου από τους κυλίνδρους

Στο **Διάγραμμα 3.12** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τους κυλίνδρους. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Το μοντέλο προσομοίωσης δίνει αποτελέσματα με ακρίβεια από 1 % μέχρι και 6 %. Σε κάθε περίπτωση οι αποκλίσεις δεν ξεπερνούν τους 20° C, τιμή που για τις συνθήκες λειτουργίας ενός πραγματικού κινητήρα , αλλά και τη δυνατή ακρίβεια των σχετικών μετρήσεων είναι αποδεκτή.

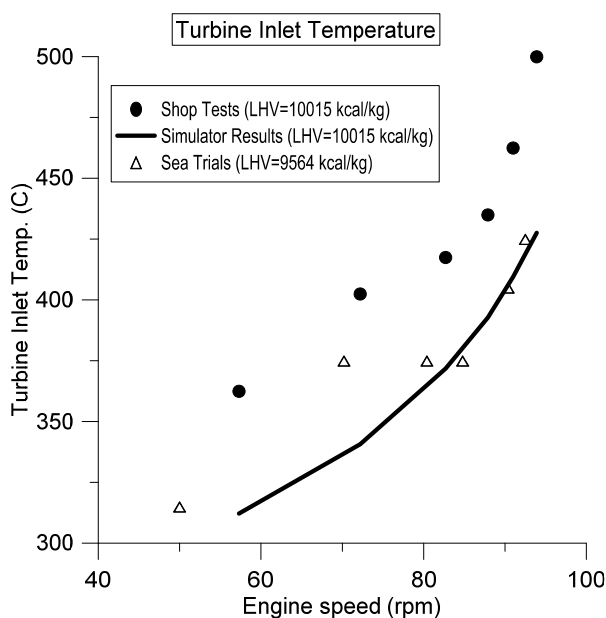


Διάγραμμα 3.10 Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων από τους κυλίνδρους συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.3.3 Θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο

Στο **Διάγραμμα 3.13** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Εκ πρώτης όψεως φαίνεται πως το μοντέλο προσομοίωσης δεν προβλέπει σωστά την θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο καθώς η απόκλιση από τις πραγματικές μετρήσεις είναι σταθερά μεγαλύτερη του 10 % και φτάνει το 15 %. Ωστόσο το γεγονός της μεγάλης διαφοράς των τιμών από τις εργοστασιακές δοκιμές με αυτό των τιμών από τις δοκιμές θαλάσσης, αλλά και οι πολύ υψηλές τιμές που λαμβάνει η θερμοκρασία των καυσαερίων στις εργοστασιακές δοκιμές (μέχρι και 500° C , ενώ τυπικές τιμές είναι τις τάξεως των 400° C), οδηγούν στο συμπέρασμα ότι υπάρχει σοβαρή πιθανότητα σφάλματος – υπερεκτίμηση της τάξεως των 50° C – στη μέτρηση του συγκεκριμένου μεγέθους κατά τη φάση των δοκιμών παραλαβής, γεγονός το οποίο επιβεβαιώθηκε στη διάρκεια των δοκιμών θαλάσσης, καθώς και από το ενεργειακό ισοζύγιο συμπιεστή-στροβίλου (βλ. και **Παράγραφο 3.3.3.5** για την ταχύτητα του υπερπληρωτή).



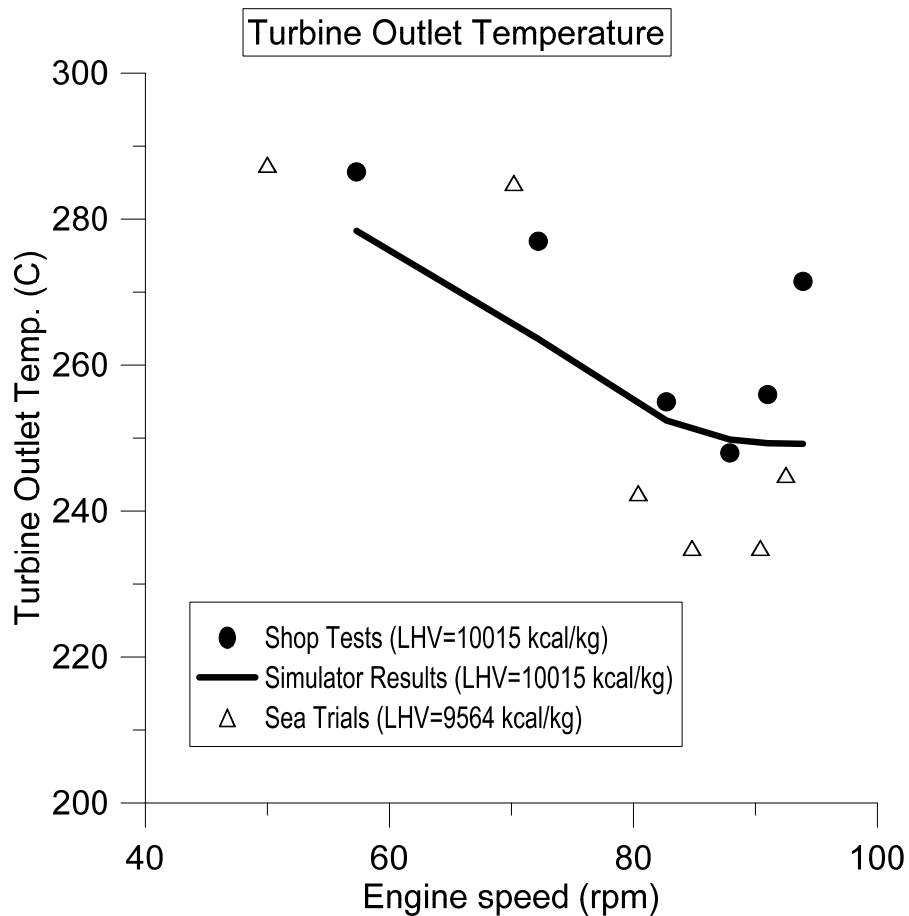
Διάγραμμα 3.11 Θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων στο στρόβιλο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.3.4 Θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο

Στο **Διάγραμμα 3.14** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Οι αποκλίσεις εδώ είναι της τάξεως του 1-5 % (πλην της τελευταίας μέτρησης με 8%). Η μέτρια ακρίβεια στα αποτελέσματα οφείλεται στην αδυναμία ακριβούς προσομοίωσης της λειτουργίας του στροβίλου αλλά και στην ακρίβεια μέτρησης της θερμοκρασίας στην έξοδο του στροβίλου. Πάντως οι αποκλίσεις σε απόλυτους αριθμούς δεν ξεπερνούν τους 20° C.

Ελέγχεται και εδώ η αξιοπιστία των μετρήσεων στις εργοστασιακές δοκιμές και συγκεκριμένα τα δεδομένα των δύο τελευταίων μετρήσεων.

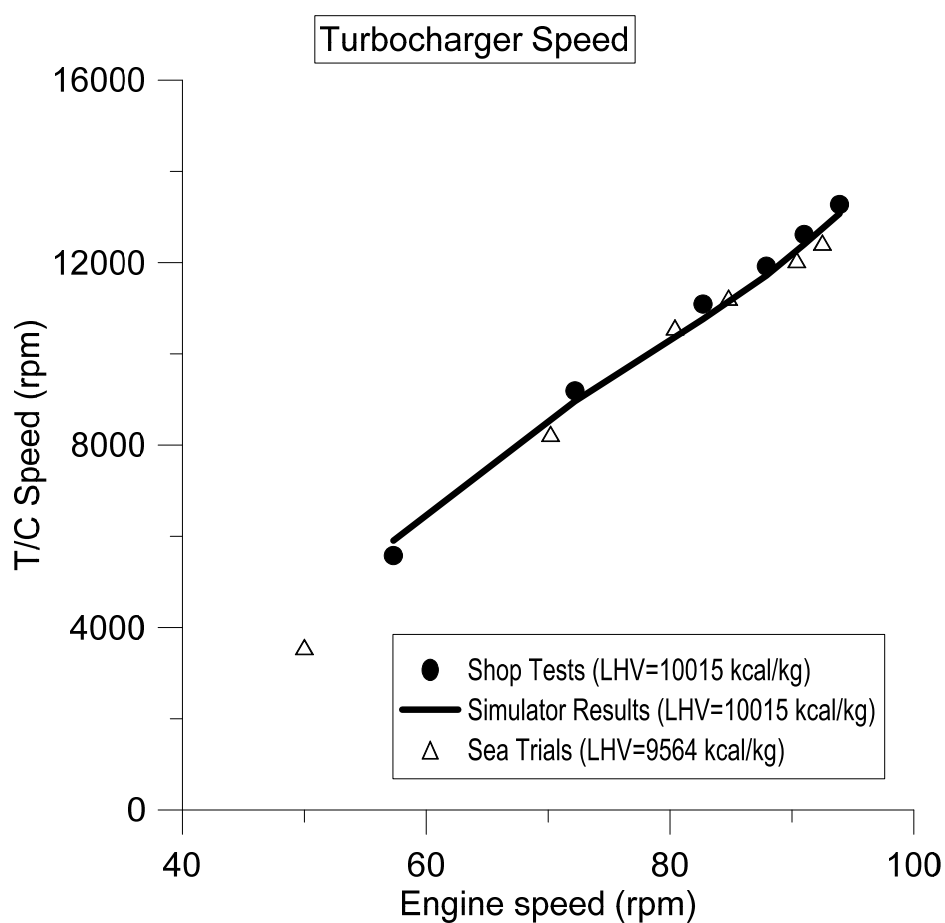


Διάγραμμα 3.12 Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων από το στρόβιλο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.3.5 Ταχύτητα περιστροφής στρόβιλο-υπερπληρωτή

Στο **Διάγραμμα 3.15** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλο-υπερπληρωτή. Στο ίδιο διάγραμμα δίνονται και τα δεδομένα που ελήφθησαν στις δοκιμές θαλάσσης, μόνο όμως για συγκριτική αξιολόγηση.

Με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα αυξάνει και η παροχή μάζας των καυσαερίων, η πίεση καθώς και η θερμοκρασία τους. Αυτό οδηγεί σε αυξημένη ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου – άρα και του ζεύγους υπερπλήρωσης – και επιτρέπει την επίτευξη υψηλότερων λόγων πιέσεων υπερπλήρωσης. Η ακρίβεια των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης γενικά κυμαίνεται στα επίπεδα του 1-3 %.

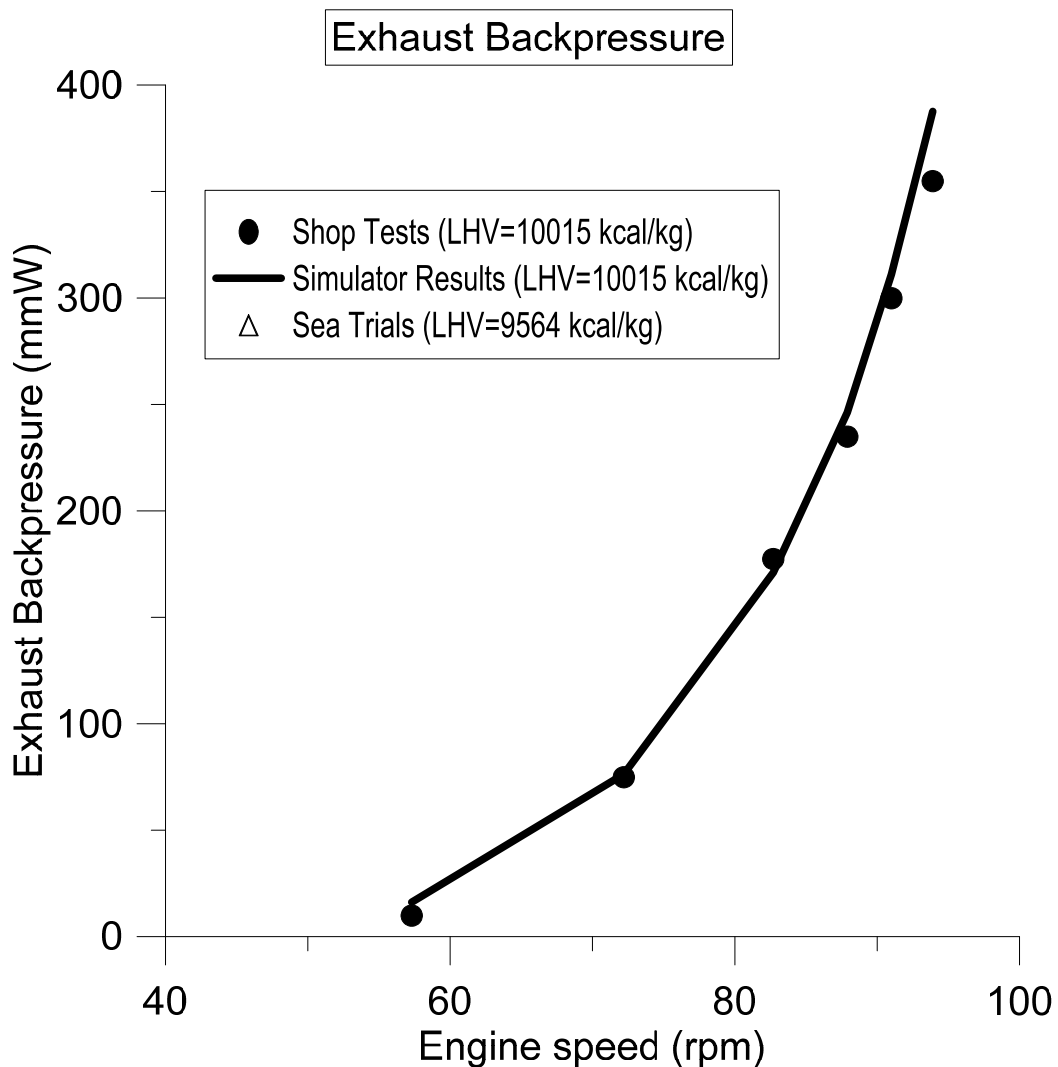


Διάγραμμα 3.13 Ταχύτητα περιστροφής του υπέρ-πληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.3.3.6 Πίεση αντίθλιψης εξαγωγής

Στο **Διάγραμμα 3.16** δίνεται η σύγκριση των δεδομένων που ελήφθησαν στις εργοστασιακές δοκιμές και των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης σε ότι αφορά στην πίεση αντίθλιψης. Δεν υπάρχουν διαθέσιμα δεδομένα από τις δοκιμές θαλάσσης.

Με την αύξηση της παροχής των καυσαερίων που συνεπάγεται η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα αυξάνει και η πίεση αντίθλιψης. Η ακρίβεια των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης είναι 1-5 %, εκτός της πρώτης και της τελευταίας μέτρησης.



Διάγραμμα 3.14 Πίεση αντίθλιψης εξαγωγής συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα – σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης με μετρήσεις.

3.4 Συμπεράσματα για την προβλεπτική ικανότητα της προσομοίωσης

Από την παραπάνω σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης με τα πειραματικά δεδομένα συνάγεται ότι το μοντέλο προσομοιώνει με καλή ακρίβεια τη λειτουργία του πραγματικού κινητήρα, για διάφορα χαρακτηριστικά μεγέθη και σε ένα μεγάλο εύρος των δυνατών ταχυτήτων περιστροφής. Ειδικά στα πιο σημαντικά μεγέθη που αφορούν την λειτουργία του κινητήρα (αποδιδόμενη ισχύς, κατανάλωση καυσίμου, μέγιστη πίεση καύσης, ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή) τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης είναι πολύ κοντά σε εκείνα των μετρήσεων. Τυχόν μεγαλύτερες αποκλίσεις παρουσιάζονται είτε σε δευτερεύοντα και όχι ιδιαίτερα σημαντικά μεγέθη (π.χ. πτώση πίεσης στο φίλτρο αέρα) είτε σε μεγέθη που η μέτρησή τους δεν μπορεί να πραγματοποιηθεί με μεγάλη ακρίβεια (θερμοκρασίες καυσαερίων).

Έτσι δίνει τη δυνατότητα για αξιόπιστη προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα και σε χαμηλές στροφές για τις οποίες δεν υπάρχουν διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα. Τα αποτελέσματα αυτά μπορούν να επεκταθούν σε ότι αφορά την πραγματική λειτουργία και επιδόσεις του κινητήρα.

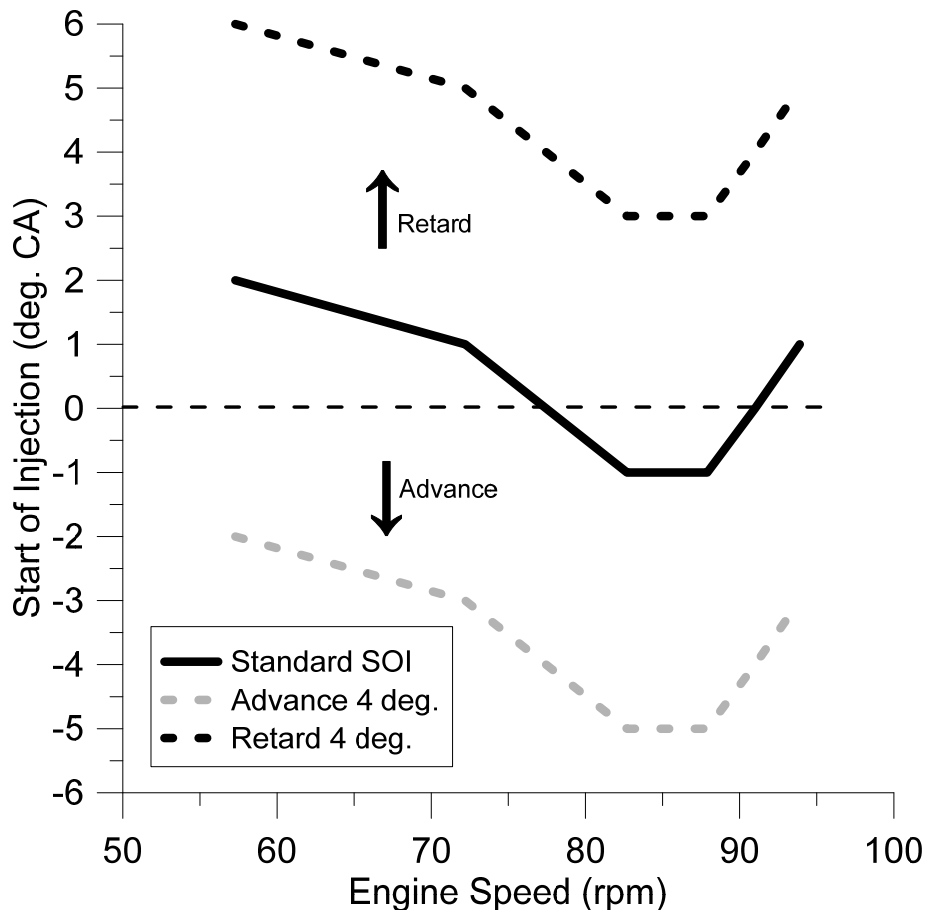
4 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΠΡΟΠΟΡΕΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

4.1 Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο εξετάζεται με βάση αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης η επίδραση της προπορείας έγχυσης στην λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα με ιδιαίτερη έμφαση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Συγκεκριμένα εξετάζονται μεταβολές της προπορείας έγχυσης που αφορούν αρχικά αύξηση (advance) και στη συνέχεια μείωση (retard) της προπορείας έγχυσης κατά μια έως τέσσερις μοίρες γωνίας στροφάλου, σε σχέση με τις αρχικές ρυθμίσεις του κινητήρα. Πρέπει να σημειωθεί ότι οι αλλαγές αυτές είναι σχετικά μεγάλες σε ότι αφορά στη λειτουργία σε υψηλά φορτία. Οι απόλυτες τιμές της προπορείας έγχυσης καθώς και τα όρια των μεταβολών που μελετώνται δίνονται στο επόμενο **Διάγραμμα 3.1**. Απώτερος στόχος είναι να προβλεφθεί η λειτουργία του κινητήρα στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής και για διάφορες τιμές της προπορείας έγχυσης, ώστε να υπάρχει δυνατότητα, μέσω ρύθμισης της προπορείας, να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του κινητήρα στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής (low load optimization).

Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων παρουσιάζονται σε διαγράμματα, όπου εκτός από την μεταβολή των μεγεθών σε απόλυτες τιμές δίνεται και η ποσοστιαία μεταβολή τους. Με τον τρόπο αυτό είναι εύκολα συγκρίσιμα τα αποτελέσματα που επιφέρει η αλλαγή της προπορείας έγχυσης. Δίνονται κάθε φορά τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης που αφορούν αύξηση της προπορείας κατά δύο και τέσσερις μοίρες και αντίστοιχα μείωσης κατά δύο και τέσσερις μοίρες.



Διάγραμμα 4.1 Απόλυτες τιμές της προπορείας έγχυσης καυσίμου και των ορίων διερεύνησης στο παρόν κεφάλαιο.

Επιπροσθέτως εκτός από τα μεγέθη που αφορούν στον κινητήρα ως σύνολο, δίνονται και διαγράμματα που παρουσιάζουν τη μεταβολή της πίεσης και της μέσης θερμοκρασίας στο εσωτερικό των κυλίνδρων, καθώς και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου και για συγκεκριμένες ταχύτητες περιστροφής. Και στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται αποτελέσματα για αύξηση της προπορείας έγχυσης δύο και τέσσερις μοίρες και στη συνέχεια την αντίστοιχη μείωση σε σχέση με τις αρχικές ρυθμίσεις. Οι συνθήκες που εξετάζονται είναι αυτές των εργοστασιακών δοκιμών. (shop tests).

Με τον τρόπο αυτό εξετάζεται η επίδραση της προπορείας στο διάγραμμα πιέσεων (δυναμοδεικτικό) και στο μηχανισμό της καύσης (ρυθμός έκλυσης θερμότητας, διάρκεια καύσης κτλ).

4.2 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο

Αφού στο παρόν κεφάλαιο εξετάζεται η επίδραση της προπορείας στη συμπεριφορά και τις επιδόσεις του κινητήρα, στόχος είναι να μπορούμε να μεταβάλλουμε την προπορεία, ενώ όλες οι υπόλοιπες λειτουργικές παράμετροι να έχουν τιμές ίσες με τις μετρημένες κατά τη διάρκεια των εργοστασιακών δοκιμών. Το σημείο λειτουργίας καθορίζεται όπως και στα προηγούμενα (ταχύτητα περιστροφής) και γίνεται χρήση του πλήκτρου “Calc.” για αυτόματο καθορισμό όλων των λειτουργικών παραμέτρων (και της προπορείας). Στη συνέχεια όμως η τιμή της προπορείας μεταβάλλεται χειροκίνητα, ώστε να διαπιστωθεί η επίδραση ρυθμίσεων διαφορετικών από τις εργοστασιακές (Εικόνα 4.1).

1. Καθορισμός σημείου λειτουργίας

2. Αυτόματος καθορισμός λειτουργικών παραμέτρων

3. Χειροκίνητη ρύθμιση της προπορείας σε τιμή διαφορετική της εργοστασιακής

Εικόνα 4.1 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο Κεφάλαιο 4

4.3 Αποτελέσματα

4.3.1 Επίδραση προπορείας έγχυσης στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και στα βασικά θερμοδυναμικά του μεγέθη

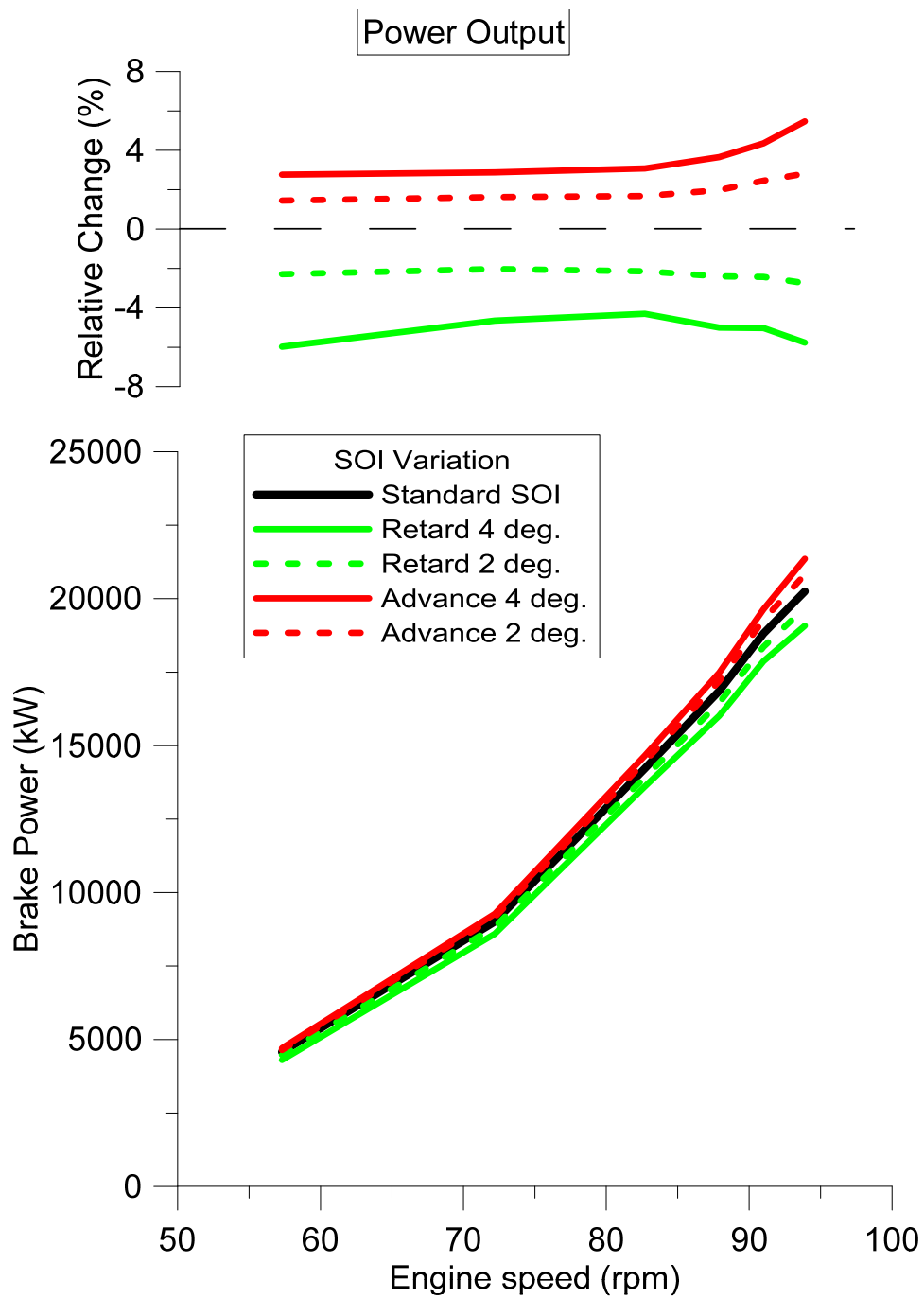
4.3.1.1 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην αποδιδόμενη ισχύ

Στο **Διάγραμμα 4.2** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στην αποδιδόμενη ισχύ.

Η αύξηση της προπορείας οδηγεί στο πεδίο μεταβολής που εξετάζεται σε αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος του κινητήρα, για την ίδια παροχή καυσίμου. Συγκεκριμένα για αύξηση της προπορείας κατά 2 μοίρες σε σχέση με την αρχική ρύθμιση παρατηρείται αύξηση της ισχύος περίπου κατά 1,5% στις χαμηλές και μέσες ταχύτητες περιστροφής και περίπου κατά 2,8 % στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής. Για αύξηση της προπορείας κατά 4 μοίρες η αύξηση είναι περίπου 3% στις μέσες και χαμηλές ταχύτητες περιστροφής και 5-6% στις υψηλές.

Αντίθετα, όταν η έγχυση γίνεται πιο αργά κατά δύο μοίρες η ισχύς μειώνεται περίπου κατά 2-2,7 % και όταν η έγχυση γίνεται πιο αργά κατά τέσσερις μοίρες κατά 4,3-6 %. Πιο έντονη στη περίπτωση αυτή είναι η επίδραση στα δύο άκρα του εύρους των ταχυτήτων περιστροφής.

Γενικά η αποδιδόμενη ισχύς (άρα και η ειδική κατανάλωση καυσίμου) μεταβάλλεται κατά 0,75-1,5% για κάθε μοίρα μεταβολής της προπορείας.



Διάγραμμα 4.2 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην ισχύ του κινητήρα και την ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος.

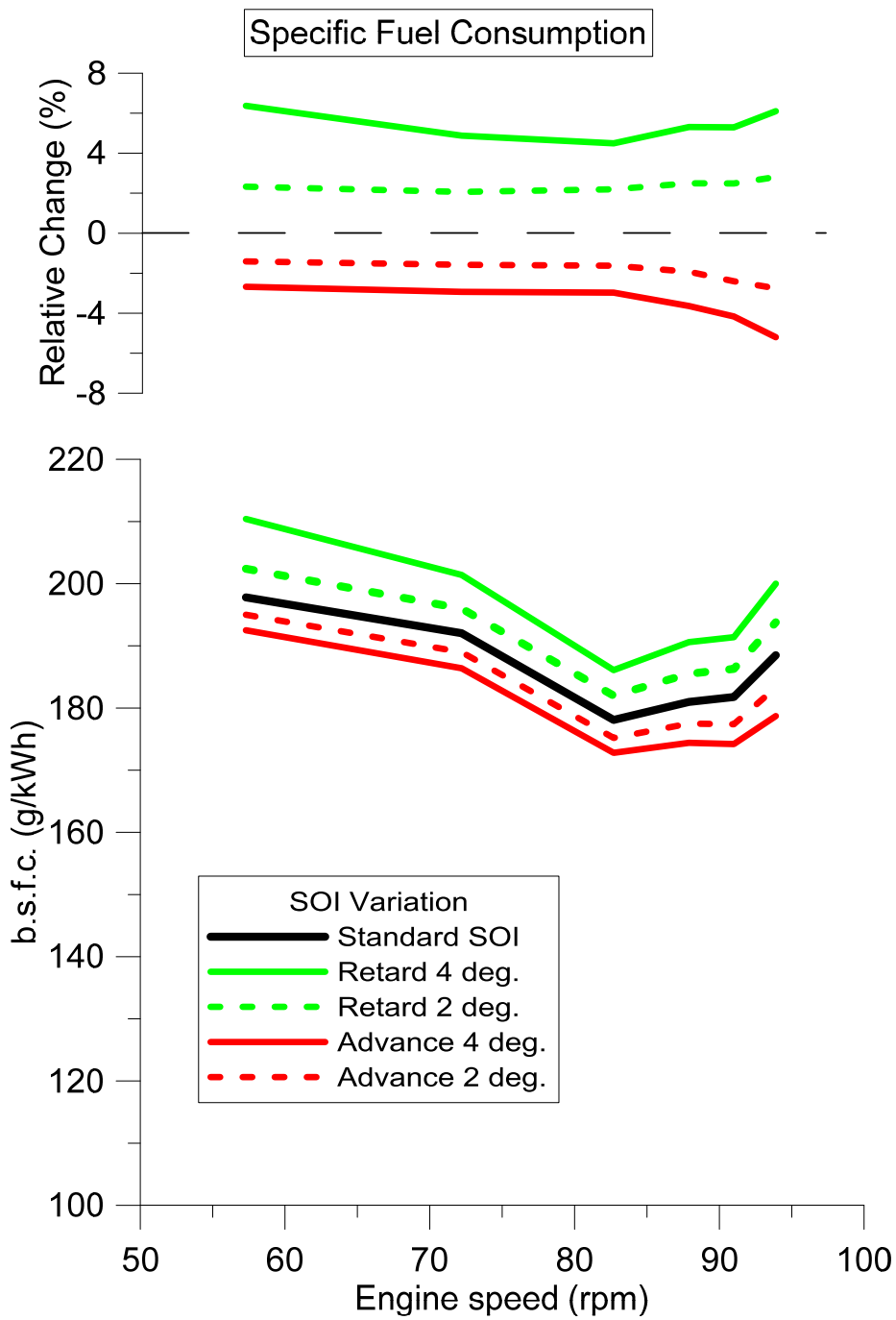
4.3.1.2 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο **Διάγραμμα 4.3** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Τα αποτελέσματα για την ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι ανάλογα με τα αντίστοιχα για την ισχύ, αφού η παροχή καυσίμου (ωριαία κατανάλωση) παραμένει σταθερή.

Συγκεκριμένα, αύξηση της προπορείας κατά δύο μοίρες οδηγεί σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά περίπου 1,5-2,8 % και αύξηση κατά τέσσερις μοίρες σε μείωση κατά περίπου 2,7-5,2 %. Οι μεταβολές είναι εντονότερες στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα. Ανάλογη επίδραση έχει η καθυστέρηση της εγχύσεως του καυσίμου, με κάπως εντονότερες μεταβολές στην ειδική κατανάλωση. Η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης είναι περίπου 2-2,8 % και 4,9-6,4 % για τις δύο περιπτώσεις αντίστοιχα.

Προκύπτει το συμπέρασμα ότι η αύξηση της προπορείας μπορεί να οδηγήσει σε αποδοτικότερη λειτουργία του κινητήρα στις χαμηλές στροφές. Η βελτίωση αυτή μπορεί εν μέρει να αντισταθμίσει το γεγονός ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι αυξημένη στις μέσες και χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα. Με μια τέτοια ρύθμιση η – ούτως ή άλλως - μείωση της κατανάλωσης και τον εκπομπών λόγω της λειτουργίας σε χαμηλές στροφές (slow steaming) αναμένεται να είναι εντονότερη.



Διάγραμμα 4.3 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου και την ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

4.3.1.3 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στη μέγιστη πίεση καύσης

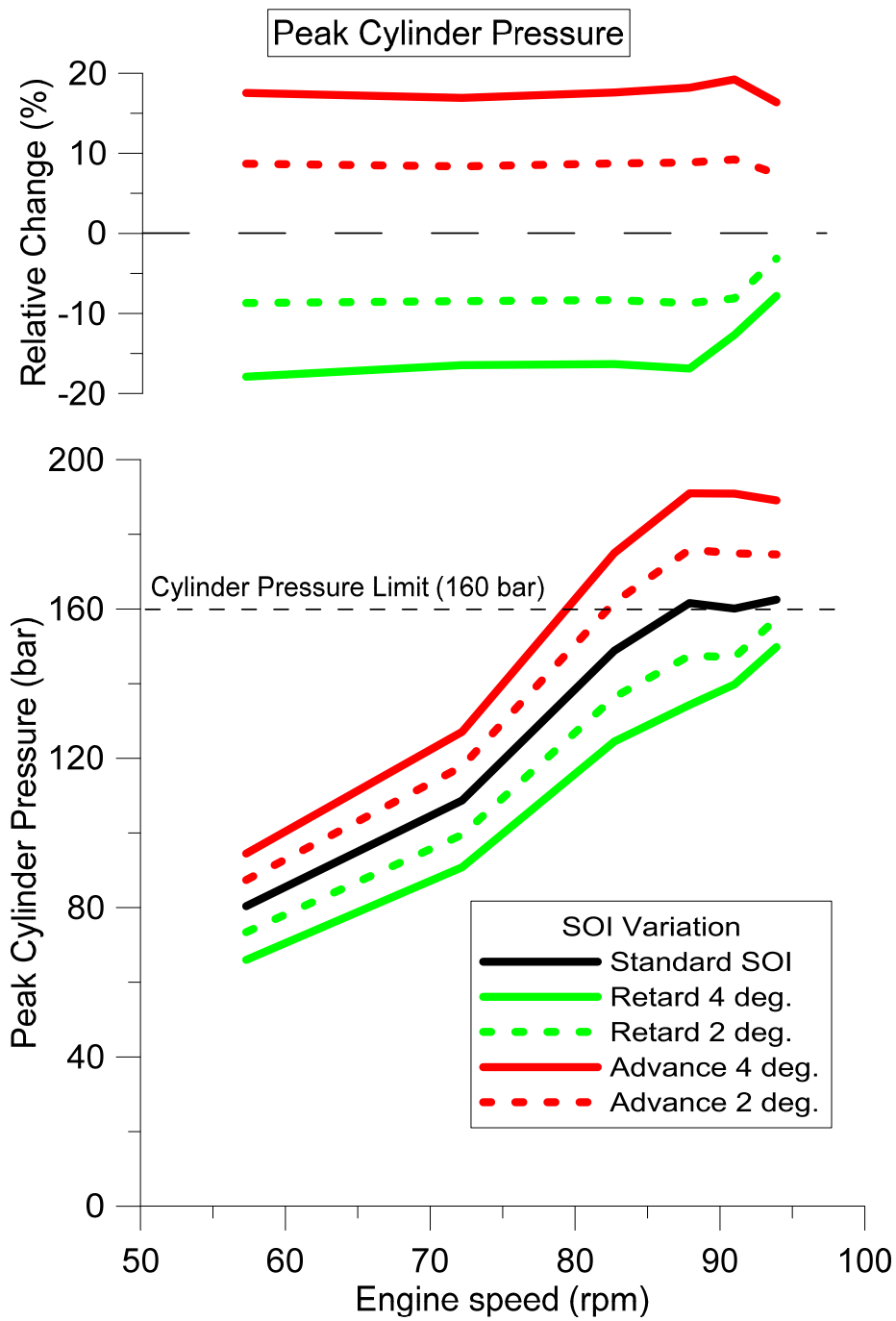
Στο **Διάγραμμα 4.4** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στη μέγιστη πίεση καύσης.

Η μέγιστη πίεση καύσης επηρεάζεται σημαντικά από τις μεταβολές στην προπορεία έγχυσης. Για αύξηση της προπορείας κατά δύο μοίρες η αύξηση της μέγιστης πίεσης είναι της τάξης του 8-9 % και για αύξηση κατά τέσσερις μοίρες 17-19 %. Οι μεταβολές αυτές είναι περίπου σταθερές σε όλο το εύρος της ταχύτητας περιστροφής.

Αυτό μπορεί να οδηγήσει σε υπέρβαση του ορίου μέγιστης πίεσης του κινητήρα, που όπως έχει αναφερθεί στα προηγούμενα είναι τα 160 bar (βλ. Κεφάλαιο 2). Θα πρέπει η ενδεχόμενη αύξηση της προπορείας να ρυθμιστεί με γνώμονα το συγκεκριμένο όριο. Για αύξηση της προπορείας κατά τέσσερις μοίρες η πίεση ξεπερνά τα 160 bar περίπου στις 81 rpm, ενώ για αύξηση κατά δύο μοίρες περίπου στις 86 rpm.

Σε ότι αφορά την μείωση της προπορείας, παρατηρείται μείωση της τιμής της μέγιστης πίεσης κατά περίπου 8 % και 16 % αντίστοιχα. Εξαιρέση αποτελούν οι τιμές στις υψηλές στροφές περιστροφής.

Γενικά η μέγιστη πίεση καύσης μεταβάλλεται κατά περίπου 4% για κάθε μοίρα μεταβολής της προπορείας.



Διάγραμμα 4.4 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην μέγιστη πίεση καύσης και την ποσοστιαία μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης.

4.3.1.4 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην πίεση αέρα σαρώσεως (μανομετρική)

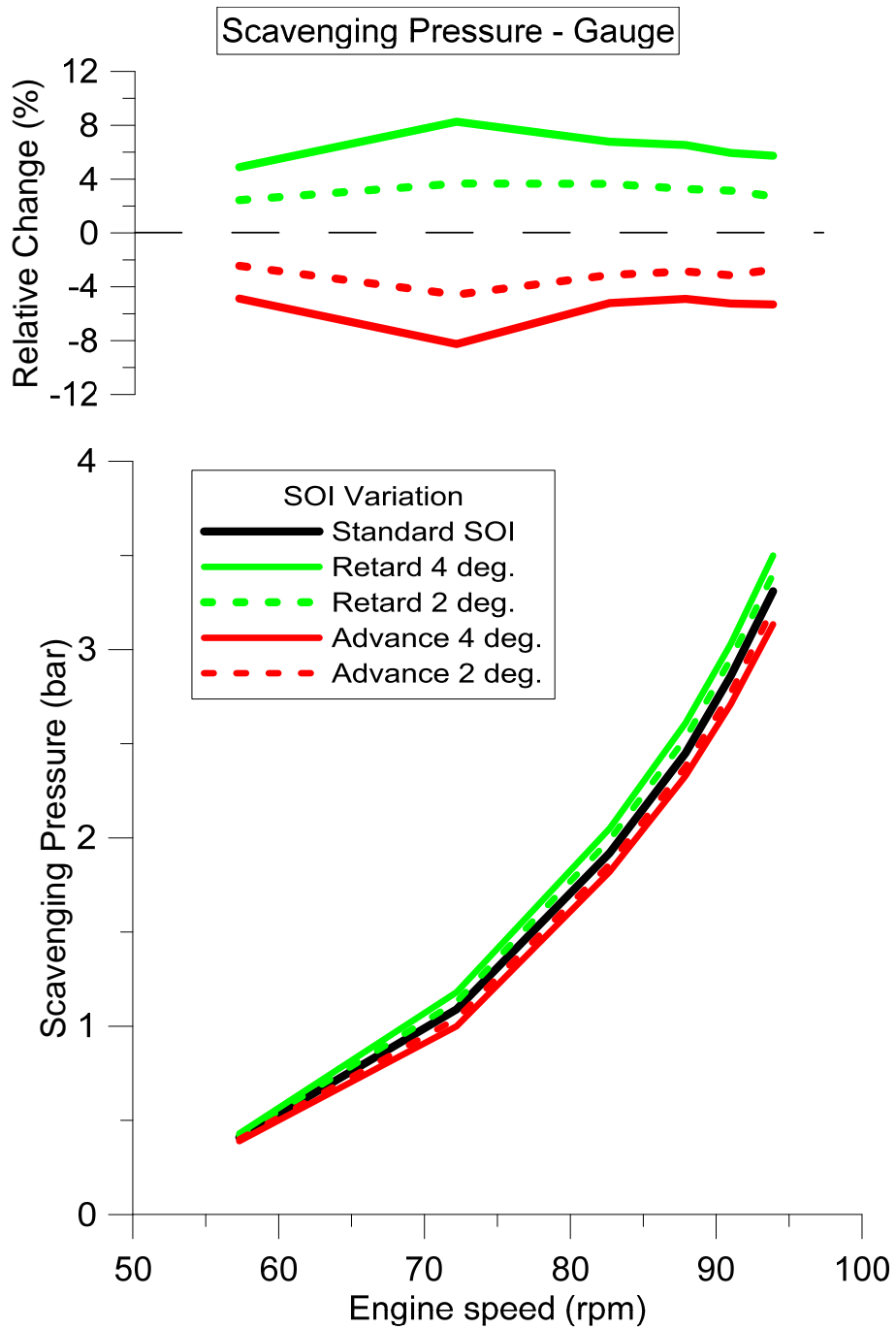
Στο **Διάγραμμα 4.5** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στην πίεση αέρα σαρώσεως.

Αύξηση της προπορείας εγχύσεως προκαλεί εν γένει μείωση της πίεσης του αέρα σαρώσεως με τη μεταβολή να είναι 2,5-4,6 % και 4,8-8,3 % για αύξηση κατά δύο και τέσσερις μοίρες αντίστοιχα. Η μέγιστη μεταβολή παρατηρείται στις μέσες προς χαμηλές ταχύτητες περιστροφής.

Αντίστοιχα αποτελέσματα προκαλεί η μείωση της προπορείας, η οποία αυξάνει την πίεση σαρώσεως κατά περίπου 2,4-3,7 % και 4,9-8,3 % για τις ανάλογες μεταβολές. Σε κάθε περίπτωση οι μεταβολές σε απόλυτους αριθμούς είναι αρκετά μικρές, όχι πάνω από 0,5 bar.

Γενικά η πίεση σαρώσεως μεταβάλλεται κατά 1,5-2,5% για κάθε μοίρα μεταβολής της προπορείας, με την επίδραση να είναι πιο έντονη στις μέσες ταχύτητες περιστροφής.

Η αύξηση της πίεσης σάρωσης με την αύξηση της προπορείας οφείλεται κύρια στην αύξηση της παρεχόμενης ισχύος μέσω των καυσαερίων στο στρόβιλο.



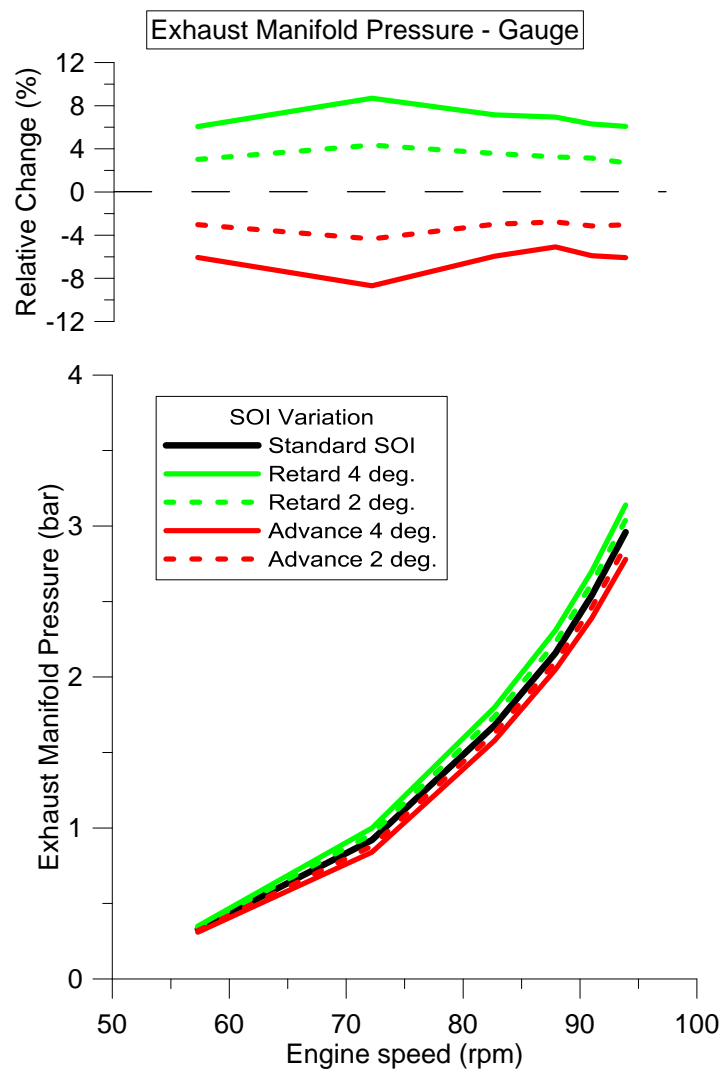
Διάγραμμα 4.5 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην πίεση του αέρα σαρώσεως και την ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης του αέρα σαρώσεως.

4.3.1.5 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην πίεση στον οχετό εξαγωγής (μανομετρική)

Στο **Διάγραμμα 4.6** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στην πίεση στον οχετό εξαγωγής.

Η πίεση στον οχετό εξαγωγής επηρεάζεται αντίστοιχα με την πίεση σαρώσεως.

Συγκεκριμένα για έγχυση δύο μοίρες νωρίτερα η πίεση μειώνεται κατά 3-4,4 % και για έγχυση τέσσερις μοίρες νωρίτερα κατά 5-8,7%. Στην περίπτωση που η έγχυση γίνεται αργότερα η πίεση πολλαπλής εξαγωγής αυξάνεται κατά 2,7-4,4 % και 6-8,7 % για μεταβολή του χρονικού σημείου έναρξης της έγχυσης κατά 2 και τέσσερις μοίρες αντίστοιχα.

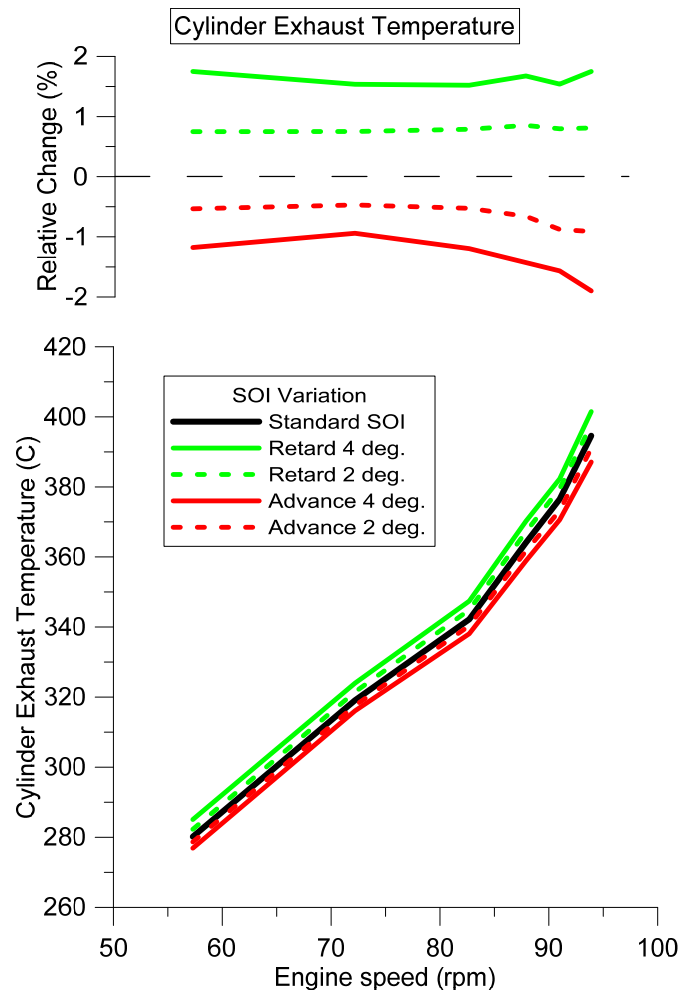


Διάγραμμα 4.6 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην πίεση πολλαπλής εξαγωγής και την ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης της πολλαπλής εξαγωγής.

4.3.1.6 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τους κυλίνδρους

Στο **Διάγραμμα 4.7** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τους κυλίνδρους.

Η επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης στη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τους κυλίνδρους είναι σχετικά μικρή. Για αύξηση της προπορείας κατά δύο μοίρες η μείωση της θερμοκρασίας είναι της τάξεως του 0,5-1 % και για αύξηση της προπορείας κατά τέσσερις μοίρες 1-2 %. Η μείωση της προπορείας κατά δύο ή τέσσερις μοίρες επιφέρει αύξηση της θερμοκρασίας κατά περίπου 0,8 % και 1,6 % αντίστοιχα. Οι μεταβολές σε απόλυτους αριθμούς είναι μικρότερες των 10° C. Γενικά η θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τους κυλίνδρους μεταβάλλεται κατά 0,15-0,25% για κάθε μοίρα μεταβολής της προπορείας.

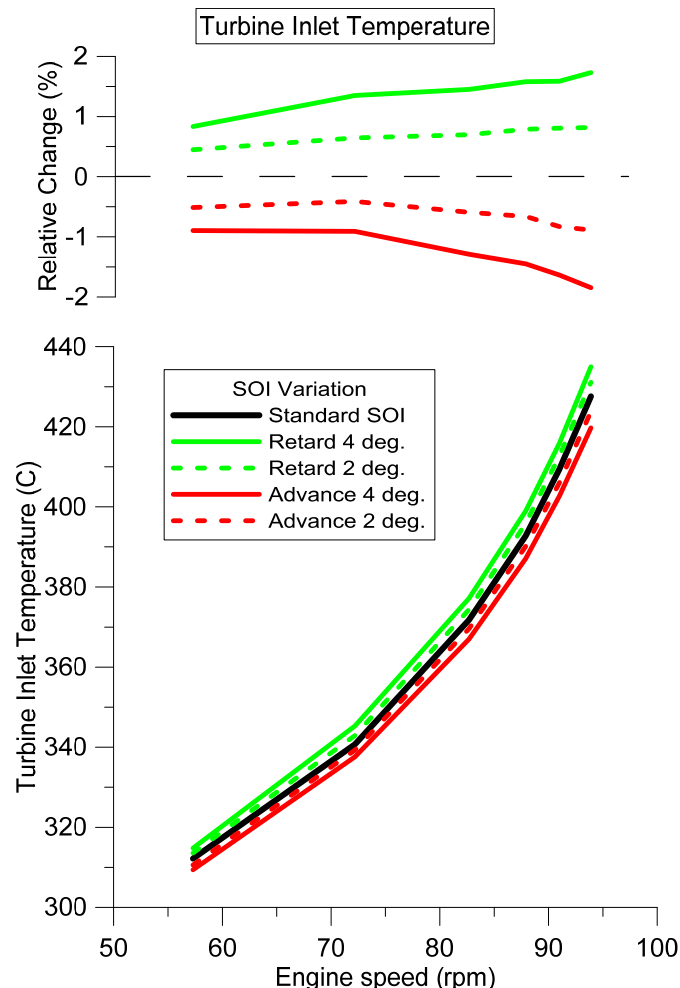


Διάγραμμα 4.7 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τους κυλίνδρους και την ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων.

4.3.1.7 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο

Στο **Διάγραμμα 4.8** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο.

Η αύξηση της προπορείας επιφέρει μικρή μείωση, της τάξεως 0,4-0,9 % και 0,9-1,9 % για αύξηση της προπορείας έγχυσης κατά δύο και τέσσερις μοίρες αντίστοιχα. Ανάλογο είναι το αποτέλεσμα για τη μείωση της προπορείας που επιφέρει αύξηση της θερμοκρασίας της τάξεως του 0,5- 0,8 % και 0,8-1,7 % για μείωση της προπορείας κατά δύο και τέσσερις μοίρες. Η επίδραση και στις δύο περιπτώσεις είναι πιο έντονη στις υψηλές στροφές, αλλά γενικά μπορεί να θεωρηθεί και εδώ αμελητέα.



Διάγραμμα 4.8 Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο και την ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο.

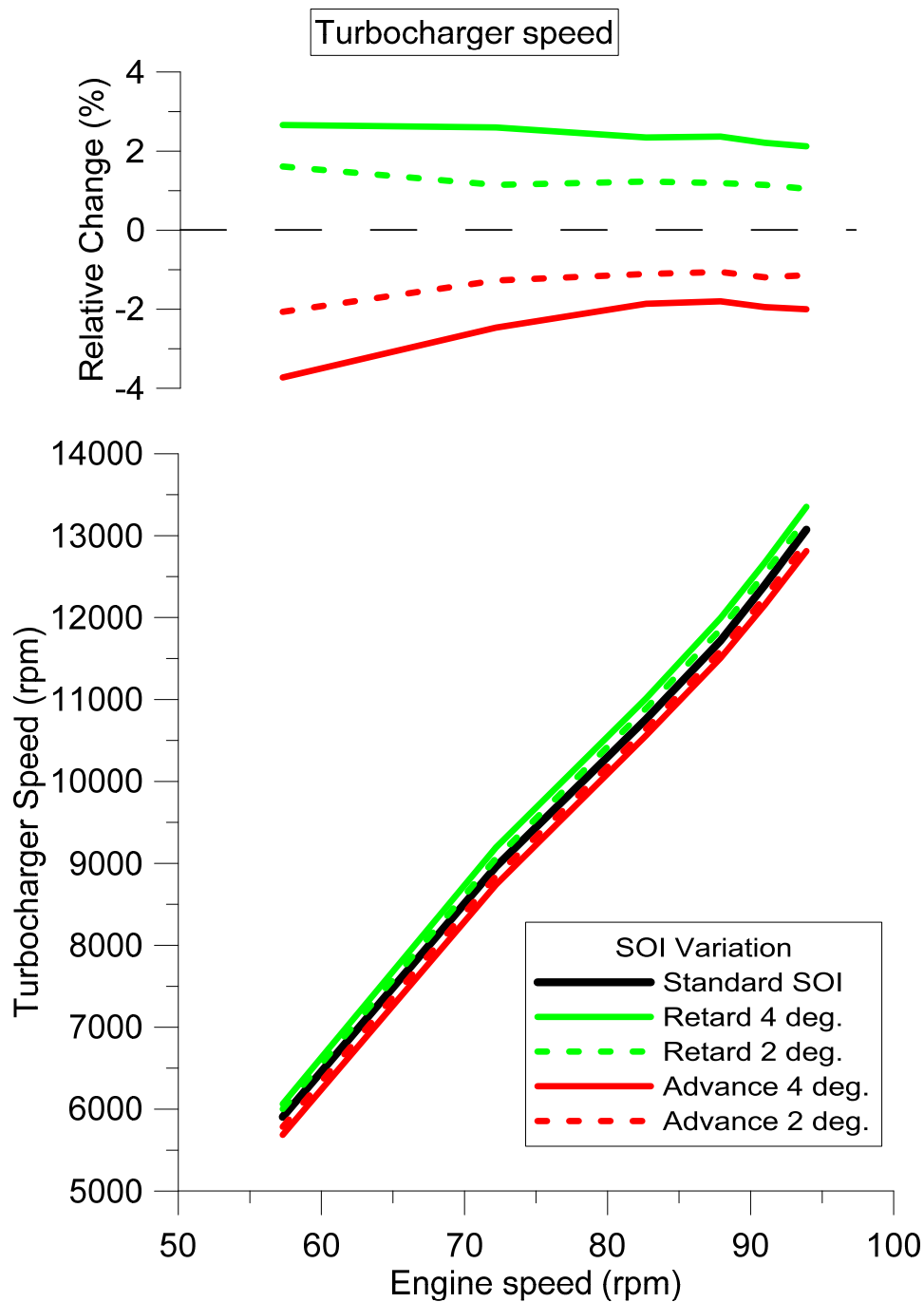
4.3.1.8 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην ταχύτητα περιστροφής στρόβιλο-υπερπληρωτή

Στο **Διάγραμμα 4.9** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στην ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή.

Η κύρια επίδραση της προπορείας έγχυσης στην ταχύτητα του στρόβιλου οφείλεται στη μεταβολή της ενέργειας (πίεση και θερμοκρασία) του καυσαερίου στην είσοδο του στρόβιλου.

Αφού τα παραπάνω μεγέθη δεν μεταβάλλονται πολύ με τις αλλαγές της προπορείας και οι μεταβολές στην ταχύτητα του ζεύγους υπερπλήρωσης δεν είναι μεγάλες. Συγκεκριμένα η αύξηση της προπορείας έγχυσης κατά δύο μοίρες οδηγεί σε μείωση της ταχύτητας του στρόβιλου της τάξης 1-2 %, ενώ αύξηση της προπορείας κατά τέσσερις μοίρες σε μείωση της ταχύτητας κατά 1,8-3,7 %. Η επίδραση είναι πιο έντονη στις χαμηλές στροφές. Αντίθετα η καθυστέρηση τη έγχυσης κατά δύο μοίρες αυξάνει την ταχύτητα του ζεύγους υπερπλήρωσης κατά 1-1,6 % και η καθυστέρηση κατά τέσσερις μοίρες κατά περίπου 2,1-2,7 %. Και εδώ η επίδραση είναι πιο έντονη στις χαμηλές στροφές, αλλά η διαφορά των τιμών μεταξύ χαμηλών και υψηλών στροφών είναι σαφώς μικρότερη. Σε απόλυτους αριθμούς οι μεταβολές που προκαλεί η αλλαγή της προπορείας είναι της τάξεως των 100-200 rpm για τις αλλαγές των δύο μοιρών και της τάξεως των 200-350 rpm για τις αλλαγές των τεσσάρων μοιρών.

Γενικά η ταχύτητα του υπερπληρωτή μεταβάλλεται κατά περίπου 0,6% για κάθε μοίρα μεταβολής της προπορείας.



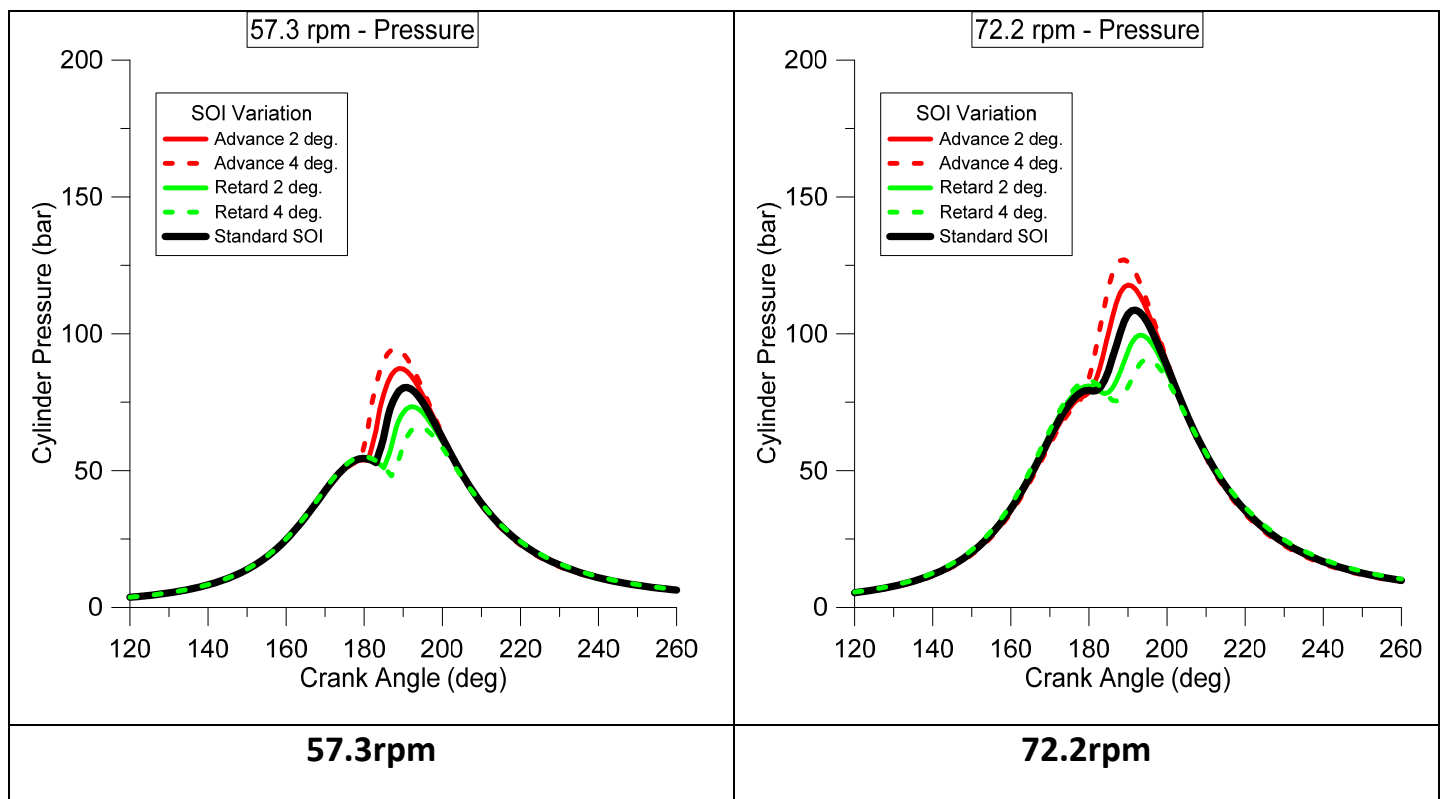
Διάγραμμα 4.9. Επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην ταχύτητα του στροβίλου και την ποσοστιαία μεταβολή της ταχύτητας του στροβίλου.

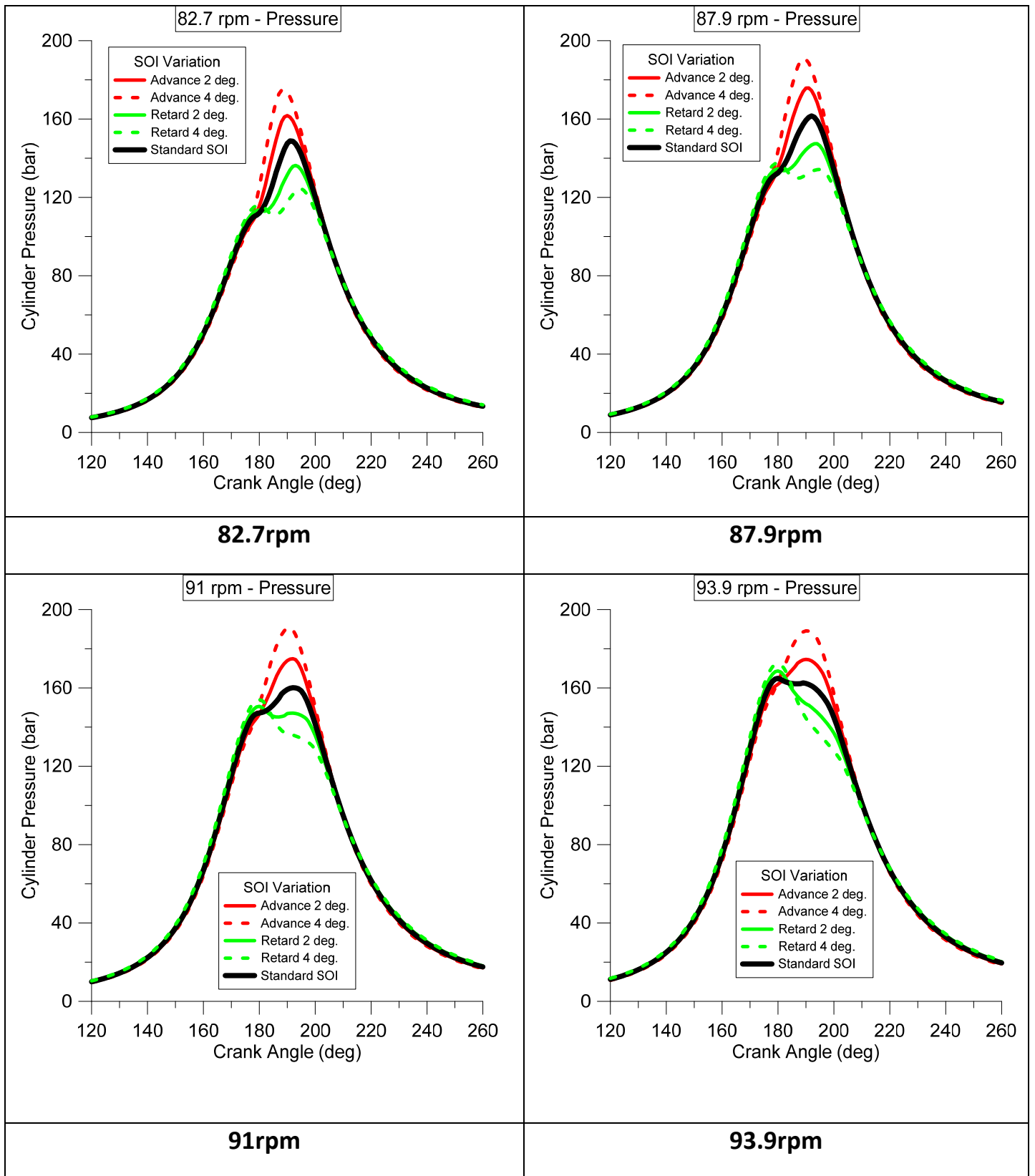
4.3.2 Επίδραση της Προπορείας Έγχυσης στην Πίεση και την Μέση Θερμοκρασία Αερίων Κυλίνδρου και στον Καθαρό Ρυθμό Έκλυσης Θερμότητας

4.3.2.1 Επίδραση στην πίεση αερίων κυλίνδρου (δυναμοδεικτικά διαγράμματα)

Στο **Διάγραμμα 4.10** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην πίεση αερίων κυλίνδρων (δυναμοδεικτικά διαγράμματα). Παρουσιάζονται συγκεντρωμένα τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα στα οποία υπήρχαν διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα από τις εργοστασιακές δοκιμές. Όπως και στην προηγούμενη ενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που επιφέρει η αύξηση της προπορείας κατά δύο και τέσσερις μοίρες και η αντίστοιχη μείωση κατά δύο και τέσσερις μοίρες.

Αύξηση της προπορείας προκαλεί αύξηση της πίεσης των αερίων εντός του κυλίνδρου σε όλα τα σημεία λειτουργίας. Επίσης το σημείο μέγιστης πίεσης εμφανίζεται ελαφρά νωρίτερα, ανάλογα με την αύξηση της προπορείας.



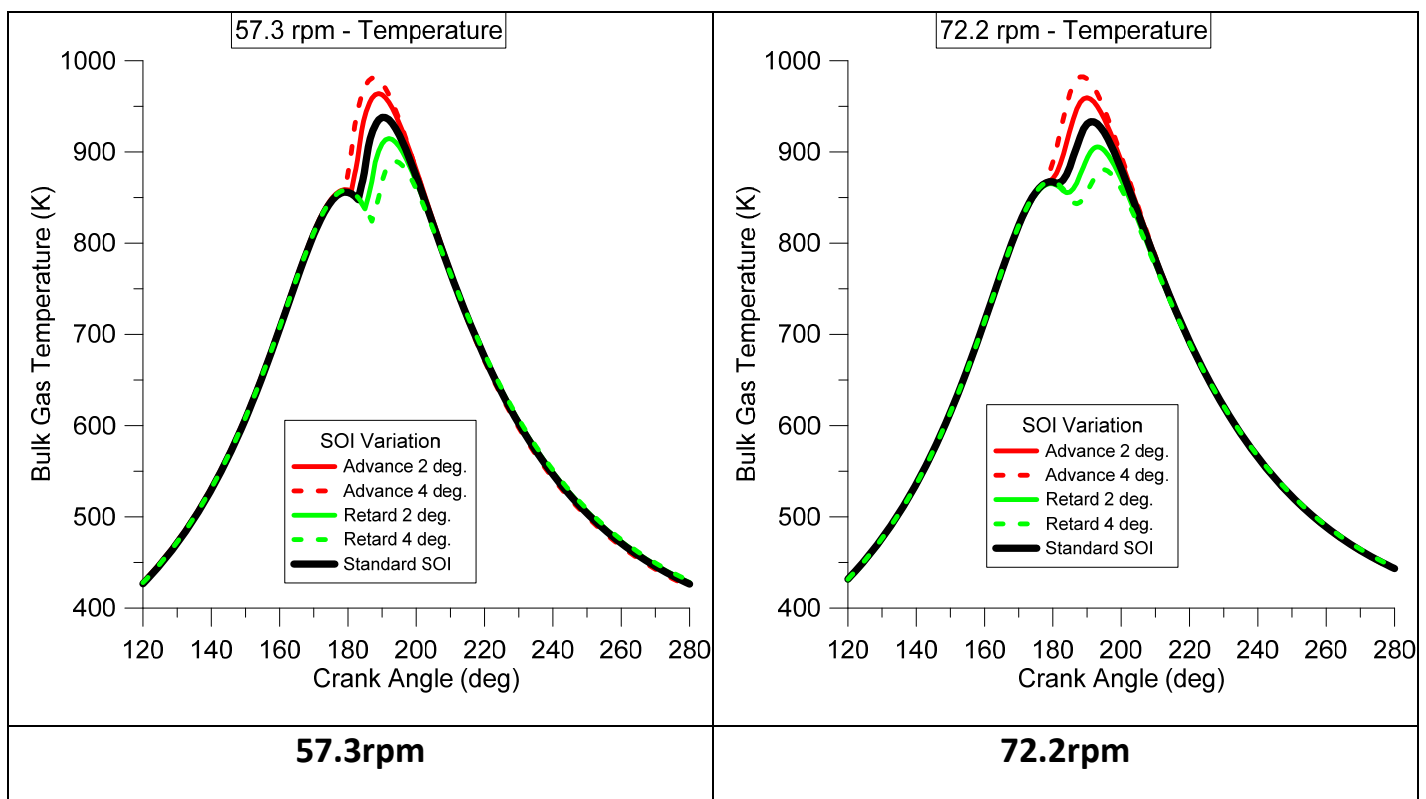


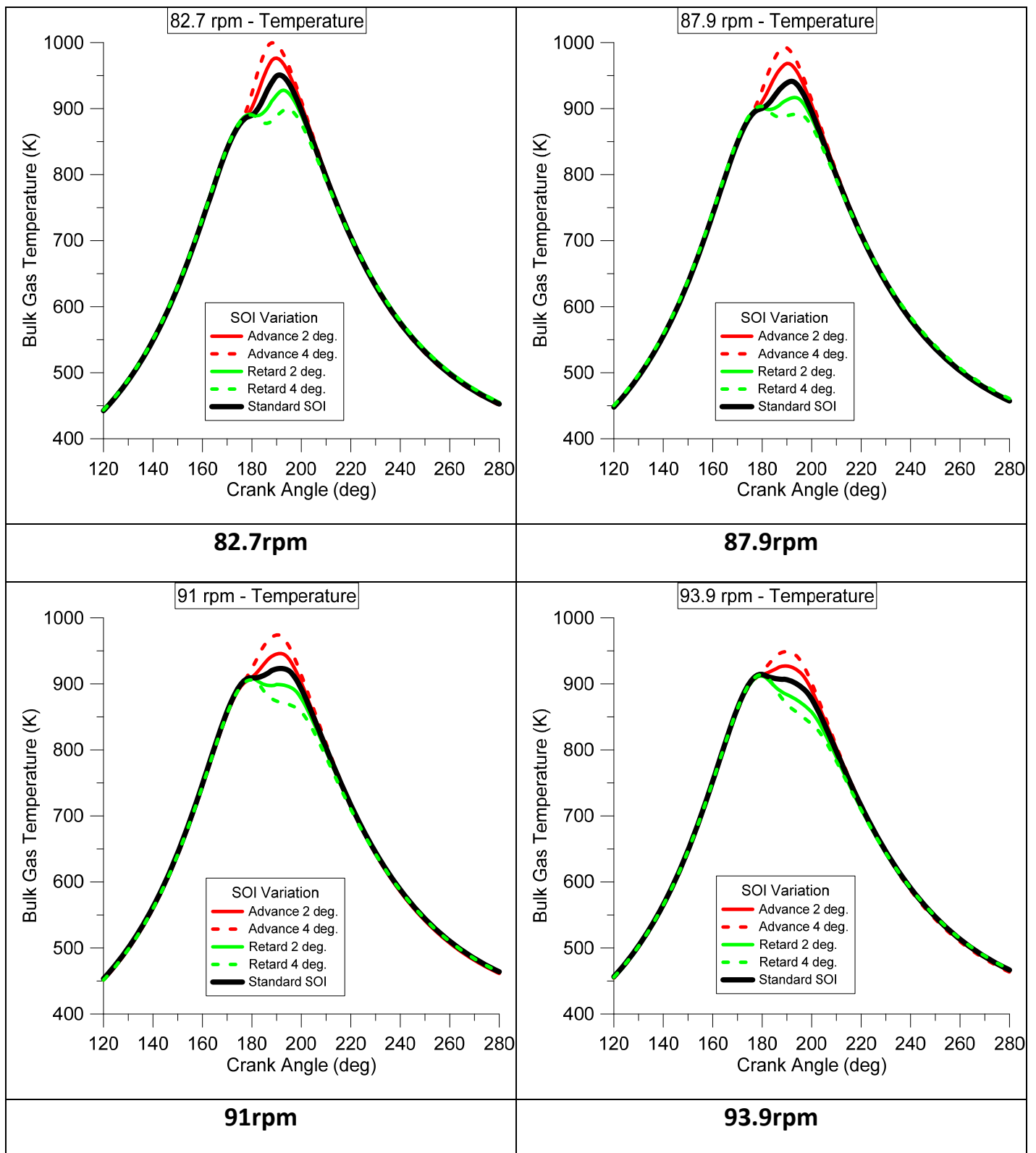
Διάγραμμα 4.10 Επίδραση της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην πίεση αερίων κυλίνδρου.

4.3.2.2 Επίδραση στη μέση θερμοκρασία αερίων κυλίνδρου

Στο **Διάγραμμα 4.11** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην μέση θερμοκρασία αερίων κυλίνδρου. Τα σημεία λειτουργίας και οι μεταβολές προπορείας που εξετάζονται είναι τα ίδια με τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα.

Όπως και με την πίεση, αύξηση της προπορείας προκαλεί αύξηση της μέσης θερμοκρασίας των αερίων εντός του κυλίνδρου σε όλα τα σημεία λειτουργίας. Επίσης το σημείο μέγιστης θερμοκρασίας εμφανίζεται ελαφρά νωρίτερα, ανάλογα με την αύξηση της προπορείας.



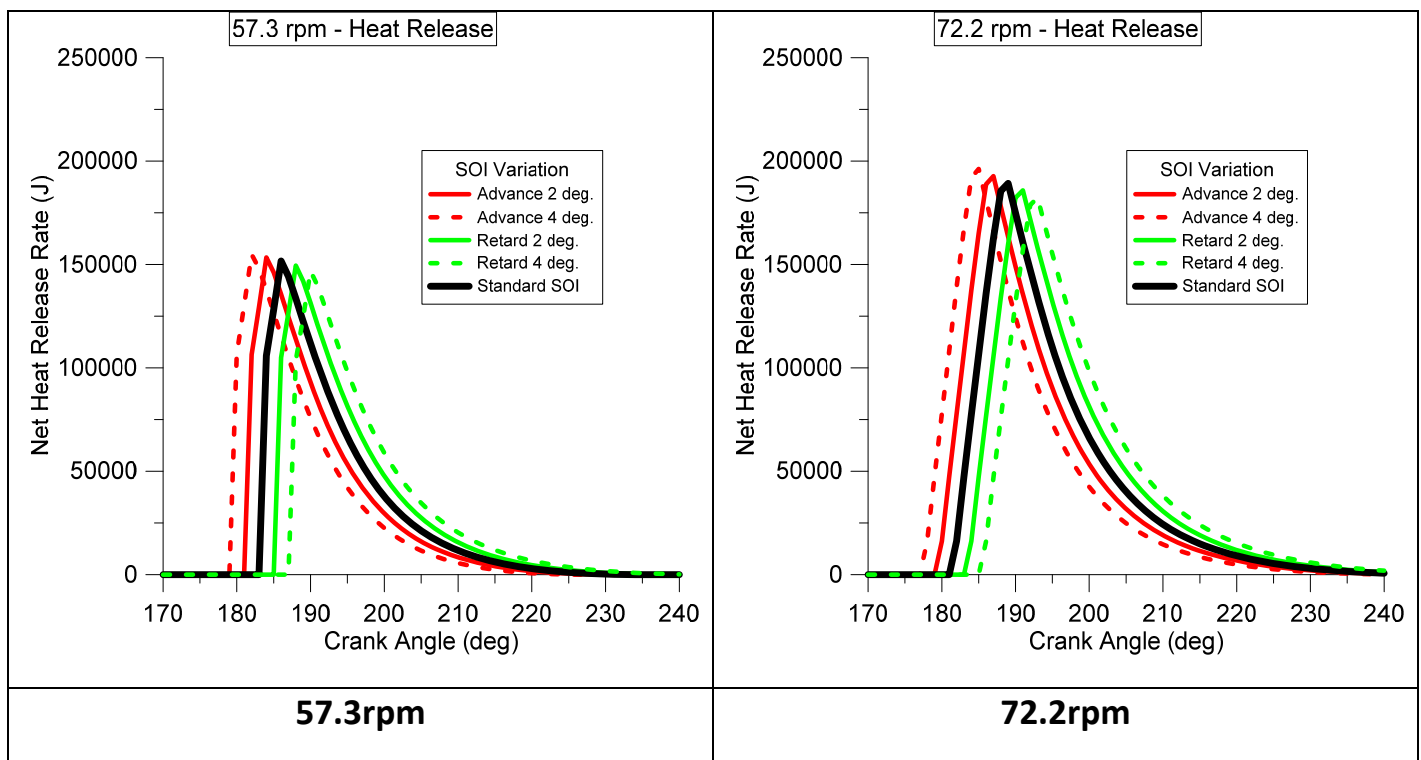


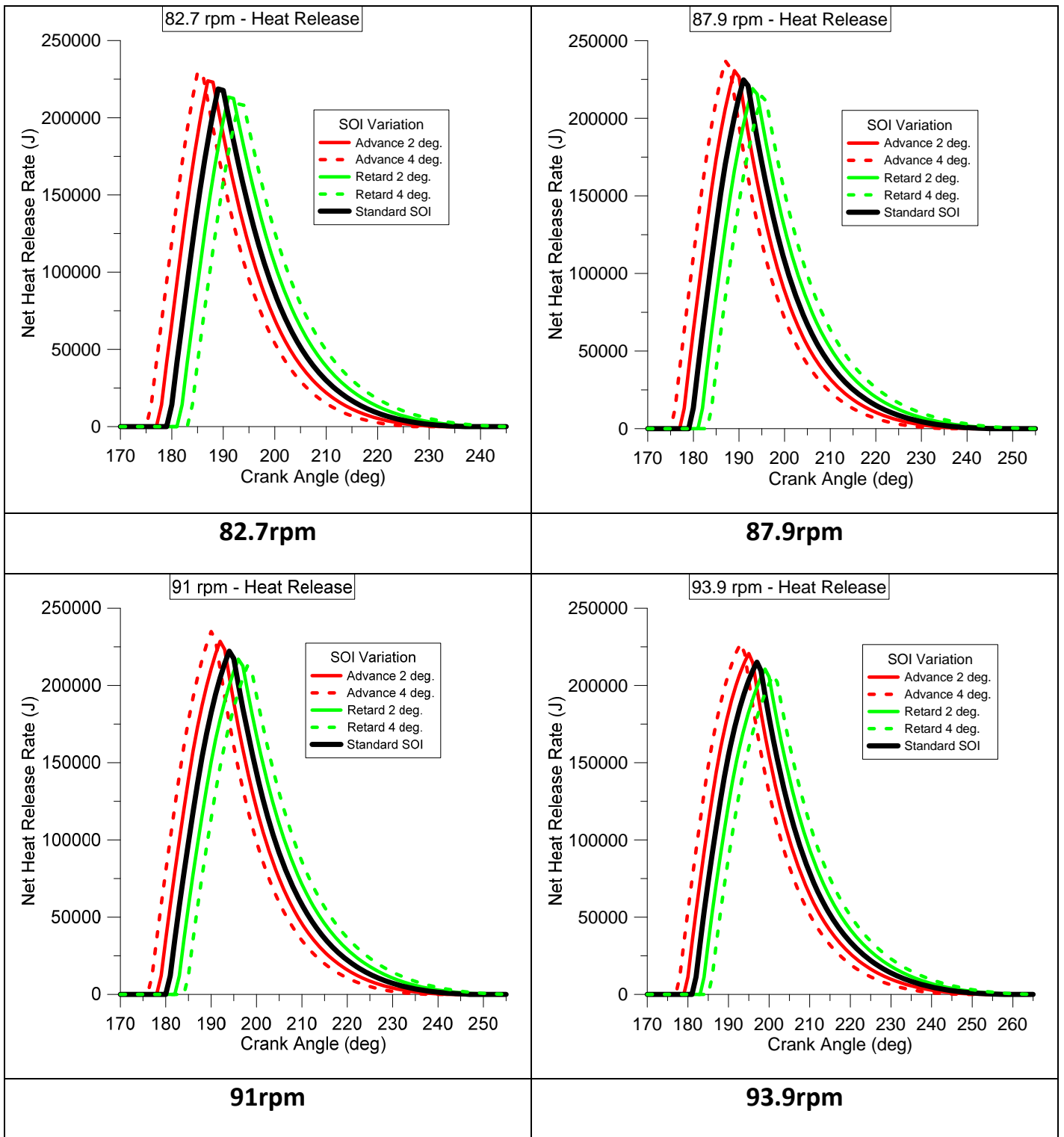
Διάγραμμα 4.11 Επίδραση της προπορείας έγχυσης καυσίμου στην μέση θερμοκρασία αερίων κυλίνδρου.

4.3.2.3 Επίδραση στον καθαρό ρυθμό έκλυσης θερμότητας καύσης.

Στο **Διάγραμμα 4.11** δίνεται η επίδραση της προπορείας έγχυσης στον καθαρό ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Τα σημεία λειτουργίας και οι μεταβολές προπορείας που εξετάζονται είναι τα ίδια με τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα.

Αύξηση της προπορείας προκαλεί αύξηση του μέγιστου ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Γενικά η μεταβολή της προπορείας κυρίως μετατοπίζει την καύση σχετικά με το ΑΝΣ. Δηλαδή η έναρξη και το πέρας της καύσης πραγματοποιούνται νωρίτερα ή αργότερα, ανάλογα με την αύξηση ή μείωση της προπορείας.





Διάγραμμα 4.12 Επίδραση της προπορείας έγχυσης καυσίμου στον καθαρό ρυθμό έκλυσης θερμότητας καύσης.

4.3.2.4 Σχολιασμός και Αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που αφορούν στην επίδραση της προπορείας έγχυσης στη πίεση του κυλίνδρου και στο ρυθμό της καύσης

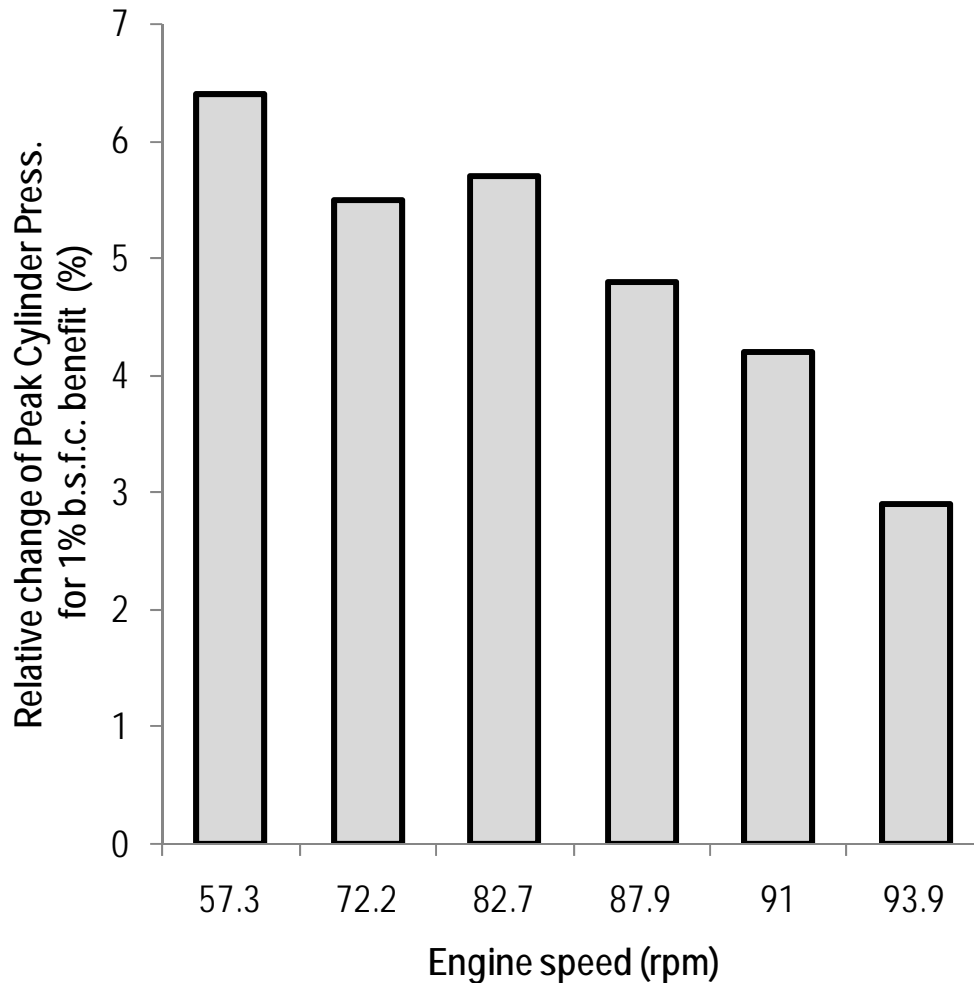
Όπως παρουσιάζεται και στα παραπάνω διαγράμματα η αύξηση της προπορείας εγχύσεως του καυσίμου (νωρίτερη έγχυση)επιφέρει τις ακόλουθες επιδράσεις στο μηχανισμό της καύσης:

- Αυξάνεται η πίεση και η μέση θερμοκρασία των αερίων εντός του κυλίνδρου.
- Αυξάνεται ο μέγιστος ρυθμός της καύσης.
- Το σημείο εμφάνισης της μέγιστης πίεσης και θερμοκρασίας εμφανίζεται ελαφρώς νωρίτερα, συγκεκριμένα περίπου μία ως τέσσερις μοίρες ανάλογα με την αύξηση της προπορείας. Η επίδραση είναι ελάχιστα πιο έντονη στις χαμηλές στροφές περιστροφής.
- Η έναρξη και το πέρας της καύσης πραγματοποιούνται νωρίτερα, ανάλογα με την αύξηση της προπορείας.
- Η αύξηση της προπορείας δεν επηρεάζει σημαντικά την προαναμεμειγμένη φάση αλλά απλά μετατοπίζει την καύση σε σχέση με το ΑΝΣ. Για το λόγο αυτό δεν αναμένεται πολύ σημαντική επίδραση στις εκπομπές ΝΟx.

Η καθυστέρηση της έγχυσης έχει γενικά τα αντίθετα αποτελέσματα.

4.3.3 Συσχετισμός Μεταξύ της Μεταβολής της Μέγιστης Πίεσης Καύσης και της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου- Όρια βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης με τη προπορεία έγχυσης

Η αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος και συνεπώς η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου που προκύπτει από την αύξηση της προπορείας , είναι αποτέλεσμα ουσιαστικά της αυξημένης πίεσης καύσης εντός των κυλίνδρων. Όμως η αυξημένη πίεση καύσης είναι το κόστος που απαιτείται για τη βελτίωση της απόδοσης , αφού συνεπάγεται αυξημένη καταπόνηση του κινητήρα. Αντίστροφα η διατήρηση της πίεσης καύσης σε χαμηλά επίπεδα συνεπάγεται χαμηλότερη ισχύ και αυξημένη ειδική κατανάλωση. Σε επόμενο διάγραμμα (**Διάγραμμα 3.13**) δίνεται, όπως έχει προκύψει από τις παραπάνω προσομοιώσεις ο συσχετισμός της μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης με την μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης. Παρατηρούμε ότι για την επίτευξη βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης , κατά 1% , απαιτείται αξιόλογη αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης της τάξεως του 5% - 6% στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής και 3% - 4% στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής. Η αύξηση της προπορείας φαίνεται από αυτή την άποψη να είναι πιο επωφελής στις υψηλές στροφές , καθώς για την ίδια περίπου σχετική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου απαιτείται μικρότερη σχετική αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης. Στην πράξη όμως η αύξηση της πίεσης καύσης στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής οδηγεί σε υπερβολικά υψηλές τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης.



Διάγραμμα 4.13 Η σχετική μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης που απαιτείται για 1% βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου , για διάφορες ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα.

Αν η αύξηση της προπορείας συνεχιστεί, συνεχίζεται και η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης, έως ένα σημείο όπου περεταίρω αύξηση της προπορείας δεν οδηγεί σε βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης. Υπάρχει δηλαδή για κάθε σημείο λειτουργίας μια βέλτιστη τιμή της προπορείας, σε σχέση με την βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης. Οι βέλτιστες αυτές τιμές αναζητούνται για τα χαμηλά φορτία στο Κεφάλαιο 6. Τα περιθώρια βελτίωσης είναι σημαντικά , αλλά στην πράξη το όριο το θέτει στις περιπτώσεις των υψηλών φορτίων / στροφών η ανάγκη περιορισμού της μέγιστης πίεσης καύσης. Περιθώρια για βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στη συγκεκριμένη εφαρμογή υπάρχουν στις μέσες και

χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα , ενώ αντίθετα στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής η αύξηση της προπορείας έγχυσης οριοθετείται από την αύξηση της πίεσης πάνω από το όριο αντοχής. Όμως πέραν αυτών για την εξαγωγή ασφαλών συμπερασμάτων θα πρέπει να ληφθεί υπόψη και η επίδραση στις εκπομπές NOx.

4.4 Συμπεράσματα

Αν και οι μεταβολές της προπορείας έγχυσης επηρεάζουν τη λειτουργία του κινητήρα στο σύνολό της, , όπως έχει δειχθεί, τα μεγέθη που επηρεάζονται περισσότερο είναι:

- Η αποδιδόμενη ισχύς
- Η ειδική κατανάλωση καυσίμου
- Η μέγιστη πίεση καύσης

Με την αύξηση της προπορείας εγχύσεως παρατηρείται μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (έως και 5,2 % εφόσον το επιτρέπει βέβαια το άνω όριο που τίθεται στη μέγιστη τιμή της πίεσης καύσης). Η τιμή αυτή αφορά τις υψηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα. Στις μέσες και χαμηλές στροφές που αφορούν τη λειτουργία του κινητήρα κατά το “slow steaming” η βελτίωση της απόδοσης είναι της τάξεως του 3 % , ενώ υπάρχει περιθώριο και για περαιτέρω βελτίωση. Κατά συνέπεια έχει νόημα η μεταβολή της προπορείας με σκοπό την αποδοτικότερη λειτουργία του κινητήρα – εν γένει σε όλο το φάσμα των στροφών και ειδικότερα στις μέσες και χαμηλές στροφές.

Όμως όπως προκύπτει η αύξηση της προπορείας εγχύσεως οδηγεί σε μεγάλη αύξηση (μέχρι περίπου 20 %) της μέγιστης πίεσης καύσης εντός των κυλίνδρων. Ειδικότερα στην περιοχή λειτουργίας του κινητήρα κατά το “slow steaming” η αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης είναι της τάξεως του 18 %, δηλαδή απαιτείται αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης κατά περίπου 6% για κάθε 1% βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η αύξηση αυτή μπορεί να οδηγήσει σε πιέσεις που ξεπερνούν το όριο των 160 bar για τη συγκεκριμένη εφαρμογή και καθιστούν απαγορευτική τη λειτουργία του κινητήρα. Κατά συνέπεια τίθεται ένας περιορισμός σχετικά με την αύξηση της προπορείας – άρα και της βελτίωσης που αυτή επιφέρει στην απόδοση του κινητήρα – από το συγκεκριμένο όριο. Η υπέρβαση του ορίου σχετικά με τη μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή της μέγιστης πίεσης καύσης παρατηρείται στις υψηλές στροφές και μπορεί να ξεπεραστεί μερικώς με τη χρήση του συστήματος μεταβλητού χρονισμού έγχυσης (VIT).

Τέλος για τα υπόλοιπα μεγέθη που εξετάστηκαν σε αυτή την παράγραφο προκύπτουν συνοπτικά τα ακόλουθα σε σχέση με την επίδραση της αύξησης της προπορείας έγχυσης:

- Η αύξηση οδηγεί σε χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες τόσο στο σύστημα εισαγωγής αέρα όσο και στο σύστημα εξαγωγής των καυσαερίων. Ωστόσο οι μεταβολές είναι αρκετά μικρές και σε κάποιες περιπτώσεις αμελητέες.
- Η αύξηση οδηγεί σε μείωση της ταχύτητας περιστροφής του (ή των) στρόβιλο-υπερπληρωτή.

5 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΣΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

5.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό εξετάζεται , με τη βοήθεια του μοντέλου προσομοίωσης , η επίδραση των συνθηκών περιβάλλοντος στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και στα βασικά θερμοδυναμικά του μεγέθη.

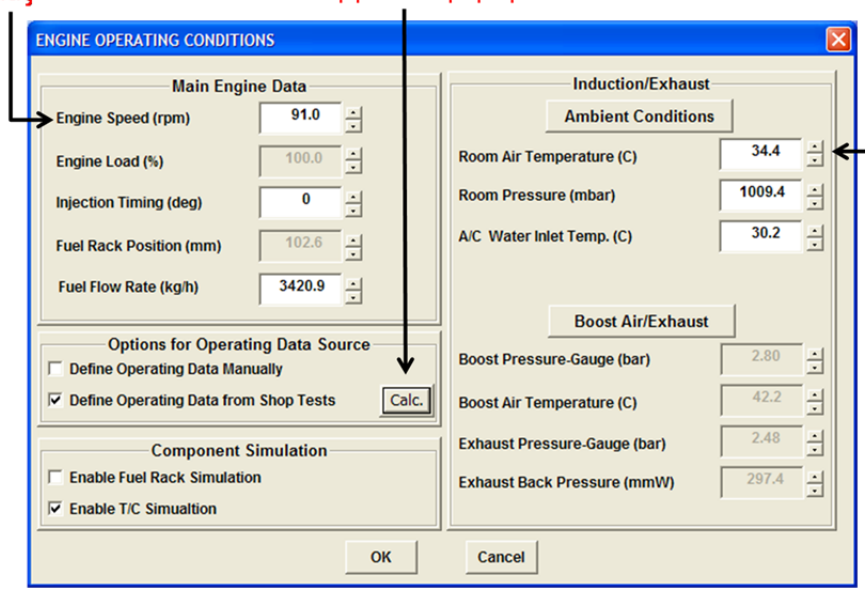
Το φάσμα των εξωτερικών θερμοκρασιών που εξετάζεται καλύπτει τη λειτουργία του κινητήρα σε συνθήκες που κυμαίνονται από ψυχρές (0°C) ως και τροπικές ($40\text{-}50^{\circ}\text{C}$). Τα αποτελέσματα του κεφαλαίου αυτού μπορούν να αξιοποιηθούν (σε συνδυασμό με αυτά του προηγούμενου κεφαλαίου για τη ρύθμιση της προπορείας) για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς του κινητήρα σε πολλές διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας που αφορούν τόσο διάφορες τις ρυθμίσεις του ίδιου του κινητήρα , όσο και τις αλλαγές στο περιβάλλον λειτουργίας του.

5.2 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο

Αντίστοιχα με το προηγούμενο κεφάλαιο, στο παρόν στόχος είναι η μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, ενώ οι υπόλοιπες λειτουργικές παράμετροι παραμένουν ίσες με τις μετρημένες κατά τις εργοστασιακές δοκιμές. Έτσι το σημείο λειτουργίας καθορίζεται με βάση την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, το πλήκτρο **“Calc.”** χρησιμοποιείται για τον αυτόματο καθορισμό όλων των λειτουργικών παραμέτρων και στη συνέχεια η θερμοκρασία περιβάλλοντος μπορεί να μεταβάλλεται χειροκίνητα (Εικόνα 5.1).

1. Καθορισμός σημείου λειτουργίας

2. Αυτόματος καθορισμός λειτουργικών παραμέτρων



3. Χειροκίνητη μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος

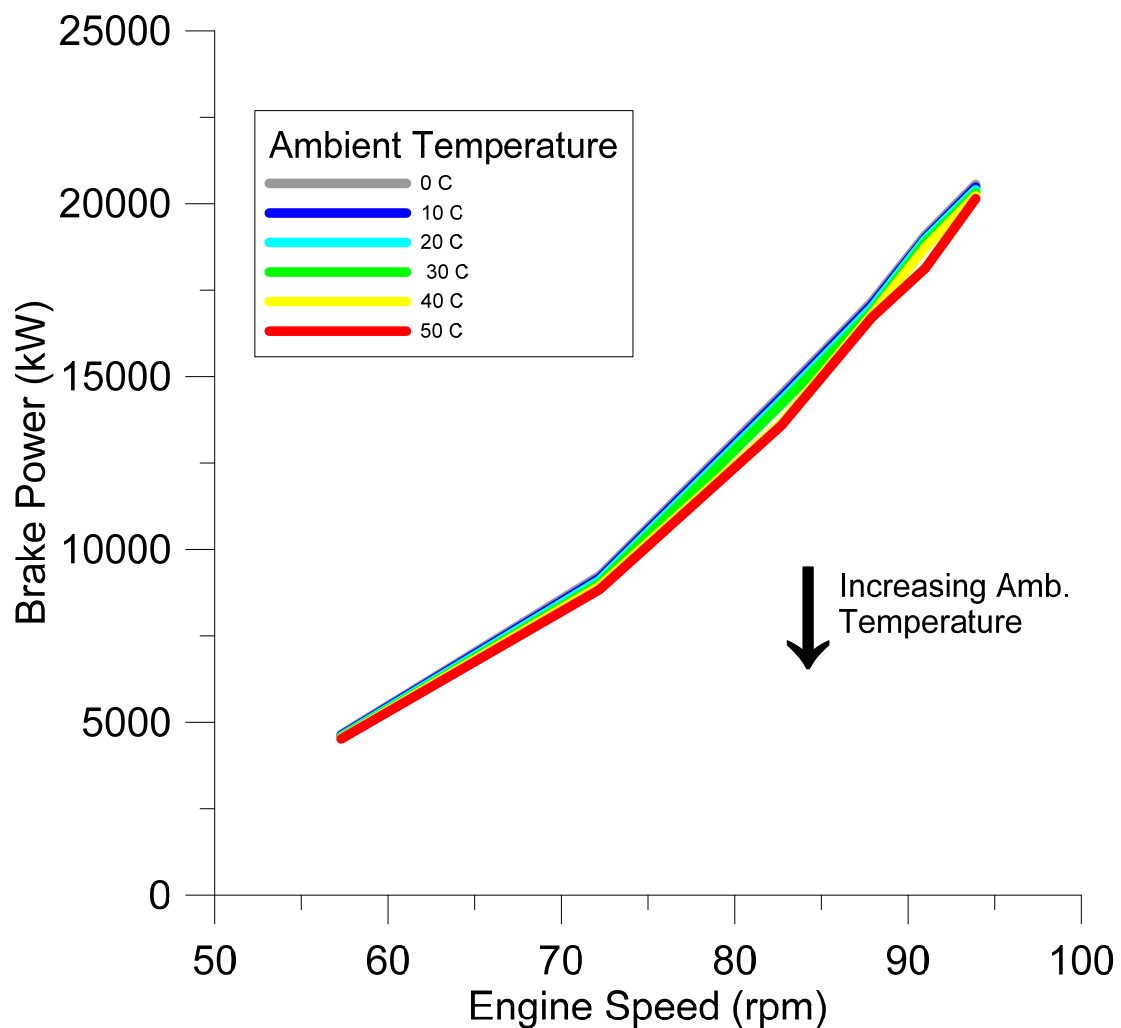
Εικόνα 5.1 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο Κεφάλαιο 5

5.3 Επίδραση Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος στη Λειτουργική Συμπεριφορά του Κινητήρα

5.3.1 Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην αποδιδόμενη ισχύ

Στο **Διάγραμμα 5.1** δίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην αποδιδόμενη ισχύ.

Η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγεί σε μείωση της αποδιδόμενης ισχύος του κινητήρα, οποία δεν είναι ιδιαίτερα υψηλή. Κατά μέσο όρο παρατηρείται για κάθε 10 °C αύξησης της θερμοκρασίας μείωση της ισχύος κατά περίπου 0,7% στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής και κατά περίπου 0,5% στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής.

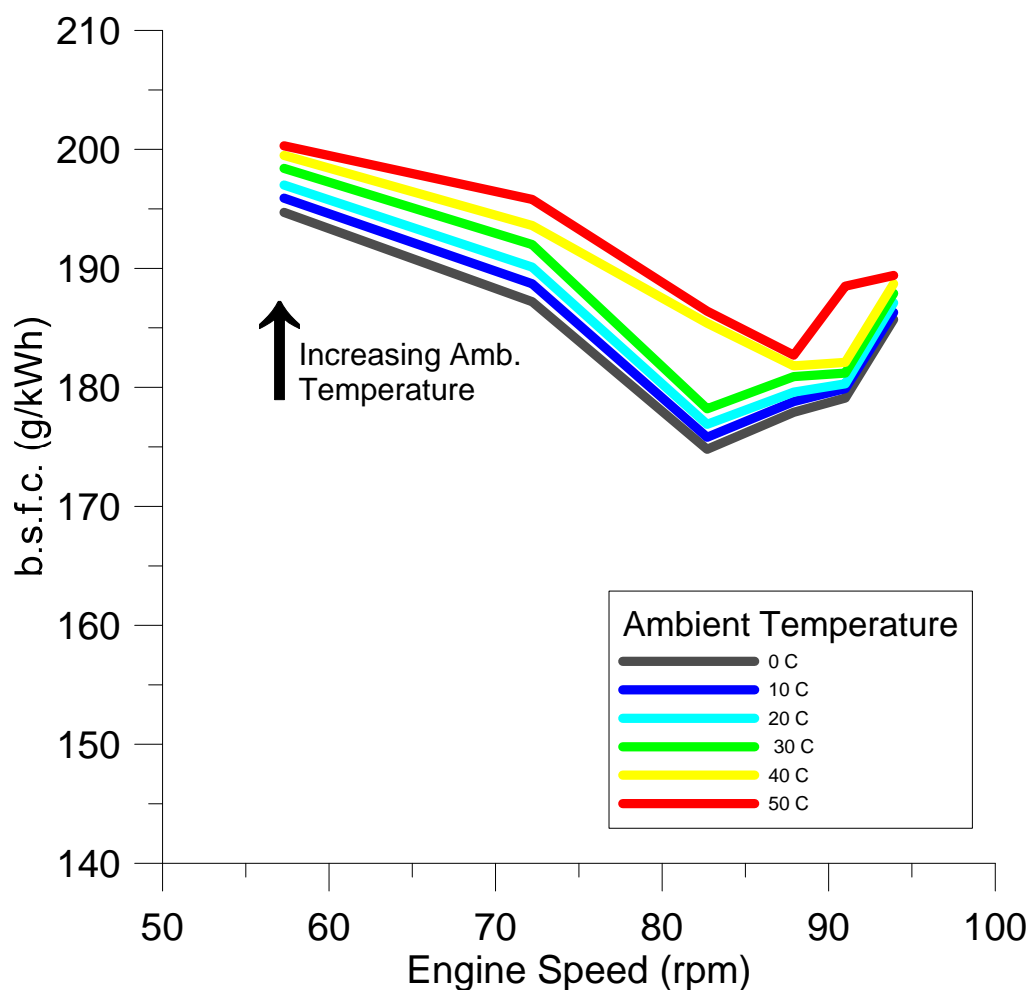


Διάγραμμα 5.1 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα.

5.3.2 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο **Διάγραμμα 5.2** δίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος προκαλεί αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, ανάλογη της μείωσης της αποδιδόμενης ισχύος. Έως και τους 30 °C η μορφή των καμπυλών της ειδικής κατανάλωσης δεν αλλάζει αισθητά. Όμως πάνω από τη τιμή αυτή και έως τους 50 °C παρατηρείται μεταβολή της συσχέτισης της ειδικής κατανάλωσης με την ταχύτητα περιστροφής. Συγκεκριμένα η περιοχή ελάχιστης ειδικής κατανάλωσης παρουσιάζεται σε υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής και έχει ελαφρά μικρότερο εύρος. Στις χαμηλές στροφές η επίδραση είναι σαφώς μικρότερη.

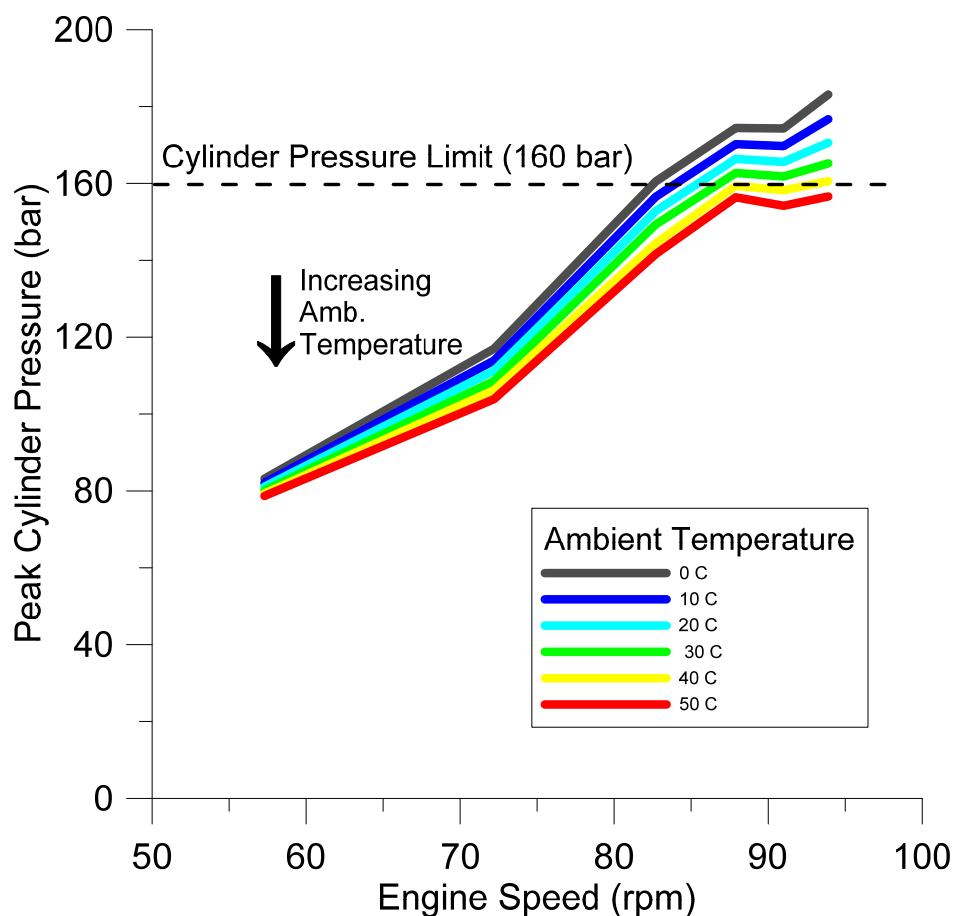


Διάγραμμα 5.2 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα.

5.3.3 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη μέγιστη πίεση καύσης

Στο **Διάγραμμα 5.3** δίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη μέγιστη πίεση καύσης.

Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος προκαλεί μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης. Η μεταβολή αυτή είναι πιο έντονη στις μέσες και υψηλές ταχύτητες περιστροφής όπου παρατηρείται μείωση της πίεσης κατά περίπου 4-5 bar για κάθε 10° C αύξησης της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Στις χαμηλές στροφές η αντίστοιχη μείωση είναι μόλις 1-2 bar. Οι όποιες ρυθμίσεις της προπορείας (βλ. Κεφάλαιο 5) θα πρέπει να λάβουν υπ όψιν και τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, που μπορεί να εντείνει ή να μειώσει την επίδραση τους στη μέγιστη πίεση καύσης. Αντίστοιχα, η προπορεία έγχυσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως τεχνική περιορισμού της μέγιστης πίεσης στην περίπτωση που εξαιρετικά χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος οδηγήσουν σε υπέρβαση του ορίου αντοχής των 160 bar.

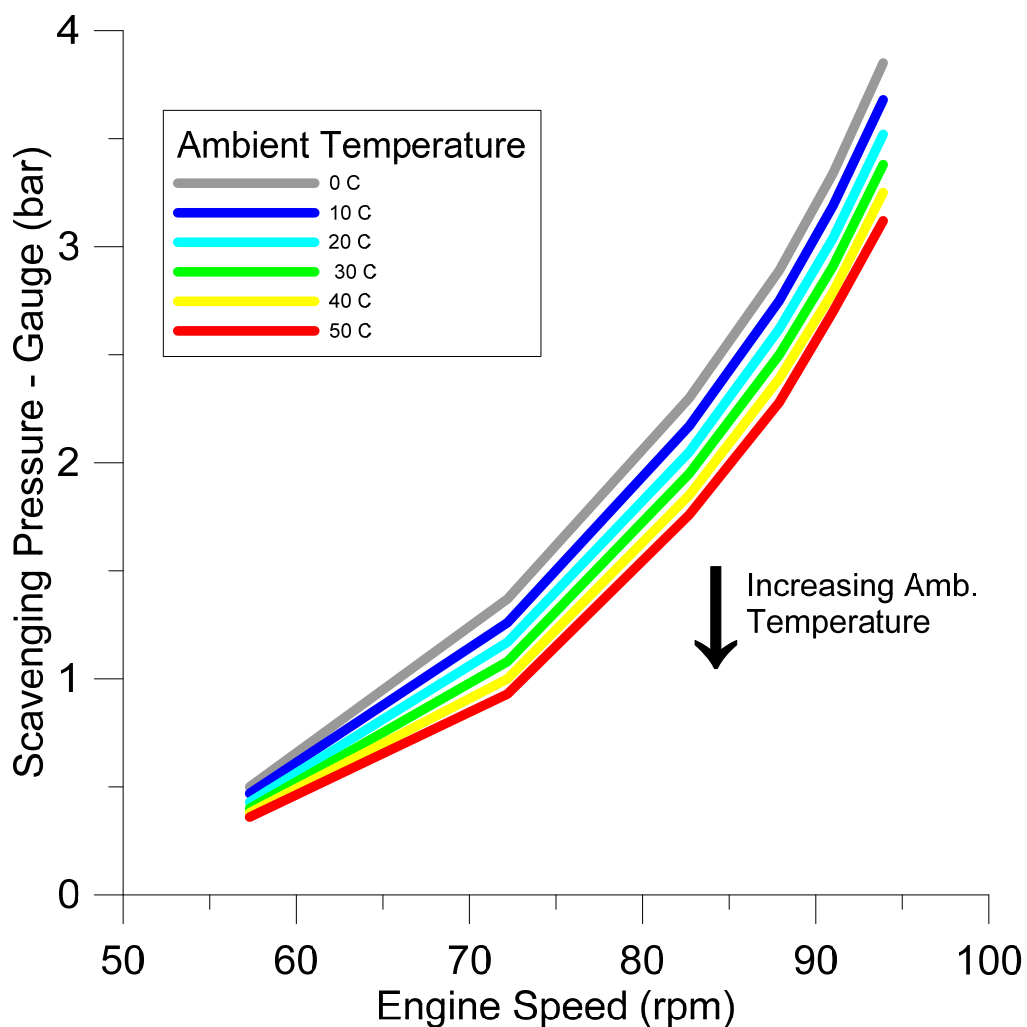


Διάγραμμα 5.3 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην μέγιστη πίεση καύσης του κινητήρα.

5.3.4 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση αέρα σαρώσεως (μανομετρική)

Στο **Διάγραμμα 5.4** δίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση του αέρα σαρώσεως.

Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος προκαλεί πτώση της πίεσης του αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής. Η επίδραση της θερμοκρασίας είναι εντονότερη στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής και ελαφρώς εντονότερη στις χαμηλές θερμοκρασίες. Οι μεταβολές είναι της τάξης των 0,2 bar για κάθε 10 °C μεταβολής της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

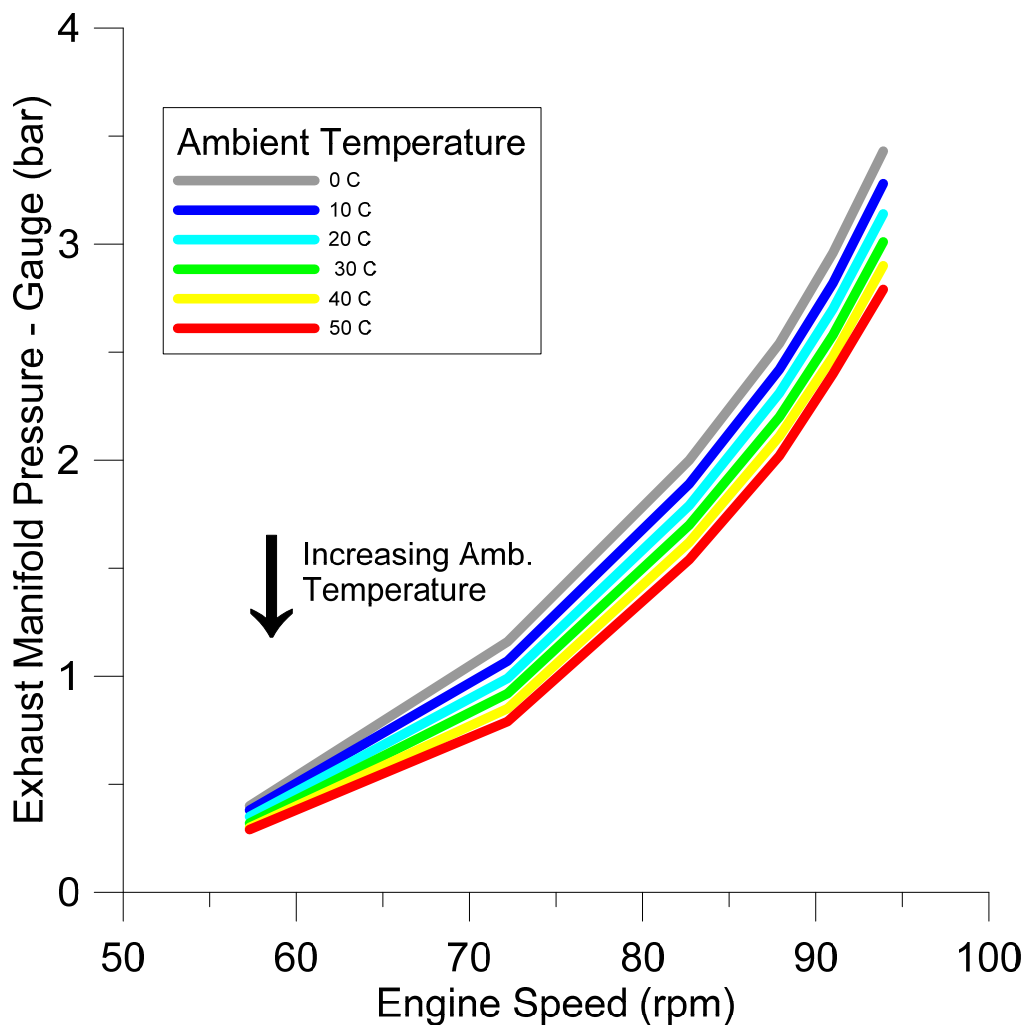


Διάγραμμα 5.4 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση του αέρα σαρώσεως του κινητήρα.

5.3.5 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση στον οχετό εξαγωγής (μανομετρική)

Στο **Διάγραμμα 5.5** δίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση στον οχετό εξαγωγής.

Η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση της πολλαπλής εξαγωγής ακολουθεί την επίδραση στην πίεση της πολλαπλής εισαγωγής, τόσο στα ποιοτικά της χαρακτηριστικά, όσο και στις απόλυτες τιμές των μεταβολών. Σχετίζεται και αυτή με τη λειτουργία του υπερπληρωτή.

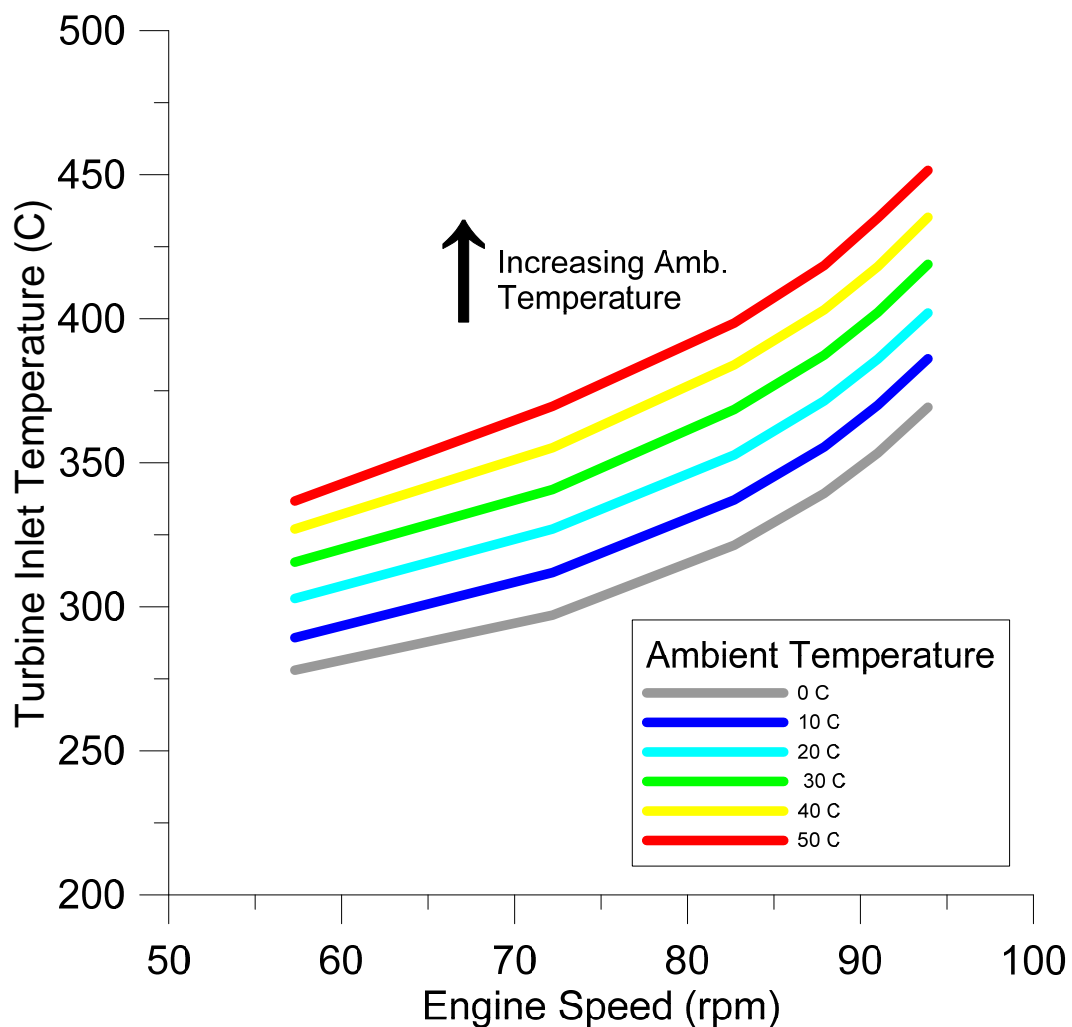


Διάγραμμα 5.5 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην πίεση του οχετού εξαγωγής του κινητήρα.

5.3.6 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο

Στο **Διάγραμμα 5.6** δίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο.

Η αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα περιβάλλοντος προκαλεί την αύξηση του επιπέδου θερμοκρασιών όλου του κινητήρα, άρα και της θερμοκρασίας καυσαερίων πριν το στρόβιλο. Η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων είναι ανάλογη της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος (12-15 °C αύξηση για κάθε 10 °C αύξησης της θερμοκρασίας περιβάλλοντος) και περίπου σταθερή σε όλο το φάσμα των ταχυτήτων περιστροφής.

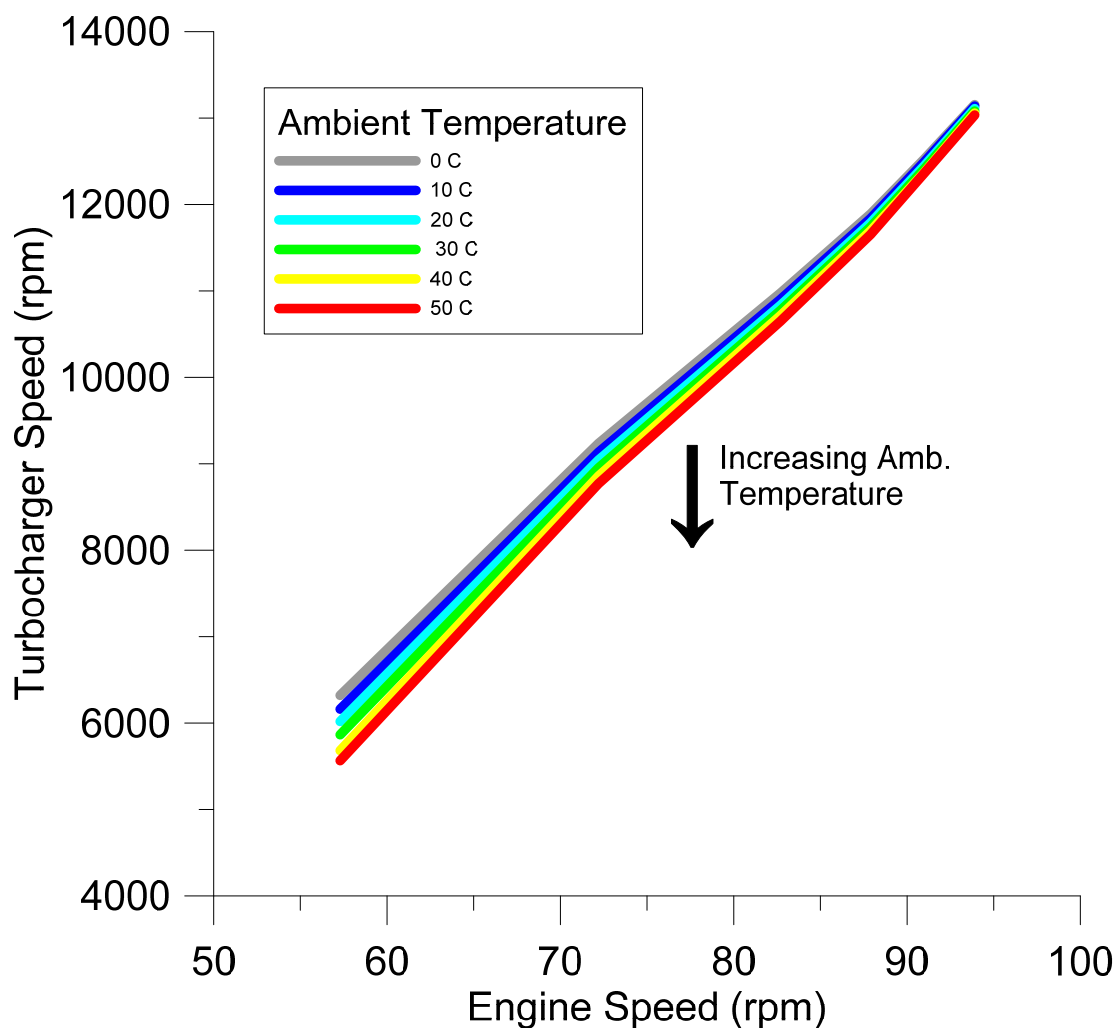


Διάγραμμα 5.6 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο.

5.3.7 Ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλο-υπερπληρωτή

Στο **Διάγραμμα 5.7** δίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή.

Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγεί σε επιβράδυνση του ζεύγους υπερπλήρωσης, γεγονός που επηρεάζει το επίπεδο πιέσεων όλου του κινητήρα. Η μεταβολή είναι σαφώς πιο έντονη στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, ενώ στο άνω όριο του πεδίου ταχυτήτων περιστροφής είναι ελάχιστη.



Διάγραμμα 5.7 Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλο-υπερπληρωτή.

5.4 Συμπεράσματα

Η αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος λειτουργίας του κινητήρα έχει τα ακόλουθα κύρια αποτελέσματα:

– Η αποδιδόμενη ισχύς μειώνεται.

– Άρα αυξάνει η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

– Η πίεση σάρωσης μειώνεται.

– Το θερμοκρασιακό επίπεδο του κινητήρα αυξάνει ανάλογα με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Κατά συνέπεια οι χαμηλές θερμοκρασίες οδηγούν σε πιο αποδοτική λειτουργία του κινητήρα και σε ελαφρά αύξηση της καταπόνησης λόγω των υψηλότερων πιέσεων καύσης.

6 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΚΑΙ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΑΣ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΣΕ ΧΑΜΗΛΑ ΦΟΡΤΙΑ

6.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό εξετάζεται η λειτουργία σε χαμηλά φορτία και με βάση τα συμπεράσματα των προηγούμενων κεφαλαίων αναζητούνται λειτουργικές ρυθμίσεις που θα οδηγήσουν σε αποδοτικότερη λειτουργία, σε μείωση δηλαδή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και αύξηση της διαθεσιμότητας του αέρα.

Η περιοχή φορτίων που επιχειρείται η βελτίωση της αποδοτικότητας είναι μεταξύ 15% και 40% του πλήρους φορτίου. Οι τεχνικές/ρυθμίσεις που εξετάζονται είναι:

- Η αύξηση της πίεσης σαρώσεως.
- Η αύξηση της προπορείας έγχυσης, καθώς έχουμε διαπιστώσει πως αυτό οδηγεί πιο αποδοτική λειτουργία του κινητήρα (βλ. **Κεφάλαιο 4**).

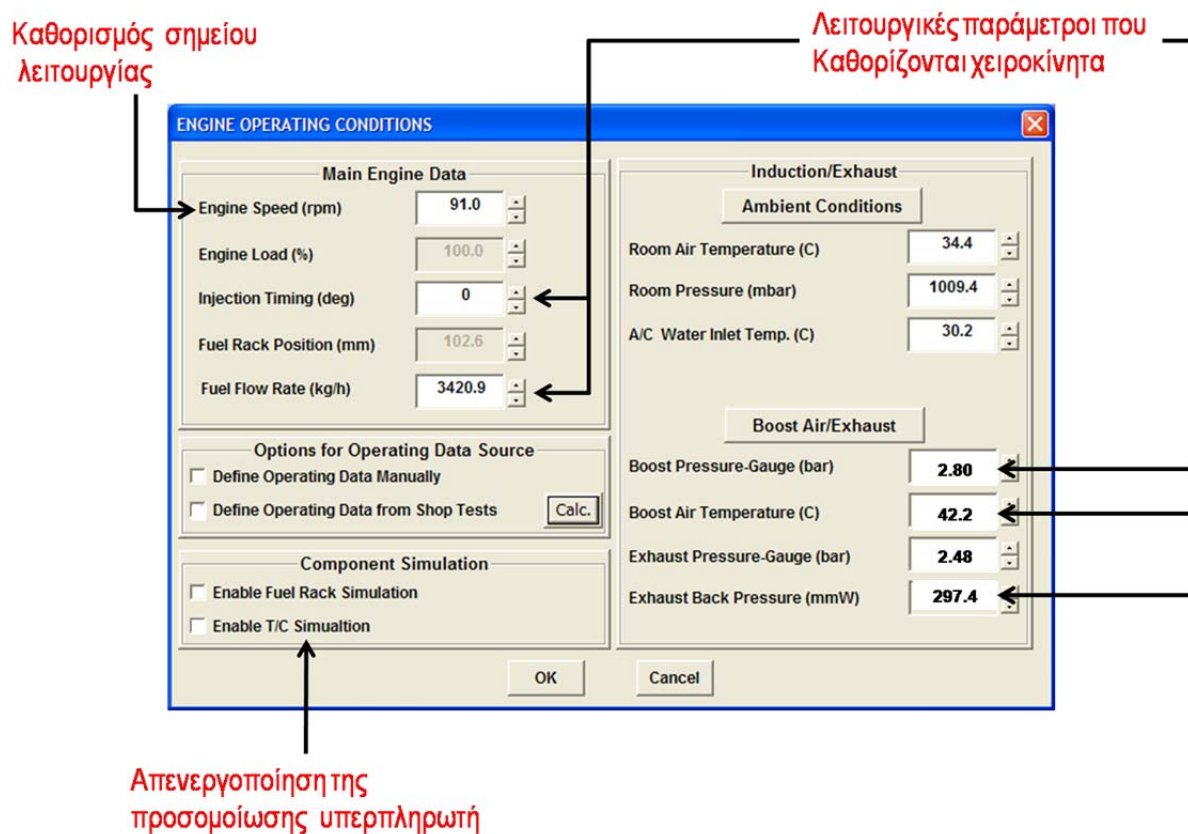
Πρέπει να σημειωθεί ότι για τη λειτουργία του μοντέλου προσομοίωσης της έκδοσης του λογισμικού που χρησιμοποιείται, σε φορτία κάτω από το 25% ο τρόπος προσέγγισης είναι διαφορετικός καθώς στην περιοχή αυτή δεν υπάρχουν διαθέσιμα δεδομένα από τις δοκιμές παραλαβής και θαλάσσης. Έτσι σε αυτή την περιοχή λειτουργίας τα δεδομένα που αφορούν την πίεση σαρώσεως, την θερμοκρασία σαρώσεως, το ρυθμό έγχυσης καυσίμου και την πίεση αντίθλιψης προκύπτουν από επέκταση των διαγραμμάτων του **Κεφαλαίου 1** στην συγκεκριμένη περιοχή λειτουργίας. Ακόμα για λειτουργικούς λόγους απενεργοποιείται σε αυτή την περιοχή των φορτίων η προσομοίωση της λειτουργίας του υπερπληρωτή. (Σημείωση: Με ενεργοποιημένη την προσομοίωση του υπερπληρωτή δεν είναι δυνατή η λειτουργία του μοντέλου προσομοίωσης σε πολύ χαμηλά φορτία – π.χ. 15% - όπως φαίνεται και στα διαγράμματα).

Για τους παραπάνω λόγους γίνεται αρχικά αξιολόγηση του συγκεκριμένου τρόπου λειτουργίας του μοντέλου προσομοίωσης στην περιοχή φορτίων 15-35%. Δηλαδή εκτελούνται αρχικά προσομοιώσεις σε αυτή την περιοχή φορτίων με τον κανονικό

τρόπο χρήσης του λογισμικού (αυτόματος καθορισμός λειτουργικών παραμέτρων, χρήση προσομοίωσης του υπερπληρωτή). Στη συνέχεια απενεργοποιείται η χρήση προσομοίωσης του υπερπληρωτή, οι λειτουργικές παράμετροι καθορίζονται χειροκίνητα και εκτελούνται προσομοιώσεις στην ίδια περιοχή φορτίων. Συγκρίνονται τα αποτελέσματα των δύο τρόπων χρήσης του λογισμικού για να διαπιστωθεί αν η λειτουργία παραμένει αξιόπιστη.

6.2 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο

Όπως αναφέρθηκε και στα προηγούμενα η βασικές διαφορές της χρήσης του λογισμικού προσομοίωσης στο παρόν κεφάλαιο είναι πρώτον η απενεργοποίηση της προσομοίωσης του υπερπληρωτή και δεύτερον το γεγονός ότι πλέον ο καθορισμός κάποιων λειτουργικών παραμέτρων δεν γίνεται αυτόματα από το λογισμικό. Αντίθετα χρησιμοποιούνται τιμές που προκύπτουν από επέκταση των διαγραμμάτων του Κεφαλαίου 1. Οι αλλαγές αυτές συνοψίζονται στην **Εικόνα 6.1**. Αφού αυτός ο τρόπος χρήσης αξιολογηθεί μεταβάλλονται χειροκίνητα αρχικά η πίεση υπερπλήρωσης και στη συνέχεια η τιμή της προπορείας έγχυσης με σκοπό να βρεθούν οι βέλτιστες ρυθμίσεις για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.



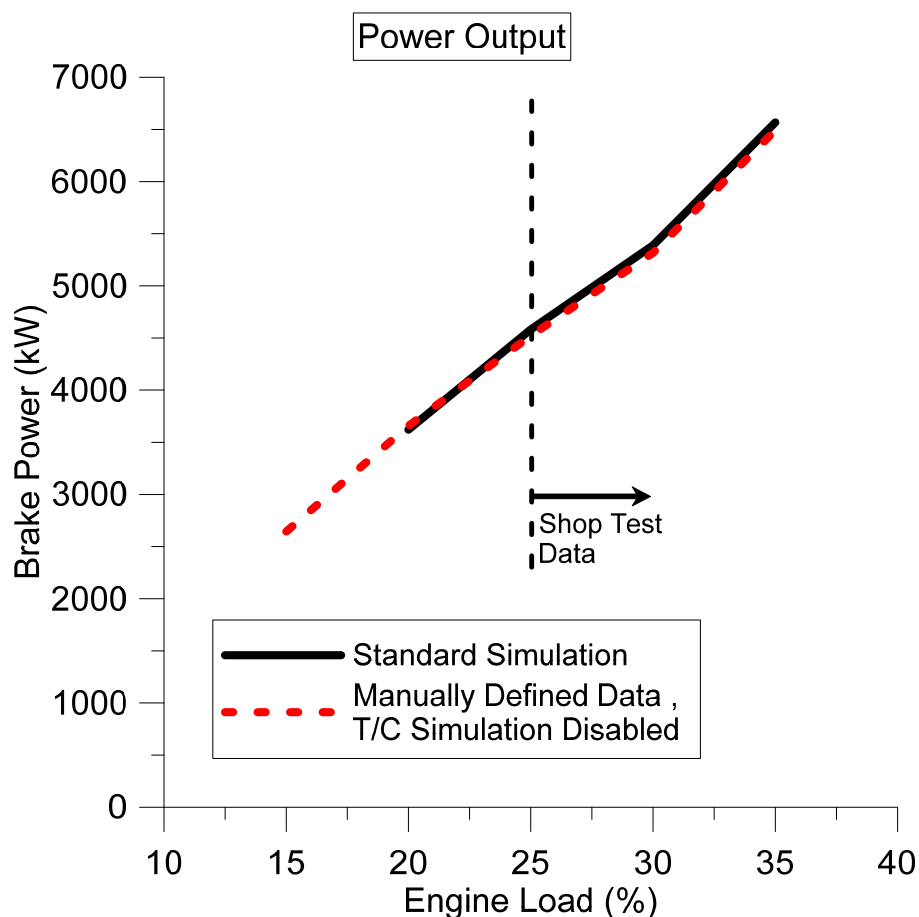
Εικόνα 6.1 Χρήση του λογισμικού προσομοίωσης στο Κεφάλαιο 6

6.3 Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του μοντέλου προσομοίωσης στην περιοχή των χαμηλών φορτίων

6.3.1 Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στην αποδιδόμενη ισχύ πέδης

Στο **Διάγραμμα 6.1** παρουσιάζεται η πρόβλεψη που αφορά στην αποδιδόμενη ισχύ για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

Η πρόβλεψη της αποδιδόμενης ισχύος στα χαμηλά φορτία φαίνεται να γίνεται αξιόπιστα, αφού η ταύτιση των αποτελεσμάτων στην περιοχή όπου υπάρχουν δεδομένα δοκιμών (φορτίο μεγαλύτερο από 25%) είναι σχεδόν απόλυτη αλλά και η μορφή των καμπυλών στα χαμηλότερα φορτία οδηγεί στο συμπέρασμα ότι η αξιόπιστη λειτουργία συνεχίζεται και σε αυτή την περιοχή φορτίων.

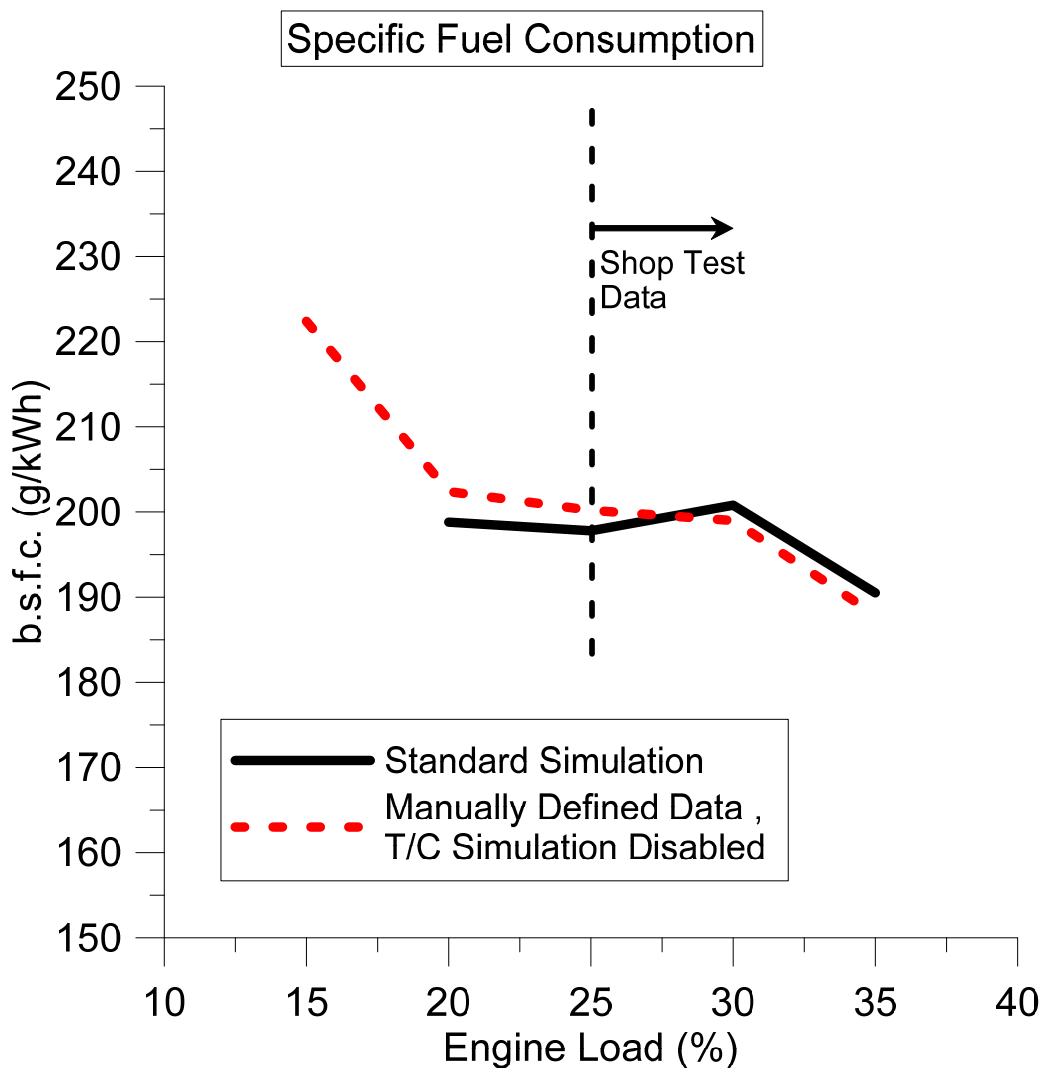


Διάγραμμα 6.1 Αξιολόγηση της πρόβλεψης της αποδιδόμενης ισχύος για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

6.3.2 Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο **Διάγραμμα 6.2** παρουσιάζεται η πρόβλεψη που αφορά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

Αφού γίνεται αξιόπιστη πρόβλεψη για την αποδιδόμενη ισχύ, εξίσου αξιόπιστη αναμένεται να είναι και η πρόβλεψη της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Πράγματι η καμπύλη των αποτελεσμάτων του μοντέλου προσομοίωσης ακολουθεί τόσο αυτή που βασίζεται στα δεδομένα των δοκιμών, όσο και την γενική μορφή της καμπύλης που αφορά έναν ναυτικό κινητήρα (μεγάλη αύξηση της ειδικής κατανάλωσης στα πολύ χαμηλά φορτία) όπως αυτή έχει παρουσιαστεί στην εισαγωγή (βλ. **Παράγραφο 1.7.2**).

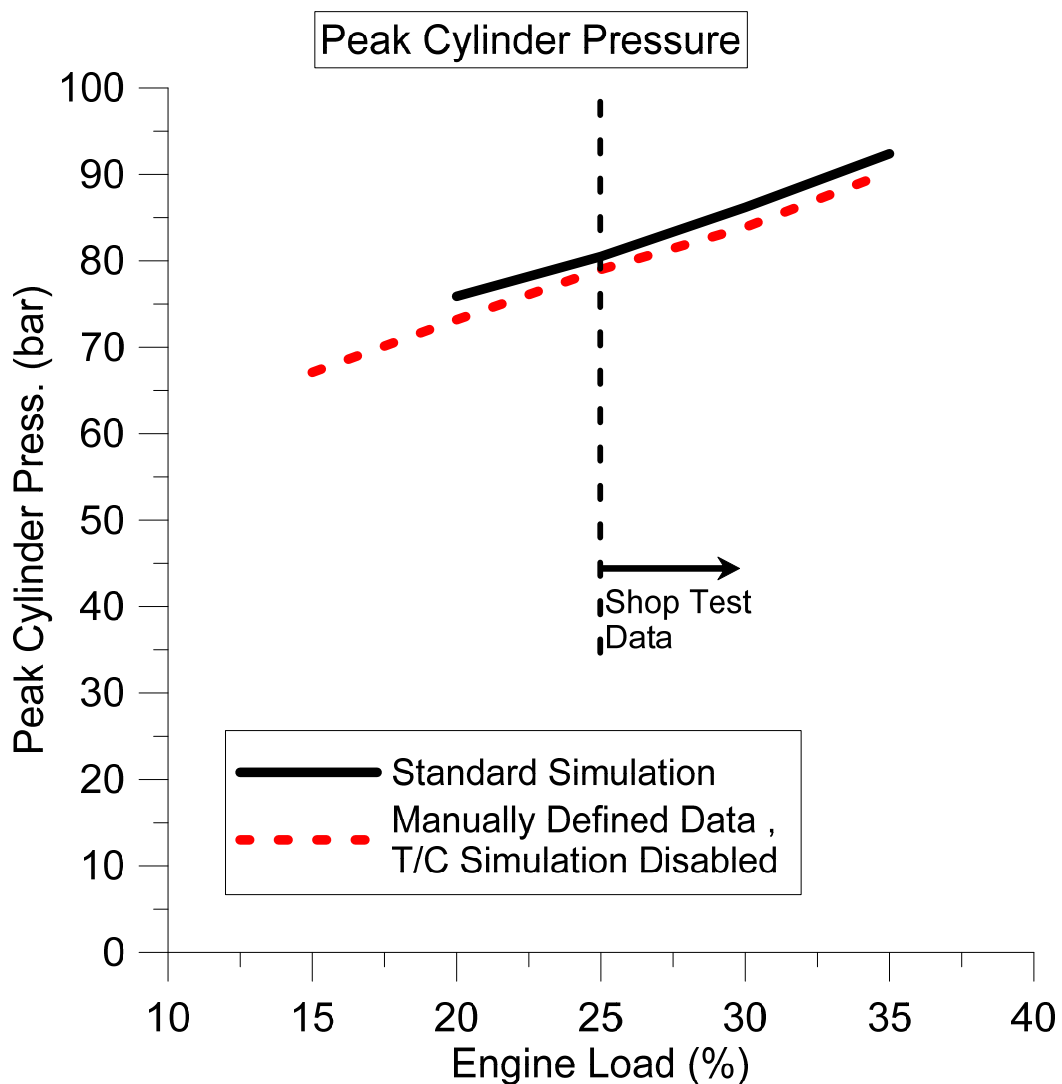


Διάγραμμα 6.2 Αξιολόγηση της πρόβλεψης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

6.3.3 Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στη μέγιστη πίεση καύσης

Στο **Διάγραμμα 6.3** παρουσιάζεται η πρόβλεψη που αφορά στην μέγιστη πίεση καύσης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

Όπως προκύπτει οι προβλέψεις είναι οι αναμενόμενες που αποτελεί ένδειξη ότι το λογισμικό προσομοίωσης λειτουργεί ορθά.

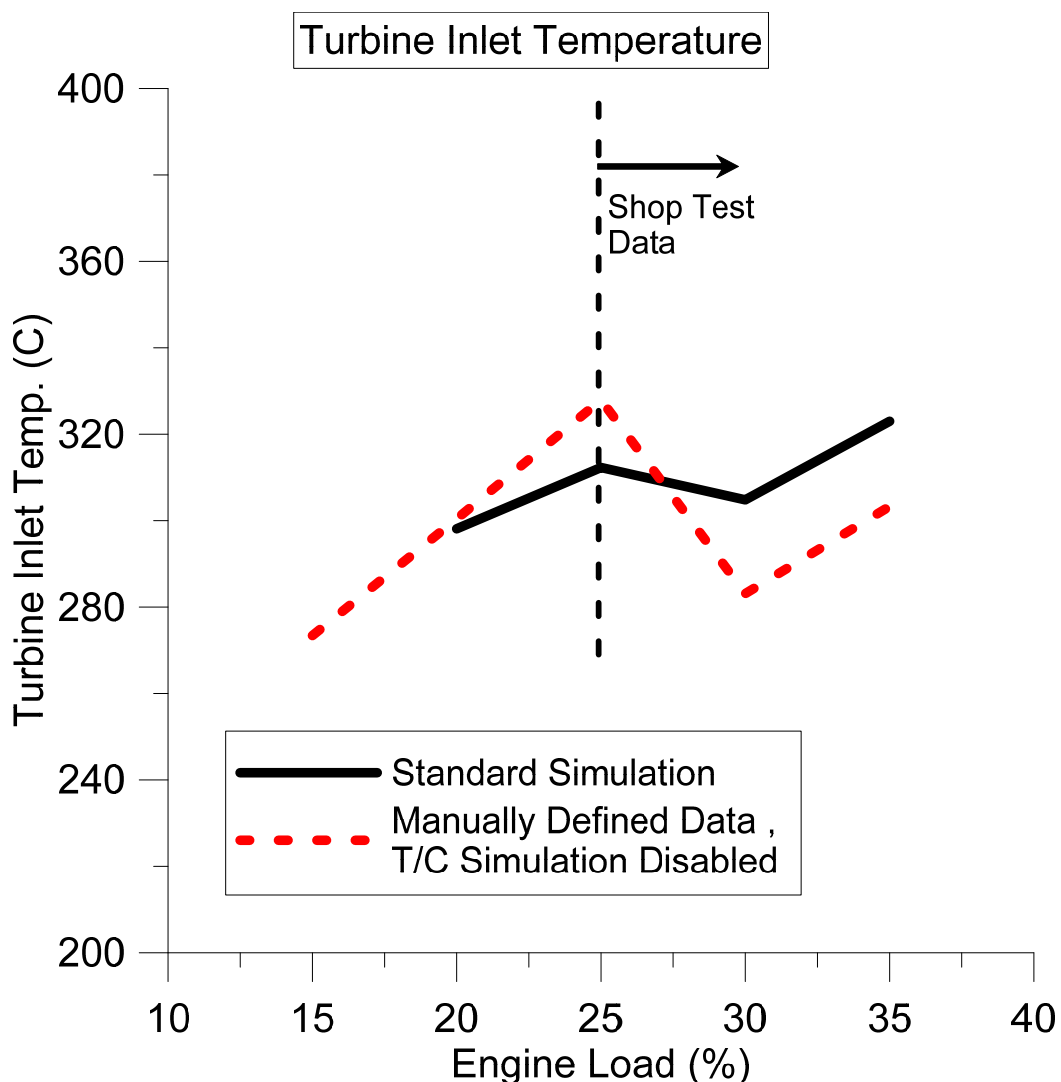


Διάγραμμα 6.3 Αξιολόγηση της πρόβλεψης της μέγιστης πίεσης καύσης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

6.3.4 Αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας σε ότι αφορά στην θερμοκρασία εισαγωγής των καυσαερίων στον στρόβιλο

Στο **Διάγραμμα 6.4** παρουσιάζεται η πρόβλεψη που αφορά στη θερμοκρασία εισαγωγής των καυσαερίων στο στρόβιλο για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

Η πρόβλεψη της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην είσοδο του στρόβιλου φαίνεται να γίνεται λιγότερο αξιόπιστα από τα υπόλοιπα μεγέθη. Όμως οι διαφορές σε σχέση με τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τις προσομοιώσεις, βάσει των δεδομένων των δοκιμών δεν ξεπερνούν τους 20-30° C , τιμή αποδεκτή για τα δεδομένα της εφαρμογής.



Διάγραμμα 6.4 Αξιολόγηση της πρόβλεψης θερμοκρασίας εισαγωγής των καυσαερίων στο στρόβιλο για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

6.3.5 Συμπεράσματα όσον αφορά στην ικανότητα πρόβλεψης σε χαμηλά φορτία

Τα μεγέθη των οποίων η αξιόπιστη πρόβλεψη αξιολογήθηκε και τα οποία θα εξεταστούν στη συνέχεια του Κεφαλαίου 6 είναι:

- Αποδιδόμενη ισχύς.
- Ειδική κατανάλωση καυσίμου.
- Μέγιστη πίεση καύσης.
- Θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο.

Κατά συνέπεια, για λειτουργία του μοντέλου προσομοίωσης, όπως αυτή περιγράφεται στην εισαγωγή του παρόντος κεφαλαίου, συνάγεται ότι μπορούμε να έχουμε αξιόπιστα αποτελέσματα για τα παραπάνω μεγέθη σε χαμηλά φορτία.

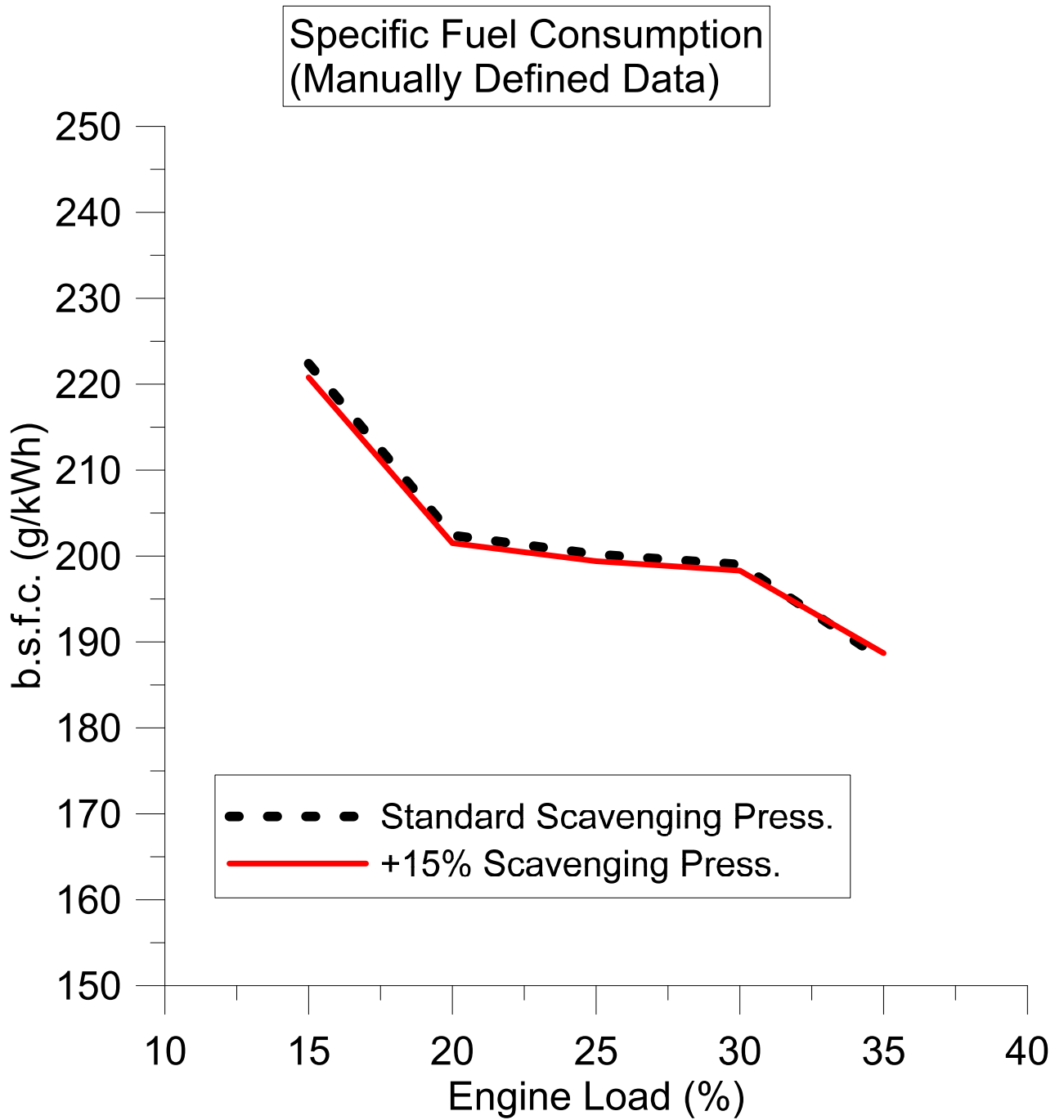
6.4 Μεταβολή της πίεσης σαρώσεως

6.4.1 Αξιολόγηση της μεθόδου της αύξησης της πίεσης σαρώσεως για μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου

Για να διαπιστωθεί κατά πόσο η μεταβολή (και συγκεκριμένα η αύξηση) της πίεσης του αέρα σαρώσεως μπορεί να δράσει θετικά σε ότι αφορά την ειδική κατανάλωση καυσίμου, προσομοιώνεται η λειτουργία του κινητήρα σε φορτία 15-35% με την πίεση σαρώσεως να αυξάνεται κατά 15% σε σχέση με τις αρχικές ρυθμίσεις του κινητήρα.

Από τεχνικής σκοπιάς κάτι τέτοιο μπορεί να επιτευχθεί με μόνιμη ενεργοποίηση των βοηθητικών συμπιεστών (auxiliary blowers) που διαθέτει το πλοίο για τη λειτουργία του κινητήρα σε πολύ χαμηλά φορτία (π.χ. εκκίνηση κινητήρα, χειρισμοί σε λιμάνι) ή με τη εφαρμογή της τεχνικής του T/C Cut-out αφού ο συγκεκριμένος κινητήρας διαθέτει 2 υπερπληρωτές. Πρέπει ωστόσο να σημειωθεί ότι οι βοηθητικοί συμπιεστές καταναλώνουν ηλεκτρική ενέργεια και δεν είναι πάντα σχεδιασμένοι για παρατεταμένη λειτουργία. Κατά συνέπεια η παρούσα διερεύνηση είναι καθαρά παραμετρική.

Όπως προκύπτει από το **Διάγραμμα 6.5** η αύξηση της πίεσης του αέρα σαρώσεως δεν επιφέρει σημαντική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στη συγκεκριμένη περιοχή λειτουργίας του κινητήρα (βλ. Διάγραμμα 5.5). Η εκτιμώμενη μέγιστη διακύμανση είναι ~ 5 g/kWh στα πολύ χαμηλά φορτία. Λόγω αυτού η συγκεκριμένη μέθοδος δεν θα διερευνηθεί περαιτέρω ως μέσο βελτίωσης της αποδοτικότητας του κινητήρα. Υπάρχουν όμως διαφορετικού λόγου για την επιλογή της αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης, όπως φαίνεται στην επόμενη παράγραφο.



Διάγραμμα 6.5 Η επίδραση της μεταβολής της πίεσης του αέρα σαρώσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στην περιοχή φορτίων 15-35%.

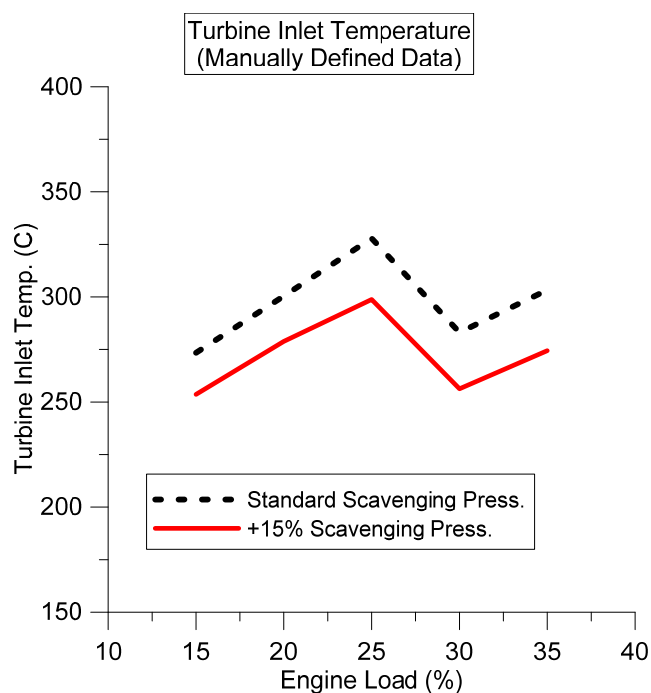
6.4.2 Αύξηση της πίεσης σαρώσεως ως μέσο μείωσης της θερμικής καταπόνησης και αύξησης της διαθεσιμότητας αέρα

Στο **Διάγραμμα 6.6** παρουσιάζεται η επίδραση της πίεσης σαρώσεως στη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο.

Όπως παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 1 η συνεχής λειτουργία σε χαμηλά φορτία είναι πιθανό να οδηγήσει σε έντονη θερμοκρασιακή καταπόνηση και ιδιαίτερα των βαλβίδων εξαγωγής λόγω αύξησης της θερμοκρασίας που προκύπτει από τη μείωση του λόγου αέρα-καυσίμου. Ο μειωμένος λόγος αέρα καυσίμου οδηγεί και σε άλλα προβλήματα, όπως αυξημένες σωματιδιακές εκπομπές που συμβάλλουν σε ρύπανση κλπ.

Από την προσομοίωση φαίνεται πως η αύξηση της πίεσης σαρώσεως – άρα και αύξηση της παροχής μάζας αέρα – οδηγεί σε μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Συγκεκριμένα η αύξηση της πίεσης σαρώσεως κατά 15% επιφέρει πτώση της θερμοκρασίας των καυσαερίων κατά περίπου 30° C στη περιοχή λειτουργίας που εξετάζεται.

Έτσι αν και σε επίπεδο μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου η μέθοδος αυτή φαίνεται να μην είναι αποτελεσματική μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ανακούφιση των συστημάτων εξαγωγής από υψηλές θερμοκρασίες και τη μείωση των εκπομπών αιθάλης και την εξασφάλιση της συνεχούς λειτουργίας του κινητήρα στις συνθήκες αυτές.

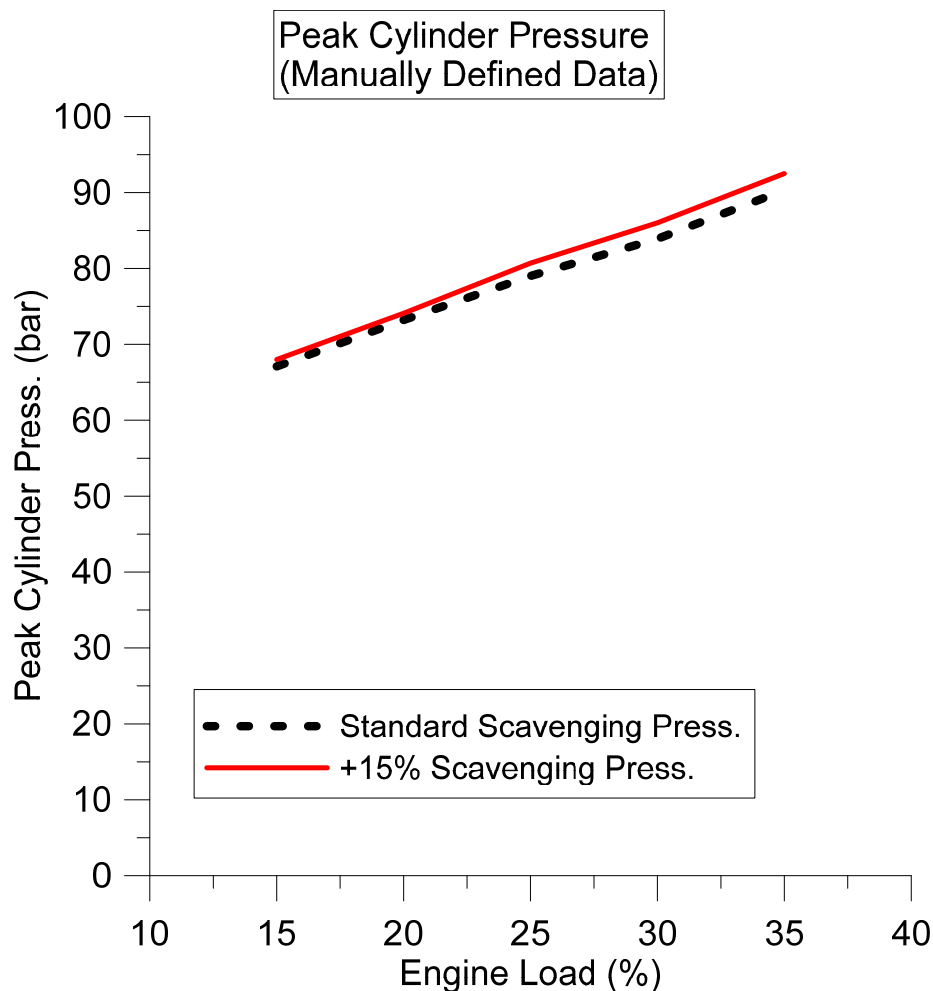


Διάγραμμα 6.6 Η επίδραση της μεταβολής της πίεσης του αέρα σαρώσεως στην θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο στην περιοχή φορτίων 15-35%.

6.4.3 Η μέγιστη πίεση καύσης σε περίπτωση λειτουργίας με αυξημένη πίεση σαρώσεως

Η αύξηση της πίεσης σαρώσεως είναι αναμενόμενο να επιφέρει αύξηση του συνολικού επιπέδου πιέσεων του κινητήρα, άρα και της μέγιστης πίεσης καύσης. Ωστόσο όπως φαίνεται και στο **Διάγραμμα 6.7** η αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης, η οποία ακολουθεί την αύξηση της πίεσης σαρώσεως κατά 15%, είναι της τάξεως των ~ 3 bar ή 5% στη περιοχή αυτή λειτουργίας και δεν θεωρείται σημαντική. Για λειτουργία σε πολύ χαμηλά φορτία η επίδραση αυτή είναι ακόμα μικρότερη.

Όμως πρέπει να τονισθεί ότι τα επίπεδα μεταβολής της πίεσης σάρωσης με τη χρήση της τεχνικής VGT T/C ή T/C Cut-off είναι σαφώς υψηλότερα οπότε και η επίπτωση στη μέγιστη πίεσης καύσης σαφώς υψηλότερη.



Διάγραμμα 6.7 Η επίδραση της μεταβολής της πίεσης του αέρα σαρώσεως στην θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στρόβιλο στην περιοχή φορτίων 15-35%.

6.5 Μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου

6.5.1 Βέλτιστη τιμή της προπορείας έγχυσης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία

Όπως διαπιστώθηκε στο Κεφάλαιο 3 η αύξηση της προπορείας έγχυσης δίνει τη δυνατότητα μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου , με παράλληλη (σημαντική) αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης. Ενώ μια τέτοια μέθοδος περιορισμού της κατανάλωσης έχει περιορισμούς για λειτουργία σε υψηλά φορτία λόγω απαγορευτικά υψηλών πιέσεων , είναι εφικτή για τη λειτουργία σε χαμηλά φορτία χωρίς όμως να είναι γνωστές οι επιπτώσεις στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

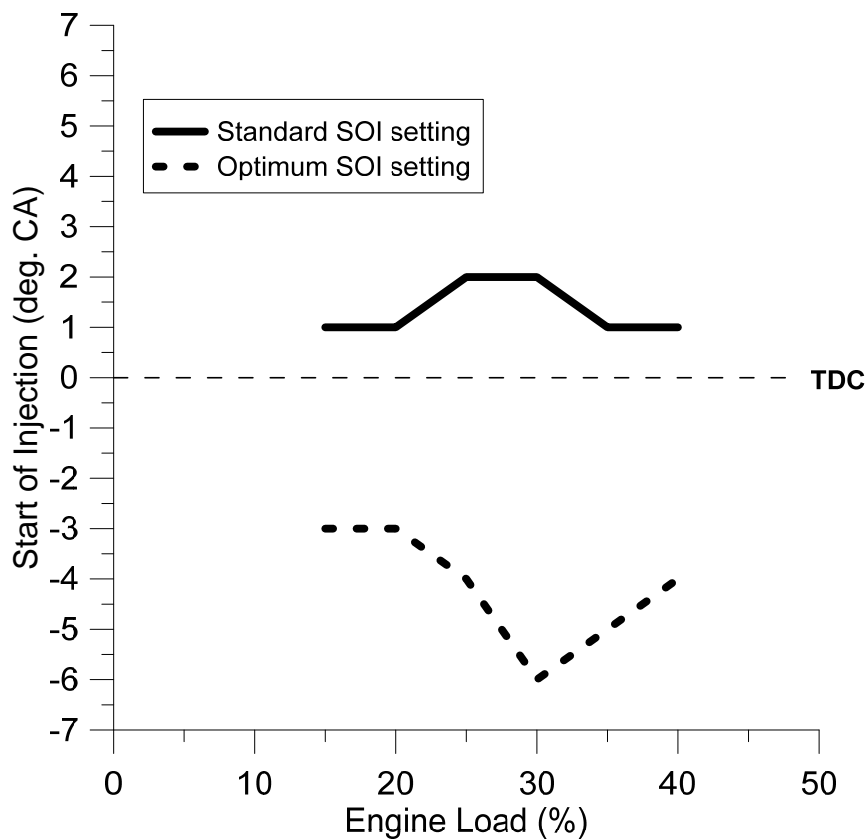
Έτσι για την περιοχή φορτίων 15% ως 40% αναζητούνται , με διαδοχικές προσομοιώσεις όπου η τιμή της προπορείας έγχυσης αυξάνεται , οι ρυθμίσεις που ελαχιστοποιούν την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο **Διάγραμμα 6.9**.

Τα αποτελέσματα της υπολογιστικής διαδικασίας παρουσιάζονται στον **Πίνακα 6.1** . Παρατηρούμε ότι:

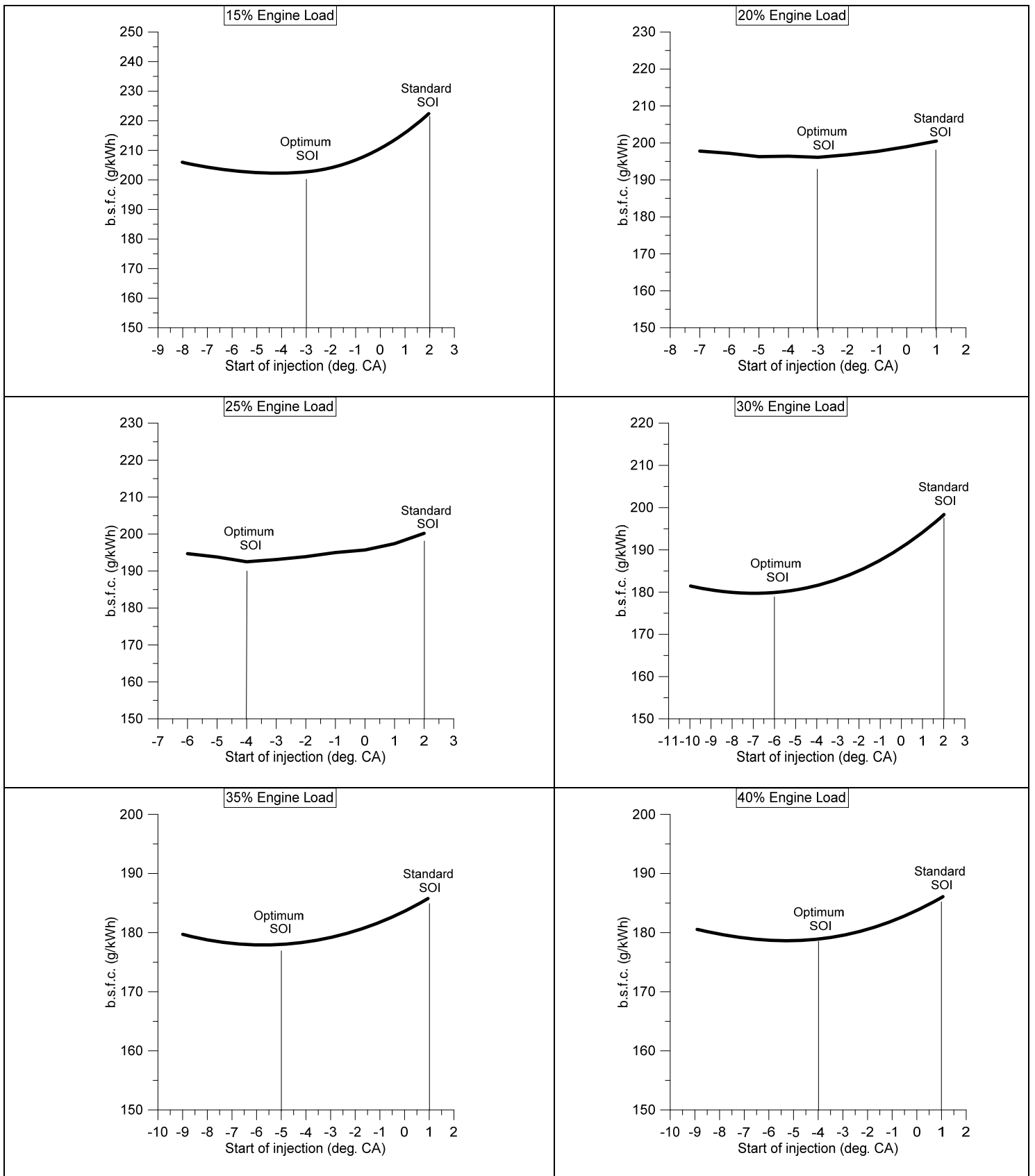
- Η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώνεται στη συγκεκριμένη περιοχή φορτίων από 2.2% ως και 9.3% . Κατά μέσο όρο βελτιώνεται κατά 5.1% .
- Η μέγιστη πίεση καύσης αυξάνει στη συγκεκριμένη περιοχή φορτίων από 17.6% ως 45.2%. Κατά μέσο όρο αυξάνει κατά 32% και σε κάθε περίπτωση υπολείπεται σημαντικά της μέγιστης τιμής των 160 bar.
- Η έγχυση καυσίμου πραγματοποιείται νωρίτερα σε σχέση με τις αρχικές ρυθμίσεις κατά 4 ως 8 μοίρες γωνίας στροφάλου. Σύγκριση μεταξύ των αρχικών τιμών της προπορείας και των τιμών που προέκυψαν από τη διαδικασία βελτιστοποίησης παρουσιάζεται στο **Διάγραμμα 6.8**.

Φορτίο (%)	Βέλτιστος χρονισμός έγχυσης (° γωνίας στροφ.)	Μείωση ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (%)	Μέγιστη πίεση καύσης (bar)
15	-3	7,6	92,7
20	-3	2,2	90,2
25	-4	3,8	100,9
30	-6	9,3	121,8
35	-5	4,8	130,1
40	-4	3,7	137,4

Πίνακας 6.1 Βέλτιστες τιμές της προπορείας έγχυσης καυσίμου για φορτία 15-40% και οι αλλαγές στην ειδική κατανάλωση καυσίμου και τη μέγιστη πίεση καύσης.



Διάγραμμα 6.8 Σύγκριση των τιμών προπορείας έγχυσης καυσίμου πριν και μετά τη διαδικασία βελτιστοποίησης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία

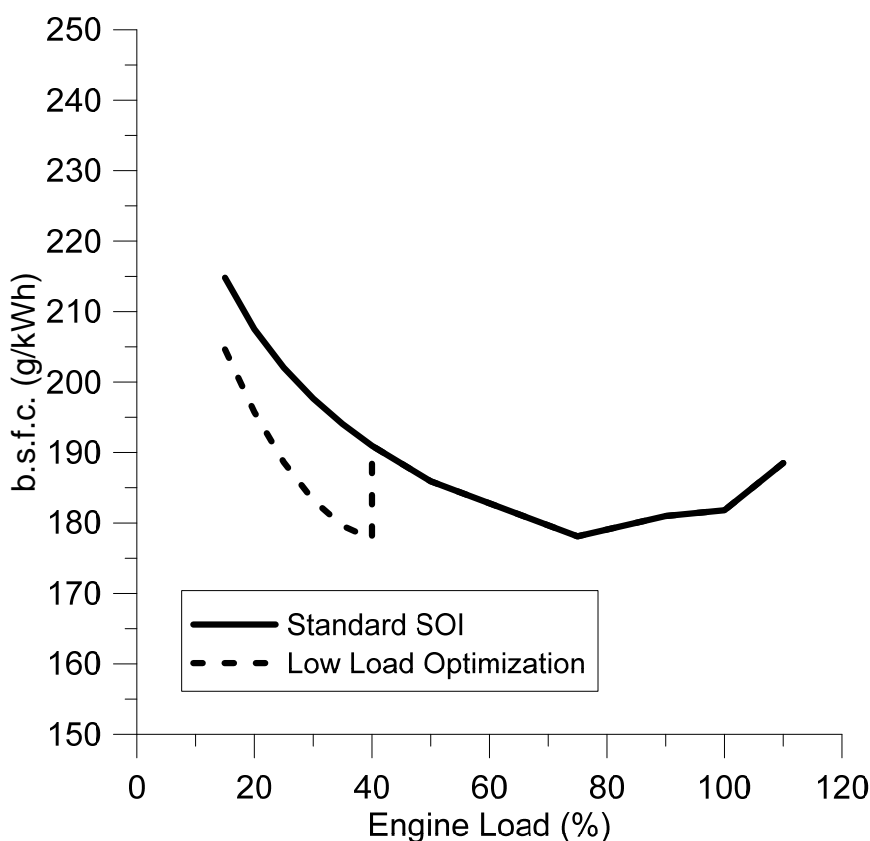


Διάγραμμα 6.9 Η διαδικασία εύρεσης της βέλτιστης προπορείας έγχυσης καυσίμου για τα φορτία 15-40% .

6.5.2 Καμπύλη μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μετά την εφαρμογή των βέλτιστων ρυθμίσεων της προπορείας έγχυσης καυσίμου

Στο **Διάγραμμα 6.10** παρουσιάζεται η μεταβολή στην καμπύλη της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου που προκαλείται από την εφαρμογή των βέλτιστων ρυθμίσεων της προπορείας έγχυσης καυσίμου.

Αν εφαρμοστούν τα αποτελέσματα της διερεύνησης για τις βέλτιστες ρυθμίσεις της προπορείας έγχυσης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία η απόδοση του κινητήρα στην περιοχή των χαμηλών φορτίων μεταβάλλεται σημαντικά. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώνεται και μάλιστα δημιουργείται μια περιοχή βέλτιστης λειτουργίας για τα χαμηλά φορτία περίπου στο 30-40% του πλήρους φορτίου. Εκεί ο κινητήρας φαίνεται να μπορεί να λειτουργήσει με απόδοση ανάλογη του κανονικού σημείου λειτουργίας του (περίπου 70-90% πλήρους φορτίου). Όμως πρέπει να συνυπολογισθεί η επίδραση στη μέγιστη πίεσης καύσης που ενδέχεται να επηρεάσει και την δυναμική λειτουργία του κινητήρα στη περιοχή αυτή των σχετικά χαμηλών στροφών. Επιπροσθέτως πρέπει τα ευρήματα αυτά να επιβεβαιωθούν ως προς τις απόλυτες τιμές τους με χρήση πραγματικών χαρτών λειτουργία του υπερπληρωτή.

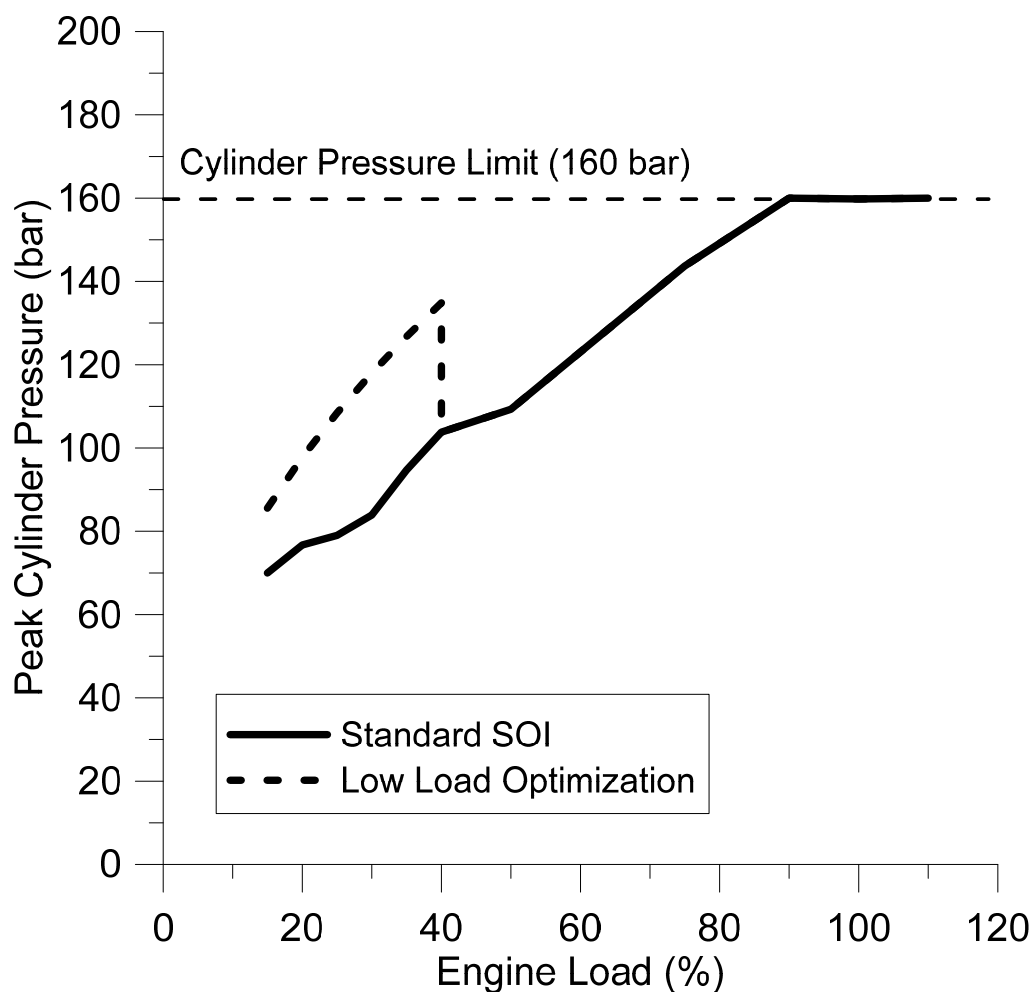


Διάγραμμα 6.10 Η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου και τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

6.5.3 Μέγιστη πίεση καύσης μετά την εφαρμογή των βέλτιστων ρυθμίσεων της προπορείας έγχυσης καυσίμου

Στο **Διάγραμμα 6.11** παρουσιάζεται η μεταβολή στην καμπύλη της μέγιστης πίεσης καύσης που προκαλείται από την εφαρμογή των βέλτιστων ρυθμίσεων της προπορείας έγχυσης καυσίμου.

Η αύξηση της προπορείας έγχυσης καυσίμου επιφέρει σημαντική αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης. Ωστόσο, για τα φορτία 15% ως 40%, οι τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης οι οποίες προκύπτουν από την εφαρμογή των ρυθμίσεων για αποδοτικότερη λειτουργία στα χαμηλά φορτία βρίσκονται πολύ χαμηλότερα από το όριο ασφαλούς λειτουργίας του κινητήρα. Έτσι ακόμα και αν η μέγιστη πίεση καύσης αυξηθεί εξαιτίας της μεταβολής άλλων παραγόντων – για παράδειγμα μεγάλη μείωση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (βλ. **Κεφάλαιο 5**) – ο κινητήρας έχει μεγάλα περιθώρια να παραμείνει στην περιοχή ασφαλούς λειτουργίας.



Διάγραμμα 6.11 Η μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει του φορτίου και τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης για λειτουργία σε χαμηλά φορτία.

6.6 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό αναζητήθηκαν – με βάση και τα συμπεράσματα των προηγούμενων κεφαλαίων – οι ρυθμίσεις εκείνες που θα συμβάλλουν στο περιορισμό της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε χαμηλά φορτία.

Από τη διαδικασία της βελτιστοποίησης προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

- Η δυνατότητα προστασίας των στοιχείων εξαγωγής από υψηλή θερμική καταπόνηση κατά τη συνεχή λειτουργία σε χαμηλά φορτία, καθώς και η μείωση του επιπέδου αιθάλης επιβάλλουν την αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης.
- Οι ρυθμίσεις που αφορούν στην προπορεία έγχυσης καυσίμου έχουν αρχικά γίνει με γνώμονα κύρια τη λειτουργία σε υψηλά φορτία, όπου είναι η περιοχή κανονικής λειτουργίας του κινητήρα. Στα υψηλά φορτία, εκτός από τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου στόχος είναι και η προστασία του κινητήρα από υπερβολικές τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης. Όμως οι αρχικές ρυθμίσεις της προπορείας δεν εξαντλούν το δυναμικό του κινητήρα σε ότι αφορά την κατανάλωση καυσίμου. Για λειτουργία όμως σε χαμηλά φορτία, όπου η μέγιστη πίεση καύσης είναι χαμηλή, ο κινητήρας μπορεί να λειτουργεί με νέες ρυθμίσεις που βελτιώνουν περαιτέρω τη λειτουργία του.
- Οι νέες ρυθμίσεις της προπορείας έγχυσης οδηγούν σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για λειτουργία σε χαμηλά φορτία και επιτρέπουν περισσότερο αποδοτική λειτουργία του κινητήρα κατά την κίνηση του πλοίου με μειωμένη ταχύτητα. Συγκεκριμένα με αύξηση της προπορείας έγχυσης κατά 4 ως 8 μοίρες γωνίας στροφάλου (ανάλογα το σημείο λειτουργίας) επιτυγχάνεται μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της τάξεως του 5% κατά μέσο όρο, στην περιοχή φορτίων που εξετάζεται (15%-40%). Η μέγιστη πίεση καύσης παρουσιάζει σημαντική αύξηση της τάξεως του 32% κατά μέσο όρο, αλλά, σε καμία περίπτωση δεν φτάνει σε επίπεδα τα οποία να καθιστούν τη λειτουργία του κινητήρα επισφαλής εφόσον δεν διαταράσσεται η δυναμική λειτουργία του κινητήρα

7 ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΠΛΕΥΣΗΣ ΣΤΗΝ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

7.1 Εισαγωγή

Στα προηγούμενα κεφάλαια μετά τον έλεγχο της αξιοπιστίας του λογισμικού για πρόβλεψη της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα σε κανονικά και χαμηλά φορτία (εκτός των τιμών των επίσημων δοκιμών) επιχειρήθηκε ο προσδιορισμός των ρυθμίσεων εκείνων που καθιστούσαν ακόμα πιο αποδοτική (κυρίως με τη μέθοδο ρύθμισης της προπορείας έγχυσης καυσίμου) τη λειτουργία στα χαμηλά φορτία..

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται η ποσοτικοποίηση των αποτελεσμάτων που έχει η μείωση της επιχειρησιακής ταχύτητας του πλοίου στην κατανάλωση καυσίμου. Για το λόγο αυτό εξετάζονται , με τη χρήση του μοντέλου προσομοίωσης , διάφορα σενάρια που αφορούν την επιχειρησιακή ταχύτητα του πλοίου και τα αποτελέσματα για την κατανάλωση καυσίμου παρουσιάζονται με βάση την κατανάλωση καυσίμου ανά ναυτικό μίλι , που είναι και αυτή που τελικώς ενδιαφέρει. Πρέπει να σημειωθεί ότι άλλοι παράγοντες που επηρεάζουν την κατανάλωση δεν εξετάζονται (π.χ. ολίσθηση έλικας , φόρτωση σκάφους , κατάσταση γάστρας , καιρικές και θαλάσσιες συνθήκες κοκ) καθώς η παρούσα εργασία αφορά μόνο στην επίδραση της λειτουργίας του ίδιου του κινητήρα.

7.2 Η επίδραση της ταχύτητας πλεύσης στην κατανάλωση καυσίμου

Τα έξι σενάρια σχετικά με την ταχύτητα πλεύσης είναι:

- Κανονική ταχύτητα πλεύσης. Με βάση τα στοιχεία του Διεθνούς Οργανισμού Ναυτιλίας (βλ. και **Πίνακα 6.1**) [12] , το είδος (bulk carrier) αλλά και το μέγεθος του σκάφους (100,000-199,999 dwt) επιλέγεται ως μια ρεαλιστική επιχειρησιακή ταχύτητα αυτή των 15 κόμβων. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι το πλοίο ανήκει σε κατηγορία με ούτως ή άλλως σχετικά μικρές επιχειρησιακές ταχύτητες , οπότε τα περιθώρια μείωσης της δεν είναι μεγάλα (υπερβολική αύξηση χρόνων παράδοσης). Το γεγονός πάντως αυτό εμπίπτει στις αρμοδιότητες του διαχειριστή στόλου και όχι στη μελέτη της λειτουργίας του κινητήρα. Επίσης με βάση την ίδια έρευνα θεωρούμε ότι η ταχύτητα αυτή επιτυγχάνεται στο 75% του πλήρους φορτίου (82.7 rpm). Από τα παραπάνω προκύπτει (αμελώντας την ολίσθηση) και το βήμα τις έλικας. Συνοπτικά για το πρώτο σενάριο η περιοχή λειτουργίας του κινητήρα είναι το 75-80% και η ταχύτητα του πλοίου 15-15.3 κόμβοι.

			Average cargo capacity (tonne)	Average yearly capacity utilization	Average service speed (knots)	Transport work per ship (tonne-nmiles)	# Ships	Average ME kW	Average ME load	AE average CO ₂ emissions per ship (tonne)	Boiler average CO ₂ emissions per ship (tonne)
Tankers	Crude oil	200,000+ dwt	295,237	47.56%	15.4	14,197,046,742	494	24,610	73%	3,711	3,775
	Crude oil	120 -199,999 dwt	151,734	47.38%	15	7,024,437,504	353	7,075	80%	4,420	2,718
	Crude oil	80 -119,999 dwt	103,403	47.59%	14.7	4,417,734,613	651	12,726	80%	2,885	9,060
	Crude oil	60 -79,999 dwt	66,261	47.51%	14.6	2,629,911,081	80	10,529	70%	2,438	9,060
	Crude oil	10 -59,999 dwt	38,631	47.39%	14.5	1,519,025,926	245	7,889	70%	2,431	4,530
	Crude oil	-9,999 dwt	3,668	47.51%	12.1	91,086,398	114	1,865	65%	757	1,545
	Products	60,000+ dwt	101,000	55.07%	15.3	3,491,449,962	198	12,644	80%	2,927	10,872
	Products	20 -59,999 dwt	40,000	54.93%	14.8	1,333,683,350	456	8,482	66%	2,762	9,060
	Products	10 -19,999 dwt	15,000	50.00%	14.1	464,013,471	193	4,640	70%	1,783	5,436
	Products	5 -9,999 dwt	7,000	44.92%	12.8	170,712,388	466	2,691	75%	991	2,781
	Products	-4,999 dwt	1,800	45.20%	11	37,598,072	3,959	1,032	65%	419	927
	Chemical	20,000+ dwt	32,200	64.17%	14.7	1,831,868,715	1,010	9,027	80%	3,004	0
	Chemical	10 -19,999 dwt	15,000	63.99%	14.5	820,375,271	584	5,161	80%	2,077	0
	Chemical	5 -9,999 dwt	7,000	63.99%	14.5	382,700,554	642	3,252	76%	1,418	0
	Chemical	-4,999 dwt	1,800	63.99%	14.5	72,147,958	1,659	1,257	65%	736	0
	LPG	50,000+ cbm	46,656	47.49%	16.6	2,411,297,106	138	13,494	70%	3,603	0
	LPG	-49,999 cbm	3,120	47.50%	14	89,631,360	943	3,225	65%	1,487	0
	LNG	200,000+ cbm	97,520	47.53%	19.6	5,672,338,333	4	37,322	70%	11,517	0
LNG	-199,999 cbm	62,100	47.53%	19.6	3,797,321,655	239	24,592	70%	8,322	0	
Bulkier	Bulker	200,000+ dwt	227,000	49.42%	14.4	10,901,043,017	119	17,224	71%	3,573	0
	Bulker	100 -199,999 dwt	163,000	49.42%	14.4	7,763,260,284	686	15,108	70%	3,136	0
	Bulker	60 -99,999 dwt	74,000	55.12%	14.4	3,821,361,703	1,513	9,912	70%	2,471	0
	Bulker	35 -59,999 dwt	45,000	55.10%	14.4	2,243,075,236	1,864	8,209	70%	2,264	0
	Bulker	10 -34,999 dwt	26,000	55.18%	14.3	1,268,561,872	2,090	6,436	70%	2,138	0
	Bulker	-9,999 dwt	2400	59.82%	11	68,226,787	1,120	1,532	65%	968	0

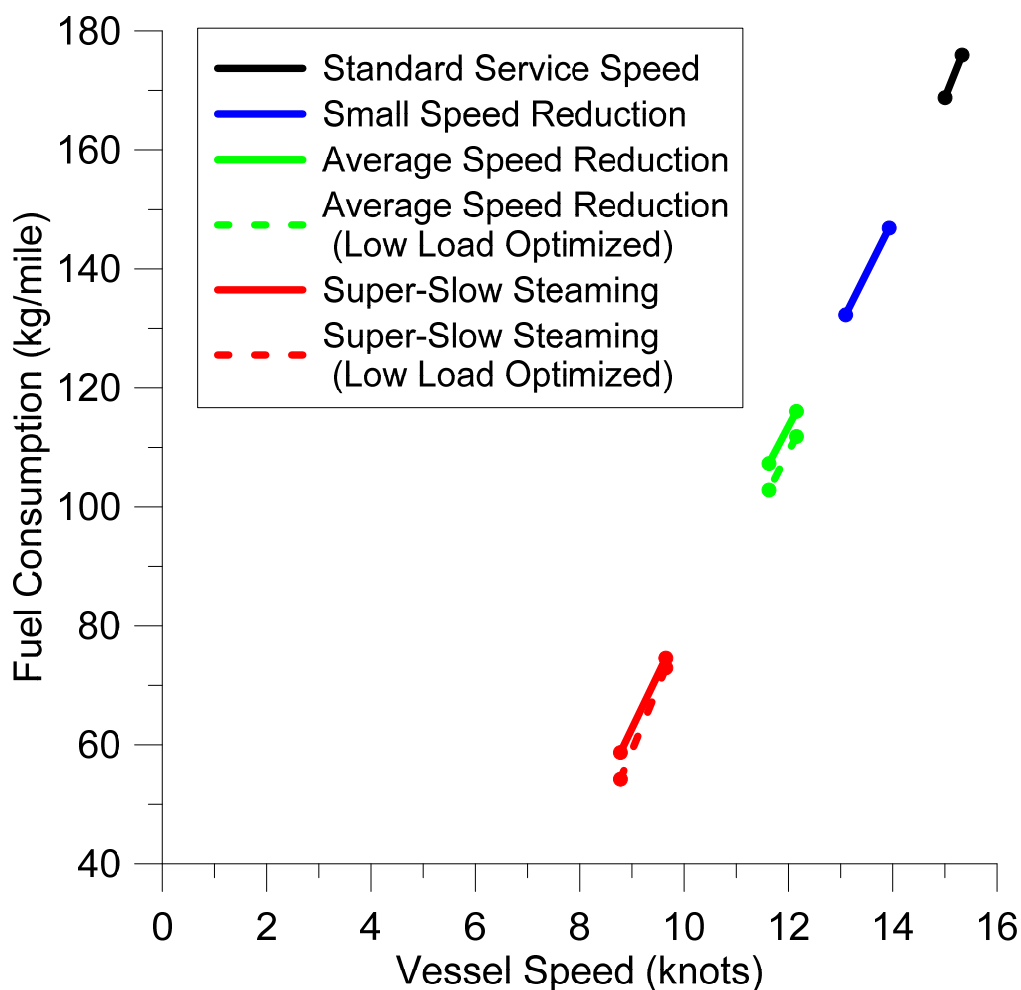
Πίνακας 7.1 Λειτουργικά στοιχεία για διάφορες κατηγορίες πλοίων (IMO 2009)

- Ελαφρά μείωση της ταχύτητας πλεύσης. Αφορά τη μείωση της ταχύτητας του σκάφους κατά περίπου 1-2 κόμβους και αντιστοιχεί σε λειτουργία του κινητήρα στην περιοχή φορτίων 50-60%. Έτσι επιτυγχάνεται κάποια μείωση της κατανάλωσης χωρίς ο χρόνος παράδοσης εμπορευμάτων να αυξάνει σημαντικά.
- Μέση μείωση της ταχύτητας πλεύσης (2 σενάρια λειτουργίας). Η μείωση της ταχύτητας σε αυτή την περίπτωση είναι της τάξεως των 3-4 κόμβων (πάντα σε σχέση με την κανονική ταχύτητα πλεύσης) και ο κινητήρας λειτουργεί στο 35-40% του πλήρους ονομαστικού φορτίου, όπου με βάση τα όσα αναφέρονται στο Κεφάλαιο 5 υπάρχει σημαντική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με εφαρμογή των ρυθμίσεων που αφορούν την προπορεία έγχυσης καυσίμου. Για τις ίδιες συνθήκες εξετάζεται και η λειτουργία του κινητήρα με τις ρυθμίσεις προπορείας που έχουν προκύψει στο **Κεφάλαιο 6** για μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Αυτό το

εύρος ταχυτήτων μπορεί να επιλεγεί για μέγιστη οικονομία , αν αυτό έχει προτεραιότητα έναντι του χρόνου ταξιδιού.

- Σημαντική μείωση της ταχύτητας πλεύσης (2 σενάρια λειτουργίας). Στην περίπτωση αυτή η ταχύτητα του σκάφους πέφτει κάτω από του 10 κόμβους (9.7-8.8) και πλέον η λειτουργία του σκάφους ορίζεται ως “super slow steaming”. Ο κινητήρας λειτουργεί σε εξαιρετικά χαμηλά φορτία (15-20%). Και πάλι εξετάζεται τόσο η περίπτωση δύο ρυθμίσεων σε ότι αφορά την προπορεία έγχυσης καυσίμου (κανονικές , βέλτιστες). Η ταχύτητα είναι εξαιρετικά μειωμένη για ένα μεγάλο ταξίδι , αλλά μπορεί ένα τέτοιο σενάριο να βρει εφαρμογή σε περιπτώσεις ταξιδιών μικρών αποστάσεων ή ούτως ή άλλως μικρής ταχύτητας πλεύσης (δίαυλοι κτλ).

Τα αποτελέσματα των ανωτέρω προσομοιώσεων παρουσιάζονται στο **Διάγραμμα 7.1**.



Διάγραμμα 7.1 Η ανηγμένη ανά διανυθέν ναυτικό μίλι κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας πλεύσης του σκάφους για διάφορα σενάρια λειτουργίας.

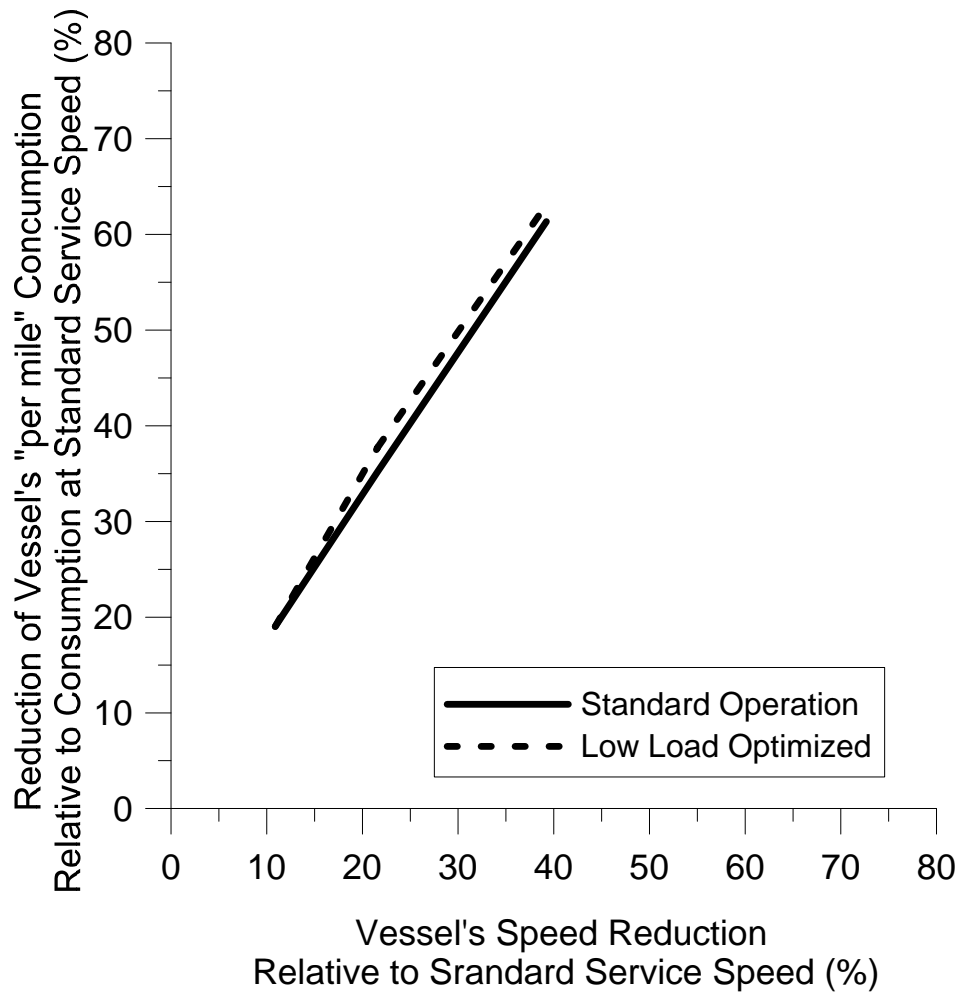
7.3 Συμπεράσματα

Συνοπτικά αναφέρονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Η κατανάλωση καυσίμου ανά διανυθέν ναυτικό μίλι μειώνεται σημαντικά ακόμα και για μικρές μειώσεις της ταχύτητας πλεύσης. Συγκεκριμένα παρουσιάζεται μείωση της τάξεως του 10-11% για κάθε μονάδα μείωση της ταχύτητας του πλοίου (μείωση 16-18 kg/mile).
- Η κατανάλωση μπορεί να μειωθεί περαιτέρω με χρήση των κατάλληλων ρυθμίσεων για την προπορεία έγχυσης καυσίμου. Συγκεκριμένα στην περιοχή φορτίων 35-40% μπορούν να εξοικονομηθούν επιπλέον 4.5 κιλά καυσίμου ανά διανυθέν ναυτικό μίλι, ενώ στην περιοχή φορτίου 15-20% η επιπλέον εξοικονόμηση είναι της τάξεως των 3 κιλών ανά μίλι. Τα παραπάνω μεγέθη αν και μικρά μπορεί να αποτελέσουν σημαντική εξοικονόμηση καυσίμου σε ένα ταξίδι μερικών χιλιάδων μιλίων.

Στο επόμενο διάγραμμα (**Διάγραμμα 7.2**) παρουσιάζεται η σχετική μεταβολή (μείωση) της ανηγμένης κατανάλωσης ως συνάρτηση της μείωσης της ταχύτητας πλεύσης του σκάφους, όπως προκύπτει από τα παραπάνω αποτελέσματα που αναφέρονται σε απόλυτα μεγέθη. Για τα αποτελέσματα που αφορούν τα σχετικά μεγέθη μπορούμε να παρατηρήσουμε τα εξής:

- Για την επίτευξη δεδομένης σχετικής μείωσης στην κατανάλωση καυσίμου απαιτείται μικρότερη σχετική μείωση της ταχύτητας του σκάφους. Για παράδειγμα μια μείωση της ταχύτητας πλεύσης της τάξεως του 10% επιφέρει μείωση της κατανάλωσης της τάξεως του 19%.
- Η εφαρμογή των βέλτιστων ρυθμίσεων για την προπορεία έγχυσης καυσίμου οδηγεί σε περαιτέρω σχετική μείωση της κατανάλωσης της τάξεως του 2%.
- Η σχέση που συνδέει τα δυο μεγέθη είναι σχεδόν γραμμική καθώς η μείωση της ταχύτητας οδηγεί από τη μία σε εκθετική μείωση της απαιτούμενης ισχύος (νόμος της έλικας) και από την άλλη σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.



Διάγραμμα 7.2 Η σχετική μείωση της ανηγμένης κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της σχετικής μείωσης της ταχύτητας πλεύσης του σκάφους.

8 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Με βάση όσα έχουν διατυπωθεί στη παρούσα εργασία μπορούν να εξαχθούν τα παρακάτω συμπεράσματα σε ότι αφορά τη μείωση της υπηρεσιακής ταχύτητας του πλοίου (slow steaming) ως μέτρο περιορισμού της κατανάλωσης καυσίμου αλλά και τη λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία:

- Η μείωση της ταχύτητας πλεύσης αποδεικνύεται γενικά ένα αποτελεσματικό επιχειρησιακό μέτρο περιορισμού της κατανάλωσης και κατά συνέπεια του επιπέδου εκπομπών ρύπων και του λειτουργικού κόστους.
- Ως επιχειρησιακό μέτρο η μείωση της ταχύτητας είναι πιο κατάλληλη για κατηγορίες πλοίων με υψηλή επιχειρησιακή ταχύτητα, όπως για παράδειγμα τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων (20-25 κόμβοι). Άλλες κατηγορίες (tankers, bulkers) που κινούνται με μικρότερες ταχύτητες (15 κόμβοι) δεν έχουν τα ίδια περιθώρια για μείωση της ταχύτητας.
- Η λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλά φορτία που είναι απαραίτητη για τη μείωση της ταχύτητας του σκάφους, συνεπάγεται λειτουργία εκτός σημείου σχεδίασης με αποτέλεσμα αυξημένη κατανάλωση καυσίμου και αφετέρου λειτουργικά προβλήματα (**Κεφάλαιο 1**).
- Ένας αποτελεσματικός τρόπος περιορισμού της επίπτωσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου σε όλο το εύρος των ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα είναι η αύξηση της προπορείας έγχυσης καυσίμου, όπως διαπιστώθηκε από την ανάλυση στο **Κεφάλαιο 4**. Ωστόσο επειδή προκαλεί παράλληλα σημαντική αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί πρακτικά μόνο στα μέσα και χαμηλά φορτία/στροφές, αφού όπως φαίνεται από τα δεδομένα των εργοστασιακών δοκιμών και των δοκιμών θαλάσσης (**Κεφάλαιο 2**), υπάρχει όριο ασφαλούς λειτουργίας του κινητήρα σε σχέση με τη μέγιστη πίεση καύσης (160 bar)

- Στα χαμηλά φορτία υπάρχει η δυνατότητα αύξησης της προπορείας έγχυσης αντισταθμίζοντας έτσι την αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου που προκύπτει από τη λειτουργία εκτός σημείου σχεδίασης. Με την εφαρμογή αυτών των ρυθμίσεων επιτυγχάνεται βέλτιστη λειτουργία σε χαμηλά φορτία σε σχέση με την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Έτσι η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώνεται κατά μέσο όρο κατά 5%, με παράλληλη αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης κατά 32%, χωρίς όμως οι τιμές της να ξεπερνούν το όριο ασφαλούς λειτουργίας του κινητήρα. Για την εν λόγω μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου απαιτείται αύξηση της προπορείας έγχυσης από 4 ως 8 μοίρες γωνίας στροφάλου στην περιοχή φορτίων 15% - 40%, στην οποία μελετήθηκε η δυνατότητα βελτιστοποίησης.
- Σχετικά με τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου ανά διανυθέν ναυτικό μίλι λόγω μειωμένης ταχύτητας πλεύσης, η μείωση μπορεί να συνεχιστεί κατά ένα μικρό ποσοστό (περίπου 2%) σε περίπτωση που οι τιμές της προπορείας έγχυσης ρυθμιστούν για βέλτιστη λειτουργία σε χαμηλά φορτία. Η μέθοδος αυτή είναι εύκολα εφαρμόσιμη σε κινητήρες με ηλεκτρονικό έλεγχο του χρονισμού έγχυσης.
- Η αύξηση της πίεσης του αέρα σαρώσεως (πίεση υπερπλήρωσης) δεν έχει σημαντική επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Όμως είναι ουσιαστικά απαραίτητη για την αύξηση της παροχής του αέρα (αποφυγή ρύπανσης από υπερβολική εκπομπή αιθάλης) και τον περιορισμού του θερμικού φορτίου.
- Άλλες μέθοδοι μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στα χαμηλά φορτία όπως παράκαμψη των καυσαερίων και στρόβιλοι μεταβλητής γεωμετρίας δεν εξετάζονται στη παρούσα εργασία. Πάντως σαν μέθοδοι δεν είναι το ίδιο εύκολα και άμεσα εφαρμόσιμες όπως η μεταβολή της προπορείας καθώς απαιτούν την αγορά και εγκατάσταση επιπλέον μηχανικών μερών, συστημάτων ελέγχου κ.ο.κ.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Doug Woodyard: "Pounder's Marine Engines and Gas Turbines (Ninth Edition)", Elsevier , Oxford , 2009
- [2] Κ.Δ. Ρακόπουλος: "Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ." , Εκδόσεις Γ. Φούντας , Αθήνα , 1988
- [3] Κ.Δ. Ρακόπουλος & Δ.Θ. Χουντάλας: "Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ" , Εκδόσεις Γ. Φούντας , Αθήνα , 1998
- [4] Κ.Δ. Ρακόπουλος & Ε.Γ. Γιακουμής: "Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ." , Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο , Αθήνα , 2006
- [5] <http://users.ntua.gr/vgiakms/MEKI.htm> (Διαδικτυακές σημειώσεις για το μάθημα Μ.Ε.Κ. 1 & Εργαστήριο από τον Επικ. Καθηγητή Ε.Γιακουμή)
- [6] <http://users.ntua.gr/vgiakms/EAKY.htm> (Διαδικτυακές σημειώσεις για το μάθημα Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ. από τον Επικ. Καθηγητή Ε.Γιακουμή)
- [7] Γ. Μπεργελές: "Μηχανολογία , Η Επιστήμη της Καινοτομίας για τον Άνθρωπο" , Εκδόσεις Συμεών , Αθήνα , 2007
- [8] http://www.emma-maersk.com/engine/Wartsila_Sulzer_RTA96-C.htm
- [9] Peter M. Swift: "Reducing GHG Emissions from Shipping" , Asian Panel , 3/12/2010 , Hong Kong
- [10] <http://www.bunkerworld.com/prices/index>
- [11] Wikipedia: «Πρωτόκολλο του Κιότο»
http://el.wikipedia.org/wiki/Πρωτόκολλο_του_Κιότο
- [12] Second IMO GHG Study 2009, International Maritime Organization (IMO), London, UK, April 2009; Buhaug, Ø., Corbett, J.J., Endresen, Ø., Eyring, V., Faber, J., Hanayama, S., Lee, D.S., Lee, D., Lindstad, H., Markowska, A.Z., Mjelde, A., Nelissen, D., Nilsen, J., Pålsson, C., Winebrake, J.J., Wu, W., Yoshida, K.
- [13] RESOLUTION MEPC.203(62), MEPC 1. / CIRCS. 681, 682
- [14] MEPC 1. / CIRC. 684
- [15] MEPC 1. / CIRC. 683

- [16] Γεώργιος Δ. Ρεμούνδος: “Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις της Λειτουργίας των Πλοίων, Εκπομπές Αερίων Θερμοκηπίου - Τεχνικά Μέτρα Περιορισμού τους» , Επιστημονική Επιτροπή Ναυπηγών-ΤΕΕ, Σ.Δ.Ν.Μ.Ε. , Πειραιάς , 05-12-2011
- [17] Wärtsilä (2009) Boosting Energy Efficiency , Energy Efficiency Catalogue / Ship Power R&D
- [18] SkySails Company: www.skysails.info
- [19] Delft: “Technical support for European Action to reducing Greenhouse Gas Emissions from international maritime transport” , December 2009
- [20] NYK Company: http://www.nyk.com/english/release/31/NE_090918.html
- [21] MAN Diesel & Turbo: How to influence CO₂
- [22] MAN Diesel & Turbo: Basic Principles of Ship Propulsion
- [23] MAN Diesel & Turbo / Maersk : Optimal Low Load Operation
- [24] Wärtsilä: “Service Bulletin , Technical Information to all Owners/Operators of RTA and RT-flex Engines , Continuous Low Load Operation (Slow Steaming)” , 1/8/2008
- [25] Seas At Risk: “Going slow to reduce emissions” , 2010
- [26] MAN Diesel & Turbo: “Service Letter SL09-511/MTS , Low Load Operation 10-40% Engine Load” , May 2009
- [27] CE Delft , Delft: “Regulated slow steaming in maritime transport. An assessment of options, costs and benefits” , February 2012
- [28] Notteboom, T. and Carriou, P., (2009). “Fuel surcharge practices of container shipping lines: Is it about cost recovery or revenue making?”. Proceedings of the 2009 International Association of Maritime Economists (IAME) Conference, June, Copenhagen, Denmark.