



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΜΑΡΙΟΣ Ι. ΒΛΑΪΚΙΔΗΣ

ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΔΙΑΚΥΜΑΝΣΗΣ ΤΗΣ
ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ ΣΤΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ
ΣΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΤΗΖΕΛ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ :
ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ, ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, ΑΠΡΙΛΙΟΣ 2014

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	7
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 Πρόλογος.....	8
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 Εισαγωγή.....	10
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 Γενικές αρχές λειτουργίας εμβολοφόρων ΜΕΚ.....	12
3.1 Εισαγωγή.....	12
3.2 Εξωτερική Λειτουργία – Διάκριση δίχρονων και τετράχρονων κινητήρων	13
3.3 Εσωτερική Λειτουργία – Διάκριση κινητήρων Otto και Diesel.....	16
3.4 Ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες Otto.....	18
3.5 Ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες Diesel.....	19
3.6 Βοηθητικές λειτουργίες των εμβολοφόρων ΜΕΚ.....	20
3.7 Υπερπλήρωση των εμβολοφόρων ΜΕΚ.....	21
3.8 Κατάταξη- Σύγκριση των εμβολοφόρων ΜΕΚ.....	22
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 Κύκλοι λειτουργίας εμβολοφόρων ΜΕΚ.....	25
4.1 Κυκλική αλλαγή κατάστασης.....	25
4.2 Ιδανικοί κύκλοι λειτουργίας.....	26
4.2.1 Ιδανικός κύκλος αέρα Otto.....	26
4.2.2 Ιδανικός κύκλος αέρα Diesel.....	27
4.2.3 Ιδανικός κύκλος αέρα Joule (Brayton).....	28
4.3 Ισοδύναμος ιδανικός κύκλος αέρα λειτουργίας κινητήρα Otto ή Diesel.....	29
4.4 Πραγματικός κύκλος λειτουργίας εμβολοφόρων Κινητήρων.....	31
4.5 Η φάση της εναλλαγής των αερίων.....	34
4.5.1 Περίοδος εκροής και εξωθήσεως.....	34
4.5.2 Περίοδος επικάλυψης των βαλβίδων αποπλύσεως.....	35

4.5.3 Περίοδος αναρροφήσεως.....	35
4.6 Η φάση της συμπίεσης.....	36
4.7 Η φάση της αποτόνωσης.....	37
4.8 Η φάση της καύσης.....	37
4.9 Ενδεικνύμενη ισχύς.....	38
4.10 Μηχανικές απώλειες.....	41
4.11 Πραγματική ισχύς και βαθμός απόδοσης.....	42

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 Μέτρηση και πρωτογενής επεξεργασία της πίεσης

κυλίνδρου.....	44
5.1 Η πίεση ως βασικό μέγεθος παρακολούθησης της λειτουργίας.....	44
5.2 Η μέτρηση της πίεσης κυλίνδρου.....	45
5.2.1 Ο πιεζοηλεκτρικός αισθητήρας.....	46
5.3 Η αναφορά σε γωνία στροφάλου.....	46
5.3.1 Η αναφορά του άνω νεκρού σημείου.....	47
5.3.2 Η αντιστοίχιση γωνίας στροφάλου στα σημεία της μέτρησης.....	47
5.4 Η διακύμανση της περιστροφικής ταχύτητας στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.....	48
5.5 Εισαγωγή σφάλματος στις μετρήσεις.....	51

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 Περιγραφή του διαγνωστικού λογισμικού

«Diesel Engine Diagnostic System»	53
6.1 Εισαγωγή.....	53
6.2 Επιλογή 'Engines'	57
6.3 Επιλογή 'Measurements'	59
6.4 Επιλογή 'Diagnose'	60
6.5 Επιλογή 'Simulator'	67

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 Επεξεργασία των μετρήσεων πίεσης καύσης

κινητήρων Diesel.....	69
7.1 Εισαγωγή.....	69
7.2 Επίδραση της διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής στην εκτίμηση της ισχύος.....	69

7.3 Συσχέτιση του σφάλματος εκτίμησης ισχύος συναρτήσει του φορτίου της μηχανής.....	70
7.3.1 Παρουσίαση διαγραμμάτων των μετρήσεων.....	70
7.3.2 Εκτίμηση Συσχέτισης.....	77
7.3.3 Διόρθωση Εκτιμώμενης Ισχύος - Αξιολόγηση Συσχέτισης	79
7.4 Συσχέτιση του σφάλματος εκτίμησης ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής.....	86
7.4.1 Παρουσίαση διαγραμμάτων των μετρήσεων.....	86
7.4.2 Εκτίμηση Συσχέτισης.....	93
7.4.3 Διόρθωση Εκτιμώμενης Ισχύος- Αξιολόγηση Συσχέτισης.....	95
7.5 Συσχέτιση του σφάλματος εκτίμησης ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής.....	101
7.5.1 Παρουσίαση διαγραμμάτων των μετρήσεων.....	101
7.5.2 Εκτίμηση Συσχέτισης.....	110
7.5.3 Διόρθωση Εκτιμώμενης Ισχύος - Αξιολόγηση Συσχέτισης.....	111
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8 Συμπεράσματα.....	118
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	120

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η πίεση στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης είναι η πιο σημαντική πηγή πληροφοριών για όλους τους μηχανισμούς και τις διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα μέσα στο θάλαμο καύσης ενός κινητήρα Ντήζελ. Η μέτρηση και η επεξεργασία της μπορούν να δώσουν πολύτιμες πληροφορίες. Οι μετρήσεις της πίεσης οι οποίες πραγματοποιούνται πρέπει να έχουν αντιστοιχία σε μία γνωστή γωνία στροφάλου. Όμως, η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας δεν είναι σταθερή, αλλά παρουσιάζει διακυμάνσεις. Με τη θεώρηση σταθερής ταχύτητας περιστροφής, επηρεάζονται οι μετρήσεις που λαμβάνονται στο πεδίο του χρόνου, και τελικά εισάγεται σε αυτές ένα σφάλμα. Από αυτό το σφάλμα που υπεισέρχεται στις τιμές της πίεσης, επηρεάζονται και άλλα παράγωγα μεγέθη, όπως η ισχύς της μηχανής που εξετάζεται στη παρούσα εργασία. Ειδικότερα, στην παρούσα εργασία με την επεξεργασία μετρήσεων της ισχύος από κινητήρες Ντήζελ και τη χρήση κατάλληλου διαγνωστικού λογισμικού, εξετάζεται η απόκλιση που εμφανίζεται στις τιμές της ισχύος που εκτιμώνται από τις αντίστοιχες πραγματικές τιμές και η οποία οφείλεται στη διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Επιπλέον εξετάζεται εάν υφίσταται συσχέτιση της απόκλισης της εκτιμώμενης ισχύος με το φορτίο, τη ταχύτητα περιστροφής και την ανηγμένη ταχύτητα της μηχανής. Τέλος, προτείνεται μια μεθοδολογία διόρθωσης, ώστε οι εκτιμώμενες τιμές της ισχύος να προσεγγίζουν όσο το δυνατό τις αντίστοιχες πραγματικές.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα διπλωματική εργασία , έχει ως σκοπό να διερευνήσει την επίδραση που επιφέρει η διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του, στην εκτίμηση της ισχύος του .

Η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου αποτελεί μία από τις σημαντικότερες παραμέτρους λειτουργίας των εμβολοφόρων μηχανών. Από την παρακολούθηση , την μέτρηση και την επεξεργασία της , μπορούν να αντληθούν χρήσιμα συμπεράσματα για την κατάσταση της μηχανής , τα επίπεδα λειτουργίας και την απόδοσή της. Αρκετές φορές όμως , οι μετρήσεις της πίεσης που πραγματοποιούνται επηρεάζονται από διάφορους παράγοντες , αποκλίνοντας τελικά από τις πραγματικές τιμές. Με αυτόν τον τρόπο παρουσιάζεται επίδραση και στα υπόλοιπα μεγέθη που υπολογίζονται με τη βοήθεια της πίεσης, όπως για παράδειγμα η παραγόμενη ισχύς .

Αρχικά , με τη χρήση του διαγνωστικού λογισμικού EDS-VI, το οποίο έχει αναπτυχθεί από τον καθηγητή της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου κύριο Χουντάλα Δημήτριο , γίνεται εκτίμηση της ισχύος εννέα ναυτικών κινητήρων προκειμένου να διαπιστωθεί η απόκλιση που εμφανίζεται από τις αντίστοιχες πραγματικές τιμές που έχουν μετρηθεί. Έπειτα γίνεται προσπάθεια να εξακριβωθεί εάν υφίσταται κάποια συσχέτιση της απόκλισης της ισχύος σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο της μηχανής. Τέλος , προτείνεται μια μεθοδολογία διόρθωσης , που σκοπό έχει τη μείωση της απόκλισης αυτής, έτσι ώστε οι τιμές της ισχύος που εκτιμώνται να προσεγγίζουν σε μεγάλο βαθμό τις πραγματικές.

Κλείνοντας τον πρόλογο αυτό, θα ήθελα να εκφράσω τις ειλικρινείς ευχαριστίες μου στον κ. Χουντάλα Δημήτριο για την εμπιστοσύνη που έδειξε αναθέτοντας μου αυτή την εργασία. Η στήριξη και βοήθεια που μου προσέφερε κατά τη διάρκεια εκπόνησης της εργασίας ήταν πολύτιμη. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω και τους υπόλοιπους διδάσκοντες των μαθημάτων με γνωστικό αντικείμενο τις μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) , κ. Ρακόπουλο Κωνσταντίνο , καθηγητή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, και κ. Γιακουμή Ευάγγελο , επίκουρο καθηγητή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου , καθώς με τις διδασκαλίες τους είχα τη

δυνατότητα να διευρύνω τις γνώσεις μου σε αυτόν τον τομέα. Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω τους φίλους και συμφοιτητές μου για την αμέριστη βοήθεια και συμπαράστασή τους καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 : ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στις βασικές αρχές που διέπουν τις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ), αφού το αντικείμενο της μελέτης μας είναι οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel. Επιπλέον γίνεται η κατηγοριοποίηση τους , ανάλογα με τη λειτουργία και τη διαμόρφωση τους, και η εξαγωγή κάποιων συγκριτικών συμπερασμάτων .

Το δεύτερο κεφάλαιο έχει αρχικά ως θέμα τις κυκλικές αλλαγές κατάστασης του εργαζόμενου μέσου μας .Δηλαδή ,παρουσιάζονται πρώτα οι ιδανικοί κύκλοι και έπειτα ο πραγματικός κύκλος λειτουργίας της μηχανής. Στη συνέχεια γίνεται αναφορά σε συγκεκριμένες φάσεις του κύκλου αυτού , που έχουν καθοριστική σημασία στην ολοκλήρωση του. Στο τελευταίο κομμάτι , παρατίθενται με τη βοήθεια εξισώσεων , σημαντικά μεγέθη που αφορούν στη μηχανή όπως το έργο, η πίεση, η ισχύς και ο βαθμός απόδοσης.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται η εισαγωγή στο κυρίως θέμα που εξετάζεται. Έτσι λοιπόν, αρχικά τονίζεται η σημασία της πίεσης ως παράμετρος λειτουργίας της μηχανής και μέθοδοι υπολογισμού και μέτρησης της. Έπειτα ,εισάγεται το πρόβλημα της σωστής παρακολούθησης και μέτρησης της πίεσης λόγω της διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής και αναφέρονται μεθοδολογίες με τις οποίες μπορεί να αντιμετωπιστεί. Τέλος, τονίζεται το σφάλμα το οποίο υπεισέρχεται από την ανακριβή μέτρηση της πίεσης , σε άλλα μεγέθη όπως η ισχύς του κινητήρα, που μας ενδιαφέρει.

Στο επόμενο κεφάλαιο , γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση του λογισμικού EDS-VI, το οποίο χρησιμοποιήθηκε για να γίνει η διάγνωση των κινητήρων που εξετάζονται. Ειδικότερα, έγινε παρουσίαση της αρχικής επιφάνειας εργασίας και των κυριότερων λειτουργιών του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκαν.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται η παρουσίαση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από το λογισμικό. Πιο συγκεκριμένα , γίνεται ανάλυση της απόκλισης, που εμφανίζεται στους εννέα δίχρονους κινητήρες Diesel, στις εκτιμώμενες τιμές της ισχύος από τις πραγματικές τιμές των μετρήσεων , σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, την ανηγμένη ταχύτητα και το φορτίο. Στη συνέχεια,

γίνεται έλεγχος εάν τα μεγέθη που εξετάζονται εμφανίζουν κάποια συγκεκριμένη συνολική συσχέτιση μεταξύ τους. Από τη συσχέτιση η οποία τελικώς προκύπτει, προτείνεται και εφαρμόζεται μια μεθοδολογία διόρθωσης των εκτιμώμενων τιμών, και εκθέτονται τα τελικά συγκριτικά αποτελέσματα ,τα οποία είναι αρκετά ικανοποιητικά.

Στο τελευταίο κεφάλαιο , συνοψίζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την παρούσα εργασία.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 : ΓΕΝΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ ΜΕΚ

3.1 Εισαγωγή

Ξεκινώντας , όταν γίνεται αναφορά στον όρο θερμικές μηχανές εννοούνται οι μηχανές οι οποίες εκμεταλλεύονται τη θερμική ενέργεια η οποία παράγεται με την καύση και παράγουν μηχανικό έργο. Το καύσιμο είναι υλικό το οποίο έχει υψηλή χημική ενέργεια ,η οποία στη συνέχεια μετατρέπεται σε θερμική.

Μια αρχική κατηγοριοποίηση των θερμικών μηχανών ανάλογα με το αν υπάρχουν επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας είναι ο διαχωρισμός τους σε μηχανές εξωτερικής και εσωτερικής καύσης. Έτσι λοιπόν στις μηχανές εξωτερικής καύσης , η θερμότητα η οποία εκλύεται από την καύση του αέρα και του καυσίμου μεταφέρεται με τη βοήθεια μιας επιφάνειας συναλλαγής σε ένα διαφορετικό ρευστό , το οποίο και αποτελεί το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος. Αντίθετα , στις μηχανές εσωτερικής καύσης τα προϊόντα της καύσης του αέρα και του καυσίμου αποτελούν απευθείας το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος. Θα μπορούσε δηλαδή να λεχθεί πως στις μηχανές εσωτερικής καύσης , η καύση είναι εσωτερική ,άρα ο αέρας και το καύσιμο χρησιμοποιούνται σε ανοιχτό κύκλωμα. Παραδείγματα μηχανών εσωτερικής καύσης είναι οι εμβολοφόροι κινητήρες , οι αεριοστροβίλοι , οι στροβιλοαντιδραστήρες , οι στατοί θερμοαντιδραστήρες και οι πυραυλοκινητήρες. Στις μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) το εργαζόμενο μέσο είναι ο αέρας μαζί με το καύσιμο ,με εξαίρεση βέβαια τους πυραυλοκινητήρες όπου το εργαζόμενο μέσο είναι οι προωθητικές τους ουσίες (καύσιμο πυραύλου $H_2 + O_2$).

Η εμβολοφόρος ΜΕΚ είναι η πιο κοινή μορφή μηχανής που παράγει κίνηση . Εξαιτίας τώρα της απλότητας της κατασκευής της, ως μηχανή εσωτερικής καύσης, αλλά και της δυνατότητάς της να χρησιμοποιεί εργαζόμενο μέσο σε υψηλή ενεργειακή στάθμη, τελικά συνδυάζει καλό ολικό βαθμό απόδοσης αλλά και υψηλή συγκέντρωση ισχύος και για το λόγο αυτό η χρήση της είναι ευρεία σε όλες τις μεταφορές (αυτοκίνητα, πλοία ,τρένα ,αεροπλάνα χαμηλής ταχύτητας) με εξαίρεση

μέσα στα οποία είναι απαιτούμενη η πολύ υψηλή συγκέντρωση ισχύος όπως αεροσκάφη υψηλών ταχυτήτων ,όπου εκεί γίνεται η χρήση στροβιλοαντιδραστήρων.

Η λειτουργία των ΜΕΚ είναι η εξής: το εργαζόμενο μέσο το οποίο είναι είτε αέρας είτε αέρας και καύσιμο αρχικά αναρροφάται από τη μηχανή και υφίσταται συμπίεση μέχρι μια ορισμένη πίεση ,αυξάνοντας έτσι τη θερμοκρασία του. Στη συνέχεια με την καύση του καυσίμου προσδίδεται στο εργαζόμενο μέσο επιπλέον θερμική ενέργεια και έτσι επιτυγχάνεται περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του αλλά και της πίεσης ή και του όγκου του. Στο τελευταίο στάδιο γίνεται η αποτόνωση,κατά την οποία παρέχεται και το κινητήριο έργο της μηχανής έτσι ένα μέρος αυτού χρησιμοποιείται για την αρχική συμπίεση ενώ το υπόλοιπο αποτελεί το ωφέλιμο έργο της μηχανής.

Συμπερασματικά λοιπόν ,οι κύριες φάσεις που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία μιας ΜΕΚ είναι η συμπίεση , η καύση και η αποτόνωση οι οποίες πραγματοποιούνται μέσα στον ίδιο χώρο, αυτόν του κυλίνδρου. Μεγάλη σημασία για τη λειτουργία της μηχανής εκτός από τις τρεις παραπάνω φάσεις έχουν και οι φάσεις εναλλαγής των αερίων ,δηλαδή η εξαγωγή των καυσαερίων από τον κύλινδρο κατά το τέλος του κύκλου λειτουργίας καθώς επίσης και η εισαγωγή της νέας γόμωσης ,δηλαδή του νέου αέρα ή αέρα και καυσίμου για την πραγματοποίηση του επόμενου κύκλου λειτουργίας.

3.2 Εξωτερική Λειτουργία- Διάκριση δίχρονων και τετράχρονων κινητήρων

Οι εμβολοφόροι κινητήρες βασίζουν τη λειτουργία τους στον κινηματικό μηχανισμό εμβόλου-διωστήρα – στροφάλου , στον οποίο το έμβολο εκτελεί παλινδρομική κίνηση μέσα στον κύλινδρο και μεταφέρει την παραγόμενη ισχύ στη στροφαλοφόρο άτρακτο μέσω του διωστήρα. Έτσι λοιπόν , στους εμβολοφόρους κινητήρες το έμβολο σταματά την κίνησή του σε δύο ορισμένες θέσεις πριν αρχίσει την ανάστροφη πορεία του , στο άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) και το κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ). Η απόσταση που διανύει για να μεταβεί από το ένα σημείο στο άλλο ονομάζεται διαδρομή ή “χρόνος” της μηχανής και αντιστοιχεί ουσιαστικά σε μισή στροφή ,δηλαδή σε 180° της στροφαλοφόρου ατράκτου.

Βασικά μεγέθη για έναν εμβολοφόρο κινητήρα αποτελούν ο όγκος εμβολισμού V_h , δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου που σαρώνεται από το έμβολο κατά τη διάρκεια μιας διαδρομής. Έτσι ορίζεται :

$$V_h = \pi D^2 s / 4 \quad (3.1)$$

,όπου D είναι η διάμετρος του εμβόλου-κυλίνδρου και s η διαδρομή του εμβόλου. Επιπλέον δίνεται ο βαθμός συμπίεσης ε ο οποίος ορίζεται ως :

$$\varepsilon = (V_h + V_c) / V_c \quad (3.2)$$

,όπου V_c είναι ο επιζήμιος όγκος δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου πάνω από την κεφαλή του εμβόλου.

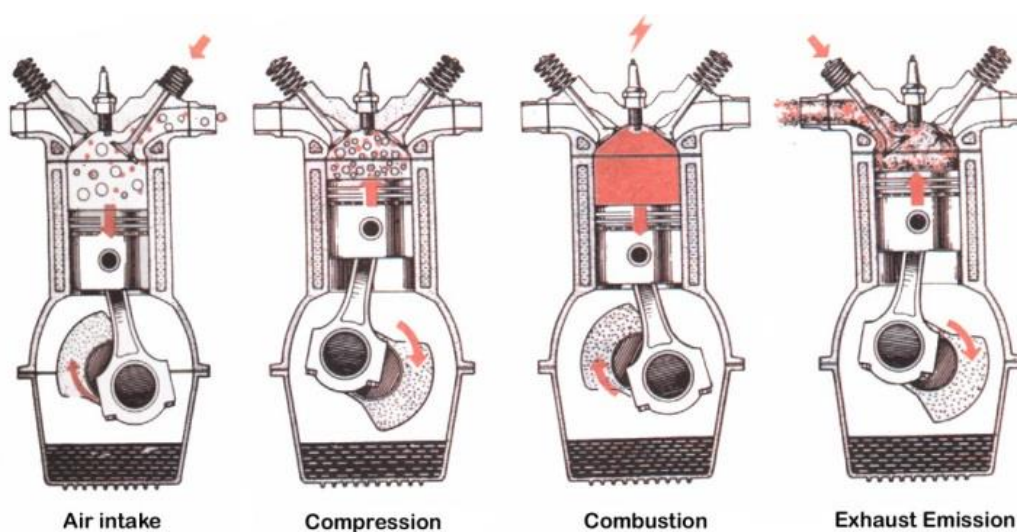
Έτσι λοιπόν με κριτήριο την εξωτερική λειτουργία των εμβολοφόρων κινητήρων μπορεί να γίνει η διάκρισή τους σε δίχρονους (2X) και τετράχρονους (4X).

Στους δίχρονους κινητήρες μία περίοδος λειτουργίας τους αντιστοιχεί σε μία περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου (360°), δηλαδή περιλαμβάνει δύο διαδρομές του εμβόλου εκ των οποίων μόνο περίπου $2 \times 1/4 = 1/2$ (κοντά στο ΚΝΣ) είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων. Η εναλλαγή αυτή ρυθμίζεται από μια ακμή στο πάνω μέρος του εμβόλου, η οποία κάθε φορά αποκαλύπτει ή καλύπτει σχετικές θυρίδες που είναι τοποθετημένες στην παράπλευρη επιφάνεια του κυλίνδρου. Γίνεται αντιληπτό λοιπόν πως η εναλλαγή των αερίων γίνεται κάτω από δυσμενείς συνθήκες. Για το λόγο αυτό απαιτείται η χρήση ειδικών αντλιών απόπλυσης ή σάρωσης, που ωθούν βίαια τη νέα γόμωση εντός του κυλίνδρου με αποτέλεσμα να πληρούνται ο κύλινδρος αλλά και να εξέρχονται τα καυσαέρια από αυτόν. Οι αντλίες αυτές βέβαια όπως είναι λογικό απορροφούν πολύτιμο μηχανικό έργο από την στροφαλοφόρο άτρακτο. Η εκκεντροφόρος άτρακτος κινείται από την στροφαλοφόρο με την ίδια ταχύτητα και εξυπηρετεί την καύση και τυχόν άλλα βοηθητικά όργανα. Συνηθέστερες διατάξεις απόπλυσης είναι η εγκάρσια, η βρογχοειδής και η διαμήκης, με τη διαμήκη απόπλυση με θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδες ή βαλβίδα εξαγωγής να είναι αυτή που παρουσιάζει την καλύτερη απόπλυση αλλά και την μεγαλύτερη πολυπλοκότητα λόγω της κατασκευής των βαλβίδων.

Στους τετράχρονους κινητήρες τώρα, μία περίοδος λειτουργίας τους αντιστοιχεί σε δύο περιστροφές της στροφαλοφόρου ατράκτου (720°), δηλαδή περιλαμβάνει

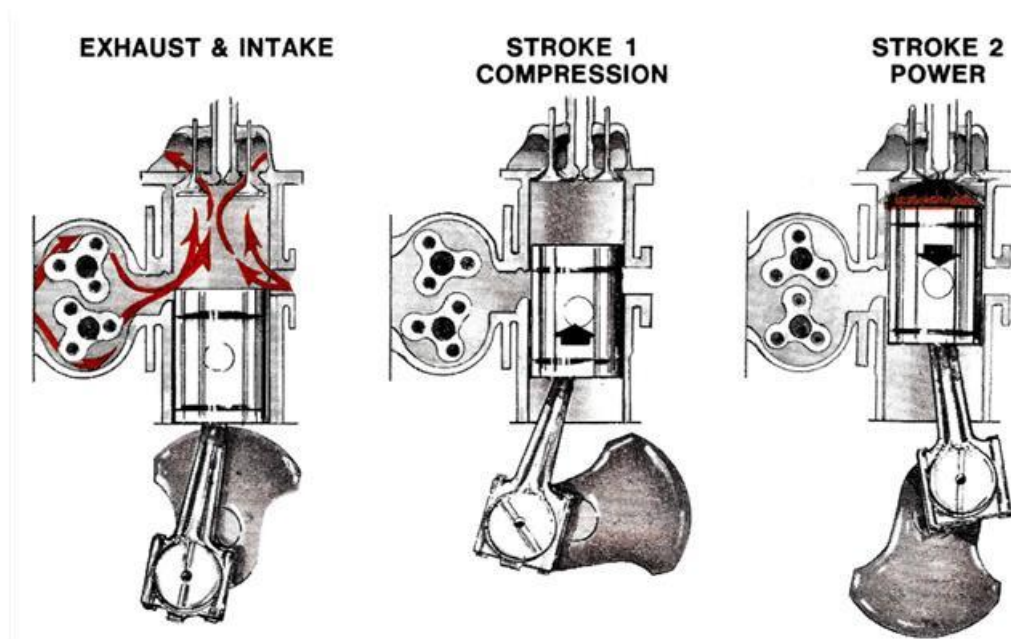
τέσσερις πλήρεις διαδρομές του εμβόλου ή “χρόνους” , από τις οποίες οι δύο είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων . Την πλήρωση ή την εκκένωση του κυλίνδρου καθώς και την έναρξη της καύσης ρυθμίζουν ειδικά όργανα διανομής (βαλβίδα – εγχυτήρας ή διανομέας – σπινθηριστής αντίστοιχα), τα οποία λαμβάνουν κίνηση από την εκκεντροφόρο άτρακτο , η οποία με τη σειρά της παίρνει κίνηση από την στροφαλοφόρο και τελικά κινείται με την μισή ταχύτητα αυτής.

Παρακάτω ακολουθούν δύο σχήματα για τους δύο τύπους μηχανών εσωτερικής καύσης που αναφέρθηκαν πιο πάνω. Αρχικά δίνεται το παράδειγμα



Εικόνα 3.1 Λειτουργία 4-Χ κινητήρα

μιας τετράχρονης μηχανής στην εικόνα 3.1 ,στην οποία φαίνονται οι φάσεις που λαμβάνουν χώρα μέσα στον κύλινδρο ,δηλαδή είσοδος, η συμπίεση, η καύση και η εκτόνωση. Επιπλέον παρατηρείται και η πορεία που ακολουθεί το έμβολο στην κάθε περίπτωση. Με αυτόν τον τρόπο λοιπόν διακρίνονται οι τέσσερις χρόνοι που διέπουν έναν κύκλο λειτουργίας μιας τέτοιας μηχανής. Αντίστοιχα παρατίθεται και η εικόνα 3.2,στην οποία απεικονίζεται ένας κύκλος λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα. Όπως έχει ήδη αναφερθεί , ο κύκλος ολοκληρώνεται σε δύο χρόνους, δηλαδή στο μισό απ’ ότι χρειάζεται ένας τετράχρονος. Έτσι παρατηρείται ότι αφού έχει γίνει η εισαγωγή του αέρα , ακολουθεί συμπίεση και έπειτα η καύση.



Εικόνα 3.2 Λειτουργία 2-Χ κινητήρα

3.3 Εσωτερική Λειτουργία - Διάκριση κινητήρων ΟΤΤΟ και DIESEL

Από την σκοπιά τώρα της εσωτερικής λειτουργίας γίνεται η βασική διάκριση σε κινητήρες ΟΤΤΟ και κινητήρες DIESEL. Η διάκριση αυτή γίνεται με βάση τον τρόπο αναφλέξεως (εναύσεως) που επιδρά στον τρόπο καύσεως του καυσίμου, το οποίο μπορεί να είναι υγρό ή αέριο.

Στους κινητήρες ΟΤΤΟ οι οποίοι πήραν και το όνομά τους από τον εφευρέτη τους Nicolaus August Otto, ή αλλιώς εκρήξεως ή εναύσεως με σπινθήρα, η ανάφλεξη γίνεται πάντοτε με τη βοήθεια κάποιου εξωτερικού μέσου που συνήθως είναι ένας ηλεκτρικός σπινθήρας.

Από την άλλη πλευρά στους κινητήρες DIESEL, το όνομα τους προέρχεται από τον εφευρέτη τους Rudolf Diesel, ή καύσεως ή εναύσεως με συμπίεση (αυτανάφλεξη), υπάρχει πάντοτε αυτανάφλεξη λόγω της κατάλληλης εισαγωγής του καυσίμου στον κύλινδρο τη στιγμή κατά την οποία το περιεχόμενο αυτού έχει αναπτύξει αρκετά υψηλή θερμοκρασία εξαιτίας της μεγάλης συμπίεσης που προηγείται.

Στους κινητήρες ΟΤΤΟ ανάλογα τώρα με το καύσιμο που χρησιμοποιείται, γίνεται η διάκριση τους σε αεριομηχανές και βενζινομηχανές. Οι αεριομηχανές χρησιμοποιούν σαν καύσιμο φυσικά αέρια ή αέρια τα οποία έχουν παραχθεί με τεχνητούς τρόπους. Η πρόσμιξή τους με τον απαιτούμενο ατμοσφαιρικό αέρα για την καύση γίνεται μέσα στον κύλινδρο με την βοήθεια μιας ειδικής βαλβίδας αναμείξεως που συνδυάζεται τις περισσότερες φορές και με τη βαλβίδα εισαγωγής. Οι βενζινομηχανές χρησιμοποιούν κυρίως σαν καύσιμο τους την βενζίνη αλλά και γενικότερα ελαφριά υγρά καύσιμα μεγάλης πτητικότητας όπως βενζόλιο , αλκοόλες κτλ. Η βενζινομηχανή κατά γενική περιγραφή αναρροφά ομογενές μείγμα αέρα – καυσίμου (ατμών) που προετοιμάζεται σε ένα ειδικό όργανο που καλείται εξαεριωτής. Όμως υπάρχουν και διατάξεις στις οποίες η έγχυση του καυσίμου (βενζίνης) γίνεται μηχανικά με τη βοήθεια συγκροτήματος αντλίας καυσίμου – εγχυτήρα. Αυτές οι διατάξεις μπορούν να διακριθούν περαιτέρω σε συστήματα συνεχούς εγχύσεως (αδιάκοπη έγχυση της βενζίνης σε κατάλληλη θέση του σωλήνα εισαγωγής του αέρα) και διακοπτόμενης εγχύσεως (χωριστή έγχυση της βενζίνης σε κάθε κύλινδρο). Τα συστήματα διακοπτόμενης εγχύσεως χωρίζονται σε εμμέσου εγχύσεως (έγχυση λίγο πριν τη βαλβίδα εισαγωγής) και σε αμέσου εγχύσεως (έγχυση εντός του κυλίνδρου).

Ο κινητήρας DIESEL, γνωστός και ως πετρελαιομηχανή, αναρροφά πάντα ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί για καύσιμα τα πιο βαριά υγρά της βενζίνης της κατηγορίας των πετρελαίων (είναι λιγότερο πτητικά και πιο οικονομικά). Προκειμένου τώρα για τον σχηματισμό του καυσίμου μείγματος , το πετρέλαιο εισάγεται στον κύλινδρο, και διασκορπίζεται στη μάζα του αέρα που έχει ήδη συμπιεστεί, με τη βοήθεια μηχανικής εγχύσεως. Το σύστημα που χρησιμοποιείται είναι αντλία καυσίμου – εγχυτήρα , η οποία δημιουργεί και την απαιτούμενη υψηλή πίεση.

Τέλος εμφανίζονται και συστήματα που φέρουν χαρακτηριστικά και των δύο παραπάνω κατηγοριών ,όπως για παράδειγμα ο κινητήρας “Semi-Diesel” και ο κινητήρας Diesel – Gas ο οποίος είναι ουσιαστικά κινητήρας Diesel δύο καυσίμων. Επίσης υπάρχει και ο κινητήρας πολλών καυσίμων , που μπορεί να λειτουργήσει σε ικανοποιητικό βαθμό με ένα μεγάλο φάσμα καυσίμου, δηλαδή από ανθεκτική σε κρουστική καύση βενζίνης έως ελαφρύ λιπαντικό έλαιο.

3.4 Ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες ΟΤΤΟ

Η διάταξη με την οποία γίνεται κατεξοχήν η ρύθμιση ισχύος στους κινητήρες Otto είναι ο εξαεριωτής. Το ομογενές μείγμα που αποτελείται από αέρα – καύσιμο , προετοιμάζεται σε μια στενή περιοχή αναμείξεως , που περιλαμβάνει τη στοιχειομετρική τιμή και είναι απαραίτητη για να γίνει η έναυση με τον σπινθήρα . Έτσι λοιπόν ακολουθεί η διάδοση της φλόγας , δηλαδή η κίνηση του μετώπου της φλόγας μέσα από το άκαυστο ομογενές μείγμα.

Η ρύθμιση της ισχύος του κινητήρα Otto βασικά είναι ποσοτική. Δηλαδή υπάρχει η δυνατότητα αυξομείωσης του έργου και την ισχύος με τη μεταβολή της ποσότητας του μείγματος που πρόκειται να γεμίσει τον κύλινδρο . Η μεταβολή της ποσότητας επιτυγχάνεται με μία στραγγαλιστική δικλείδα , γνωστή και ως καρμπυρατέρ ή πεταλούδα , η οποία ρυθμίζει την πίεση κατά την είσοδο στους κυλίνδρους. Ταυτόχρονα όμως η ποιότητα του μείγματος παραμένει σταθερή και σχετικά κοντά στη στοιχειομετρική.

Στην περίπτωση τώρα των κινητήρων Otto που χρησιμοποιούν άμεση έγχυση , το σύστημα που χρησιμοποιείται είναι μία αντλία και ένας διανομέας καυσίμου. Η ρύθμιση της δόσης της βενζίνης , για την επίτευξη της επιθυμητής σύνθεσης του μείγματος που απαιτείται κάθε φορά, έχει πάντοτε βασικό μέγεθος την παροχή του αέρα. Παρότι το σύστημα αυτό εμφανίζει αρκετά πλεονεκτήματα, υφίσταται μόνο σε κινητήρες αυτοκινήτων υψηλής ποιότητας αλλά και σε αεροπορικούς κινητήρες, λόγω του υψηλού κόστους παραγωγής .

Τελευταία έχει γίνει η εμφάνιση και της ηλεκτρονικής έγχυσης, όπου η ρύθμιση της ισχύος δηλαδή της απαιτούμενης ποσότητας καυσίμου , γίνεται με τη βοήθεια ηλεκτρονικού υπολογιστή. Η δουλειά του ηλεκτρονικού υπολογιστή είναι να επεξεργαστεί τις διάφορες συνθήκες λειτουργίας όπως την ταχύτητα περιστροφής, την υποπίεση στον αγωγό εισαγωγής, τη θέση της ρυθμιστικής δικλείδας , τη θερμοκρασία του αέρα, του ψυκτικού μέσου κτλ.

Τέλος αναφέρονται δύο ειδικές μορφές τύπων κινητήρων Otto [1] , τους κινητήρες στρωματικής γομώσεως και τους κινητήρες πτωχού μείγματος που βρίσκονται σε εξέλιξη και εμφανίζουν αρκετά πλεονεκτήματα.

Ο κινητήρας Otto με στρωματική γόμωση διαφέρει από τον κλασικό κινητήρα Otto καθώς σε αυτόν δημιουργείται ένα ανομοιογενές μείγμα καυσίμου – αέρα. Πιο συγκεκριμένα γύρω από τον σπινθηριστή υπάρχει πλούσιο μείγμα, οπότε γίνεται και η ανάφλεξη, και πτωχότερο μακριά από αυτόν. Έτσι επιτυγχάνεται διάδοση της φλόγας και στο πτωχό τμήμα του μείγματος και μάλιστα με πολύ μικρό κίνδυνο κρουστικής καύσεως αφού αυτή ευνοείται για τιμές της σύνθεσης κοντά στη στοιχειομετρική.

Ο κινητήρας Otto πτωχού μείγματος επιτρέπει τη καύση πολύ πτωχών μειγμάτων και αυτό επιτυγχάνεται με αύξηση της τύρβης της γομώσεως, πιο συγκεντρωτικό θάλαμο καύσεως και τη χρήση υψηλών βαθμών συμπίεσεως. Με αυτό τον τρόπο τελικά γίνεται βελτίωση του βαθμού απόδοσης και τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και όλα αυτά με σχετικά φθηνότερη κατασκευή.

3.5 Ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες DIESEL

Στους κινητήρες Diesel, σε αντίθεση με τους κινητήρες Otto, γίνεται η καύση ετερογενούς μείγματος καυσίμου – αέρα και το υγρό καύσιμο εγχύεται στο τέλος της συμπίεσης. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται μηχανική έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο κάτω από την επίδραση υψηλής πίεσης της τάξεως από 150 έως 1500 bar. Το σύστημα προσαγωγής του καυσίμου από κατασκευαστικής άποψης αλλά και λειτουργίας έχει υψηλές απαιτήσεις και αποτελείται από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα και τον συνδεδεμένο με αυτά σωλήνα καταθλίψεως.

Η ρύθμιση ισχύος του κινητήρα Diesel είναι ποιοτική, σε αντίθεση με τον κινητήρα Otto. Έτσι λοιπόν η αυξομείωση του έργου και της ισχύος επιτυγχάνεται με την μεταβολή της ποιότητας του μείγματος του καυσίμου, ενώ η ποσότητα του αέρα που αναρροφάται, άρα ουσιαστικά και του μείγματος, παραμένει πρακτικά σταθερή. Προηγουμένως αναφέρθηκε ότι στον κινητήρα Otto ρύθμιση του μέγιστου φορτίου ουσιαστικά γίνεται με το πλήρες άνοιγμα της ρυθμιστικής δικλείδας. Στον κινητήρα Diesel, το μέγιστο φορτίο τίθεται συνήθως από την καύση, δηλαδή αντιστοιχεί στο φορτίο πέρα από το οποίο έχουμε απαράδεκτο καπνό (άκαυστο άνθρακα) στην εξαγωγή.

Τέλος πολύ σημαντική είναι η λειτουργία του κινητήρα Diesel σε ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με τον κατάλληλο έλεγχο έγχυσης του καυσίμου και της κίνησης του αέρα στον θάλαμο καύσης. Η επίτευξη καλής ποιότητας έγχυσης του καυσίμου γίνεται με ακροφύσια πολλών οπών υπό υψηλή διαφορά πιέσεως έγχυσης, ενώ το υψηλό επίπεδο κίνησης του αέρα επιτυγχάνεται με την κατάλληλη διαμόρφωση του θαλάμου καύσης. Για το σκοπό αυτό υπάρχει ο ενιαίος θάλαμος καύσης με άμεση έγχυση και ο διμερής θάλαμος καύσης έμμεσης έγχυσης. Στους κινητήρες μεγάλων και μεσαίων διαστάσεων χρησιμοποιείται ο πρώτος τύπος θαλάμου.

3.6 Βοηθητικές λειτουργίες των εμβολοφόρων ΜΕΚ

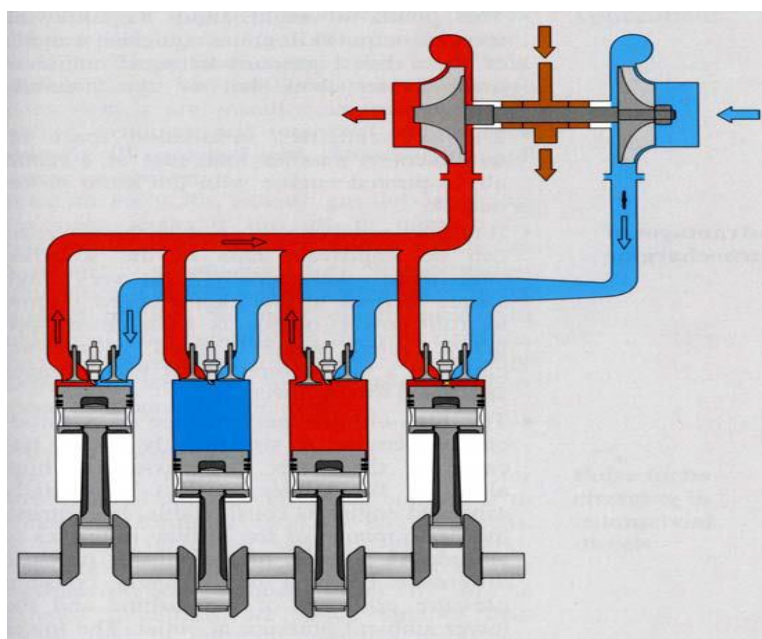
Σημαντικό ρόλο στην καλή λειτουργία μιας εμβολοφόρου μηχανής εσωτερικής καύσης έχουν η λειτουργία της ψύξης και της λίπανσης. Η λειτουργία της ψύξης έχει πολύ μεγάλη σημασία καθώς υπάρχει ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών στα μέρη που βρίσκονται εκτεθειμένα στα αέρια του θαλάμου καύσεως. Τα μέρη αυτά κατά κύριο λόγο είναι το κάλυμμα του κυλίνδρου, το χιτώνιο του κυλίνδρου καθώς και το έμβολο. Είναι απαραίτητη λοιπόν μία έντονη εξωτερική ψύξη αυτών των μερών, η οποία όμως καταναλώνει ένα σημαντικό ποσοστό της θερμικής ενέργειας που παράγεται από το καύσιμο. Ανάλογα με τον τρόπο ψύξης γίνεται η διάκριση σε υδρόψυκτους και σε αερόψυκτους κινητήρες. Οι πρώτοι αποτελούν συνηθισμένο τύπο για όλες τις διαστάσεις κινητήρων, ενώ οι δεύτεροι εμφανίζονται πολύ συχνά μόνο σε κινητήρες μικρών διαστάσεων.

Η λίπανση είναι επίσης πολύ σημαντική για την σωστή λειτουργία του κινητήρα καθώς με τον τρόπο αυτό πετυχαίνεται η ελάττωση των τριβών μεταξύ των κινούμενων μερών αυτού. Το σύστημα της λίπανσης αποτελείται από μια ειδική αντλία που αναρροφά το λιπαντικό έλαιο από την ελαιολεκάνη του στροφαλοθαλάμου με τη χρήση ειδικών φίλτρων και στη συνέχεια το καταθλίβει δια μέσου σωληνώσεων ή οχετών στις θέσεις που απαιτείται η λίπανση. Στους κινητήρες μεγάλης ισχύος το έλαιο που χρησιμοποιείται για τη λίπανση ψύχεται περαιτέρω με τη βοήθεια νερού ή αέρα.

3.7 Υπερπλήρωση των εμβολοφόρων ΜΕΚ

Η παραγόμενη ισχύς ενός κινητήρα είναι δυνατόν να αυξηθεί εάν αντικατασταθεί η φυσική αναπνοή του, δηλαδή η αναρρόφηση αέρα από το περιβάλλον, με την εξαναγκασμένη πλήρωση του κυλίνδρου με αέρα υπό πίεση. Η διαδικασία αυτή καλείται υπερπλήρωση. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται η αύξηση της μάζας του αέρα με την οποία γεμίζεται ο κύλινδρος σε κάθε κύκλο λειτουργίας οπότε και καθίσταται δυνατή και η καύση αναλόγως μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου. Τελικώς επιτυγχάνεται μεγαλύτερη αποδιδόμενη ισχύ που είναι και το ζητούμενο αποτέλεσμα.

Ανάλογα με τον τρόπο που γίνεται η υπερπλήρωση συναντάται η μηχανική υπερπλήρωση και η υπερπλήρωση δια του καυσαερίου ή υπερπλήρωση με ζεύγος στροβίλου – συμπιεστή. Στην πρώτη περίπτωση της μηχανικής υπερπλήρωσης, ο συμπιεστής λαμβάνει την κίνηση από την στροφαλοφόρο άτρακτο, απορροφώντας πολύτιμο μηχανικό έργο. Σήμερα χρησιμοποιείται σε ευρεία χρήση η δεύτερη περίπτωση, όπου ο συμπιεστής παράγει ισχύ εκμεταλλευόμενος τα υψηλά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των καυσαερίων μετά την έξοδο τους από τους κυλίνδρους, δηλαδή την αποτόνωση αυτών στον στρόβιλο όπως φαίνεται και στην εικόνα 3.3.



Εικόνα 3.3 Υπερπλήρωση με ζεύγος συμπιεστή - στροβίλου

Όταν υπάρχει υψηλή υπερπλήρωση εφαρμόζεται ψύξη του αέρα , η οποία γίνεται μετά την έξοδο από τον συμπιεστή και πριν την είσοδο αυτού στους κυλίνδρους , με την βοήθεια νερού. Η αντίστοιχη διάταξη που χρησιμοποιείται ονομάζεται ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης. Αυτό γίνεται προκειμένου να μειωθεί η θέρμανση του αέρα που έχει προέλθει από την συμπίεση του, και τελικώς να ανυψώνεται η πυκνότητα του και άρα ο βαθμός υπερπλήρωσης του κινητήρα.

Γενικά στη διαδικασία της υπερπλήρωσης αναπτύσσονται αρκετά υψηλές πιέσεις και υπάρχει η απαίτηση για την κατασκευή πιο στιβαρών κινητήρων. Έτσι η υπερπλήρωση εφαρμόζεται γενικά σήμερα σε κινητήρες Diesel μεσαίων και μεγάλων διαστάσεων. Αντίθετα στους κινητήρες Otto υφίσταται υπερπλήρωση σε μικρότερη κλίμακα καθώς οι υψηλές πιέσεις που εμφανίζονται στον κύλινδρο προκαλούν τον κίνδυνο κρουστικής καύσης και έτσι η αύξηση της ισχύος είναι σχετικά περιορισμένη.

Ειδικά τώρα για το σύστημα με στρόβιλο – υπερπλήρωση υφίσταται η μέθοδος της σταθερής πίεσεως, παλμών πίεσεως και Μετατροπέα παλμών.

Τέλος υπάρχουν και πιο πολύπλοκα συστήματα σύνθετης στρόβιλο – υπερπλήρωσης , στα οποία υπάρχει και μηχανική σύνδεση του ζεύγους στροβίλου – συμπιεστή με την άτρακτο του κινητήρα.

3.8 Κατάταξη – Σύγκριση των εμβολοφόρων ΜΕΚ

Παραπάνω έγινε η διάκριση των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης σε δίχρονες και τετράχρονες , Otto και Diesel καθώς και φυσικής αναπνοής και υπερπληρωμένες. Υπάρχουν όμως και μερικά γνωρίσματά τους , που επιβάλλουν την περαιτέρω κατηγοριοποίηση τους , και πιο συγκεκριμένα σε οριζόντιους και κάθετους κινητήρες, δεξιόστροφους ή αριστερόστροφους, κινητήρες ορισμένης φοράς περιστροφής ή αναστρέψιμους, κινητήρες ξηράς ,θάλασσας ή αέρα . Επιπλέον διακρίνονται σε απλής ή διπλής ενέργειας , με ή χωρίς ζύγωμα καθώς και σε κινητήρες με διάφορες διατάξεις κυλίνδρων. Σήμερα οι περισσότερες ΜΕΚ που βρίσκονται σε χρήση είναι απλής ενέργειας καθώς οι κινητήρες διπλής ενέργειας με λειτουργία του εμβόλου και από τις δύο πλευρές δεν κατασκευάζονται πλέον εξαιτίας της πολύπλοκης κατασκευής και της δύσκολης συντήρησής τους. Τέλος

στους κινητήρες με ζύγωμα εντοπίζεται η διάταξη έμβολο – βάκτρο με ζύγωμα – διωστήρα και στρόφαλο , ενώ στους κινητήρες χωρίς ζύγωμα δεν υπάρχει το βάκτρο και έτσι η σύνδεση του διωστήρα γίνεται απευθείας με το έμβολο μέσω του πείρου του εμβόλου.

Όσον αφορά την διάταξη των κυλίνδρων μπορούν να αναφερθούν χαρακτηριστικά παραδείγματα όπως , ο κινητήρας σειράς με τους κυλίνδρους διατεταγμένους σε σειρά, ο κινητήρας διάταξης V, ο κινητήρας boxer, ο αστεροειδής κινητήρας καθώς και ο κινητήρας αντιθέτων εμβόλων. Μία ιδιότυπη περίπτωση εμβολοφόρου κινητήρα αποτελεί ο κινητήρας περιστρεφόμενου εμβόλου Wankel , ο οποίος αποτελεί ένα τυπικό παράδειγμα ενός περιστροφικού κινητήρα.

Συμπερασματικά, μπορεί να γίνει μια σύγκριση μεταξύ των δίχρονων και τετράχρονων μηχανών και να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα. Η σύγκριση αναφέρεται κυρίως στους κινητήρες Diesel καθώς ο δίχρονος τύπος δεν ενδείκνυται για κινητήρες Otto. Αυτό συμβαίνει γιατί κατά τη σάρωση μέρος χρήσιμου μείγματος δηλαδή καυσίμου – αέρα αναμειγνύεται με τα αέρια εξαγωγής και χάνεται.

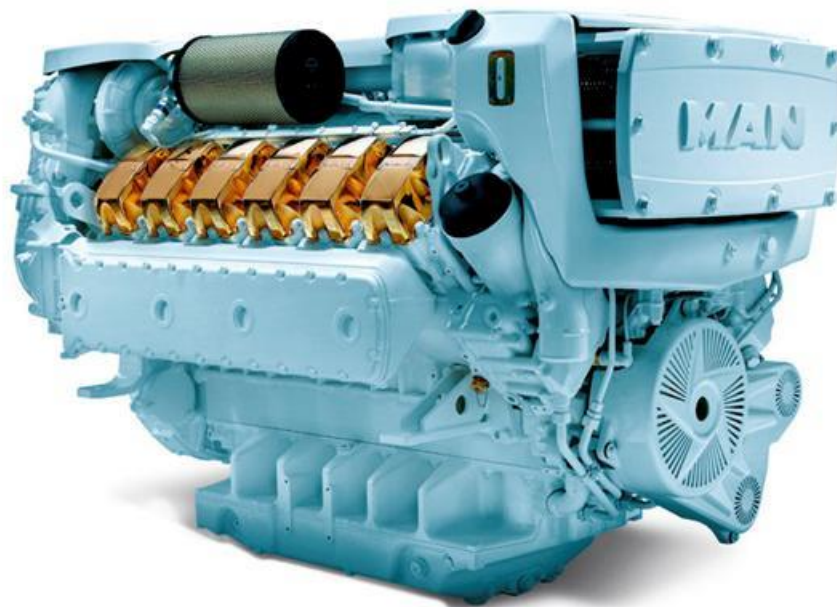
Πλεονεκτήματα που εμφανίζει λοιπόν ο δίχρονος κινητήρας έναντι του τετράχρονου είναι αρχικά ότι έχει μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος. Αυτό συμβαίνει λόγω του ότι ο δίχρονος κινητήρας παράγει έργο σε κάθε δεύτερη διαδρομή , ενώ ο τετράχρονος σε κάθε τέταρτη. Επιπρόσθετα , ο δίχρονος κινητήρας έχει λιγότερες βαλβίδες και συνεπώς κατασκευαστικά είναι πιο απλός και τέλος ο δίχρονος έχει πιο ομοιόμορφο διάγραμμα ροπής στρέψεως.

Από την άλλη πλευρά ο τετράχρονος έναντι του δίχρονου παρουσιάζει μεγαλύτερη άνεση χρόνου για την εναλλαγή των αερίων, οπότε επιτρέπει πιο ολοκληρωμένο καθαρισμό των κυλίνδρων και εκ νέου πλήρωσή τους. Στον αντίποδα, η δυσχέρεια της σαρώσεως του κυλίνδρου στον δίχρονο κινητήρα δεν επιτρέπει την πλήρη εκμετάλλευση του όγκου διαδρομής του κυλίνδρου. Έτσι τελικά , ενώ θεωρητικά η συγκέντρωση ισχύος του δίχρονου κινητήρα είναι διπλάσια από αυτή του τετράχρονου ,στην πραγματικότητα είναι αρκετά μικρότερη από τη θεωρητική καθώς γίνεται κακή εναλλαγή αερίων όπως ήδη έχει αναφερθεί και επιπλέον απορροφάται μέρος του μηχανικού έργου για την κίνηση της αντλίας σαρώσεως. Επιπλέον , στους τετράχρονους κινητήρες λόγω της μεγαλύτερης άνεσης χρόνου για

την εναλλαγή των αερίων , επιτυγχάνεται πιο αποτελεσματική απαγωγή των θερμικών φορτίων από τα τμήματα της μηχανής που φορτίζονται θερμικά ,με αποτέλεσμα να επιτρέπεται η χρήση μεγαλύτερων ταχυτήτων περιστροφής αλλά και βαθμού υπερπλήρωσης έναντι των δίχρονων κινητήρων. Τέλος στους τετράχρονους κινητήρες υπάρχει μεγαλύτερη ευχέρεια μεταβολής των στοιχείων διανομής με μεταβολή της γωνίας των εκκέντρων στην εκκεντροφόρο άτρακτο.

Ο κινητήρας Otto λόγω του μικρότερου βαθμού απόδοσης που παρουσιάζει , χρησιμοποιείται γενικά σε περιπτώσεις όπου απαιτείται αθόρυβη και ελαστική λειτουργία καθώς λόγω και του μικρού βάρους και κόστους απόκτησης. Έτσι κύριο πεδίο εφαρμογής του αποτελούν τα επιβατηγά αυτοκίνητα και μοτοσυκλέτες. Τον συναντάμε συνήθως με ισχύ μέχρι τα 250 KW και κυρίως σαν τετράχρονο κινητήρα.

Ο κινητήρας Diesel τώρα επειδή εμφανίζει καλύτερο βαθμό απόδοσης και χρησιμοποιεί φθηνότερο καύσιμο, βρίσκεται σε χρήση σε κάθε πεδίο. Για κινητήρες μικρών και μέσων διαστάσεων συναντάται κυρίως σαν τετράχρονος, ενώ για μεγάλης διάστασης κινητήρες όπου και απαιτείται μεγάλη ισχύς είναι κυρίως δίχρονος.



Εικόνα 3.4 Δωδεκακύλινδρος υπερπληρωμένος ναυτικός κινητήρας ,διάταξης V

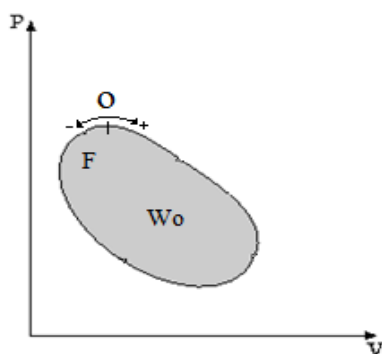
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΚΥΚΛΟΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ ΜΕΚ

4.1 Κυκλική αλλαγή κατάστασης

Σε μία κυκλική αλλαγή κατάστασης (κύκλο), το εργαζόμενο μέσο επανέρχεται στην ίδια κατάσταση (από την οποία ξεκίνησε τον κύκλο λειτουργίας του). Για πλήρως αναστρέψιμη (ιδανική) κυκλική αλλαγή καταστάσεως διακρίνουμε τις παρακάτω περιπτώσεις :

Για κινητήρα (φορά δεξιόστροφη) : $q = w = \oint p \, dv = w_0 = F_+$

Για συμπιεστή (φορά αριστερόστροφη) : $q = w = \oint p \, dv = w_0 = F_-$



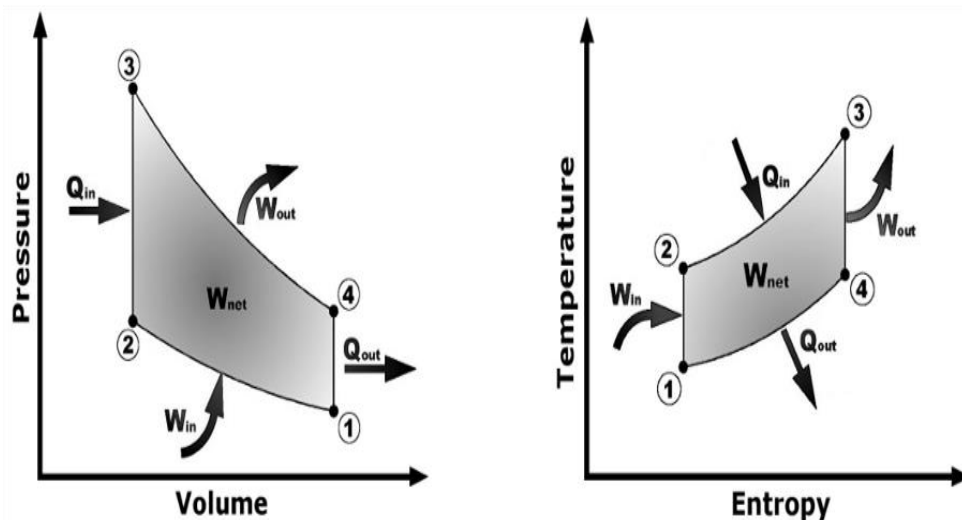
Διάγραμμα 4.1 Κυκλική αλλαγή μιας κατάστασης σε P-V

όπου $\oint p \, dv$ και $\oint p \, dv$ είναι τα έργα διόγκωσης και συστολής w_0 αντίστοιχα, και F είναι το εμβαδόν, στο θερμοδυναμικό διάγραμμα (p,v) , που περικλείεται από την κλειστή καμπύλη της αλλαγής καταστάσεως.

Στη συνέχεια θα παρουσιαστούν οι ιδανικοί κύκλοι Otto, Diesel και Joule (Brayton), που έχουν μεγάλη σημασία σαν πρότυπα για τους εμβολοφόρους κινητήρες, ιδιαίτερος μάλιστα στην περίπτωση που το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας (τέλειο αέριο) με σταθερές ειδικές θερμοχωρητικότητες, οπότε και έχουμε τους ιδανικούς πρότυπους κύκλους αέρα.

4.2 Ιδανικοί κύκλοι λειτουργίας

4.2.1 Ιδανικός κύκλος αέρα Otto



Διάγραμμα 4.2 Ιδανικός κύκλος αέρα Otto

Ο κύκλος αυτός αποτελείται από τις εξής τέσσερις διεργασίες, όπως απεικονίζονται και στα θερμοδυναμικά επίπεδα (P,V) και (T,S) του παραπάνω διαγράμματος :

- Μεταβολή 1-2 : ισεντροπική συμπίεση του αέρα, κατά το λόγο των όγκων $V_1/V_2 = \varepsilon$ (ή των ειδικών όγκων v_2/v_1 , εφόσον η μάζα που εργαζόμενου μέσου παραμένει σταθερή), όπου ε ορίζεται ο βαθμός συμπίεσης.
- Μεταβολή 2-3: πρόσδοση θερμότητας Q_{23} υπό σταθερό όγκο.
- Μεταβολή 3-4: ισεντροπική αποτόνωση του αέρα, μέχρι τον αρχικό όγκο V_1 .
- Μεταβολή 4-1: αποβολή θερμότητας Q_{41} υπό σταθερό όγκο για την συμπλήρωση του κύκλου.

Χαρακτηριστικά ενεργειακά μεγέθη του κύκλου αυτού :

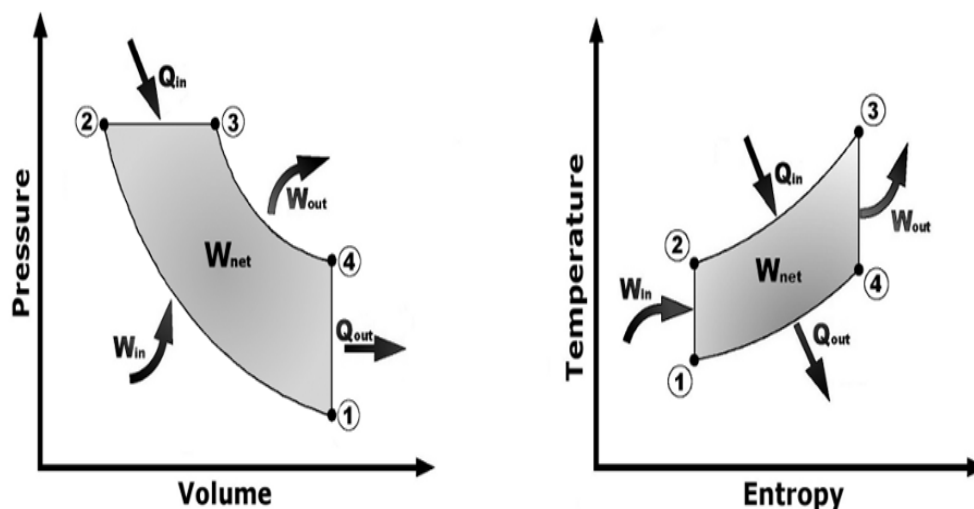
Έργο $W = Q_{23} - Q_{41} =$ εμβαδόν (1234) στα επίπεδα (P,V) και (T,S) .

Προσδιδόμενη θερμότητα $Q_{23} =$ εμβαδόν υπό την 23 στο επίπεδο (T,S) .

Αποβαλλόμενη θερμότητα $Q_{41} =$ εμβαδόν υπό την 41 στο επίπεδο (T,S) . Θερμικός

$$\text{βαθμός απόδοσης } \eta_0 = \frac{W}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}$$

4.2.2 Ιδανικός κύκλος αέρα Diesel



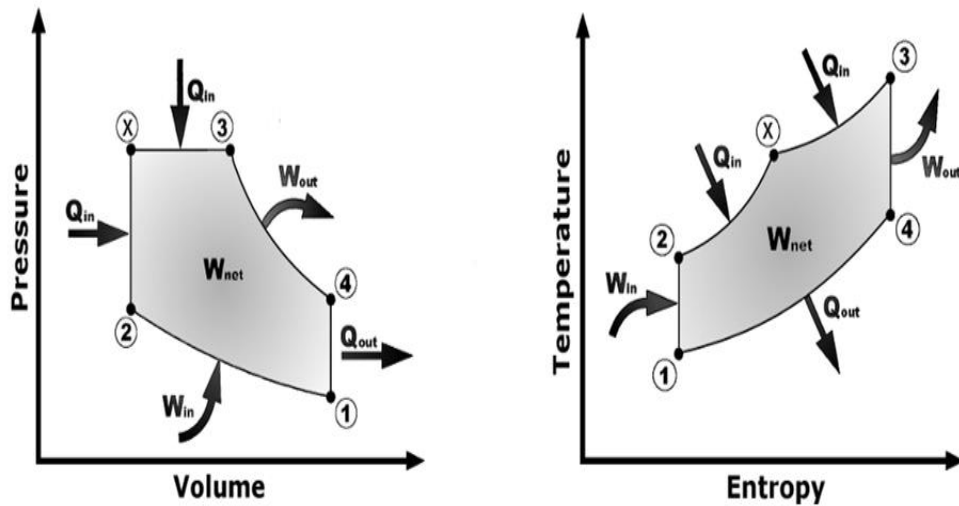
Διάγραμμα 4.3 : Ιδανικός πρότυπος κύκλος αέρα Diesel.

Ο κύκλος αυτός συγκείται από τις ακόλουθες τέσσερις διεργασίες , που φαίνονται στο παραπάνω διάγραμμα :

- Μεταβολή 1-2 : ισηντροπική συμπίεση του αέρα , κατά το βαθμό συμπίεσεως $\varepsilon = V_1/V_2$.
- Μεταβολή 2-3: πρόσδοση θερμότητας Q_{23} υπό σταθερή πίεση , κατά το λόγο των όγκων V_3/V_2 , όπου $\alpha = V_3/V_2 =$ βαθμός αποκοπής (ή φορτίου).
- Μεταβολή 3-4: ισηντροπική αποτόνωση του αέρα , μέχρι τον αρχικό όγκο V_1 .
- Μεταβολή 4-1: αποβολή θερμότητας Q_{41} υπό σταθερό όγκο για τη συμπλήρωση του κύκλου.

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως $n_D = \frac{W}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}$

Αξίζει να σημειωθεί ότι υπάρχει και ο λεγόμενος Μεικτός ιδανικός πρότυπος κύκλος αέρα ,κατά το διάγραμμα 4.4, που είναι όμοιος με τους αντίστοιχους κύκλους Otto και Diesel , διαφέροντας μόνο κατά το ότι η πρόσδοση θερμότητας Q_{2X3} γίνεται κατά ένα τμήμα ισόογκα (Q_{2X}) και κατά ένα ισόθλιπτα (Q_{X3}). Η μία οριακή περίπτωση του , δηλαδή $Q_{2X} = 0$, αντιστοιχεί στον κύκλο Diesel , και η άλλη , δηλαδή για $Q_{X3} = 0$, αντιστοιχεί στον κύκλο Otto.



Διάγραμμα 4.4 Ιδανικός Μεικτός κύκλος αέρα.

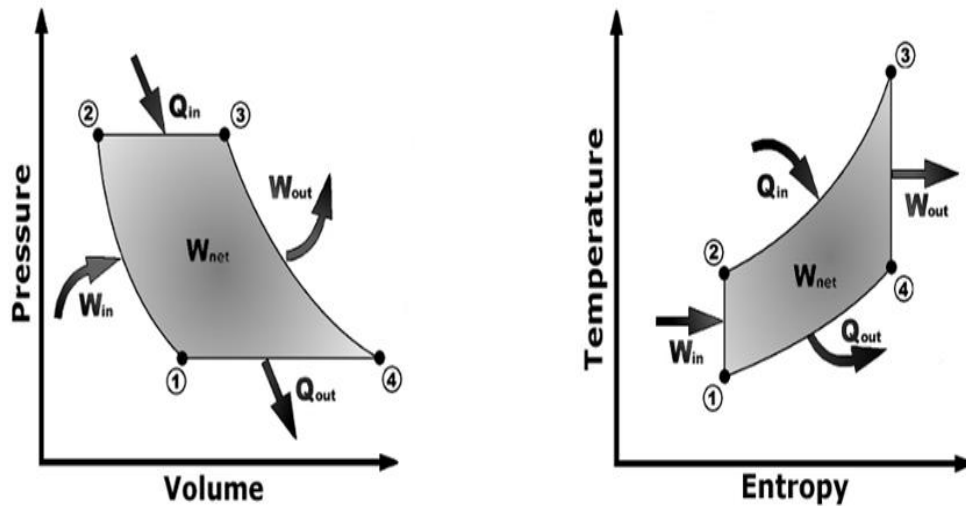
4.2.3 Ιδανικός κύκλος αέρα Joule (Brayton)

Ο κύκλος αυτός αποτελείται και αυτός από τις παρακάτω τέσσερις αλλαγές καταστάσεως που απεικονίζονται στο διάγραμμα 4.5.

- Μεταβολή 1-2: ισεντροπική συμπίεση ,κατά το βαθμό συμπίεσεως $\varepsilon = V_1/V_2$ ή ισοδύναμα κατά τη σχέση συμπίεσεως $\varepsilon_p = p_2/p_1$.
- Μεταβολή 2-3: πρόσδοση θερμότητας Q_{23} υπό σταθερή πίεση.
- Μεταβολή 3-4: ισεντροπική αποτόνωση , μέχρι την αρχική πίεση p .
- Μεταβολή 4-1: αποβολή θερμότητας Q_{41} υπό σταθερή πίεση για τη συμπλήρωση του κύκλου.

Στον κύκλο αυτό ο θερμικός βαθμός απόδοσης της μεταβολής ορίζεται:

$$n_J = \frac{W}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}$$

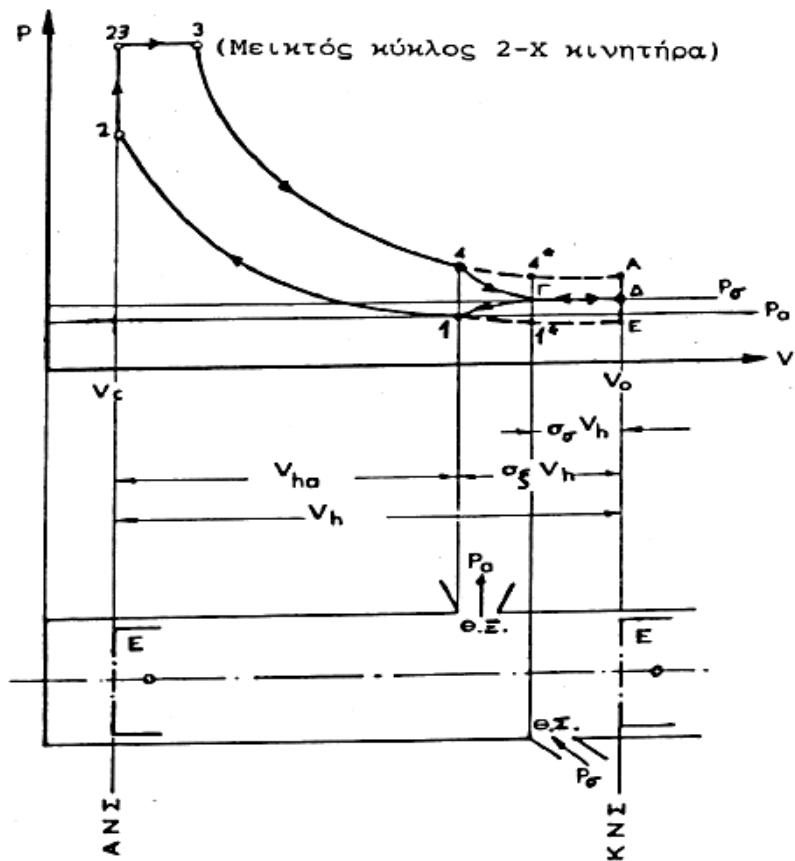


Διάγραμμα 4.5 Ιδανικός κύκλος αέρα Joule (Brayton).

4.3 Ισοδύναμος ιδανικός κύκλος αέρα λειτουργίας κινητήρα Otto ή Diesel

Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα Otto ή Diesel εκτιμάται συγκρινόμενος, στην πιο απλή περίπτωση, προς το θερμικό βαθμό απόδοσης του αντίστοιχου ιδανικού κύκλου αέρα Otto ή Diesel ή Μεικτού που περιγράφηκε. Αυτό δικαιολογείται λόγω της ομοιότητας μεταξύ του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης – όγκου (p, V) του κινητήρα και του διαγράμματος καταστάσεως (P, V) του αντίστοιχου υποθετικού θερμοδυναμικού κύκλου.

Έτσι λοιπόν αντιμετωπίζοντας το θέμα γενικά, μπορεί να θεωρηθεί το εξιδανικευμένο μεικτής καύσεως δυναμοδεικτικό διάγραμμα λειτουργίας της μηχανής του διαγράμματος 4.6, και να αντιστοιχιστεί με τον αντίστοιχο ιδανικό πρότυπο Μεικτό κύκλο αέρα του σχήματος 4.4 της προηγούμενης παραγράφου.



Διάγραμμα 4.6 Εξιδανικευμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα Μεικτού κύκλου 2-Χ κινητήρα

Παρατηρούνται σε γενικές γραμμές τα συμβαίνοντα στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια της εναλλαγής των αερίων, όταν δηλαδή το κινούμενο έμβολο καλύπτει ή αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής (Θ.Σ.) ή εξαγωγής (Θ.Ξ.). Για ιδανική εναλλαγή αερίων, τα τμήματα ΓΔ και ΔΓ, που αντιστοιχούν όταν είναι συγχρόνως ανοικτές και οι δύο θυρίδες (απόπλυση), συμπίπτουν επάνω στην ισόθλιπη $p = p_0$. Η πίεση του σημείου 1 αντιστοιχεί στην πίεση περιβάλλοντος p_α .

Σχετικά τώρα με τον 2-Χ κινητήρα δίνονται οι πιο κάτω ορισμοί οι οποίοι διακρίνονται και στο διάγραμμα 4.6 :

V_h = τυπικός ή ολικός όγκος εμβολισμού

$V_{h\xi} = V_h - \sigma_\xi V_h = (1 - \sigma_\xi)V_h$ = ουσιαστικός όγκος

$V_{h\sigma} = (1 - \sigma_\sigma)V_h$ = συμβατικός όγκος εμβολισμού

$\varepsilon = (V_c + V_h)/V_c$ = τυπικός βαθμός συμπίεσεως

$\varepsilon_\xi = (V_c + V_{h\xi})/V_c$ = ουσιαστικός βαθμός συμπίεσεως

$\varepsilon^* = (V_c + V_{h\sigma})/V_c$ = συμβατικός βαθμός συμπίεσεως

όπου

σ_σ = σχετικό άνοιγμα εισαγωγής και σ_ξ = σχετικό άνοιγμα εξαγωγής . Όστε ενώ η μηχανή έχει κατασκευαστεί με όγκο διαδρομής V_h ,μόνο ένα μέρος αυτού , το $V_{h\xi} = (1 - \sigma_\xi)V_h$, αξιοποιείται για την ουσιαστική συμπίεση . Επομένως και ο ουσιαστικός βαθμός συμπίεσεως ε_ξ θα καθορίζεται από τον $V_{h\xi}$ και όχι από τον V_h .

Τελευταίο και πολύ σημαντικό είναι ότι απαιτείται πάντοτε μεγάλη προσοχή κατά την , έστω και μόνο ποιοτική , μεταφορά των συμπερασμάτων από τη μελέτη του ιδανικού προτύπου κύκλου στην πραγματική μηχανή , διότι κάθε θέμα μπορεί να επηρεάζεται κατά διαφορετικό τρόπο ή και βαθμό από τις διαφορές μεταξύ ιδανικής πρότυπης και πραγματικής μηχανής

4.4 Πραγματικός κύκλος λειτουργίας εμβολοφόρων κινητήρων

Ο πραγματικός κύκλος περιλαμβάνει το σύνολο των αλλαγών κατάστασης , τις οποίες διατρέχει στην πραγματικότητα το εργαζόμενο μέσο στη μηχανή. Ο κύκλος αυτός μπορεί να καθοριστεί μόνο με συνεχείς μετρήσεις της πλήρους κατάστασης της μηχανής. Συνήθως όμως μπορεί να ανακτηθεί μόνο ένα δυναμοδεικτικό διάγραμμα της λειτουργίας του κινητήρα , το οποίο δίνει την τιμή της πίεσης p σε κάθε θέση του εμβόλου και επομένως και για κάθε συνολικό όγκο $V = V_c + A_x$, όπου A η επιφάνεια του εμβόλου, ή σε κάθε γωνία στροφάλου ϕ . Το διάγραμμα αυτό δεν δίνει την εκάστοτε πλήρη κατάσταση του αερίου στον κύλινδρο , διότι

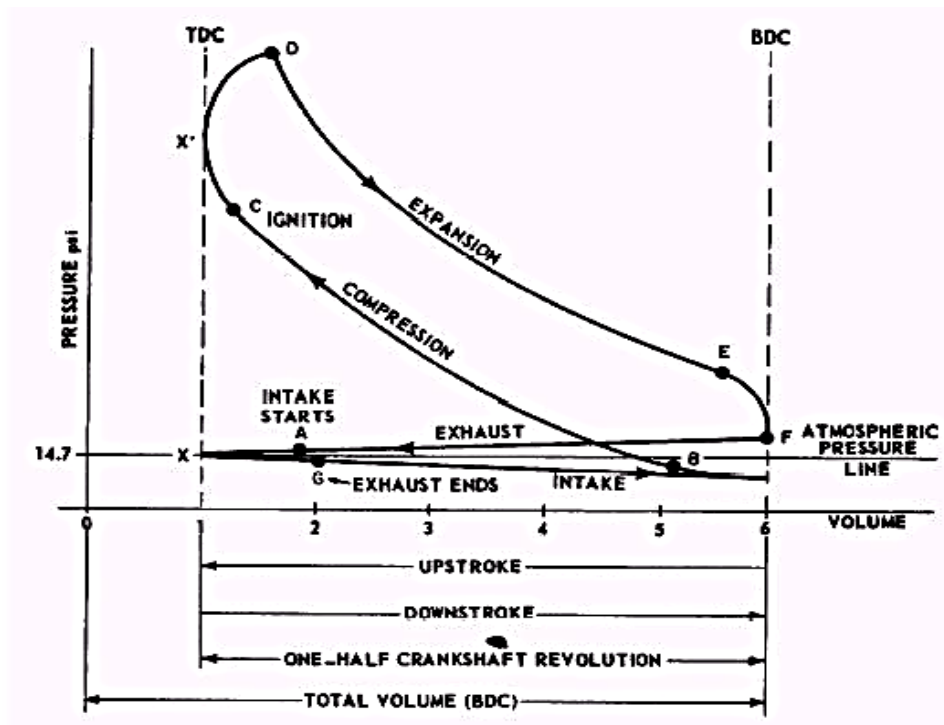
προς καθορισμό αυτής απαιτείται ένα ζεύγος θερμοδυναμικών μεγεθών , όπως για παράδειγμα τα p και T ή p και V . Ο καθορισμός όμως της θερμοκρασίας T δεν είναι ευχερής , διότι η μέτρηση της είναι δύσκολη αλλά και εμφανίζει σημαντική διασπορά μέσα στον κύλινδρο. Επίσης , κατά τη φάση εναλλαγής των αερίων , είναι πολύ δύσκολος ο προσδιορισμός της εκάστοτε μάζας στον κύλινδρο . Παρ' όλα αυτά όμως το δυναμοδεικτικό διάγραμμα είναι πολύτιμο , διότι αρκεί πλήρως για τον καθορισμό του αποδιδόμενου μηχανικού έργου διογκώσεως στο έμβολο, σε μια πλήρη περίοδο λειτουργίας . Αυτό το έργο καλείται ενδεικνύμενο έργο W_i , και εκφράζεται σαν

$$W_i = \oint p \, dv = A \oint p \, dx \quad (4.1)$$

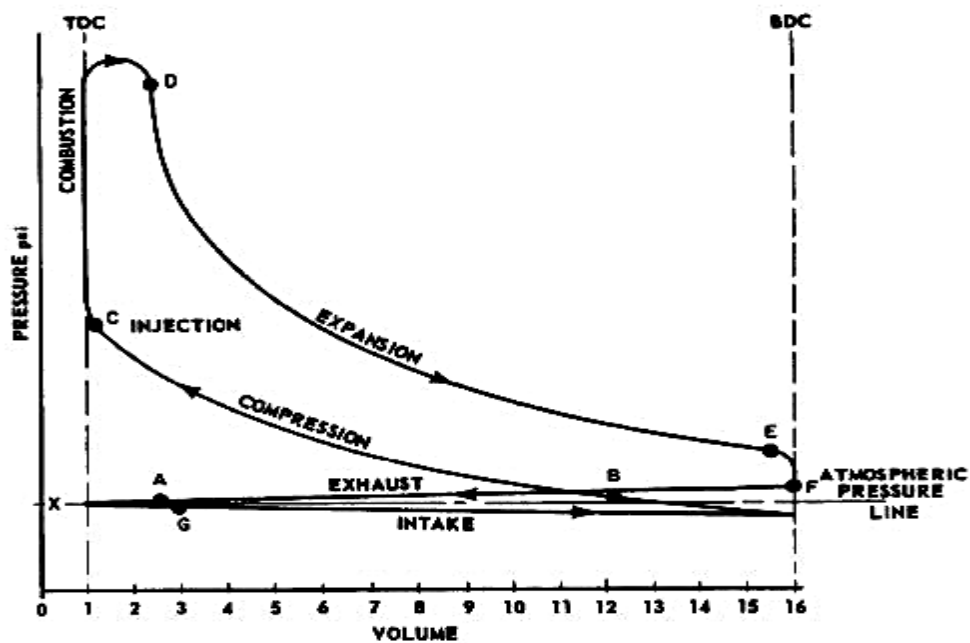
Βεβαίως , επειδή η αλλαγή κατάστασης στον κύλινδρο της μηχανής είναι ηπίως μη αναστρέψιμη , και όχι πλήρως αναστρέψιμη, το επί του εμβόλου αποδιδόμενο έργο διογκώσεως $W_0 = \oint p \, dv$, που εδώ συμπίπτει με το W_i είναι μεγαλύτερο από το καθαρό μηχανικό (ή εσωτερικό) έργο W κατά το έργο των εσωτερικών απωλειών W_a .

Επειδή όμως οι εσωτερικές απώλειες στην εμβολοφόρο μηχανή είναι σχετικά μικρές, και επιπλέον επειδή ούτε αυτές ούτε το εσωτερικό έργο είναι δυνατόν να μετρηθούν , το δια μέτρησεως λαμβανόμενο ενδεικνύμενο έργο W_i θεωρείται σαν το “εσωτερικό” , δηλαδή επί του εμβόλου αποδιδόμενο , των εσωτερικών απωλειών συμπεριλαμβανομένων στο γενικότερο όρο “μηχανικές απώλειες” και αφαιρουμένων εκ του W_i κατά τον προσδιορισμό του πραγματικού έργου W_e στην προηγούμενη παράγραφο.

Το διάγραμμα 4.7 αποτελεί ένα τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα ενός τετράχρονου κινητήρα Otto , ενώ το πιο κάτω διάγραμμα 4.8 είναι το αντίστοιχο αυτού για κινητήρα Diesel, με καύση εκτελούμενη κατά ένα τμήμα ισόογκα και κατά ένα άλλο ισόθλιπτα. Αξίζει να σημειωθεί ότι στους κινητήρες Otto και τους ταχύστροφους κινητήρες Diesel το μεγαλύτερο ποσοστό της καύσεως εκτελείται ισόογκα , ενώ στους μεσόστροφους και βραδύστροφους κινητήρες Diesel το μεγαλύτερο ποσοστό της καύσεως εκτελείται ισόθλιπτα (άρα στο όριο προσεγγίζουν τον αντίστοιχο ιδανικό κύκλο Diesel) .



Διάγραμμα 4.7 Τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα 4-Χ μηχανής φυσικής αναπνοής (πλήρες φορτίο για Otto).



Διάγραμμα 4.8 Τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα 4-Χ μηχανής φυσικής αναπνοής (πλήρες φορτίο για Diesel).

4.5 Η φάση της εναλλαγής των αερίων

Όπως αναφέρθηκε αρχικά και στην εισαγωγή μας στις γενικές αρχές λειτουργίας που διέπουν τις μηχανές εσωτερικής καύσης, σαν φάση εναλλαγής των αερίων, εννοείται το τμήμα όλου του κύκλου λειτουργίας (είτε ο κινητήρας είναι 4-Χ είτε 2-Χ), που διατίθεται για την εκκένωση του κυλίνδρου από το καυσαέριο του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας και την πλήρωσή του με νέα γόμωση για την εκτέλεση του νέου κύκλου. Όταν επικαλείται ο όρος γόμωση, εννοείται είτε καθαρός αέρας είτε αέρας και καύσιμο. Σημαντικό ρόλο για την επιτυχία της φάσης αυτής παίζουν οι χρονικές στιγμές ή αλλιώς αποκαλούμενοι “χρονισμοί”, κατά τους οποίους ανοίγουν ή κλείνουν οι βαλβίδες, που αποκαλούνται χρόνοι διανομής.

4.5.1 Περίοδος εκροής και εξωθήσεως

Η περίοδος της εκροής αρχίζει με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής, που συμβαίνει αρκετές μοίρες προ του ΚΝΣ. Αυτό συνεπάγεται οπωσδήποτε απώλεια ωφέλιμου έργου, όμως παρέχει το πλεονέκτημα του μειωμένου έργου κατά την επακολουθούσα εξώθηση εφόσον, λόγω πτώσεως της πίεσης στον κύλινδρο, μειώνεται η επί του εμβόλου αντίθλιψη. Προφανώς υπάρχουν δύο αντικρουόμενοι παράγοντες, άρα υφίσταται και κάποιος “ιδανικός” χρόνος ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής. Κατά τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, η πίεση ρτων καυσαερίων στον κύλινδρο είναι συνήθως τέτοια ώστε να ισχύει:

$$p/p_{\alpha} > (p/p_{\alpha})_{κρ} = 2 \quad (4.2)$$

όπου p_{α} η πίεση της ατμόσφαιρας. Έτσι αρχικώς υπάρχει εκροή “υπερκριτική” με παροχή μάζας ανάλογη της διατομής του ανοίγματος, η οποία με το άνοιγμα της βαλβίδας αυξάνει βαθμιαίως. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται ομαλή πτώση της πίεσης στον κύλινδρο, οπότε στο ΚΝΣ η πίεση είναι πλέον λίγο μόνο μεγαλύτερη της p_{α} και η εκροή “υποκριτική”. Μετά την αναστροφή της κινήσεως του εμβόλου προς το ΑΝΣ, από κάποιο σημείο και πέρα, δεν πραγματοποιείται πλέον ουσιαστικά εκροή, αλλά εξώθηση (εκτόπιση) του καυσαερίου υπό του προχωρούντος εμβόλου, η δε πίεση στον κύλινδρο p θα υπερέχει της p_{α} μόνο κατά τη διαφορά, την αναγκαία για την επικάλυψη της αντίστασης ροής δια της βαλβίδας εξαγωγής, που είναι της τάξεως του 0,1 bar. Η περίοδος αυτή τελειώνει με το

άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής . Σε όλη τη περίοδο αυτή , γενικά , υπάρχει πρόσδοση θερμότητας από το αέριο προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου.

4.5.2 Περίοδος επικάλυψης των βαλβίδων αποπλύσεως

Η περίοδος αυτή αρχίζει με το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής , πράγμα το οποίο συμβαίνει λίγες μοίρες πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, ώστε αυτή να είναι πλήρως ανοικτή όταν το έμβολο αρχίζει να κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ . Η περίοδος αυτή τελειώνει με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής , πράγμα το οποίο συμβαίνει λίγες μοίρες αφ' ότου το έμβολο περάσει το ΑΝΣ, και αυτό διότι, στην περίπτωση που θα έκλεινε νωρίτερα , θα είχαμε μια αύξηση της πίεσεως των καυσαερίων στον κύλινδρο (κοντά στο ΑΝΣ) , που θα οδηγούσε σε οπισθορόή καυσαερίων μέσα στον οχετό εισαγωγής. Έτσι κατά το διάστημα αυτό , κατά το οποίο και οι δύο βαλβίδες είναι ανοικτές , προσφέρεται η δυνατότητα κάποιας απόπλυσης του κυλίνδρου από το καυσαέριο του προηγούμενου κύκλου .

Σημειώνεται ότι στην περίπτωση των υπερπληρωμένων κινητήρων , η περίοδος επικάλυψης είναι πολύ μεγαλύτερη , απ' ότι στην περίπτωση των κινητήρων φυσικής αναπνοής , οπότε και η απόπλυση είναι εντονότερη , γεγονός το οποίο συμβάλλει στη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων προσβολής του στροβίλου ,στην ψύξη της βαλβίδας εξαγωγής και στην καλύτερη εκμετάλλευση της ενέργειας των παλμών πίεσεως.

4.5.3 Περίοδος αναρροφήσεως

Η περίοδος αυτή αρχίζει με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής , και συναντιέται γενικώς μια στιγμιαία πίεση στον κύλινδρο $p < p_{\alpha}$.Όμως η πίεση p_0 κατά το τέλος της αναρροφήσεως , δηλαδή στο σημείο αρχής της συμπίεσεως , που αντιστοιχεί στο σημείο που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής (ΚΣ), είναι με πολύ καλή προσέγγιση ίση με την πίεση που επικρατεί έξω από τον κύλινδρο , η οποία είναι ίση προς p_{α} , για κινητήρα φυσικής αναπνοής , ή προς την πίεση $p_{υπ}$ της υπερπληρώσεως , σε υπερπληρωμένο κινητήρα. Τούτο προκύπτει σαν πειραματικό αποτέλεσμα μετρήσεων σε κινητήρες Diesel (σε κάθε φορτίο) και σε κινητήρες Ottoμόνο στο πλήρες φορτίο.

Στην περίπτωση των κινητήρων Ottoσε μερικά φορτία , όπου υφίσταται πρόσθετος στραγγαλισμός στην εισαγωγή, όλη η γραμμή αναρροφήσεως είναι πολύ χαμηλά , άρα και η πίεση στην αρχή της συμπίεσεως p_0 είναι πολύ μικρότερη της p_α . Κατά την περίοδο της αναρροφήσεως παρατηρείται συνεχής θέρμανση του εισερχόμενου αέρα , λόγω επαφής προς τα θερμά τοιχώματα του κυλίνδρου, λόγω αναμείξεως προς το κατάλοιπο καυσαέριο . Έτσι η θερμοκρασία T_0 , κατά την αρχή της συμπίεσεως ,είναι λίγο μεγαλύτερη της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος T_α για κινητήρα φυσικής αναπνοής , ή της θερμοκρασίας υπερπληρώσεως $T_{υπ}$ για υπερπληρωμένο κινητήρα .Η θερμοκρασιακή αυτή αύξηση κατά την αρχή της συμπίεσεως , ενώ δεν έχει ουσιαστική σημασία στο βαθμό απόδοσης , έχει σοβαρότατη επίδραση στην ισχύ του κινητήρα , διότι συνεπάγεται μεταβολή της μάζας γομώσεως του κυλίνδρου, άρα εμμέσως και της παροχής μάζας του καυσίμου.

4.6 Η φάση της συμπίεσης

Η φάση αυτή αρχίζει όταν κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής και δεν είναι ισεντροπική. Αυτό οφείλεται αφενός στο ότι δεν υπάρχει απόλυτη στεγανότητα μεταξύ κυλίνδρου και ελατηρίων του εμβόλου και αφετέρου στο ότι υπάρχει συναλλαγή θερμότητας του εργαζόμενου μέσου με τα τοιχώματα . Ειδικότερα κατά την αρχή της συμπίεσεως γίνεται ελαφριά πρόσδοση θερμότητας και κατόπιν αφαίρεση αυτής από τον αέρα , καθόσον τα τοιχώματα έχουν μία σταθερή μέση θερμοκρασία στο ύψος περίπου των 250°C . Επομένως τελικά η πραγματική συμπίεση δε διαφέρει ουσιωδώς της αντίστοιχης ισεντροπικής ,ιδίως όσον αφορά το συνολικό έργο, και επίσης η πραγματική τελική πίεση συμπίεσεως p_c υπολείπεται λίγο , στο βαθμό της συμπίεσης ε , της αντίστοιχης ισεντροπικής , καθώς μειώνεται η σχετική διαφορά τους στην ταχύτητα περιστροφής και όσο αυξάνεται ο βαθμός συμπίεσης . Η τελική πίεση συμπίεσεως μπορεί να μετρηθεί με ειδικά μανόμετρα μεγίστου ή και με οποιοδήποτε καλής ποιότητας δυναμοδείκτη κατά τη λειτουργία του κυλίνδρου χωρίς καύσιμο, κατά το δυνατόν όμως υπό τις ίδιες συνθήκες (ταχύτητα περιστροφής, θερμοκρασία τοιχωμάτων κ.λπ.)

Όσον αφορά στην εκλογή της πίεσεως συμπίεσεως p_c , στον κινητήρα Ottoβαδίζουμε βάσει του ε_{max} του επιβαλλόμενου από τις συνθήκες της

κρουστικής καύσης , που καθορίζονται κυρίως από την αντικρουστική ικανότητα του χρησιμοποιούμενου καυσίμου , η οποία είναι τόσο μεγαλύτερη όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία αυταναφλέξεως του.

Στον κινητήρα Diesel η τελική πίεση συμπίεσεως εκλέγεται με τέτοια τιμή, ώστε η αντίστοιχη θερμοκρασία να είναι κατάλληλη για την ασφαλή έναυση του εκτοξευόμενου καυσίμου. Κατά κανόνα λαμβάνεται η p_c ίση προς $30 \div 35$ bar για κινητήρες μεγάλων διαστάσεων ,βραδύστροφους και με ασφαλή μέσα εκκινήσεως , και ίση προς $40 \div 45$ bar για κινητήρες μικρών διαστάσεων, ταχύστροφους και χωρίς ασφαλή μέσα εκκίνησης. Με αυτό τον τρόπο προκύπτει αμέσως και η τελική θερμοκρασία συμπίεσεως θ_c με την βοήθεια της οποίας μπορεί να επιτυγχάνεται και μία εποπτεία των συνθηκών αναφλέξεως του καυσίμου.

Η θερμοκρασία θ_c για ασφαλή ανάφλεξη εξαρτάται και από την ποιότητα αναφλέξεως του καυσίμου , η οποία είναι τόσο μεγαλύτερη όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία αυταναφλέξεως του.

4.7 Η φάση της αποτόνωσης

Και αυτή η φάση δεν είναι ισεντροπική , διότι λαμβάνει χώρα συναλλαγή (εντονότερη της αντίστοιχης συμπίεσης) θερμότητας των καυσαερίων με τα τοιχώματα του κυλίνδρου . Στον κινητήρα Otto η καύση τελειώνει συνήθως $20-30^\circ$ μετά το ANΣ , ενώ στον Diesel ένα πολύ μικρό ποσό του καυσίμου συνεχίζει να καίγεται σε όλη τη διάρκεια της αποτόνωσης , μέχρι του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής . Η σύνθεση του καυσαερίου κατά την αποτόνωση μεταβάλλεται συνεχώς, όπως αυτό επιβάλλεται από τις εξισώσεις γενικότερα της χημικής ισορροπίας και της χημικής κινητικής.

4.8 Η φάση της καύσης

Η καύση στον κινητήρα είναι πολύ περίπλοκο φαινόμενο, και η μεταβολή της πίεσης κατά τη διάρκειά της εξαρτάται από πολλούς παράγοντες, όπως τη μορφή του θαλάμου καύσεως, την ένταση των κινήσεων του αέρα, τη θέση του σπινθηριστή και τη χρονική στιγμή σπινθηροδοτήσεως στον Otto ή τη χρονική στιγμή εγχύσεως σε συνδυασμό με το νόμο εγχύσεως στον Diesel, τις ιδιότητες του καυσίμου.

Πάντως εφόσον χρειάζεται ένα πεπερασμένο χρονικό διάστημα για να ολοκληρωθεί η καύση , και πρέπει η μέγιστη πίεση να εμφανίζεται λίγες μοίρες μετά το ANΣ , ώστε να εφαρμόζεται κατά την επακολουθούσα αποτόνωση η μέγιστη δυνατή δύναμη επί του εμβόλου , η έναρξη της καύσεως ρυθμίζεται καταλλήλως σε θέση λίγο πριν το ANΣ , ώστε και το αρνητικό έργο της συμπίεσεως να είναι μικρό.

Ιδανικώς θα ήταν επιθυμητό να γινόταν ισόχωρη καύση στο ANΣ , αλλά αυτό θα σήμαινε πολύ απότομη αύξηση μεταβολής της πιέσεως ,δηλαδή όπως λέγεται τραχεία λειτουργία , η οποία καταπονεί κρουστικά τα διάφορα τμήματα του κινηματικού μηχανισμού.

Κατά την καύση υπάρχει πολύ έντονη συναλλαγή θερμότητας με τα τοιχώματα του κυλίνδρου , λόγω της υψηλής θερμοκρασίας των αερίων και της αυξημένης τιμής του συντελεστή μεταβιβάσεως της θερμότητας α_g , οφειλόμενης στην ύπαρξη της φλόγας και την έντονη κινητική κατάσταση.

Εν γένει ένα ποσοστό 15 ÷ 20 % της υπό του καυσίμου χορηγούμενης θερμότητας απάγεται από το ψυκτικό μέσο αμέσως, δια μέσου τοιχωμάτων , για ψύξη του κυλίνδρου , με αποτέλεσμα τη μείωση των θερμοκρασιών του αερίου στον κύλινδρο που οδηγούν σε ελαττωμένο έργο και βαθμό απόδοσης . Το μόνο θετικό , κάπως , αποτέλεσμα της πτώσεως αυτής της θερμοκρασίας , είναι η μείωση της αρνητικής επιδράσεως της διαστάσεως των προϊόντων της καύσης.

4.9 Ενδεικνύμενη ισχύς

Όλες οι πραγματικές διεργασίες που αναφέρθηκαν παραπάνω , συντελούν στην παραμόρφωση του διαγράμματος p-V του αντίστοιχου “ισοδύναμου ιδανικού πρότυπου κύκλου αέρα λειτουργίας του κινητήρα Otto ή Diesel “ , οπότε τελικά το πραγματικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα κείται ανάμεσα στο αντίστοιχο ιδανικό με “στρογγυλεμένες” τις γωνίες του.

Στον 2-X κινητήρα όπως παρατηρείται στο σχήμα 4.9 ,δεν παρουσιάζεται αρνητικός βρόχος , αλλά για την επίτευξη αυτού υπάρχει μια αντλία αποπλύσεως που απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από την άτρακτο , μειούμενου έτσι του μηχανικού βαθμού απόδοσης. Τα αντίστοιχα διαγράμματα για 4-X κινητήρα θυμίζουμε είναι τα 4.7 και 4.8 για κινητήρα Otto ή Diesel.

ο οποίος χαρακτηρίζει την τελειότητα της λειτουργίας της πραγματικής μηχανής. Τη σημερινή στάθμη κατασκευής των εμβολοφόρων κινητήρων χαρακτηρίζουν τιμές του βαθμού ποιότητας γύρω στο 0.80 , αναλόγως του τύπου και του μεγέθους του κινητήρα.

Έτσι πλέον ορίζεται και ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης

$$n_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{P_i}{\dot{Q}_{Bz}} = \frac{P_i}{Q_{Bz} \nu} = \frac{W_i}{W_{ts}} \frac{W_{ts}}{Q_B} = n_g n_{ts} \quad (4.7)$$

όπου Q_B η ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας θερμότητα καύσεως του καυσίμου που απελευθερώνεται, ποσότητας μάζας B , που αντιστοιχεί στην κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου θ_u και Q_{Bz} η θερμική ισχύς του καυσίμου της μηχανής , δηλαδή

$$Q_B = B \theta_u \rightarrow \dot{Q}_{Bz} = B \theta_u z \nu = \dot{m}_B \theta_u \quad (4.8)$$

Όπου,

$\dot{m}_B = B z \nu$ = κατανάλωση καυσίμου της μηχανής.

Επίσης, στη σχέση (4.6) , είναι n_{ts} ο θεωρητικός πρότυπος βαθμός απόδοσης

$$n_{ts} = \frac{W_{ts}}{Q_B} = \frac{P_{ts}}{\dot{Q}_{Bz}} \quad (4.9)$$

Ο n_g πρέπει να εξαρτάται κυρίως από τις διάφορες απώλειες της πραγματικής μηχανής έναντι της ισοδύναμης πρότυπης , και όχι από τα βασικά μεγέθη του κύκλου , τα οποία είναι κοινά και στις δύο. Πράγματι δεν διαπιστώνεται για παράδειγμα επίδραση του βαθμού συμπίεσεως ϵ , ενώ δεν είναι έντονη και η επίδραση του λόγου αέρα λ_α επί του n_g , πράγμα που επιτρέπει την αποδοχή γενικώς εξάρτησης του n_i από το ϵ και του λ_α ομοειδή προς αυτήν του n_{ts} .

Το ενδεικνύμενο έργο W_i αποτελεί σημαντικότατο μέγεθος του κινητήρα , αλλά όμως η τιμή του περικλείει το μέγεθος του κυλίνδρου. Ένα λοιπόν πιο αντιπροσωπευτικό μέγεθος από το W_i είναι ο λόγος του προς τον όγκο εμβολισμού του κυλίνδρου V_h , που δίνει ένα μέγεθος με διαστάσεις πίεσεως , τη λεγόμενη μέση ενδεικνύμενη πίεση \bar{p}_i , η οποία χαρακτηρίζει αποκλειστικώς την ποιότητα λειτουργίας του κινητήρα ,

$$\bar{p}_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\oint p \, dv}{V_h} = \frac{\oint p \, dx}{s} \quad (4.10)$$

και είναι $s = 2r$ η διαδρομή του εμβόλου. Όπως φαίνεται και από την εξίσωση (4.10) και το διάγραμμα 4.9, η \bar{p}_i αποτελεί το ύψος ενός ορθογωνίου παραλληλογράμμου που έχει εμβαδόν το W_i και βάση το V_h , ή εναλλακτικώς ενός ορθογωνίου που έχει το εμβαδόν του δυναμοδεικτικού διαγράμματος p - x , όπως ακριβώς ελήφθη αυτό από τη μηχανή. Έτσι στη δεύτερη αυτή περίπτωση, η κλίμακα, υπό την οποία το ύψος αυτό παριστάνει την \bar{p}_i , είναι ίδια με την κλίμακα πιέσεων του δυναμοδεικτικού διαγράμματος. Σημειώνεται εδώ ότι, εξ ορισμού, την \bar{p}_i και στον 2-Χ κινητήρα την υπολογίζουμε από τη σχέση (4.10), δηλαδή με αναγωγή του W_i στον ολικό όγκο εμβολισμού V_h και όχι στον ουσιαστικό $V_{h\xi}$. Είναι λοιπόν προφανές ότι, υπό τις ίδιες λοιπές συνθήκες, η \bar{p}_i του 2-Χ κινητήρα θα εμφανίζεται μικρότερη από αυτήν του 4-Χ.

4.10 Μηχανικές απώλειες

Το ενδεικνύμενο έργο W_i , και αντίστοιχα η ενδεικνύμενη πίεση P_i , δεν αποδίδονται ολόκληρα στην άτρακτο του κινητήρα, διότι μεσολαβούν οι μηχανικές απώλειες W_r .

Σε αυτές περιλαμβάνονται αφενός οι απώλειες ενέργειας $W_{\beta\mu}$, οι σχετικές με τη λειτουργία των βοηθητικών μηχανημάτων που είναι απαραίτητα για τη λειτουργία αυτού του κινητήρα, και αφετέρου οι απώλειες ενέργειας (τριβών) W_{fr} που σχετίζονται με τις τριβές του κύριου κινηματικού μηχανισμού, δηλαδή του εμβόλου μαζί με τα ελατήρια και τα έδρανα, οι οποίες αποτελούν και το σοβαρότερο τμήμα του W_r .

Οι απώλειες $W_{\beta\mu}$, των βοηθητικών μηχανημάτων περιλαμβάνουν την ενέργεια για την κίνηση της αντλίας απόπλυσης σε 2-Χ κινητήρα και του μηχανικώς κινούμενου υπερπληρωτή, εάν φυσικά υπάρχει. Επίσης περιλαμβάνουν το έργο για την όποια κίνηση των αντλιών καυσίμου, ελαίου λίπανσης, νερού ψύξης κ.λπ. τα οποία όμως μόνο σε πολύ μικρές μηχανές ασκούν σοβαρή επίδραση στις μηχανικές απώλειες. Αντιθέτως σοβαρή ενέργεια απορροφά, όταν υπάρχει, ο ανεμιστήρας της ψύξεως (αερόψυκτος κινητήρας ή ψύξη του ψυγείου).

Το συνολικό έργο των μηχανικών απωλειών W_r , κατά ένα κύκλο λειτουργίας της μηχανής, τίθεται ίσο με

$$W_r = W_{\beta\mu} + W_{fr} = (\bar{p}_{\beta\mu} + \bar{p}_{fr})V_h = \bar{p}_r V_h \quad (4.11)$$

όπου $\bar{p}_r = \bar{p}_{\beta\mu} + \bar{p}_{fr}$ η μέση πίεση μηχανικών απωλειών.

Τότε η αντίστοιχη ισχύς μηχανικών απωλειών p_r δίνεται από τη σχέση

$$p_r = p_{\beta\mu} + p_{fr} = zW_r \nu \quad (4.12)$$

4.11 Πραγματική ισχύς και βαθμός απόδοσης

Μετά την ανάπτυξη των δύο προηγούμενων παραγράφων, είναι προφανές ότι το τελικό αποδιδόμενο στην άτρακτο του κινητήρα πραγματικό (ή ωφέλιμο) έργο W_e είναι :

$$W_e = W_i - W_r \quad (4.13)$$

Η δε αντίστοιχη πραγματική (ή ωφέλιμη) ισχύς P_e είναι :

$$P_e = zW_e \nu \quad (4.14)$$

Ανάγοντας πλέον και το πραγματικό έργο στη μονάδα όγκου εμβολισμού παίρνουμε την, ανεξάρτητη των διαστάσεων του κινητήρα, μέση πραγματική πίεση \bar{p}_e :

$$\bar{p}_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{W_i - W_r}{V_h} = \bar{p}_i - \bar{p}_r \quad (4.15)$$

Μπορεί πλέον να οριστεί και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης n_m :

$$n_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{\bar{p}_e}{\bar{p}_i} = \frac{\bar{p}_i - \bar{p}_r}{\bar{p}_i} = 1 - \frac{\bar{p}_r}{\bar{p}_i} \quad (4.16)$$

Η παραπάνω σχέση αποδεικνύει ότι, ο μηχανικός βαθμός μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής και ότι αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου του. Στους 2-Χ κινητήρες είναι εν γένει μικρότερος παρά στους 4-Χ και κυμαίνεται υπό πλήρες φορτίο μεταξύ 0,78 και 0,92.

Τελικώς πλέον τη συνολική απόδοση κινητήρα χαρακτηρίζει ο πραγματικός (ή ωφέλιμος) βαθμός απόδοσης n_e

$$n_e = \frac{W_e}{Q_B} = \frac{P_e}{\dot{Q}_{Bz}} = \frac{W_e}{W_i} \frac{W_i}{W_{ts}} \frac{W_{ts}}{Q_B} = n_m n_g n_{ts} = n_m n_i \quad (4.17)$$

Από τη σχέση αυτή φαίνεται , ότι για την επίτευξη καλής συνολικής απόδοσης της μηχανής απαιτείται η σύμμετρη προσπάθεια βελτιώσεως και των τριών βασικών παραγόντων του n_e , δηλαδή του n_{ts} (καλός θεωρητικός πρότυπος θερμοδυναμικός κύκλος) , του n_g (λίγες θερμοδυναμικές απώλειες) και του n_m (περιορισμός κατά το δυνατόν των μηχανικών απωλειών) και όχι η ασύμμετρη βελτίωση του ενός μόνο εξ αυτών σε βάρος των άλλων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 : ΜΕΤΡΗΣΗ ΚΑΙ ΠΡΩΤΟΓΕΝΗΣ ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ

5.1 Η πίεση ως βασικό μέγεθος παρακολούθησης της λειτουργίας

Σήμερα ,οι μηχανές Diesel και ιδιαίτερα αυτές μεγάλου μεγέθους αξιοποιούνται ευρύτατα σε βιομηχανικές εφαρμογές .Αποτελούν τον σημαντικότερο μηχανισμό, είτε όταν χρησιμοποιούνται ως μέσο πρόωσης πλοίων είτε ως ηλεκτρογεννήτριες σε μονάδες παραγωγής ενέργειας. Μια απρόβλεπτη αστοχία αυτών των μηχανών , μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα σοβαρές καταστάσεις και ανεπιθύμητα αποτελέσματα , θέτοντας σε κίνδυνο ανθρώπινες ζωές ή ακόμα και το περιβάλλον , όπως έχει διαπιστωθεί αρκετές φορές.

Για να αποτραπεί η πιθανότητα μιας τέτοιας απρόβλεπτης βλάβης ή ηπιότερα το ενδεχόμενο εκμετάλλευσης της μηχανής με χαμηλό συντελεστή απόδοσης ή και υψηλά επίπεδα εκπομπών ρύπων ,η συνεχής παρακολούθηση της μηχανής κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της, είναι καθοριστικής σημασίας.Επιπλέον παρακολουθώντας την μηχανή και γνωρίζοντας τα επίπεδα σωστής λειτουργίας της είναι δυνατό να διαγνωστεί μια λειτουργική αστοχία της ή ακόμα γενικότερα να διαμορφωθεί ένα πλάνο πρόβλεψης μιας πιθανής λειτουργίας αυτής σε μη επιθυμητά επίπεδα . Έτσι λοιπόν , τις περισσότερες φορές η τελική κατάληξη είναι η παρακολούθηση κάποιων συγκεκριμένων παραμέτρων, η εξέλιξη των οποίων αποτελεί δείκτη της κατάστασης στην οποία βρίσκεται η μηχανή και είναι πολύ πιθανό να επιτευχθεί η πρόβλεψη μιας ανερχόμενης βλάβης.

Οι περισσότερες δυσλειτουργίες αυτών των μηχανών είναι συνδεδεμένες με τη διαδικασία της καύσης της μηχανής. Όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενα κεφάλαια, η διαδικασία αυτή είναι πολύπλοκη και περιλαμβάνει πολλά υποσυστήματα . Μερικά από αυτά είναι για παράδειγμα, οι βαλβίδες , ο εκκεντροφόρος άξονας, το σύστημα της έγχυσης του καυσίμου, αντλίες και το σύστημα υπερτροφοδότησης όπως για παράδειγμα ο συμπιεστής.

Η πίεση αερίων εσωτερικά του κυλίνδρου είναι η πιο σημαντική πηγή πληροφοριών για όλους τους μηχανισμούς και τις διαδικασίες που λαμβάνουν

χώρα μέσα στο θάλαμο καύσης μιας μηχανής Diesel . Η μέτρηση και η επεξεργασία της μπορούν να δώσουν χρήσιμες πληροφορίες όπως για παράδειγμα σχετικά με την ισχύ της μηχανής , το ρυθμό έκκλισης θερμότητας, τη γωνία ανάφλεξης , τη διάρκεια της καύσης καθώς και την ποιότητα της συμπίεσης. Επιπρόσθετα, επιτυγχάνεται βελτίωση του ελέγχου και της διαγνωστικής ικανότητας της διαδικασίας της καύσης έτσι ώστε να μπορούν να ακολουθηθούν κανονισμοί που αφορούν τις εκπομπές των ρύπων καθώς και βέβαια να βελτιωθεί η απόδοση και η αξιοπιστία της μηχανής.

5.2 Η μέτρηση της πίεσης κυλίνδρου

Η μέτρηση της πίεσης του κυλίνδρου και η εκτίμηση των παράγωγων μεγεθών , αποτελούν αντικείμενο συστηματικής μελέτης τις τελευταίες δεκαετίες, και μπορούμε να πούμε ότι σημαντική και ταυτόχρονα πολλά υποσχόμενη πρόοδος έχει σημειωθεί. Αυτό που κάθε φορά επιδιώκεται είναι η ικανοποιητική ακρίβεια όσον αφορά στις μετρήσεις της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου καθώς η πίεση αποτελεί βασικό αντικείμενο για πολλά εξελισσόμενα συστήματα κλειστού βρόχου που σχετίζονται με τον έλεγχο της μηχανής.

Όμως , πολλές φορές το κόστος του απαιτούμενου υλικού, όπως οι αισθητήρες πίεσης για χρήση εσωτερικά του κυλίνδρου , θέτει περιορισμούς στην διαθεσιμότητα για ευρεία εφαρμογή. Έτσι λοιπόν η χρήση τεχνικών προσομοίωσης για την εκτίμηση της πίεσης, οι οποίες βασίζονται και στη χρήση λογισμικού, αποτελούν σοβαρή εναλλακτική λύση καθώς μπορούν να μας δώσουν χρήσιμα δεδομένα με μια λογική ακρίβεια και χωρίς την εγκατάσταση παραπάνω υλικού.

Οι πρωταρχικές μέθοδοι υπολογισμού της πίεσης εσωτερικά του κυλίνδρου , βασίζονταν αποκλειστικά σε μηχανικά συστήματα , τα οποία τελικά παρείχαν μια γραφική απεικόνιση της πίεσης συναρτήσει του όγκου κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Ένας αριθμός διαφορετικών μεθόδων έχουν χρησιμοποιηθεί έκτοτε , μεταπηδώντας από μηχανικούς δείκτες της μέγιστης και μέσης πίεσης , σε συστήματα που βασίζονται στην οπτική μετατροπή των μηχανικών δεικτών και ηλεκτρομηχανικών συσκευών σε σύγχρονα συστήματα καταγραφής που έχουν ως βάση τη χρήση πιεζοηλεκτρικών κρυστάλλων ή οπτικών αισθητήρων.

5.2.1 Ο πιεζοηλεκτρικός αισθητήρας

Ο πιεζοηλεκτρικός αισθητήρας βασίζεται στο πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο, το οποίο ουσιαστικά είναι η παραγωγή ηλεκτρικών τάσεων όταν εφαρμόζονται εξωτερικές δυνάμεις ή ταλαντώσεις, σε υλικά όπως ο χαλαζίας (SiO_2) ή άλλα συνθετικά υλικά. Οι αισθητήρες αυτού του τύπου έχουν τις καλύτερες τεχνικές προδιαγραφές όσον αφορά την ακρίβεια, το εύρος ζώνης (μεταφορά των δεδομένων), τα θερμικά χαρακτηριστικά, την αξιοπιστία, την αντοχή αλλά και το μέγεθός τους. Επιπρόσθετα συνδυάζουν την μεγάλη ευαισθησία μαζί με το ευρύ φάσμα πλάτους των μετρήσεων δείχνοντας παράλληλα ικανοποιητική απόκριση συχνότητας. Επιπλέον οι πιεζοηλεκτρικοί αισθητήρες έχουν ένα θερμοκρασιακό εύρος μέτρησης ($350\text{ }^{\circ}\text{C}$) πολύ υψηλότερο από το αντίστοιχο των πιεζο-ανθεκτικών αισθητήρων ($150\text{ }^{\circ}\text{C}$) και η ακρίβειά τους είναι ξεκάθαρα μεγαλύτερη από αυτή των οπτικών αισθητήρων νέας γενιάς. Για όλους λοιπόν αυτούς τους λόγους, σήμερα οι πιεζοηλεκτρικοί αισθητήρες χρησιμοποιούνται σχεδόν αποκλειστικά για την μέτρηση της πίεσης εσωτερικά των κυλίνδρων της μηχανής.

Το σήμα των πιεζοηλεκτρικών αισθητήρων συνήθως ενισχύεται από έναν ενισχυτή φορτίου με γραμμική απόκριση.

Με τη χρήση του πιεζοηλεκτρικού αισθητήρα, λόγω της φύσης του, είναι δυνατή μόνο η μέτρηση των διακυμάνσεων της πίεσης εσωτερικά των κυλίνδρων και όχι της ίδιας της πίεσης. Ακριβώς για το λόγο αυτό, οι πιεζοηλεκτρικοί αισθητήρες δεν παρέχουν τις απόλυτες τιμές της πίεσης, γι' αυτό και η αναφορά των μετρούμενων τιμών της πίεσης σε απόλυτη πίεση αποτελεί ένα πολύ σημαντικό πρόβλημα όταν γίνεται χειρισμός αυτών των αισθητήρων.

5.3 Η αναφορά σε γωνία στροφάλου

Οι περισσότεροι θερμοδυναμικοί υπολογισμοί που αφορούν στον κινητήρα, γίνονται με αναφορά στη γωνία στροφάλου. Έτσι λοιπόν και εδώ οι μετρήσεις της πίεσης που λαμβάνονται από τους πιεζοηλεκτρικούς αισθητήρες πρέπει να έχουν γνωστή αντιστοίχιση με τη γωνία στροφάλου.

Για να επιτευχθεί αυτό, πρέπει να υπάρχει αναφορά γωνίας στροφάλου (συνήθως αναφορά άνω νεκρού σημείου ΑΝΣ ή στιγμιαίας ταχύτητας περιστροφής) και επιπρόσθετα οι μετρήσεις να έχουν ληφθεί με γνωστό βήμα γωνίας στροφάλου.

Προϋπόθεση για όλα τα παραπάνω αποτελεί η χρήση κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου (crank angle encoder) .Με τη χρήση του κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου επιτρέπεται η λήψη μετρήσεων της πίεσης σε προκαθορισμένα σημεία, με ρυθμό δειγματοληψίας σε ένα εύρος μεταξύ 0.1- 1.0° γωνίας στροφάλου , γεγονός που εγγυάται αρκετά μεγάλη ακρίβεια μεταξύ της μετρούμενης πίεσης και αντίστοιχης πραγματικής γωνίας στροφάλου της μηχανής. Η μέθοδος όμως αυτή είναι αρκετά περιορισμένη λόγω της δυσκολίας στην απαιτούμενη παρέμβαση στον κινητήρα.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται αυτά τα δύο αντικείμενα ,δηλαδή η αναφορά σε γωνία στροφάλου και η εκτίμηση της γωνιακής θέσης των δειγμάτων της μέτρησης.

5.3.1 Η αναφορά του άνω νεκρού σημείου

Όσον αφορά τον υπολογισμό του άνω νεκρού σημείου (ΑΝΣ) γενικά υπάρχουν δύο διαφορετικές μέθοδοι . Η πρώτη μέθοδος είναι η χρήση κατάλληλων αισθητήρων και εξοπλισμού και η δεύτερη μέθοδος είναι υπολογιστικές μέθοδοι που βασίζονται στην επεξεργασία των μετρήσεων της πίεσης των κυλίνδρων με τη βοήθεια κατάλληλου κώδικα προσομοίωσης. Η χρήση αισθητήρων ΑΝΣ , εκτός από την χρησιμοποίηση υψηλής τεχνολογίας, απαιτούν μεγάλη ακρίβεια και γενικά παρέμβαση στη λειτουργία της μηχανής και ειδικές τροποποιήσεις για την εγκατάστασή τους. Το γεγονός αυτό , ειδικά για μεγάλες μηχανές είναι δύσκολο και κάποιες φορές αδύνατο. Στην προσπάθεια αυτή , ώστε να προσπεραστούν αυτές οι δυσκολίες, υπολογιστικές μέθοδοι του εντοπισμού του ΑΝΣ έχουν προταθεί .

5.3.2 Η αντιστοίχιση γωνίας στροφάλου στα σημεία της μέτρησης

Η στιγμιαία ταχύτητα περιστροφής περιγράφεται από την παρακάτω εξίσωση :

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (5.1)$$

Όπως παρατηρείται η ταχύτητα αυτή ορίζεται ως η γωνία $\Delta\theta$ κατά την οποία περιστρέφεται ο άξονας σε ένα συγκεκριμένο χρονικό διάστημα Δt , προς το χρονικό αυτό διάστημα. Σύμφωνα με την παραπάνω εξίσωση, παρατηρείται πως για την μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως βάση είτε ο χρόνος (μέτρηση γωνίας σε γνωστά διαστήματα χρόνου), είτε η γωνία περιστροφής (μέτρηση χρόνου που αντιστοιχεί σε γνωστή γωνία περιστροφής). Στην περίπτωση που επιλεγεί η μέτρηση της ταχύτητας με γνωστή γωνία περιστροφής, απαιτείται η χρήση κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου, που γενικά σαν μέθοδος έχει διάφορες δυσκολίες και πολυπλοκότητες. Η πιο εφικτή και χρησιμοποιούμενη μέθοδος, είναι η μέτρηση με χρονική δειγματοληψία αρχικά και έπειτα αναγωγή του χρόνου της σε γωνία στροφάλου. Τις περισσότερες φορές η αναγωγή αυτή γίνεται γραμμικά. Πολλές φορές όμως η ταχύτητα περιστροφής (5.1) δεν είναι σταθερή στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας, αλλά έχει διακυμάνσεις όπως αναλύεται στην επόμενη παράγραφο. Έτσι τελικά η γραμμική αναγωγή που πραγματοποιείται έχει ως αποτέλεσμα την εισαγωγή σφάλματος στην εκτίμηση της πραγματικής γωνίας στροφάλου.

5.4 Η διακύμανση της περιστροφικής ταχύτητας στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας

Η περιστροφική ταχύτητα της στροφαλοφόρου ατράκτου μιας μηχανής εσωτερικής καύσης κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της δεν είναι σταθερή, αλλά είναι μια μεταβλητή τιμή. Τα μεταβλητά χαρακτηριστικά της ροπής που συνολικά ασκείται στη μηχανή, έχουν κυρίαρχη επίδραση στις διακυμάνσεις της τιμής της περιστροφικής ταχύτητας.

Με τον όρο συνολική ροπή, γίνεται αναφορά στην συνισταμένη ροπή που τελικά εφαρμόζεται στον στροφαλοφόρο άξονα. Η ροπή λοιπόν που ασκείται στον άξονα αποτελείται από πέντε σημαντικά μέρη: την ενδεικνύμενη ροπή που συμβολίζουμε με $T_i(\theta)$, την ροπή λόγω παλινδρομικής κίνησης $T_r(\theta)$, ροπή που οφείλεται σε τριβές και άλλες απώλειες άντλησης $T_{fp}(\theta)$, ροπή που οφείλεται στο φορτίο της μηχανής $T_L(\theta)$ και τέλος όλες τις άλλες ροπές $T_0(\theta)$, οι οποίες έχουν επίσης διακυμάνσεις στις τιμές τους αλλά μικρότερη συνδρομή στην τελική ροπή. Γι' αυτό

το λόγο πολλές φορές ο τελευταίος όρος των ροπών παραλείπεται από τους υπολογισμούς.

Η ροπή $T_i(\theta)$ οφείλεται στις δυνάμεις που παράγονται από τις υψηλές πιέσεις του εργαζόμενου μέσου κατά τη διάρκεια της καύσης. Η ισοδύναμη μάζα της διάταξης του εμβόλου M_{eq} (έμβολο, τα ελατήρια του εμβόλου, καθώς και ο διωστήρας), υπόκειται σε διάφορες επιταχύνσεις κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας της μηχανής. Εξ' αιτίας της παλινδρομικής κίνησης που εκτελείται, έχουμε ως αποτέλεσμα τη δημιουργία μιας δύναμης $F_r(\theta)$ κατά τη διεύθυνση του άξονα του εμβόλου. Η δύναμη $F_r(\theta)$ δεν προσφέρει απευθείας ενέργεια στο σύστημα μας, αλλά μπορεί να προκαλέσει σημαντικές διακυμάνσεις στη συνολική ροπή $T_e(\theta)$ που εφαρμόζεται στον στροφαλοφόρο άξονα. Οι διακυμάνσεις αυτές έχουν πολύ σημαντικές επιπτώσεις τελικώς στην γωνιακή ταχύτητα. Η ροπή $T_r(\theta)$ μπορεί να περιγραφεί πλήρως από τη γεωμετρία της μηχανής. Η ροπή $T_{fp}(\theta)$ αντιπροσωπεύει την απώλεια ενέργειας λόγω τριβών και άλλων ενεργειών άντλησης (αέρα, καυσίμου, καυσαερίων). Η στιγμιαία τιμή της δύναμης $F_{fp}(\theta)$ κατά τη διάρκεια της καύσης μπορεί δύσκολα να μετρηθεί, αν και η μέση τιμή της μπορεί να προσεγγιστεί αρκετά ικανοποιητικά μέσω κάποιων ειδικών τεστ της μηχανής (περιστροφή της μηχανής χωρίς να γίνεται καύση, δυναμομέτρηση) καθώς και από τις επιπτώσεις που έχει στη συγκέντρωση ροπών λόγω του φορτίου $T_L(\theta)$.

Σαν τελικό αποτέλεσμα από όλες αυτές τις ροπές που αναφέρθηκαν και οι οποίες υφίστανται μέσα στον κύκλο λειτουργίας της μηχανής, προκύπτει η τελική ροπή [6] η οποία εκφράζεται ως εξής :

$$T_e(\theta) = T_i(\theta) + T_r(\theta) + T_{fp}(\theta) + T_L(\theta) + T_0(\theta) \quad (5.2)$$

όπου η $T_e(\theta)$ δηλώνει την τελική ροπή που δρα στην μηχανή, και αντιπροσωπεύει το αποτέλεσμα από έναν μόνο κύλινδρο.

Όπως αναφέρθηκε αναλυτικά σε προηγούμενο κεφάλαιο, οι κύριες φάσεις που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία μιας ΜΕΚ είναι η συμπίεση, η καύση και η αποτόνωση οι οποίες πραγματοποιούνται μέσα στον ίδιο χώρο, αυτόν του κυλίνδρου. Άρα λοιπόν σε μια πολυκύλινδρη μηχανή, ο κάθε κύλινδρος ξεχωριστά πραγματοποιεί αυτές τις φάσεις και έτσι παράγει μια στιγμιαία ροπή. Η περιστροφική ταχύτητα λοιπόν αυξάνει προσωρινά σε αντιστοιχία με την δύναμη

που παράγεται , και έπειτα μειώνεται εξ' αιτίας της τριβής και άλλων απωλειών όπως για παράδειγμα απωλειών άντλησης κ.λπ. . Το αποτέλεσμα που επακολουθεί είναι η ταλάντωση της ταχύτητας με ημιτονοειδή μορφή.

Κάτι που είναι επιθυμητό συνεχώς για τη βελτίωση της λειτουργίας μιας μηχανής, ή ακόμα και για την επιδιόρθωσή της , είναι η ελαχιστοποίηση των διαφορών στις τιμές των ροπών που έχουμε από τον κάθε κύλινδρο της μηχανής. Έτσι επιτυγχάνεται η σταθερή λειτουργία της , αλλά και η διατήρηση ομοιόμορφων διαγραμμάτων της ταχύτητας της μηχανής από κύκλο σε κύκλο. Με αυτό τον τρόπο το τελικό αποτέλεσμα θα είναι η σημαντική αύξηση στην απόδοση της μηχανής αλλά και η εξοικονόμηση στο καύσιμο που καταναλώνεται.

Η περίπτωση τώρα , μη ομοιόμορφων διαγραμμάτων ή μεγάλων διακυμάνσεων της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής είναι πολύ πιθανόν να συνδέεται με αστοχία αυτής. Η ανίχνευση μιας πιθανής αστοχίας πρέπει να είναι πρωταρχικός στόχος , και όπως έχει ήδη αναφερθεί μια τέτοια αστοχία μπορεί να διαγνωστεί από την παρακολούθηση των επιπέδων της διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής.

Κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας της μηχανής και ανάλογα με τη φάση που βρίσκεται η μηχανή μπορούν να εξαχθούν κάποια γενικά συμπεράσματα για την τάση που παρουσιάζει η ταχύτητα περιστροφής : εκφράζοντας την στιγμιαία ταχύτητα περιστροφής σαν ποσοστό της μέσης ταχύτητας τότε θα διαπιστωθεί ότι κατά τη διάρκεια της συμπίεσης η ταχύτητα βρίσκεται σε χαμηλότερα επίπεδα από τη μέση τιμή της και μειώνεται ακόμα πιο γρήγορα όσο πλησιάζουμε στο τέλος της συμπίεσης όπου και τελικά παίρνει την μικρότερη δυνατή τιμή. Η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής παρατηρείται ακριβώς πριν το ΚΝΣ κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης. Μετά την ανάφλεξη και για συγκεκριμένο χρονικό διάστημα , αν και η ταχύτητα αυξάνεται , παραμένει κάτω από την μέση τιμή της. Μετά το ΚΝΣ και κατά τη διάρκεια εναλλαγής των αερίων ,δηλαδή μέχρι την επόμενη συμπίεση , η περιστροφική ταχύτητα της μηχανής μειώνεται εξ' αιτίας των απωλειών όπως έχει ήδη αναφερθεί.

Από κατασκευαστικής άποψης τώρα τα έμβολα της μηχανής, και πρώτα απ' όλα οι μηχανισμοί των στροφάλων τους είναι φυσικό να έχουν διακυμάνσεις στην περιστροφική ταχύτητα , ακόμα και εάν η ροπή της μηχανής, η οποία προκαλείται από τις δυνάμεις των αερίων μέσα στον κύλινδρο ,ήταν σταθερή. Αυτό συμβαίνει

γιατί η ροπή αδράνειας της μηχανής σε σχέση με τη θέση της στροφαλοφόρου ατράκτου (γωνία) είναι περιοδικά μεταβλητή, πράγμα που αναπόφευκτα συνεπάγεται αντίστοιχα την εμφάνιση περιοδικά μεταβλητών ροπών αδράνειας σε αυτούς του τύπους μηχανισμών.

Τέλος ένας άλλος σημαντικός παράγοντας, ο οποίος επηρεάζει τις διακυμάνσεις της περιστροφικής ταχύτητας, είναι οι ταλαντώσεις της ίδιας της μηχανής δηλαδή ελαστικές, εξαναγκασμένες και γωνιακές παραμορφώσεις με απόσβεση κατά μήκος του στροφαλοφόρου άξονα που προκαλούνται από τη μεταβλητή ροπή της μηχανής.

Συμπερασματικά, οι διακυμάνσεις της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής είναι ένα εξαιρετικά μη επιθυμητό φαινόμενο, το οποίο βέβαια θεωρείται ως ένα από τα σοβαρά μειονεκτήματα της παλινδρομικής κίνησης – φύσης των κυλίνδρων της μηχανής. Όμως, αυτό το μειονέκτημα τελικώς περιέχει πολλές πληροφορίες όσον αφορά την κατάσταση λειτουργίας μέσα σε κάθε κύλινδρο, όπως επίσης γενικά για την λειτουργία και συμπεριφορά της μηχανής.

5.5 Εισαγωγή σφάλματος στις μετρήσεις

Παρά την πολύ καλή εφαρμογή των παραπάνω μεθόδων υπολογισμού της πίεσης κατά τη διάρκεια λειτουργίας της μηχανής, υπάρχουν διάφορες πηγές σφαλμάτων. Τα σφάλματα αυτά επιδρούν προφανώς αρνητικά στις μετρήσεις που μας ενδιαφέρουν κάθε φορά. Υπάρχουν διάφορες πηγές σφαλμάτων όμως τα πιο σημαντικά σφάλματα εμπεριέχονται στα θεμελιώδη βήματα αυτών των μεθόδων υπολογισμού της πίεσης. Πιο συγκεκριμένα στην αντιστοίχιση της μετρούμενης πίεσης σε πραγματικά σημεία και στον καθορισμό του ANΣ είναι εκεί που συνήθως γίνονται τα σημαντικότερα από αυτά. Λόγω της καταγραφής δεδομένων βασιζόμενοι τις περισσότερες φορές στο πεδίο του χρόνου, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, το επόμενο βήμα είναι η αναγωγή σε γωνία στροφάλου. Για να γίνει όμως η αναγωγή γίνεται η παραδοχή ότι σε κάθε βήμα χρόνου Δt , ο κινητήρας περιστρέφεται με σταθερή γωνία στροφάλου $\Delta\theta$ το οποίο προϋποθέτει σταθερή ταχύτητα περιστροφής. Στην περίπτωση όμως που η ταχύτητα περιστροφής μεταβάλλεται στη διάρκεια του κύκλου, η αναγωγή προκαλεί την εισαγωγή σφάλματος στην εκτίμηση της πραγματικής γωνίας στροφάλου.

Τα σφάλμα αυτό έπειτα μεταφέρεται και σε άλλες παραμέτρους που προκύπτουν άμεσα από τον υπολογισμό και την επεξεργασία της πίεσης, όπως για παράδειγμα της παραγόμενης ισχύος της μηχανής που θα μας απασχολήσει παρακάτω , της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης , του ρυθμού έκλυσης θερμότητας ακόμα και της κατανάλωσης του καυσίμου.

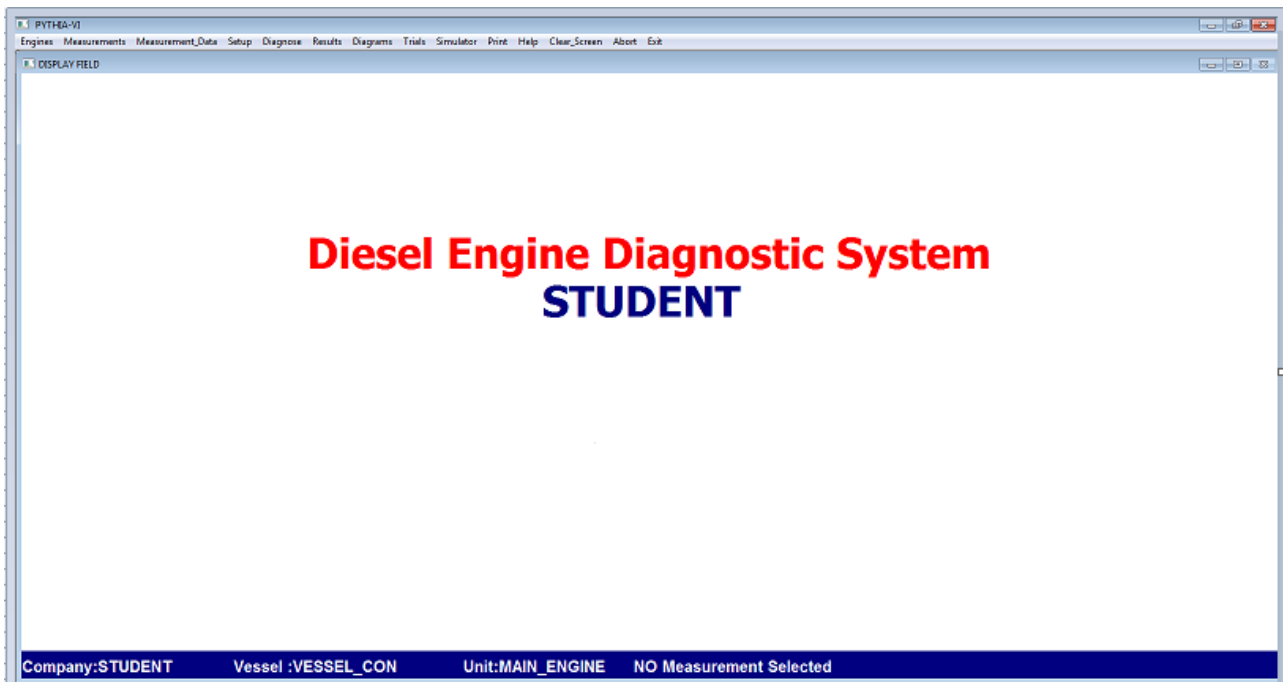
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 : ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΔΙΑΓΝΩΣΤΙΚΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ «DIESEL ENGINE DIAGNOSTIC SYSTEM»

6.1 Εισαγωγή

Ξεκινώντας το κεφάλαιο αυτό γίνεται μια εισαγωγή στο λογισμικό EDS-VI, το οποίο αποτελεί ένα διαγνωστικό πρόγραμμα για κινητήρες και χρησιμοποιήθηκε στη διάρκεια της παρούσας εργασίας. Έχει αναπτυχθεί από τον κύριο Χουντάλα Δημήτριο, καθηγητή στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου και ειδικά του τομέα Θερμότητας. Η χρήση του λογισμικού αυτού παρέχει πολλές δυνατότητες. Πρωταρχικά δίνεται η δυνατότητα στο χρήστη να κάνει επεξεργασία μετρήσεων της μηχανής με κύριο σκοπό τη διάγνωση της. Επιπρόσθετα, μπορούν να πραγματοποιηθούν και προσομοιώσεις της λειτουργίας μιας μηχανής σε διάφορες συνθήκες, όπως τις στροφές του κινητήρα, την κατανάλωση του καυσίμου, την θερμοκρασία εισόδου του αέρα στη μηχανή κ.ά. Επίσης μπορεί να γίνει προσομοίωση μιας βλάβης στη μηχανή ή ακόμα και η πρόβλεψη της. Στη συγκεκριμένη εργασία, πραγματοποιήθηκε επεξεργασία μετρήσεων με τελικό σκοπό τη διάγνωση της μηχανής. Τέλος, από την αξιολόγηση των δεδομένων που προκύπτουν είναι δυνατό να εξαχθούν πολύτιμα συμπεράσματα για την κατάσταση της μηχανής και το επίπεδο λειτουργίας της.

Βεβαίως παρέχεται και η δυνατότητα λήψης μετρήσεων της μηχανής κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της, καθώς η συσκευή που χρησιμοποιείται είναι εξοπλισμένη με αισθητήρα πίεσης και προσαρμογέα Thompson κατασκευής Kistler.

Στη συνέχεια, γίνεται μια σύντομη αναφορά στο περιβάλλον εργασίας και τις λειτουργίες του προγράμματος καθώς και τις δυνατότητες που προσφέρονται. Ξεκινώντας το πρόγραμμα στον υπολογιστή, εμφανίζεται η αρχική επιφάνεια εργασίας.



Εικόνα 6.1 Αρχική επιφάνεια εργασίας

Στο πάνω μέρος βρίσκονται οι κύριες επιλογές του προγράμματος τις οποίες ο χρήστης έχει στη διάθεση του ενώ στο κάτω μέρος δίνονται πληροφορίες για την εταιρία που ανήκει το πλοίο , το όνομα του πλοίου στο οποίο πραγματοποιήθηκαν οι μετρήσεις, η μηχανή η οποία εξετάζεται και ο αριθμός της μέτρησης . Στη συνέχεια θα αναφερθούν τα βασικά χαρακτηριστικά κάθε επιλογής , με τη σειρά εμφάνισής τους .

- Πρώτη , είναι η επιλογή **'Engines'**. Με αυτή , μπορεί να επιλεγεί η μηχανή για την οποία θα πραγματοποιηθεί η διάγνωση ή πρόκειται να γίνει η λήψη μετρήσεων. Επιπλέον , μπορεί να χρησιμοποιηθεί προκειμένου να αποκατασταθεί ένα αρχείο μετρήσεων μιας μηχανής το οποίο μπορεί να έχει υποστεί ζημιά ή ακόμα και να δημιουργηθεί εκ νέου ένα αρχείο.
- Δεύτερη είναι επιλογή **'Measurements'** . Με τη χρήση αυτής , μπορεί να επιλεγεί μία μέτρηση από τη βάση δεδομένων και στη συνέχεια να ακολουθήσει η διάγνωση, να αποθηκευθεί η τελευταία μέτρηση στην περίπτωση που ήδη δεν έχει γίνει , ακόμα και να διαγραφεί μία μέτρηση. Επιπρόσθετα , δίνεται η δυνατότητα να αποθηκευθεί μία μέτρηση σε κάποιο εξωτερικό αποθηκευτικό μέσο ή το αντίστροφο δηλαδή να εισαχθεί μία μέτρηση στο λογισμικό από μία εξωτερική μονάδα. Τέλος μπορεί να

γίνει έλεγχος στη βάση δεδομένων ακόμα και να αποκατασταθούν τυχόν προβλήματα που έχουν εντοπιστεί.

- Τρίτη είναι η επιλογή **'Measurement_Data'**. Χρησιμοποιείται για να εμφανιστούν ,να εισαχθούν ή να τροποποιηθούν τα περιφερειακά δεδομένα μιας μέτρησης. Επιπλέον ο χρήστης μπορεί να δει τις μετρήσεις που ακόμα δεν έχουν πραγματοποιηθεί ,όσον αφορά τις πιέσεις στους κυλίνδρους αλλά και τα δεδομένα έγχυσης του καυσίμου.
- Η επιλογή που ακολουθεί είναι η επιλογή **'Setup'**. Με την επιλογή αυτή , μπορούν να οριστούν οι παράμετροι που μας ενδιαφέρουν για την πρόβλεψη και να οριστούν επίσης τα αποδεκτά όρια λειτουργίας της μηχανής. Επίσης υπάρχει η δυνατότητα να διαμορφωθούν οι ρυθμίσεις της οθόνης ακόμα και να γίνει επαναφορά τυχόν ρυθμίσεων του συστήματος ή να αποθηκευθούν ώστε να είναι εφικτό να ξαναχρησιμοποιηθούν.
- Η επόμενη επιλογή είναι η **'Diagnose'**. Με την επιλογή αυτή μπορεί να γίνει η επεξεργασία των δεδομένων πριν ξεκινήσει η διάγνωση και στη συνέχεια να εκτελεστεί απλή ή λεπτομερής πρόγνωση της λειτουργίας του κινητήρα.
- Προκειμένου στη συνέχεια να εμφανιστούν τα αποτελέσματα της διάγνωσης επιλέγεται την εντολή **'Results'**.
- Με την αμέσως επόμενη επιλογή **'Diagrams'** ,παρέχονται διαγράμματα σχετικά με τις πιέσεις στους κυλίνδρους, το ρυθμό της καύσης και την πίεση έγχυσης του καυσίμου (αν είναι διαθέσιμη). Επίσης ο χρήστης είναι σε θέση να συγκρίνει τα διαγράμματα κάθε κυλίνδρου με τα αντίστοιχα διαγράμματα αναφοράς που είναι διαθέσιμα.
- Ακολουθεί η επιλογή **'Trials'** με την οποία δίνεται η δυνατότητα πρόσβασης σε μετρήσεις που έχουν γίνει στο ναυπηγείο κατασκευής του πλοίου ή σε δοκιμές στη θάλασσα.
- Η ένατη στη σειρά επιλογή είναι η επιλογή **'Simulator'**. Αυτή είναι μια ανεπτυγμένη διαδικασία που χρησιμοποιείται για να διενεργηθεί μια προσομοίωση της μηχανής σε συνθήκες που ο χρήστης του προγράμματος έχει προηγουμένως ορίσει όπως η ταχύτητα, η προπορεία έγχυσης καυσίμου κ.α. Αυτή η επιλογή μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί προκειμένου να υπολογιστεί η κατανάλωση του καυσίμου και η αποδιδόμενη ισχύς αφού

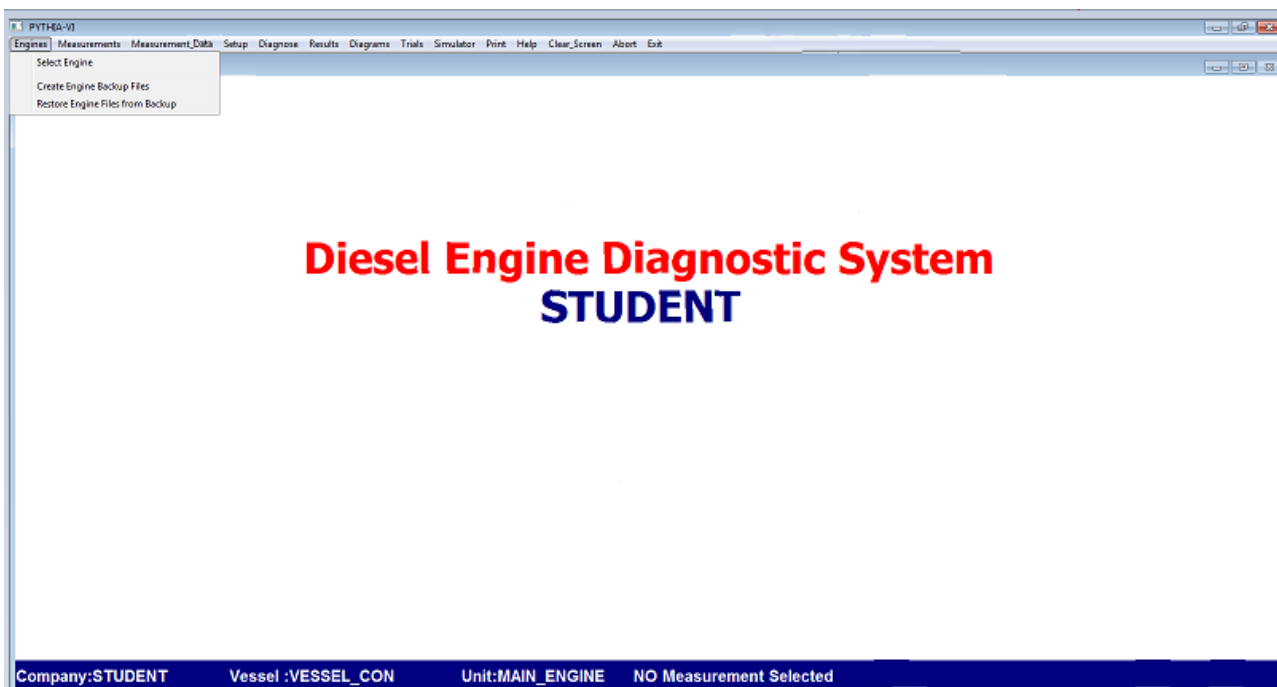
έχει προηγηθεί σχετική διόρθωση σφαλμάτων που μπορεί να εμφανίζει το σύστημα.

- Με την επιλογή **'Print'**, μπορεί να γίνει εκτύπωση του περιεχομένου της οθόνης ως αρχείο Pdf ή να το αποθηκευθεί ως εικόνα Bmp.
- Πολύ χρήσιμη είναι η επόμενη επιλογή που ακολουθεί, δηλαδή η επιλογή **'Help'**. Αυτή παρέχει βοήθεια σχετικά με τις κύριες διαδικασίες διάγνωσης που πραγματοποιούνται ,όπως για παράδειγμα της πρόβλεψης και της μέτρησης.
- Με την επιλογή **'Clear_Screen'** ,καθαρίζεται η οθόνη από το περιεχόμενό της.
- Η επιλογή **'Abort'**, τερματίζει τη διαδικασία της διάγνωσης ενώ αυτή εκτελείται.
- Τέλος με την επιλογή **'Exit'** γίνεται η έξοδος από το πρόγραμμα.

Αυτές είναι συνοπτικά ,οι κύριες επιλογές οι οποίες και εμφανίζονται στην αρχική επιφάνεια εργασίας του λογισμικού .

Αφού έγινε μια εισαγωγή στις βασικές επιλογές του προγράμματος ,μπορεί τώρα να ακολουθήσει μια περιγραφή της διαδικασίας που ακολουθήθηκε βήμα προς βήμα , δείχνοντας αναλυτικά τις επιλογές που χρησιμοποιήθηκαν κατά τη διάρκεια της διάγνωσης που πραγματοποιήθηκε.

6.2 Επιλογή 'Engines'

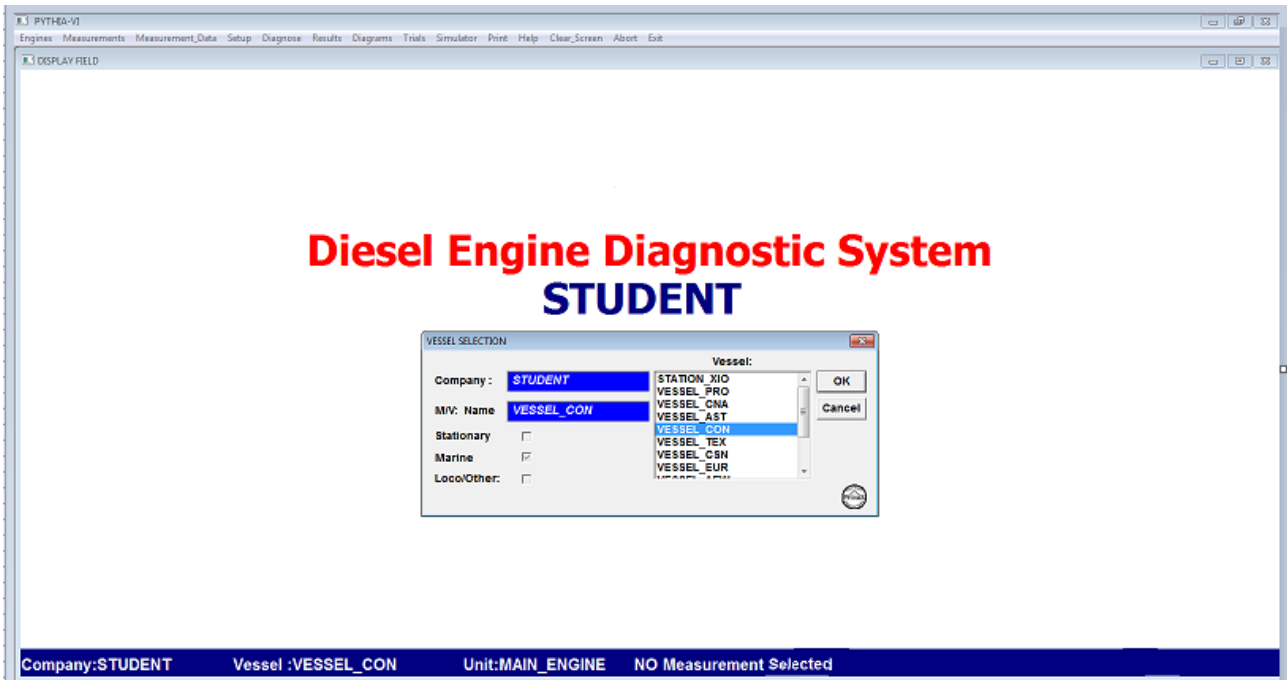


Εικόνα 6.2 Επιφάνεια εργασίας 'Engines'

Πατώντας την επιλογή **'Engines'** ,εμφανίζονται τρεις διαθέσιμες υποκατηγορίες.

- **Select Engine**

Επιλέγοντας την πρώτη υποκατηγορία , ο χρήστης μπορεί να διαλέξει τη μονάδα που τον ενδιαφέρει προκειμένου να γίνει διάγνωση , μέτρηση κλπ.



Εικόνα 6.3 Επιλογή μηχανής προς διάγνωση

Έτσι λοιπόν εμφανίζεται ένας κατάλογος, στον οποίο έχουν αποθηκευθεί όλα τα δεδομένα και από τον οποίο μπορεί να γίνει η επιλογή την μονάδα που ενδιαφέρει το χρήστη. Παρατηρείται ότι όπως και στην αρχική επιφάνεια εργασίας του προγράμματος, εμφανίζεται το όνομα της εταιρίας, το όνομα του πλοίου ή της μονάδας παραγωγής ενέργειας. Τέλος ζητείται να γίνει η επιλογή αν πρόκειται για κύρια μηχανή ή γεννήτρια.

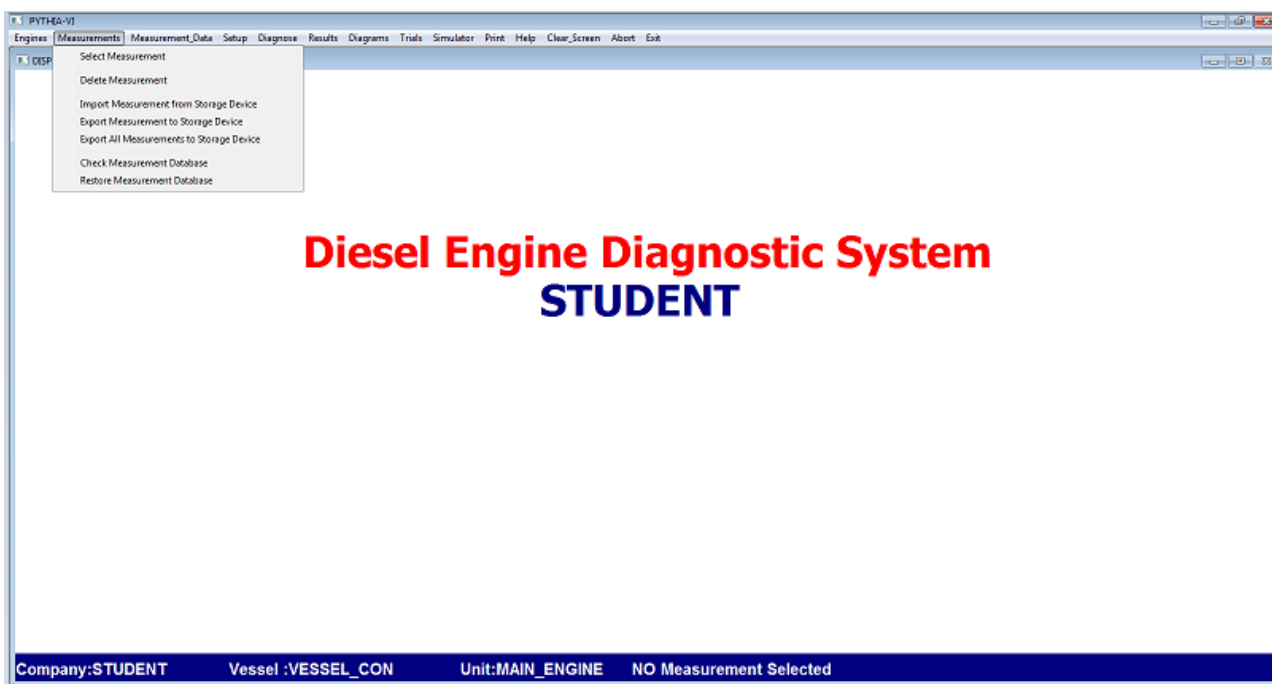
- **Create Engine Backup Files**

Με την επιλογή αυτή, δημιουργούνται αντίγραφα ασφαλείας για αρχεία της μηχανής στην περίπτωση που αυτά σβηστούν ή υποστούν ζημιά.

- **Restore Engine Files from Backup**

Γίνεται αποκατάσταση των αρχείων της μηχανής στην περίπτωση που αυτά σβηστούν ή υποστούν ζημιά.

6.3 Επιλογή 'Measurements'

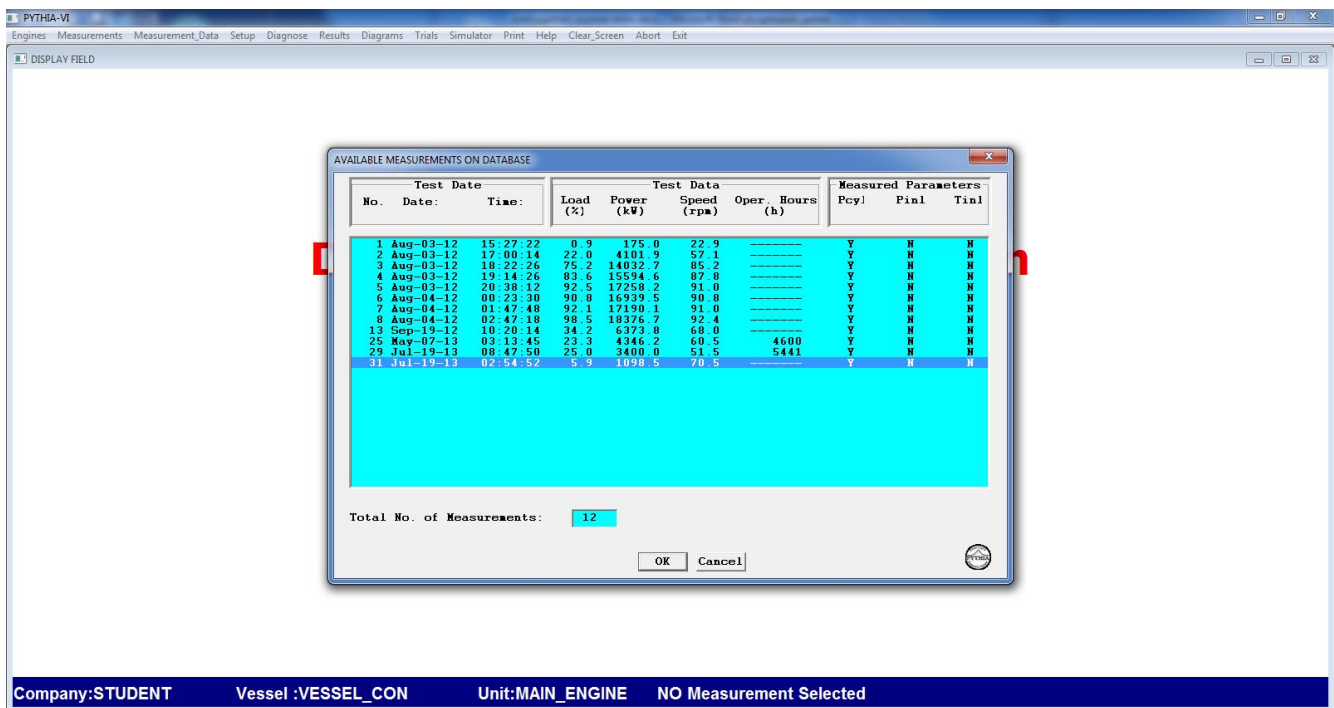


Εικόνα 6.4 Επιφάνεια εργασίας 'Measurements'

Κάνοντας αυτή την επιλογή , στη συνέχεια εμφανίζονται από κάτω και άλλα υπομενού .

- **Select Measurement**

Με την επιλογή αυτή δίνεται η δυνατότητα στο χρήστη να διαλέξει τη μέτρηση που τον ενδιαφέρει να επεξεργαστεί και να κάνει διάγνωση , ανάμεσα από μια σειρά και άλλων διαθέσιμων μετρήσεων.



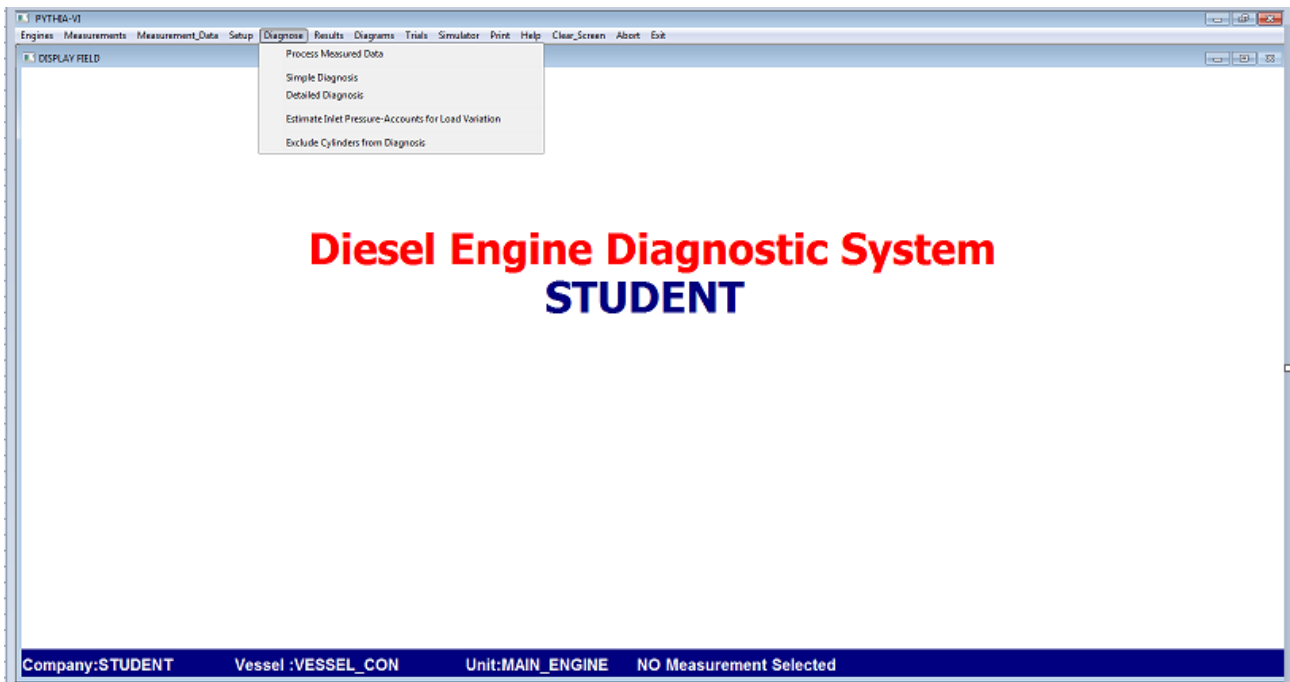
Εικόνα 6.5 Επιλογή μέτρησης προς διάγνωση

Όπως παρατηρείται για τη μηχανή αυτή, υπάρχουν διαθέσιμες δώδεκα μετρήσεις τις οποίες μπορεί ο χρήστης να επεξεργαστεί.

Με τις υπόλοιπες υποκατηγορίες αυτής της επιλογής, μπορεί να διαγραφεί μία μέτρηση, να αποθηκευθεί ή να εισαχθεί μία μέτρηση από μία εξωτερική αποθηκευτική συσκευή και τέλος να γίνει έλεγχος στη βάση των δεδομένων μας.

6.4 Επιλογή 'Diagnose'

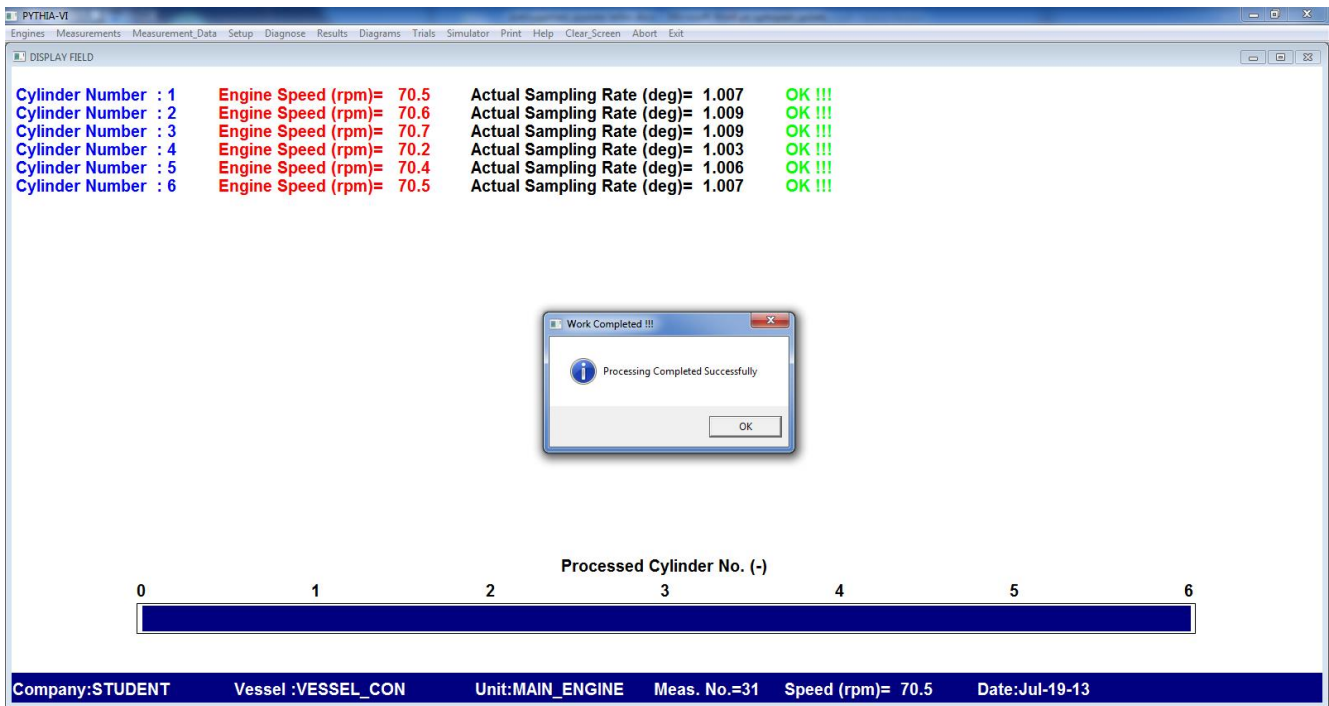
Έχοντας προηγουμένως επιλέξει την μέτρηση που ενδιαφέρει το χρήστη και που αντιστοιχεί σε συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας του κινητήρα, γίνεται η μετάβαση σε μία πολύ σημαντική επιλογή του προγράμματος, την επιλογή Diagnosis. Έτσι με αυτόν τον τρόπο η διαδικασία συνεχίζεται και πραγματοποιείται η διάγνωση της επιλεγμένης μέτρησης.



Εικόνα 6.6 Επιφάνεια εργασίας 'Diagnose'

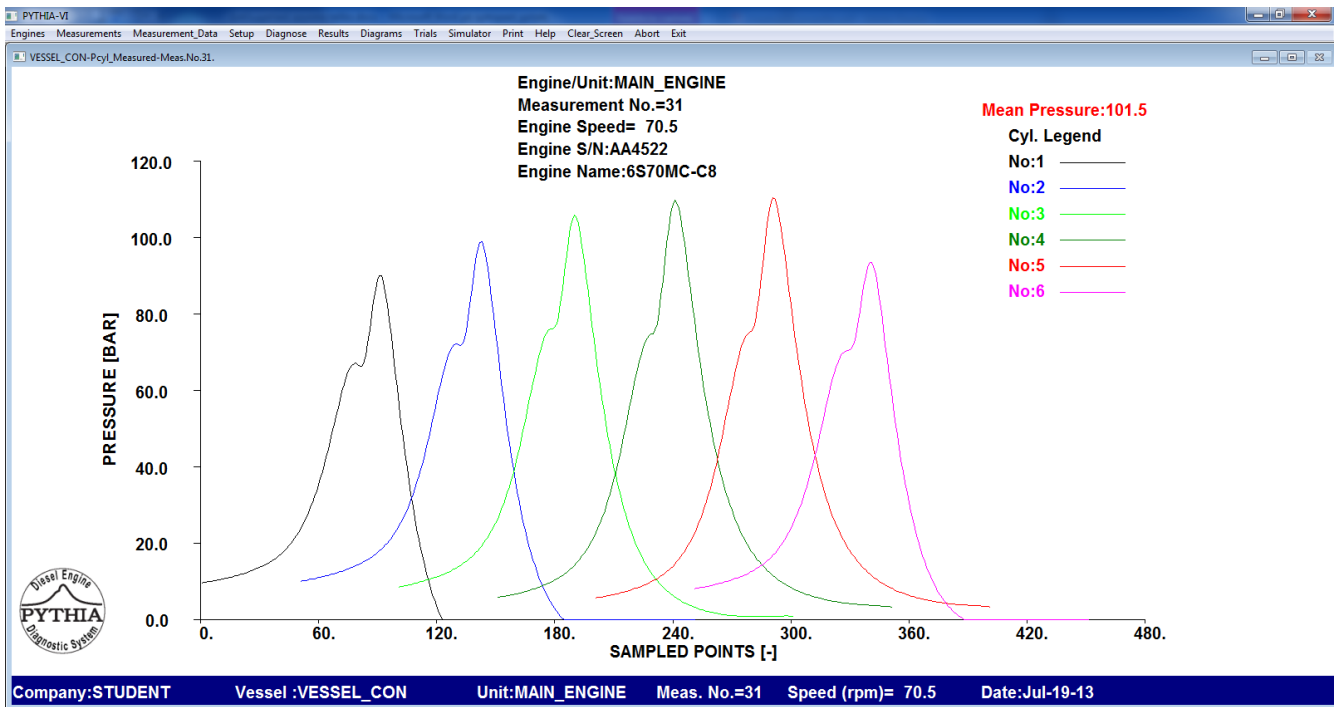
- **Process Measured Data**

Μετηνεπιλογή αυτή οι πιέσεις οι οποίες έχουν μετρηθεί , επεξεργάζονται ώστε να παραχθούν δεδομένα για μέσες πιέσεις και στιγμιαίες ταχύτητες της μηχανής κατά τη διάρκεια της μέτρησης. Κατά την επεξεργασία εμφανίζεται η παρακάτω οθόνη στην οποία παρουσιάζεται μεταξύ άλλων και η ακριβής ταχύτητα της μηχανής.



Εικόνα 6.7 Ολοκλήρωση επεξεργασίας δεδομένων μέτρησης

Αφού ολοκληρωθεί η επεξεργασία , τα αποτελέσματα μπορούν να παρουσιαστούν με την παρακάτω μορφή.



Εικόνα 6.8 Αρχικά αποτελέσματα επεξεργασίας των μετρήσεων

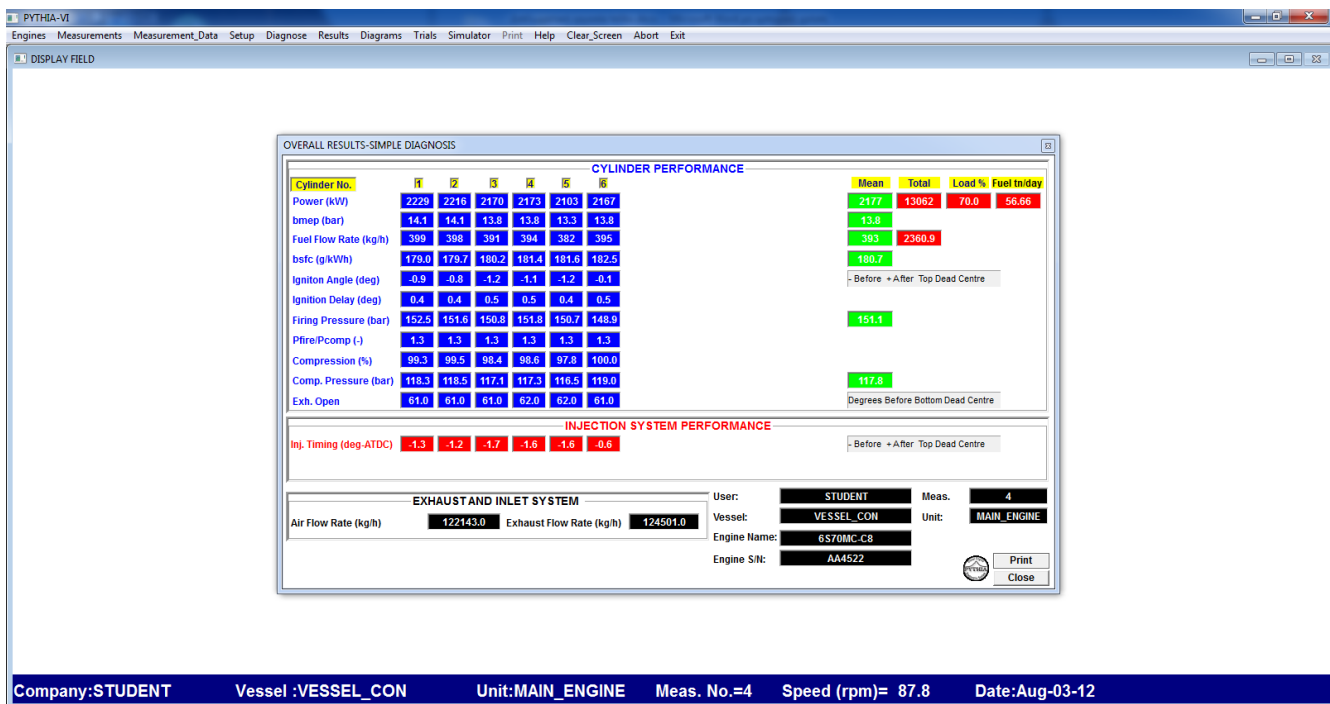
- **Simple Diagnosis**

Η επιλογή αυτή χρησιμοποιείται για να παρέχει βασικές διαγνωστικές πληροφορίες που αφορούν τη μηχανή κάνοντας χρήση όσο το δυνατόν λιγότερων λειτουργικών δεδομένων όπως για παράδειγμα της πίεσης και της θερμοκρασίας του αναρροφούμενου αέρα . Τα αποτελέσματα αυτής της απλοποιημένης διαδικασίας είναι ακριβή και από τις τιμές τους φανερώνεται η γενικότερη κατάσταση της μηχανής. Η χρήση αυτής της επιλογής προτείνεται σε περιπτώσεις που απαιτούνται γρήγορα αποτελέσματα ή δεν διατίθενται περιφερειακά δεδομένα όπως για παράδειγμα της κατάστασης του συμπιεστή και του ψυγείου του αέρα που χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση. Η σωστή σειρά της διαδικασίας ,η οποία ακολουθήθηκε, είναι η αρχική επιλογή της μέτρησης η οποία πρόκειται να επεξεργαστεί και τελικώς η εκτέλεση της διάγνωσης.



Εικόνα 6.9 Ολοκλήρωση 'Simple Diagnosis'

Η διάγνωση έχει ολοκληρωθεί και ζητείται η επιβεβαίωση για να αποτυπωθούν τα αποτελέσματα στην οθόνη του υπολογιστή.

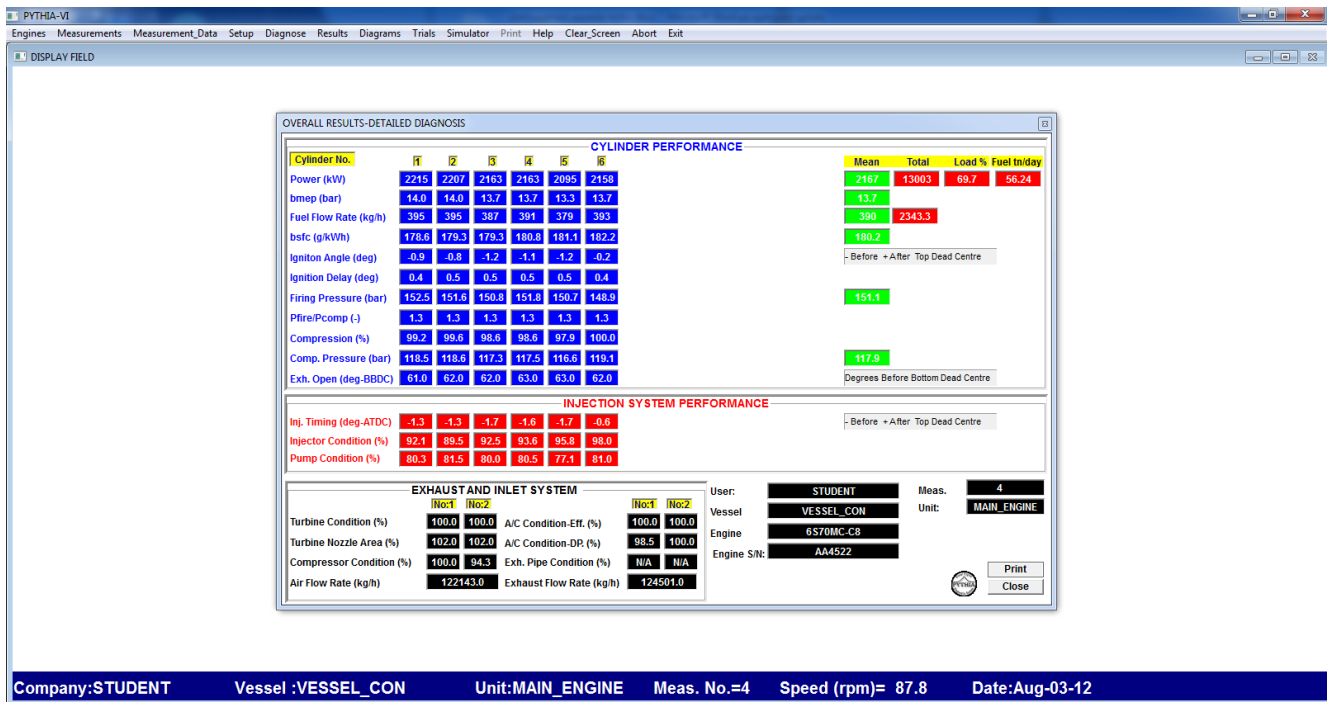


Εικόνα 6.10 Αποτελέσματα 'SimpleDiagnosis'

Τώρα μπορούν να αντληθούν πολύ χρήσιμες πληροφορίες για τον κάθε κύλινδρο ξεχωριστά αλλά και συνολικά για την μηχανή μας. Για παράδειγμα παρατηρούνται η ισχύς και η κατανάλωση του καυσίμου, καθώς και η θέση έναυσης και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Επιπρόσθετα την πίεση καύσης καθώς και την πίεση συμπίεσης.

- **Detailed Diagnosis**

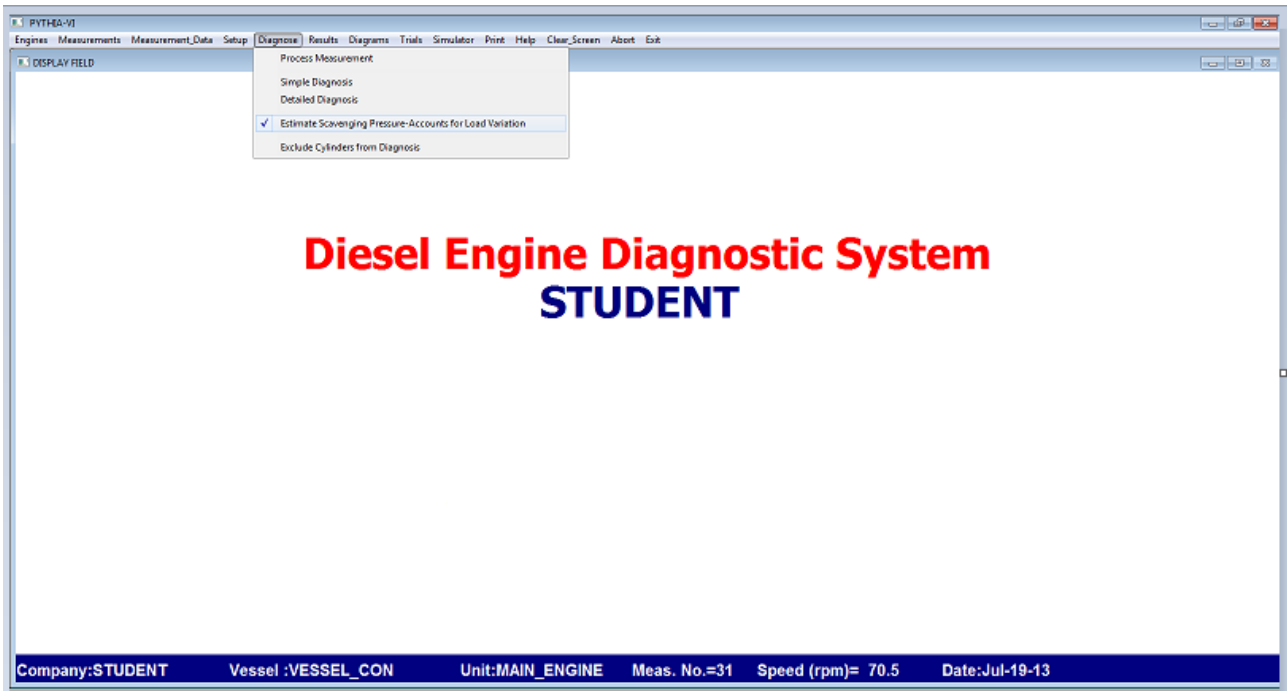
Η επιλογή χρησιμοποιείται για να μας παρέχει λεπτομερείς πληροφορίες για την μηχανή συμπεριλαμβανομένων της κατάστασης του συστήματος έγχυσης καυσίμου και άλλων υποσυστημάτων της μηχανής με την προϋπόθεση ότι παρέχονται τα απαραίτητα δεδομένα. Σε αυτή την περίπτωση, πρέπει να ακολουθηθεί η ίδια διαδικασία δηλαδή αρχικά να γίνει επιλογή της μέτρησης που μας ενδιαφέρει, να γίνει επεξεργασία αυτής και τελικά η διάγνωση. Αν δεν έχει γίνει η επιλογή κάποιας μέτρησης ή αυτή δεν έχει επεξεργαστεί, το σύστημα περνάει στο κατάλληλο μενού και συνεχίζει αυτόματα. Ο τρόπος με τον οποίο εμφανίζονται τα αποτελέσματα της διάγνωσης είναι ίδιος με αυτόν της απλής διάγνωσης.



Εικόνα6.11 Αποτελέσματα 'Detailed Diagnosis'

- **Estimate Scavenging Pressure – Accounts for Load Variation**

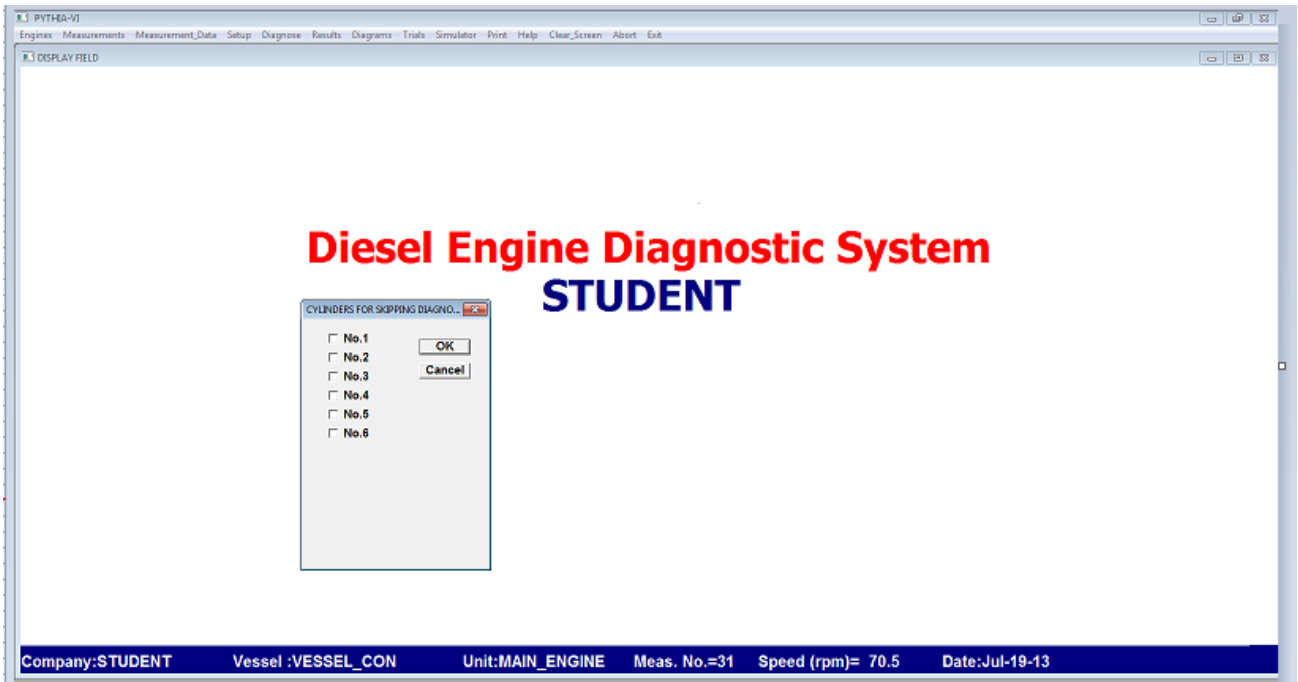
Με αυτή την επιλογή ,τσεκάρεται στο μενού και ενεργοποιείται ο αυτόματος υπολογισμός της πίεσης του αναρροφούμενου αέρα όταν υπάρχει υποψία για μεταβολές του φορτίου κατά τη διάρκεια της μέτρησης. Η επιλογή αυτή,ενδείκνυται να χρησιμοποιείται όταν δεν υπάρχει αρχική τιμή για την πίεση του αναρροφούμενου αέρα ή όταν πιστεύεται ότι μπορεί να είναι λανθασμένη. Πάντως τα πιο σωστά αποτελέσματα λαμβάνονται όταν η τιμή της πίεσης του αέρα εισόδου είναι ακριβής, πράγμα που γενικότερα είναι καθοριστικής σημασίας για την ανάλυση της απόδοσης οποιασδήποτε μηχανής. Η σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο ειδών διάγνωσης (Simple Diagnosis και Detailed Diagnosis) με ή χωρίς τη χρήση της επιλογής του αυτόματου υπολογισμού της πίεσης του αναρροφούμενου αέρα , μπορεί να δώσει στον χρήστη πολύ σημαντικές πληροφορίες. Παρακάτω φαίνεται ότι η επιλογήαυτή είναι ενεργοποιημένη .



Εικόνα 6.12 Ενεργοποίηση επιλογής για υπολογισμό με εκτίμηση διακυμάνσεων του φορτίου

- **Exclude Cylinders from Diagnosis**

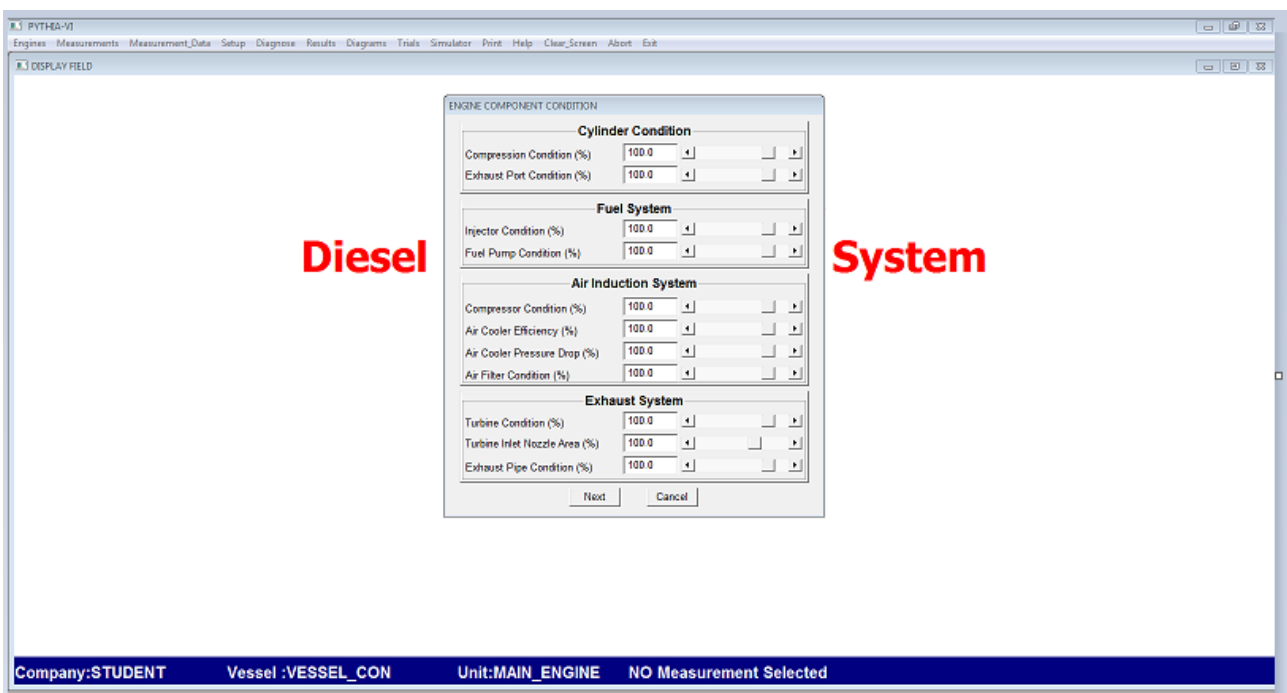
Μετηνεπιλογή αυτή ,μπορεί να εξαιρεθεί ένας ή περισσότεροι κύλινδροι από τη διαδικασία της διάγνωσης. Αυτό είναι πολλές φορές χρήσιμο, καθώς με αυτό τον τρόπο αποφεύγονται οι περιπτώσεις στις οποίες έγιναν λάθη κατά τη διάρκεια της μέτρησης και μπορεί να εμποδίσουν την ομαλή διεξαγωγή της διαδικασίας.



Εικόνα 6.13 Εξαίρεση κυλίνδρων από τη διάγνωση

6.5 Επιλογή 'Simulator'

Με την επιλογή αυτή δίνεται η δυνατότητα να εκτελεστεί προσομοίωση των υποσυστημάτων της μηχανής σε διάφορες καταστάσεις. Είναι μια πολύ σημαντική δυνατότητα καθώς μπορούμε να δούμε τη συμπεριφορά της μηχανής σε διάφορα επίπεδα λειτουργίας, εξαγοντας με τον τρόπο αυτό κρίσιμα συμπεράσματα.



Εικόνα 6.14 Προσομοίωση κατάστασης υποσυστημάτων κινητήρα

Όπως παρατηρείται , μπορούν να διαμορφωθούν ακριβώς τα επίπεδα λειτουργίας υποσυστημάτων του κινητήρα , έχοντας ο χρήστης τη δυνατότητα να επιλέξει την προσομοίωση στο σύστημα έγχυσης καυσίμου, το σύστημα εισαγωγής του αέρα και την κατάσταση των κυλίνδρων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 : ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΠΙΕΣΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

7.1 Εισαγωγή

Όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο, στις μετρήσεις που σχετίζονται με την πίεση της μηχανής, απαιτείται η αναφορά των τιμών που μετρώνται σε γωνία στροφάλου. Η διαδικασία όμως αυτή εμπεριέχει πιθανότατα σφάλμα στην αναφορά γωνίας στροφάλου, στην περίπτωση που δεν χρησιμοποιείται κωδικοποιητής γωνίας, διότι η αναγωγή αυτή γίνεται θεωρώντας την ύπαρξη σταθερής ταχύτητας περιστροφής.

Το σφάλμα αυτό εισέρχεται πρωταρχικά στις μετρήσεις υπολογισμού και στη συνέχεια επηρεάζει και άλλες παραμέτρους . Στην παρούσα εργασία αυτό που θα μας απασχολήσει και θα εξεταστεί είναι το σφάλμα που τελικώς υπεισέρχεται στην εκτίμηση της ισχύος της μηχανής.

7.2 Επίδραση της διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής στην εκτίμηση της ισχύος

Παρουσιάζεται η διερεύνηση της επίδρασης που επιφέρει η διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα στη διάρκεια του κύκλου, στα αποτελέσματα της διάγνωσης που πραγματοποιήθηκε. Συγκεκριμένα γίνεται επεξεργασία μετρήσεων της ισχύος , με τη χρήση του διαγνωστικού λογισμικού , οι οποίες αφορούν εννέα δίχρονους βραδύστροφους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Ειδικότερα, στις μετρήσεις που ακολουθούν αρχικά γίνεται σύγκριση της ισχύος η οποία έχει προκύψει από τιμή πίεσης με ακριβή αναφορά γωνίας στροφάλου και η οποία αναφέρεται στη συνέχεια ως «μετρημένη» με την αντίστοιχη ισχύ που έχει προκύψει από τιμή πίεσης που περιλαμβάνει το υπό μελέτη σφάλμα λανθασμένης αναφοράς γωνίας στροφάλου και αναφέρεται ως «εκτιμώμενη». Έπειτα, γίνεται προσπάθεια να εξακριβωθεί εάν υπάρχει τελικά συσχέτιση του σφάλματος εκτίμησης της ισχύος που εμφανίζεται στις μετρήσεις, σε συνάρτηση αρχικά με το

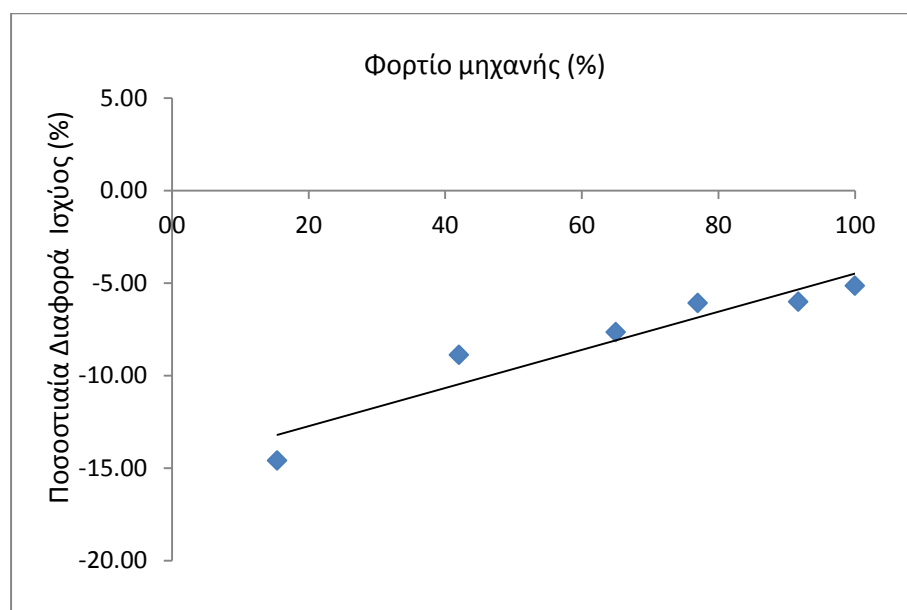
φορτίο της μηχανής , έπειτα με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής και τέλος με την ανηγμένη ταχύτητα .

7.3 Συσχέτιση του σφάλματος εκτίμησης ισχύος συναρτήσει του φορτίου της μηχανής

7.3.1 Παρουσίαση διαγραμμάτων των μετρήσεων

Στην παράγραφο αυτή γίνεται παρουσίαση των αποτελεσμάτων των μετρήσεων που επεξεργάστηκαν. Έτσι λοιπόν θα ακολουθήσουν τα διαγράμματα 9 ναυτικών κινητήρων , που αφορούν την απόκλιση που εμφανίζεται στην εκτίμηση της ισχύος σε συνάρτηση με το φορτίο της μηχανής και οφείλεται στη διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας . Στον άξονα των καπεικονίζεται το ποσοστό του φορτίου (%) του κινητήρα στο οποίο αντιστοιχεί η μέτρηση , και στον άξονα των γέχουμε την ποσοστιαία διαφορά (%) της εκτιμώμενης από την μετρημένη ισχύ.

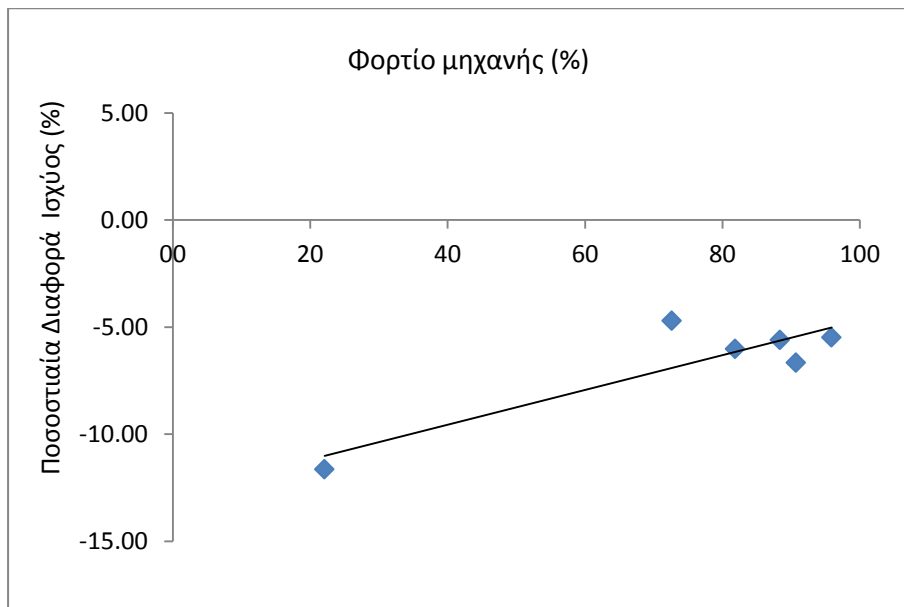
- Κινητήρας πλοίου AN_AST



Διάγραμμα 7.1 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Για την πρώτη περίπτωση που εξετάζεται , παρατηρείται ότι υπάρχει απόκλιση της ισχύος που εκτιμάται από την αντίστοιχη μετρημένη. Η απόκλιση αυτή είναι μεγαλύτερη για τα χαμηλότερα φορτία της μηχανής, ενώ παρουσιάζει πτωτική τάση όσο το φορτίο αυξάνεται. Η συσχέτιση μεταξύ των δύο μεγεθών, δηλαδή της ποσοστιαίας διαφοράς και του φορτίου , είναι γραμμική. Ο συντελεστής γραμμικού προσδιορισμού του δείγματος είναι $R^2 = 0.90$, που αποδεικνύει τη γραμμική σχέση τους.

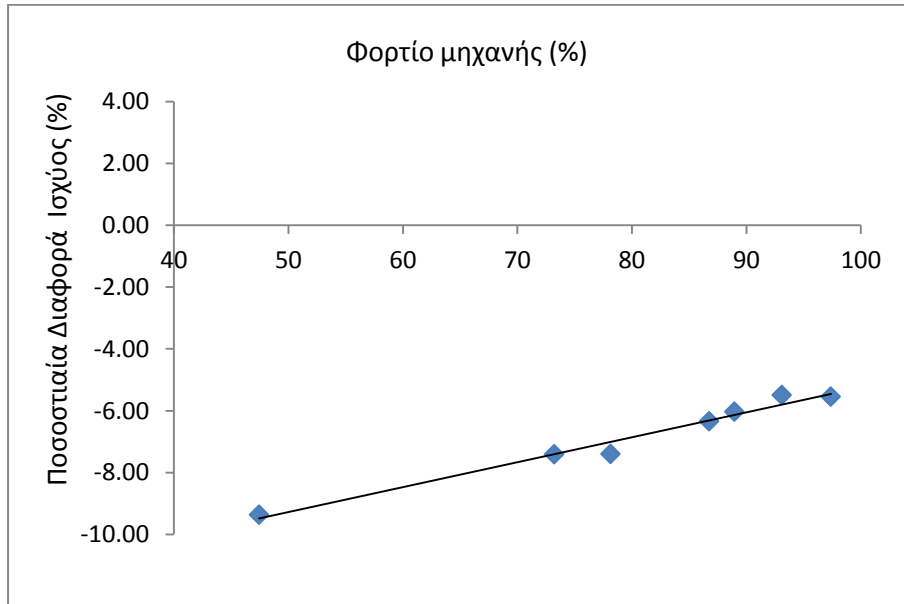
- Κινητήρας πλοίου AN_CON



Διάγραμμα 7.2 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Στη δεύτερη περίπτωση που εξετάζεται , μπορεί να παρατηρηθεί ότι υπάρχει απόκλιση της εκτιμώμενης ισχύος από την πραγματική. Ειδικότερα , η απόκλιση αυτή μειώνεται καθώς αυξάνεται το φορτίο της μηχανής , φτάνοντας περίπου το επίπεδο του 6 τοις εκατό (%). Η συσχέτιση ανάμεσα στα δύο μεγέθη είναι γραμμική και ο συντελεστής προσδιορισμού του δείγματος είναι $R^2 = 0.78$.

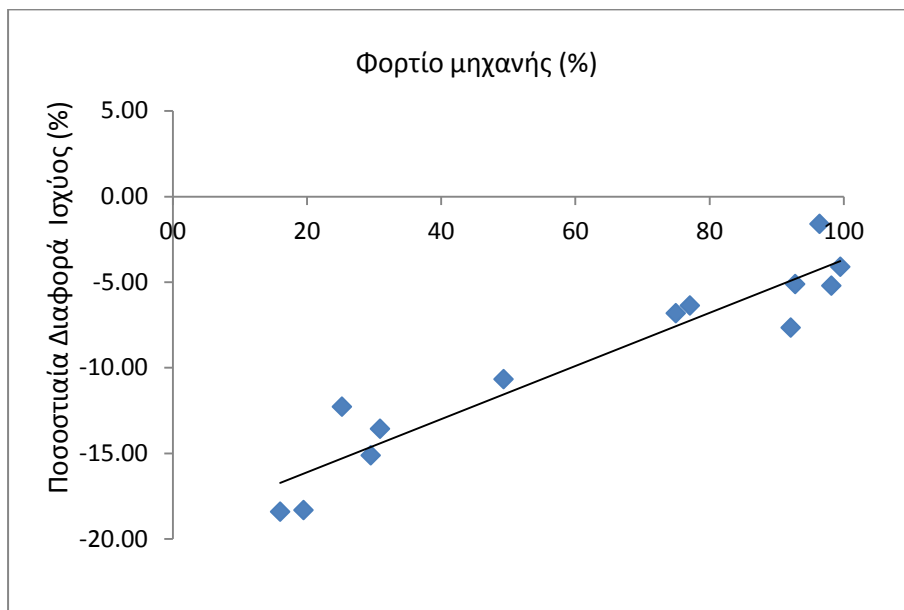
- Κινητήρας πλοίου AN_COU



Διάγραμμα 7.3 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Στην επόμενη περίπτωση που μελετάται, παρατηρείται ότι και εδώ υπάρχει απόκλιση μεταξύ εκτιμώμενης και μετρημένης ισχύος. Το σφάλμα που εμφανίζεται είναι μεγαλύτερο στα χαμηλότερα φορτία, όμως μειώνεται συνεχώς με την αύξηση του φορτίου της μηχανής. Όπως φαίνεται και από την γραμμή τάσης που ακολουθούν οι μετρήσεις, η σχέση μεταξύ των δύο μεγεθών είναι έντονα γραμμική, με συντελεστή γραμμικού προσδιορισμού $R^2 = 0.98$.

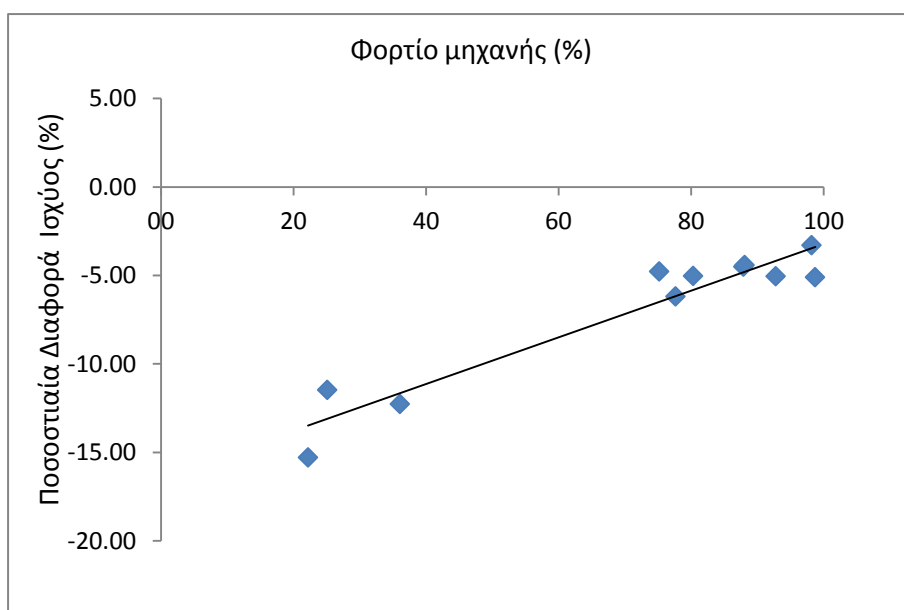
- Κινητήρας πλοίου AN_ELE



Διάγραμμα 7.4 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Στον τέταρτο κινητήρα που εξετάζεται , οι μετρήσεις εμφανίζουν παρόμοια συμπεριφορά. Η απόκλιση που εμφανίζεται, είναι μεγαλύτερη στα χαμηλά φορτία της μηχανής, έχει όμως πτωτική τάση όσο το φορτίο αυξάνεται. Τα δύο μεγέθη είναι εξαρτώμενα γραμμικά, γεγονός που καταδεικνύεται και από τον συντελεστή προσδιορισμού των μετρήσεων μας , που είναι $R^2 = 0.90$.

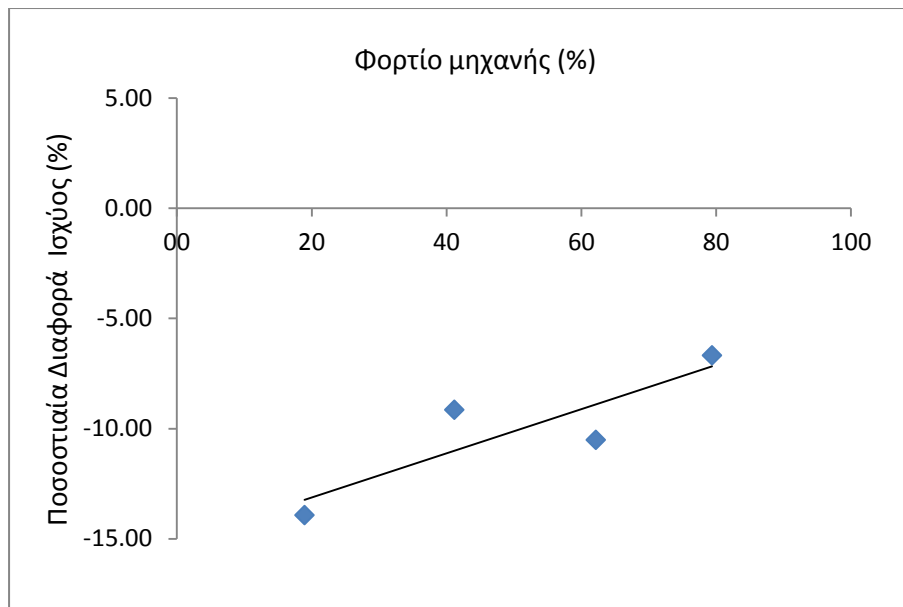
- Κινητήρας πλοίου AN_NOB



Διάγραμμα 7.5 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Όπως διαπιστώνεται , υπάρχει απόκλιση και σε αυτή την περίπτωση . Η ποσοστιαία διαφορά μεταξύ εκτιμώμενης και μετρημένης ισχύος είναι μεγαλύτερη στα χαμηλότερα φορτία , και μειώνεται καθώς το φορτίο της μηχανής αυξάνεται σε επίπεδα κάτω του 5 τοις εκατό (%). Η γραμμή τάσης που ακολουθούν οι μετρήσεις , δείχνει τη γραμμική σχέση που υπάρχει ανάμεσα στα δύο μεγέθη .Ο γραμμικός συντελεστής προσδιορισμού στην περίπτωση αυτή είναι $R^2 = 0.91$.

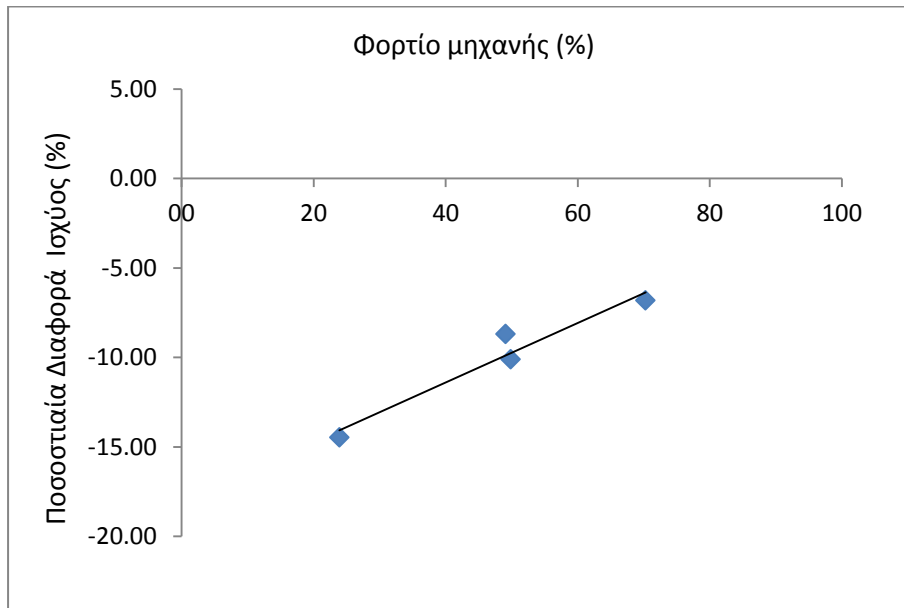
- Κινητήρας πλοίου ER_CNA



Διάγραμμα 7.6 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Η συμπεριφορά των μετρήσεων σε αυτό τον κινητήρα , σημειώνεται ότι είναι σχετικά παρόμοια. Η απόκλιση που εμφανίζεται από την μετρημένη ισχύ είναι εντονότερη στο χαμηλότερο φορτίο της μηχανής, ενώ για το μεγαλύτερο φορτίο η απόκλιση αυτή περιορίζεται αισθητά. Ο συντελεστής προσδιορισμού είναι $R^2 = 0.75$, γεγονός που αποδεικνύει ότι η συσχέτιση των δύο μεγεθών και στην περίπτωση αυτή είναι γραμμική.

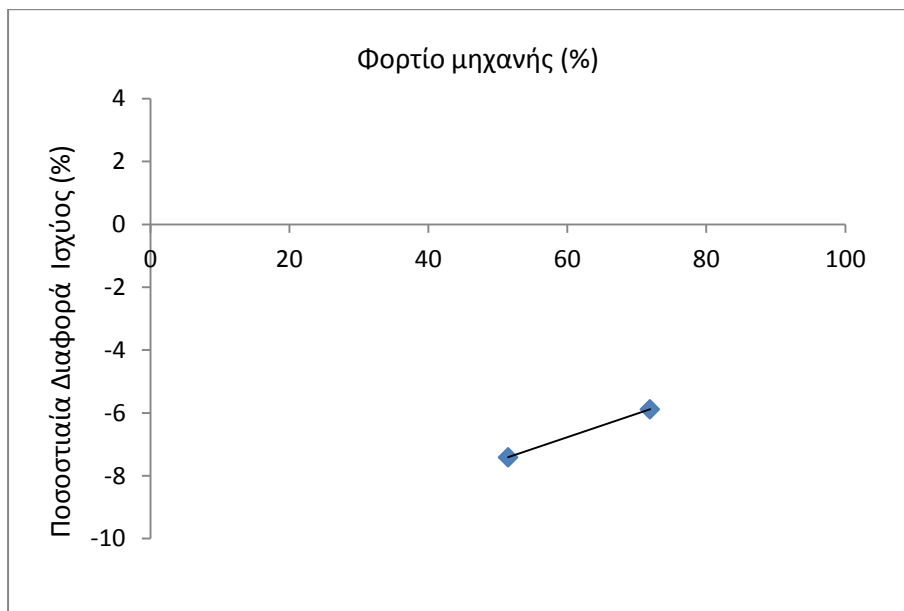
- Κινητήρας πλοίου TS_CSN



Διάγραμμα 7.7 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Ο επόμενος κινητήρας που εξετάζεται ,παρουσιάζει και αυτός απόκλιση στην εκτιμώμενη ισχύ. Η απόκλιση αυτή μειώνεται συνεχώς με την αύξηση του φορτίου της μηχανής , φτάνοντας περίπου στο 5 τοις εκατό (%) στο χαμηλότερο επίπεδο. Τα δύο μεγέθη είναι γραμμικά εξαρτώμενα , και ο συντελεστής προσδιορισμού των μετρήσεων είναι $R^2 = 0.94$.

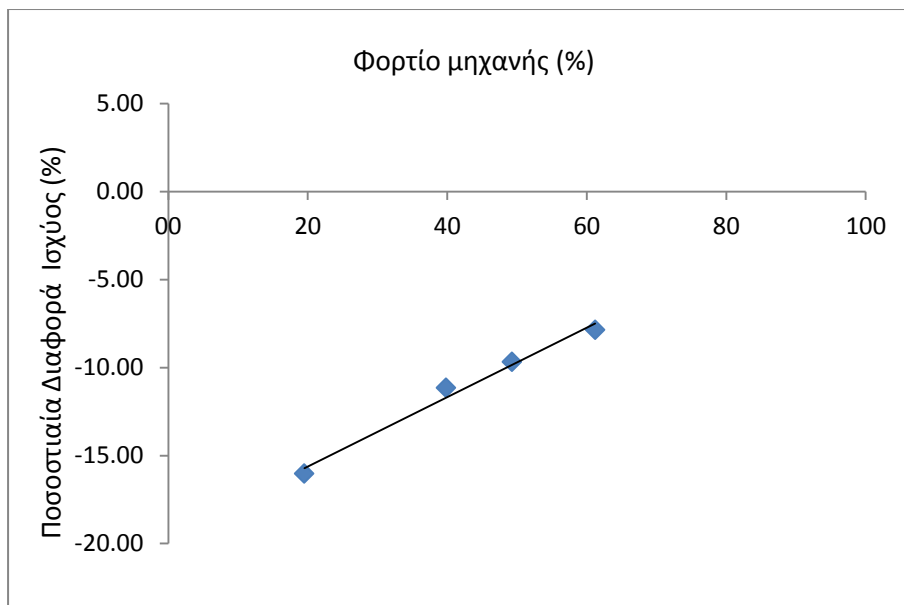
- Κινητήρας πλοίου TS_EUR



Διάγραμμα 7.8 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Αυτή τη φορά , εξετάζεται ένα δείγμα που αποτελείται από δύο μετρήσεις. Όπως φαίνεται , η απόκλιση στην εκτιμώμενη ισχύ υφίσταται και εδώ. Μεταξύ των δύο μετρήσεων , για το μεγαλύτερο φορτίο αντιστοιχεί μικρότερη ποσοστιαία διαφορά.

- Κινητήρας πλοίου TS_PRO



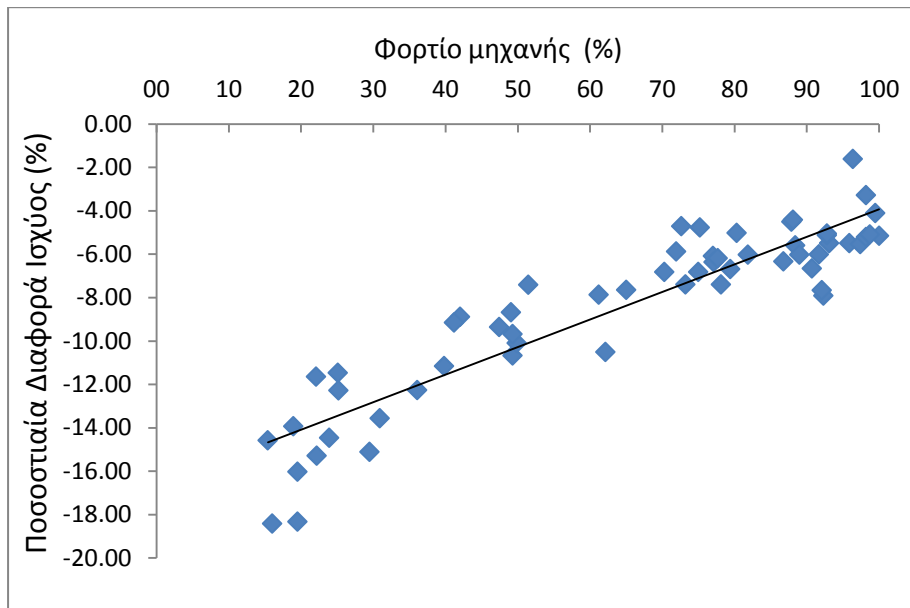
Διάγραμμα 7.9 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Στον τελευταίο κινητήρα που μελετάται , υπάρχει και εδώ απόκλιση στην εκτιμώμενη ισχύ , η οποία μειώνεται όσο αυξάνει το φορτίο της μηχανής. Τα δύο μεγέθη είναι έχουν έντονη γραμμική συσχέτιση, με $R^2 = 0.98$ να είναι ο συντελεστής προσδιορισμού του δείγματος αυτού .

7.3.2 Εκτίμηση Συσχέτισης

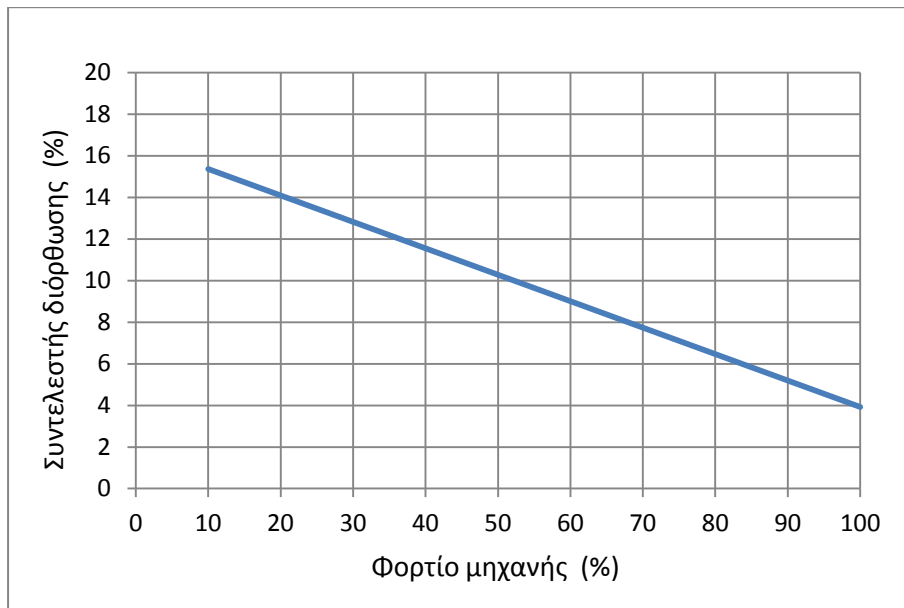
Μετά από τη συνολική επεξεργασία και μελέτη των μετρήσεων του κάθε κινητήρα ξεχωριστά, μπορούν να εξαχθούν κάποια γενικά συμπεράσματα. Αυτό που μας ενδιέφερε αρχικά ήταν να γίνει έλεγχος για την ύπαρξη απόκλισης της ισχύος που εκτιμάται, κάνοντας την υπόθεση σταθερής ταχύτητας περιστροφής, από την μετρημένη ισχύ που υπολογίζεται και η οποία αντιστοιχεί στην πραγματικότητα, σε συνάρτηση με το φορτίο της μηχανής. Το συμπέρασμα λοιπόν που προκύπτει είναι ότι υπάρχει τελικά απόκλιση στην εκτίμηση της ισχύος . Επιπλέον στόχος ήταν να διαπιστωθεί εάν υπάρχει κάποια συσχέτιση μεταξύ των υπό μελέτη μεγεθών, εξετάζοντας την κάθε περίπτωση ξεχωριστά. Τελικά η συσχέτιση μεταξύ των μεγεθών, δηλαδή της απόκλισης της εκτιμώμενης ισχύος σε συνάρτηση με το φορτίο της μηχανής, είναι υπαρκτή και ειδικότερα είναι γραμμική , τις περισσότερες φορές σε μεγάλο βαθμό.

Έτσι λοιπόν προβήκαμε στην επεξεργασία του συνόλου των μετρήσεων προκειμένου να γίνει έλεγχος εάν υπάρχει μια συνολική συσχέτιση μεταξύ των μεγεθών .



Διάγραμμα 7.10 Συγκεντρωτικό διάγραμμα μετρήσεων - Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Η συσχέτιση των μεγεθών που εξετάζονται στο σύνολό της είναι γραμμική με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.83$. Είναι δηλαδή πολύ ικανοποιητική αν λάβουμε υπόψιν το γεγονός ότι οι μετρήσεις προέρχονται από ένα σύνολο εννέα δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel. Γνωρίζοντας πλέον την γραμμή τάσης που ακολουθούν οι μετρήσεις , είναι δυνατό να υπολογιστεί μια καμπύλη διόρθωσης με την οποία θα επιδιωχθεί ο περιορισμός του αρχικού σφάλματος στην εκτίμηση της ισχύος σε χαμηλότερα επίπεδα ,κάτι που είναι επιθυμητό.



Διάγραμμα 7.11 Συντελεστής διόρθωσης ισχύος συναρτήσει του φορτίου μηχανής

Η καμπύλη διόρθωσης που προκύπτει περιγράφεται από την εξίσωση :

$$y = -\frac{12.71}{100}x + 16.634 \quad (7.1)$$

Με αυτό τον τρόπο λοιπόν ,σε κάθε ποσοστό του φορτίου της μηχανής αντιστοιχεί ένας συντελεστής διόρθωσης για την τιμή της ισχύος που εκτιμάται.

7.3.3 Διόρθωση Εκτιμώμενης Ισχύος - Αξιολόγηση Συσχέτισης

Γνωρίζοντας τον συντελεστή διόρθωσης που αντιστοιχεί στο αντίστοιχο φορτίο, και ο οποίος υπολογίζεται κάθε φορά από την εξίσωση (7.1) της προηγούμενης παραγράφου , είναι εφικτή διόρθωση της ισχύος που έχει αρχικά εκτιμηθεί και έτσι με αυτό τον τρόπο να πλησιάσει όσο το δυνατόν την μετρημένη τιμή της ισχύος. Στους πίνακες που θα ακολουθήσουν , φαίνεται αναλυτικά για τον κάθε κινητήρα το φορτίο της μηχανής στο οποίο έχει πραγματοποιηθεί η μέτρηση , η εκτιμώμενη τιμή της ισχύος , η μετρημένη τιμή καθώς και η ποσοστιαία διαφορά πριν και μετά την διόρθωση. Όπως διαπιστώνεται , η διόρθωση που επιτυγχάνεται είναι πολύ ικανοποιητική φτάνοντας τις περισσότερες φορές τα επίπεδα του $\pm 1-2$ τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου AN_AST

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
15.4	2878	2458	-14.59	2818.8	-2.06
42.0	7800	7106	-8.90	7908.7	1.39
65.0	12228	11292	-7.65	12237.4	0.08
77.0	14460	13579	-6.09	14508.8	0.34
91.7	17393	16346	-6.02	17159.9	-1.34
100.0	18698	17733	-5.16	18428.8	-1.44

Πίνακας 7.1 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Από τα παραπάνω αποτελέσματα , παρατηρείται ότι οι διορθωμένες τιμές της ισχύος που προέκυψαν είναι πολύ κοντά στις αντίστοιχες μετρημένες .Η τελική ποσοστιαία διαφορά έχει μειωθεί σημαντικά σε σχέση με την αρχική, πριν τη διόρθωση.

- Κινητήρας πλοίου AN_CON

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
22.1	4120	3640	-11.65	4143.3	0.57
72.6	13555	12916	-4.71	13871.9	2.34
81.9	15275	14354	-6.03	15248.2	-0.18
92.3	17223	15859	-7.92	16636.5	-3.41
88.4	16494	15569	-5.61	16409.6	-0.51
90.7	16930	15802	-6.66	16608.3	-1.90
95.9	17895	16912	-5.49	17663.8	-1.29

Πίνακας 7.2 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Στην δεύτερη περίπτωση , διαπιστώνεται επίσης διαφοροποίηση στα τελικά αποτελέσματα. Η τελική απόκλιση που παρουσιάζεται έχει μειωθεί σημαντικά , αφού οι τιμές της ισχύος μετά τη διόρθωση πλησιάζουν περισσότερο τις πραγματικές .

- Κινητήρας πλοίου AN_COU

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
47.4	8850	8021	-7.92	16636.5	0.25
73.2	13664	12652	-5.61	16409.6	-0.62
78.1	14581	13502	-6.66	16608.3	-1.19
86.8	16189	15163	-4.71	13871.9	-1.09
89.0	16600	15599	-11.65	4143.3	-1.02
93.1	17374	16419	-5.49	17663.8	-0.96
97.4	18173	17166	-6.03	15248.2	-1.52

Πίνακας 7.3 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Στην τρίτη περίπτωση, τα αποτελέσματα που προκύπτουν είναι πολύ ικανοποιητικά. Η τελική απόκλιση που εμφανίζεται είναι περίπου στα επίπεδα του -1 τοις εκατό (%), που σημαίνει ότι οι αρχικά εκτιμώμενες τιμές ισχύος έχουν βελτιωθεί σημαντικά.

- Κινητήρας πλοίου AN_ELE

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
16.0	3133	2556	-18.42	2929.2	-6.51
19.5	3775	3083	-18.33	3519.4	-6.77
25.2	4599	4034	-12.29	4575.8	-0.50
29.5	5745	4876	-15.13	5504.3	-4.19
30.9	5903	5102	-13.57	5750.3	-2.59
49.3	9329	8333	-10.68	9197.0	-1.42
75.0	13969	13016	-6.82	13940.3	-0.21
77.1	14242	13335	-6.37	14246.4	0.03
92.1	17476	16135	-7.67	16930.1	-3.12
92.8	17270	16385	-5.12	17177.9	-0.53
96.4	17270	16991	-1.62	17735.5	2.70
98.2	18225	17273	-5.22	17990.3	-1.29
99.5	18918	18139	-4.12	18862.3	-0.29

Πίνακας 7.4 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Όπως παρατηρείται , ικανοποιητικά αποτελέσματα έχουμε και αυτή τη φορά. Πιο συγκεκριμένα , οι μεγαλύτερες αποκλίσεις που υπήρχαν αρχικά έχουν περιοριστεί, ενώ στην πλειοψηφία τους οι διορθωμένες τιμές της ισχύος προσεγγίζουν τις πραγματικές.

- Κινητήρας πλοίου AN_NOB

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
22.2	4140	3507	-15.29	3991.5	-3.59
25.1	4682	4145	-11.47	4702.3	0.43
36.1	6733	5907	-12.27	6618.7	-1.70
75.2	14029	13360	-4.77	14305.7	1.97
77.7	14496	13598	-6.19	14517.3	0.15
80.3	14985	14232	-5.03	15146.7	1.08
87.9	16400	15661	-4.51	16516.6	0.71
88.1	16440	15713	-4.42	16567.2	0.77
92.8	17318	16443	-5.05	17238.5	-0.46
98.2	18326	17724	-3.28	18459.8	0.73
98.7	18425	17485	-5.10	18199.1	-1.23

Πίνακας 7.5 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Μελετώντας τα αποτελέσματα για αυτόν τον κινητήρα, βγαίνει το συμπέρασμα ότι η αρχική απόκλιση έχει μειωθεί σημαντικά, και μάλιστα η τελική ποσοστιαία διαφορά κυμαίνεται περίπου στο ± 1 τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου ER_CNA

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
18.9	13000	11188	-13.94	12779.7	-1.69
41.2	28260	25674	-9.15	28601.1	1.21
62.2	42660	38172	-10.52	41506.2	-2.70
79.4	54500	50853	-6.69	54180.0	-0.59

Πίνακας 7.6 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Με τη χρήση της καμπύλης διόρθωσης, και σε αυτόν τον κινητήρα, οι τελικές αποκλίσεις από τις μετρημένες τιμές ισχύος έχουν ιδιαίτερα μειωθεί.

- Κινητήρας πλοίου TS_CSN

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Ποσοστιαία Διαφορά Ισχύος (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Ποσοστιαία Διαφορά Ισχύος (%)
23.9	6780	5799	-14.47	6587.5	-2.84
49.1	13925	12715	-8.69	14036.8	0.80
49.9	14147	12717	-10.11	14026.3	-0.85
70.3	19941	18580	-6.83	20010.7	0.35

Πίνακας 7.7 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Ιδιαίτερως ικανοποιητικά αποτελέσματα προέκυψαν με τη διόρθωση και σε αυτές τις μετρήσεις. Όπως διαφαίνεται οι τελικές ποσοστιαίες διαφορές της ισχύος είναι εμφανώς μειωμένες σε σχέση με τις αρχικές.

- Κινητήρας TS_EUR

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
51.5	9605	8893	-7.41	9790.5	1.93
71.9	13420	12630	-5.89	13576.4	1.17

Πίνακας 7.8 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Όπως παρατηρείται , και εδώ υπάρχει σημαντική βελτίωση στις αρχικά εκτιμώμενες τιμές ισχύος.

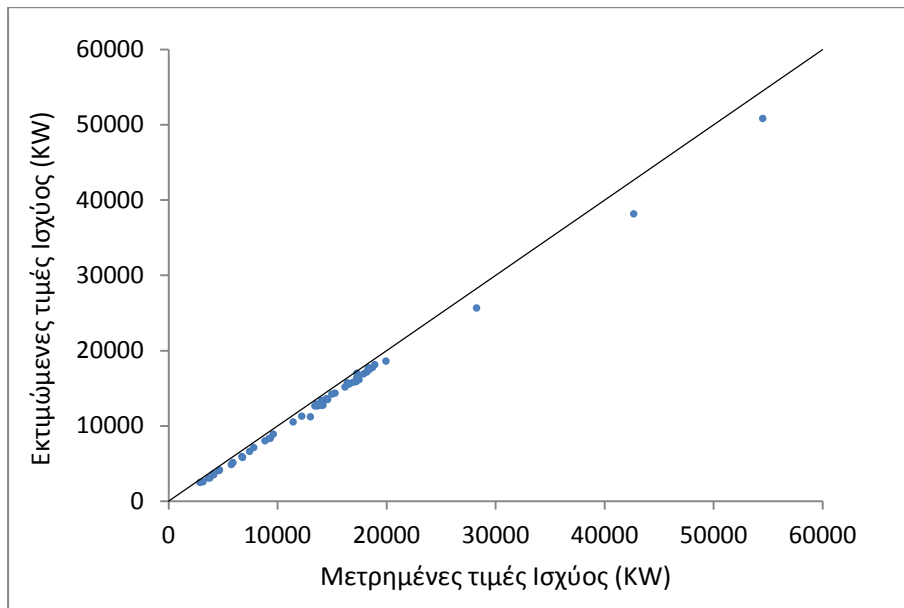
- Κινητήρας TS_PRO

Φορτίο (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
19.5	3640	3056	-16.04	3488.6	-4.15
39.8	7429	6599	-11.17	7362.8	-0.89
49.3	9193	8302	-9.69	9163.1	-0.33
61.2	11423	10524	-7.87	11455.8	0.29

Πίνακας 7.9 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

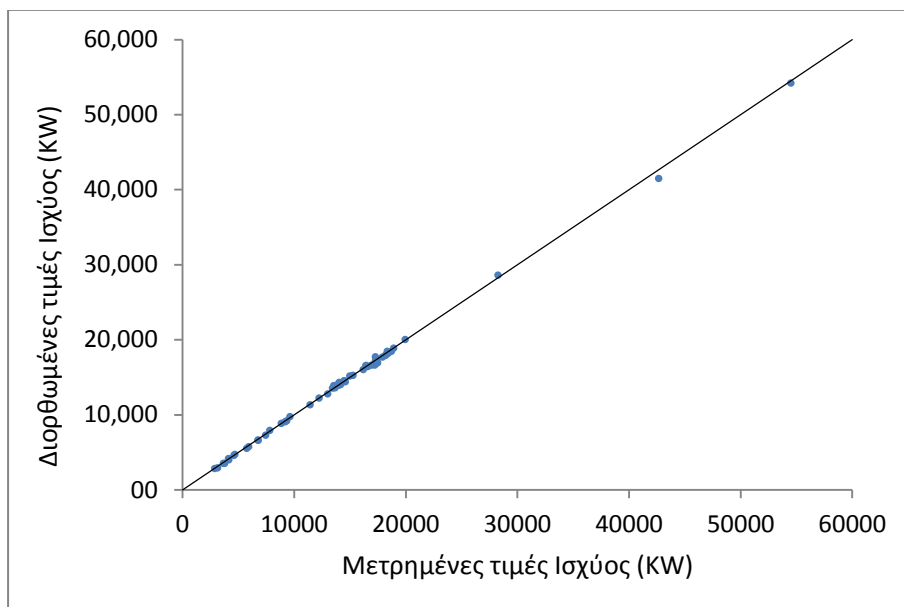
Στην τελευταία περίπτωση που εξετάζεται, οι αρχικές εκτιμώμενες τιμές ισχύος έχουν διορθωθεί σε πολύ μεγάλο βαθμό.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται δύο συγκεντρωτικά διαγράμματα στα οποία γίνεται φανερή η διαφορά στην απόκλιση της ισχύος πριν και μετά τη διόρθωση. Μετά τη διόρθωση παρατηρείται πως οι τιμές της μετρημένης και διορθωμένης ισχύος σχεδόν ταυτίζονται.



Διάγραμμα 7.12 Συσχέτιση Μετρημένων - Εκτιμώμενων τιμών ισχύος

Η ευθεία που υπάρχει στο διάγραμμα αναπαριστά όλα εκείνα τα σημεία για τα οποία η εκτιμώμενη τιμή της ισχύος ταυτίζεται με την μετρημένη τιμή. Στην περίπτωση αυτή παρατηρείται ότι τα σημεία, δεν βρίσκονται πάνω στη γραμμή καθώς υπάρχει απόκλιση.



Διάγραμμα 7.13 Συσχέτιση Μετρημένων - Διορθωμένων τιμών ισχύος

Όπως παρατηρείται στην περίπτωση αυτή τα σημεία βρίσκονται πάνω στην ευθεία, πράγμα που δηλώνει ότι οι διορθωμένες τιμές προσεγγίζουν τις μετρημένες τιμές της ισχύος.

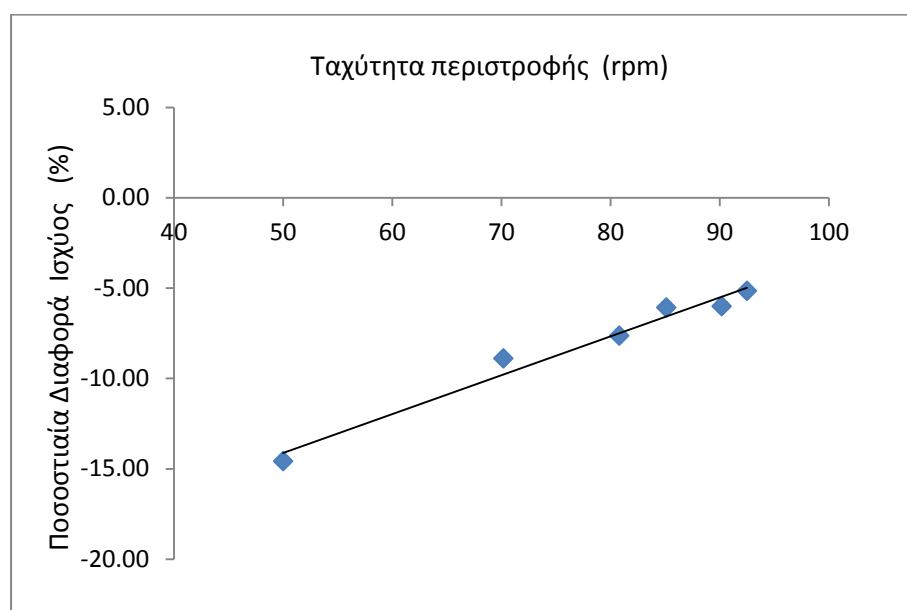
7.4 Συσχέτιση του σφάλματος εκτίμησης ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Στην παράγραφο αυτή εξετάζεται η απόκλιση που εμφανίζεται στην εκτίμηση της ισχύος, σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής και οφείλεται στη διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.

7.4.1 Παρουσίαση διαγραμμάτων των μετρήσεων

Στο σημείο αυτό, ακολουθούν τα αποτελέσματα των μετρήσεων για τους εννέα δίχρονους ναυτικούς κινητήρες. Όπως διαπιστώνεται, κάθε σημείο των διαγραμμάτων αντιστοιχεί σε μία συγκεκριμένη τιμή απόκλισης από την πραγματική ισχύ και την αντίστοιχη τιμή ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα στην οποία πραγματοποιήθηκε η μέτρηση. Δηλαδή στον άξονα των τιμών x των διαγραμμάτων δίνεται η ταχύτητα περιστροφής σε rpm και στον άξονα των τιμών y η απόκλιση την εκτιμώμενης ισχύος από την μετρημένη εκφρασμένη σε ποσοστό(%).

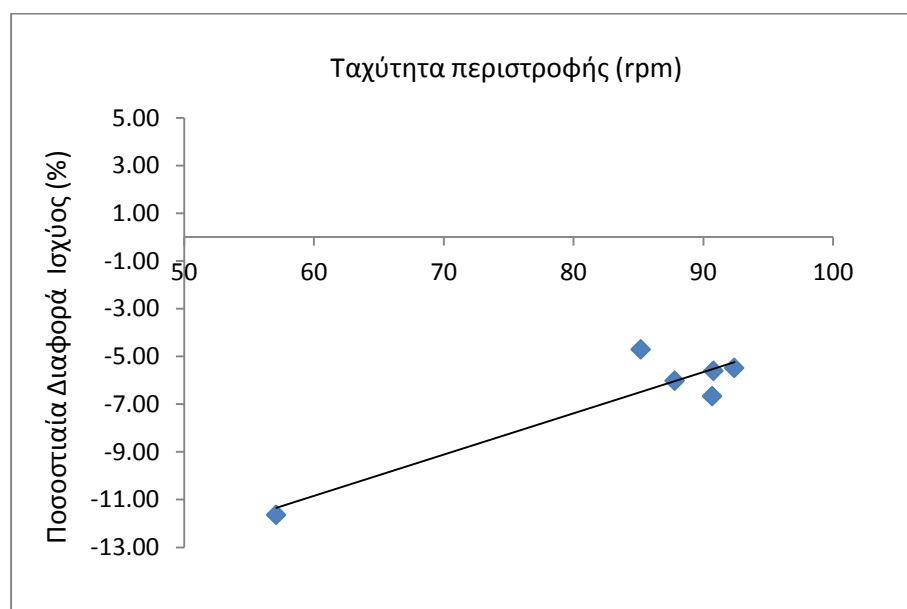
- Κινητήρας του πλοίου AN_AST



Διάγραμμα 7.14 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Στην πρώτη περίπτωση που εξετάζεται , παρατηρείται ότι υπάρχει απόκλιση της εκτιμώμενης από την μετρημένη ισχύ. Η απόκλιση αυτή είναι μεγαλύτερη στις χαμηλές στροφές λειτουργίας και μειώνεται όσο η ταχύτητα αυξάνεται φτάνοντας στο ελάχιστο επίπεδο περίπου του 5% .Η συσχέτιση που υπάρχει μεταξύ των δύο αυτών μεγεθών, δηλαδή του σφάλματος της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής είναι γραμμική όπως διαπιστώνεται και από την γραμμή τάσης που ακολουθεί το δείγμα των μετρήσεων μας. Ο συντελεστής προσδιορισμού στο δείγμα των μετρήσεων είναι $R^2 = 0.97$, γεγονός που αποδεικνύει ότι η γραμμική συσχέτιση των δύο αυτών μεγεθών υπάρχει και μάλιστα είναι πολύ έντονη.

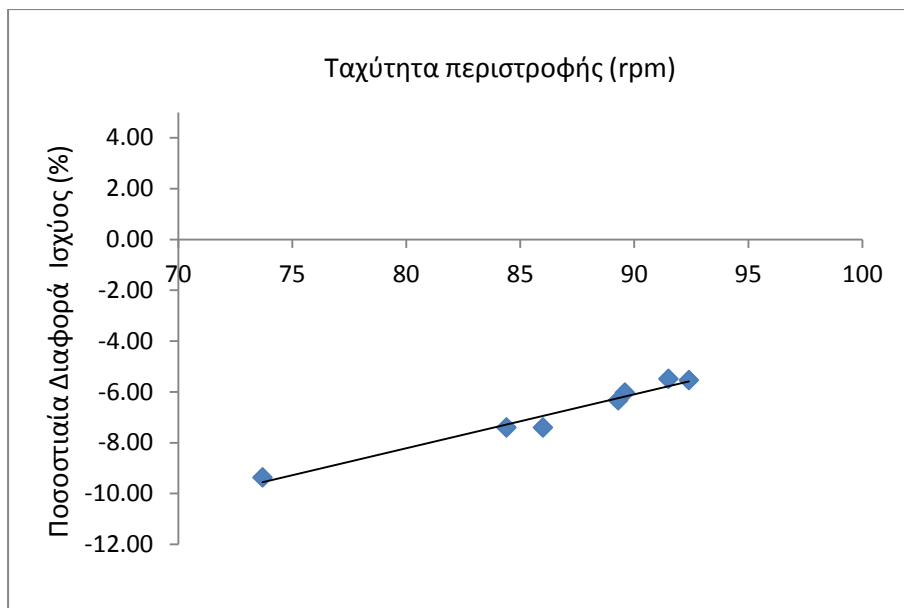
- Κινητήρας του πλοίου AN_CON



Διάγραμμα 7.15 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Στην δεύτερο κινητήρα που εξετάζεται , διαπιστώνεται ότι υπάρχει απόκλιση στην εκτίμηση της ισχύος . Για την χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής το σφάλμα είναι σημαντικά μεγαλύτερο απ' ότι στις υψηλότερες στροφές , όπου τελικά η απόκλιση διαμορφώνεται περίπου στο επίπεδο του 6%. Η συσχέτιση μεταξύ των δύο μεγεθών είναι γραμμική , όπως δείχνει και η γραμμή τάσης που ακολουθεί το δείγμα των μετρήσεων και μάλιστα εμφανίζει συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.85$.

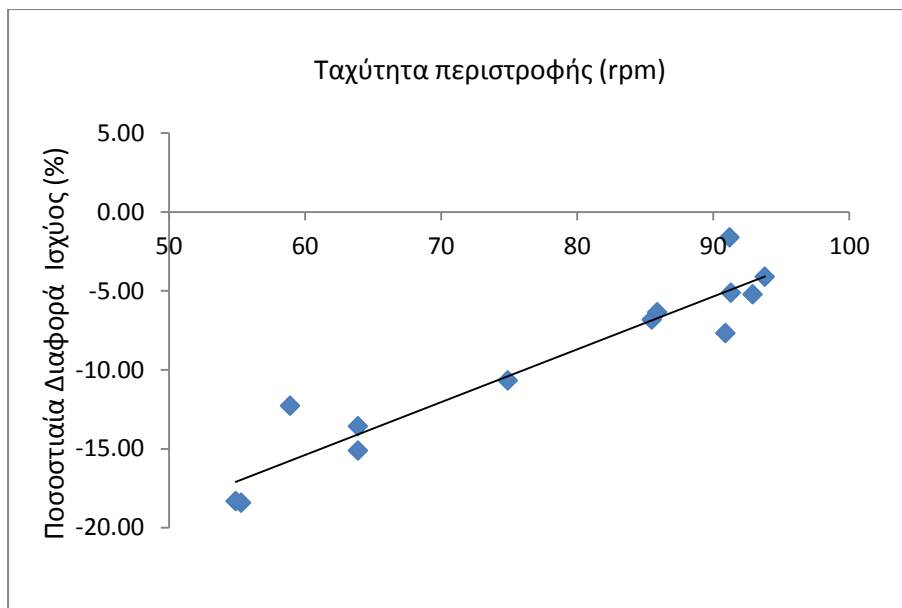
- Κινητήρας πλοίου AN_COU



Διάγραμμα 7.16 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Για την περίπτωση του κινητήρα αυτού, παρατηρείται επίσης ότι υπάρχει απόκλιση της εκτιμώμενης από την μετρημένη τιμή της ισχύος. Το ποσοστό της διαφοράς είναι μεγαλύτερο στις χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής, και μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περίπου στο επίπεδο του 5%. Η συσχέτιση των δύο μεγεθών είναι γραμμική, όπως διαφαίνεται και από τα σημεία των μετρήσεων και ο συντελεστής προσδιορισμού είναι $R^2 = 0.97$

- Κινητήρας του πλοίου AN_ELE

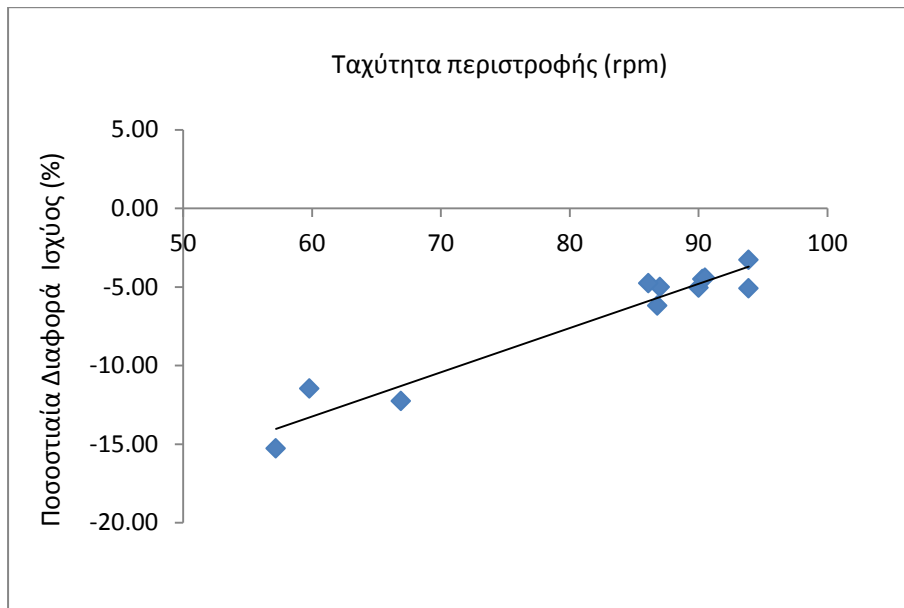


Διάγραμμα 7.17 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Στο διάγραμμα αυτό σημειώνεται ότι στις χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής η απόκλιση της εκτιμώμενης από την μετρημένη ισχύ είναι αρκετά σημαντική καθώς όμως η ταχύτητα αυξάνεται, η απόκλιση αυτή μειώνεται αισθητά φθάνοντας περίπου το 5%. Η συσχέτιση των δύο μεγεθών είναι γραμμική και ο συντελεστής προσδιορισμού του δείγματός είναι $R^2 = 0.90$.

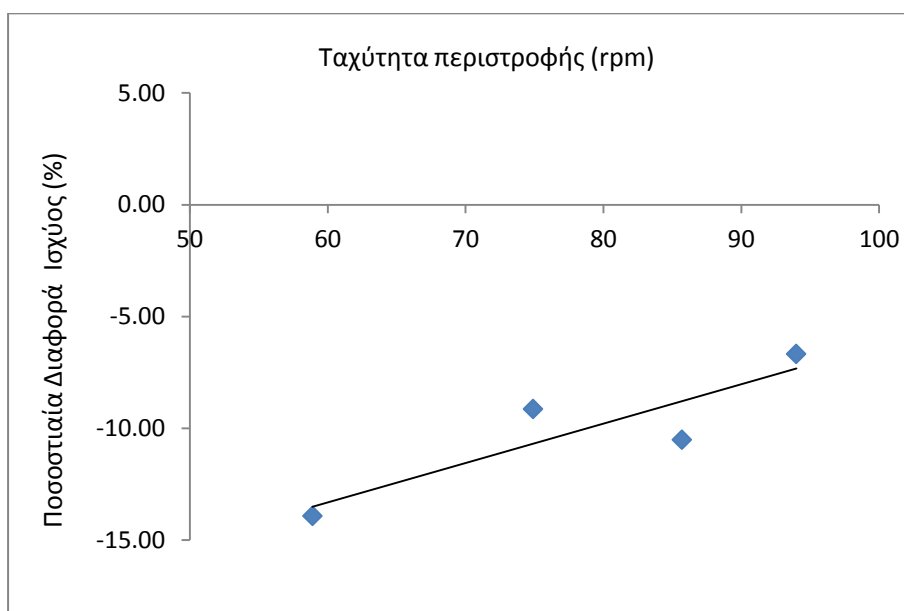
- Κινητήρας πλοίου AN_NOB

Και σε αυτή την περίπτωση, η τάση που παρουσιάζουν οι μετρήσεις είναι παρόμοια. Στις χαμηλότερες στροφές εμφανίζεται η μεγαλύτερη απόκλιση μεταξύ εκτιμώμενης και μετρημένης ισχύος, ενώ με την αύξηση της ταχύτητας η απόκλιση περιορίζεται σημαντικά και φτάνει μάλιστα περίπου το 4%. Η ζητούμενη συσχέτιση μεταξύ των δύο μεγεθών είναι γραμμική και εδώ, με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.94$.



Διάγραμμα 7.18 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

- Κινητήρας πλοίου ER_CNA

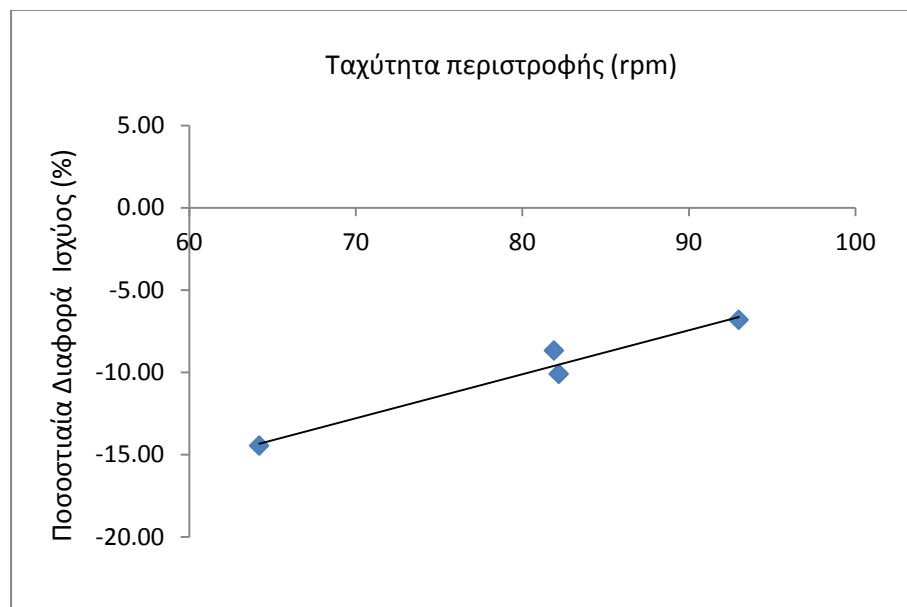


Διάγραμμα 7.19 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Στις μετρήσεις του κινητήρα διαπιστώνεται ότι η απόκλιση της εκτιμώμενης ισχύος από την μετρημένη είναι μεγαλύτερη στις χαμηλότερες στροφές λειτουργίας, ενώ περιορίζεται στις υψηλότερες στροφές. Επίσης και εδώ η συσχέτιση των δύο

μεγεθών που μελετώνται είναι γραμμική , με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.78$.

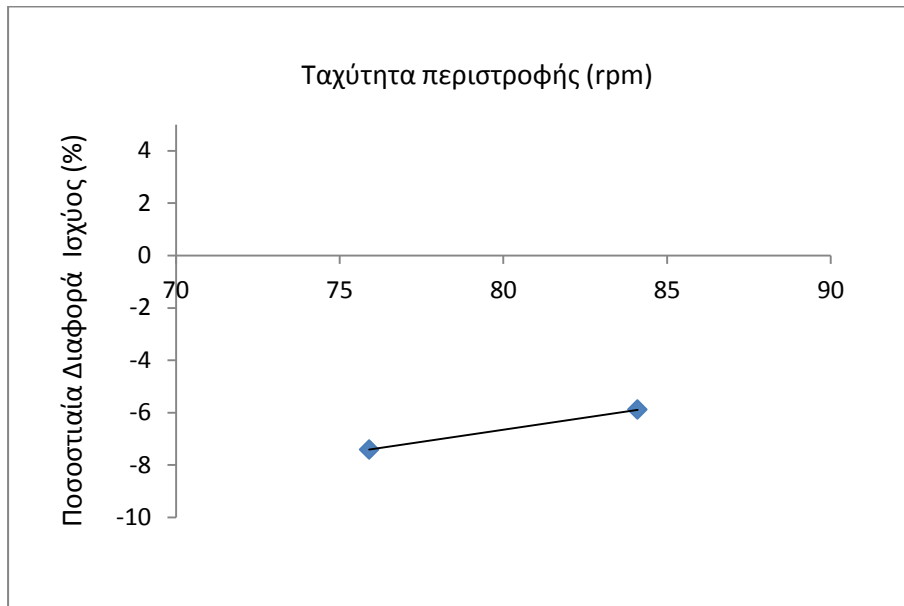
- Κινητήρας πλοίου TS_CSN



Διάγραμμα 7.20 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Παρόμοια συμπεριφορά είναι φανερή και στις μετρήσεις του κινητήρα του πλοίου TS_CSN. Η απόκλιση της εκτιμώμενης ισχύος από την μετρημένη υφίσταται , και ακολουθεί γραμμική συμπεριφορά .Όσο η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται υφίσταται και μείωση του σφάλματος της εκτίμησης. Ο συντελεστής προσδιορισμού των σημείων του δείγματος είναι $R^2 = 0.96$, γεγονός που καταδεικνύει ότι και εδώ η γραμμική συσχέτιση των δύο μεγεθών είναι έντονη.

- Κινητήρας πλοίου TS_EUR

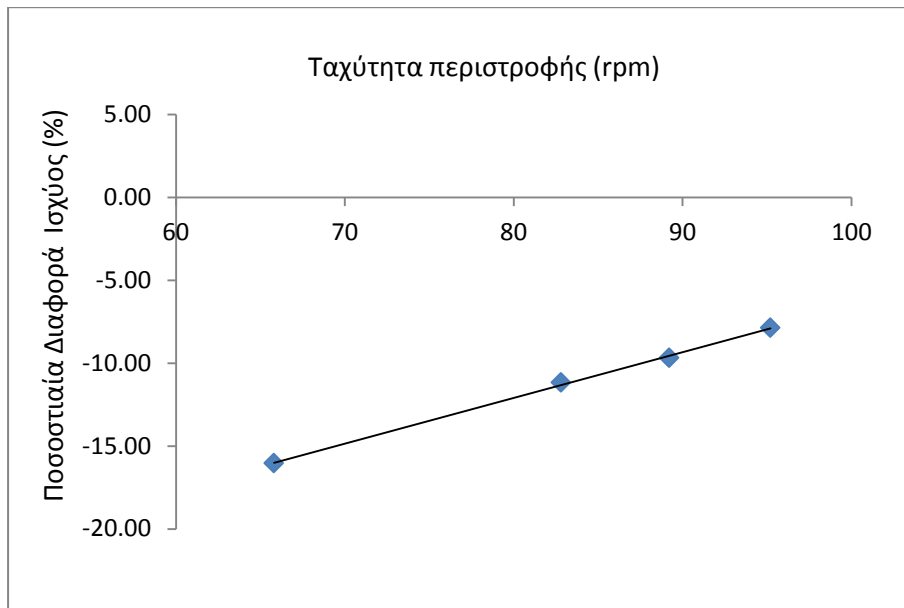


Διάγραμμα 7.21 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Στην περίπτωση κινητήρα του παραπάνω πλοίου , υπάρχουν προς επεξεργασία μόνον δύο μετρήσεις. Παρόλα αυτά, μπορούν να εξαχθούν κάποια χρήσιμα συμπεράσματα . Αρχικά και εδώ παρατηρείται ότι υπάρχει απόκλιση στην εκτίμηση της ισχύος . Έπειτα ανάμεσα στις δύο μετρήσεις , υπάρχει μείωση της απόκλισης για την μέτρηση που αντιστοιχεί στην μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής.

- Κινητήρας πλοίου TS_PRO

Για τον τελευταίο κινητήρα που εξετάζεται μπορούν να σημειωθούν τα ίδια συμπεράσματα που ίσχυαν και για τους παραπάνω κινητήρες. Υπάρχει απόκλιση ανάμεσα στην εκτιμώμενη και την μετρημένη ισχύ , η οποία είναι μεγαλύτερη για τις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής , ενώ περιορίζεται αισθητά όσο η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται. Όσον αφορά τη συσχέτιση που μελετάται ανάμεσα στα δύο μεγέθη , είναι απόλυτα γραμμική όπως παρατηρείται και από την γραμμική τάση που ακολουθεί το δείγμα και εμφανίζει συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.99$.

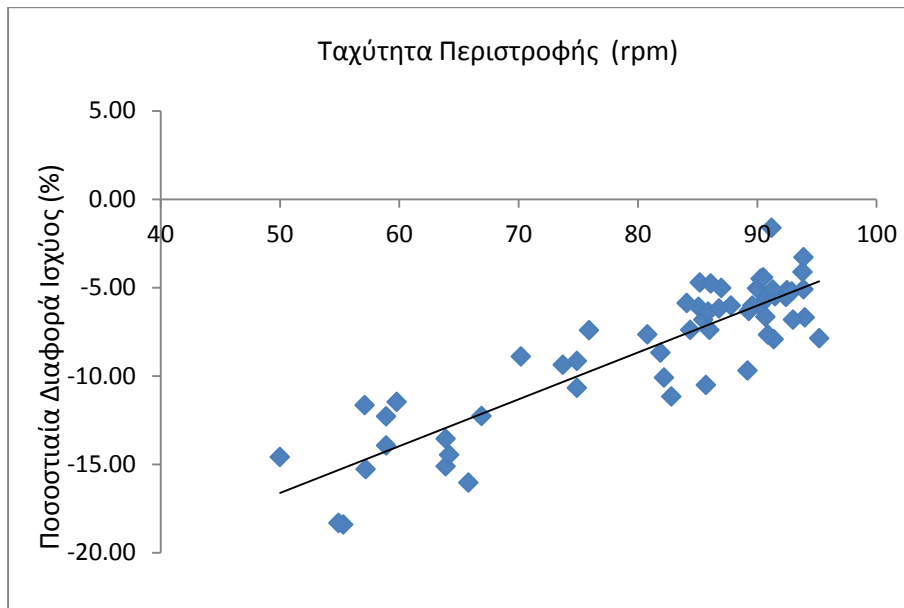


Διάγραμμα 7.22 Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

7.4.2 Εκτίμηση Συσχέτισης

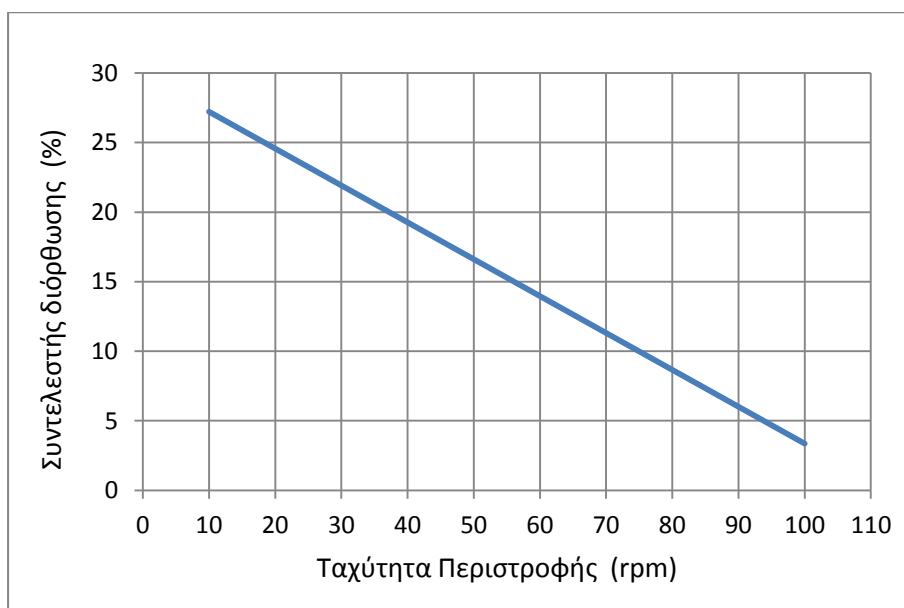
Μετά από τη συνολική επεξεργασία και μελέτη των μετρήσεων του κάθε κινητήρα ξεχωριστά, μπορούν να βγουν και σε αυτή τη περίπτωση κάποια γενικά συμπεράσματα. Το αρχικό ενδιαφέρον ήταν να γίνει διάγνωση για την ύπαρξη απόκλισης της ισχύος που εκτιμάται, θεωρώντας σταθερή ταχύτητα περιστροφής, από την μετρημένη ισχύ που υπολογίζεται και η οποία αντιστοιχεί στην πραγματικότητα, σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής. Το συμπέρασμα λοιπόν που βγαίνει είναι ότι και εδώ εντοπίζεται απόκλιση στην εκτίμηση της ισχύος. Επιπλέον στόχος ήταν να εξεταστεί εάν υπάρχει κάποια συσχέτιση μεταξύ των υπό μελέτη μεγεθών, εξετάζοντας την κάθε περίπτωση ξεχωριστά. Η συσχέτιση μεταξύ των μεγεθών, δηλαδή της απόκλισης της εκτιμώμενης ισχύος σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής είναι γραμμική, αρκετές φορές σε μεγάλο βαθμό.

Έτσι λοιπόν, το επόμενο βήμα, είναι η επεξεργασία του συνόλου των μετρήσεων προκειμένου να γίνει έλεγχος εάν υπάρχει μια συνολική συσχέτιση μεταξύ των μεγεθών.



Διάγραμμα 7.23 Συνολικό διάγραμμα μετρήσεων - Ποσοστιαία διαφορά της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Η συσχέτιση των μεγεθών που εξετάζεται στο σύνολό της είναι γραμμική με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.78$. Και σε αυτή την περίπτωση δηλαδή η συσχέτιση είναι ικανοποιητική. Γνωρίζοντας πλέον την γραμμή τάσης που ακολουθούν οι μετρήσεις, μπορεί να υπολογιστεί μια καμπύλη διόρθωσης με την οποία θα είναι δυνατό να περιοριστεί το αρχικό σφάλμα στην εκτίμηση της ισχύος σε πολύ χαμηλά επίπεδα, κάτι που είναι επιθυμητό.



Διάγραμμα 7.24 Συντελεστής διόρθωσης της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής

Η καμπύλη διόρθωσης που προκύπτει περιγράφεται από την εξίσωση :

$$y = -\frac{26.51}{100}x + 29.868 \quad (7.2)$$

έτσι για κάθε ταχύτητα ,μπορεί να υπολογιστεί ο ανάλογος συντελεστής διόρθωσης.

7.4.3 Διόρθωση Εκτιμώμενης Ισχύος - Αξιολόγηση Συσχέτισης

Γνωρίζοντας τον συντελεστή διόρθωσης που αντιστοιχεί στην κάθε ταχύτητα περιστροφής, και ο οποίος υπολογίζεται κάθε φορά από την εξίσωση (7.2) της προηγούμενης παραγράφου , μπορεί να επιτευχθεί η διόρθωση της ισχύος που έχει αρχικά εκτιμηθεί και με αυτό τον τρόπο να πλησιάσει όσο το δυνατόν την μετρημένη τιμή της ισχύος. Στους πίνακες που θα ακολουθήσουν , φαίνεται αναλυτικά για τον κάθε κινητήρα η ταχύτητα περιστροφής στην οποία έχει πραγματοποιηθεί η μέτρηση , η εκτιμώμενη τιμή της ισχύος , η μετρημένη τιμή καθώς και η ποσοστιαία διαφορά πριν και μετά την διόρθωση. Όπως θα παρατηρήσουμε , η διόρθωση που επιτυγχάνεται είναι πολύ ικανοποιητική φτάνοντας τις περισσότερες φορές τα επίπεδα του $\pm 1-2$ τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου AN_AST

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
50	2878	2458	-14.59	2866.3	-0.40
70.2	7800	7106	-8.90	7906.0	1.36
80.8	12228	11292	-7.65	12245.9	0.15
85.1	14460	13579	-6.09	14571.4	0.77
90.2	17393	16346	-6.02	17319.6	-0.42
92.5	18698	17733	-5.16	18681.1	-0.09

Πίνακας 7.10 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Μετά τη διόρθωση ,όπως φαίνεται από τη στήλη με την ποσοστιαία διαφορά , τα αποτελέσματα που προκύπτουν είναι πολύ ικανοποιητικά ,ακόμα και για τις περιπτώσεις όπου η ταχύτητα περιστροφής είναι πιο χαμηλή και το αρχικό σφάλμα είναι σημαντικό.

- Κινητήρας πλοίου AN_CON

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
57.1	4120	3640	-11.65	4176.2	1.36
85.2	13555	12916	-4.71	13856.5	2.22
87.8	15275	14354	-6.03	15300.2	0.17
91.4	17223	15859	-7.92	16753.1	-2.73
90.8	16494	15569	-5.61	16471.5	-0.14
90.7	16930	15802	-6.66	16722.2	-1.23
92.4	17895	16912	-5.49	17820.6	-0.42

Πίνακας 7.11 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν μετά την διόρθωση είναι και εδώ ικανοποιητικά, καθώς όπως διαφαίνεται το αρχικό σφάλμα εκτίμησης έχει περιοριστεί σε πολύ χαμηλά επίπεδα.

- Κινητήρας πλοίου AN_COU

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
73.7	8850	8021	-9.37	8849.6	0.00
84.4	13664	12652	-7.41	13600.1	-0.47
86	14581	13502	-7.40	14456.5	-0.85
89.3	16189	15163	-6.34	16102.3	-0.54
89.6	16600	15599	-6.03	16552.9	-0.28
91.5	17374	16419	-5.50	17340.3	-0.19
92.4	18173	17166	-5.54	18088.3	-0.47

Πίνακας 7.12 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Με τη βοήθεια του συντελεστή διόρθωσης , οι τελικές τιμές της ισχύος που προκύπτουν σχεδόν ταυτίζονται με τις αντίστοιχες μετρημένες τιμές , με την ποσοστιαία διαφορά να είναι κάτω του -1 τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου AN_ELE

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
54.9	3775	3083	-18.33	3555.1	-5.82
55.3	3133	2556	-18.42	2944.7	-6.01
58.9	4599	4034	-12.29	4609.0	0.22
63.9	5745	4876	-15.13	5506.4	-4.15
63.9	5903	5102	-13.57	5761.6	-2.40
74.9	9329	8333	-10.68	9167.3	-1.73
85.5	13969	13016	-6.82	13953.4	-0.11
85.9	14242	13335	-6.37	14281.2	0.28
90.9	17476	16135	-7.67	17066.1	-2.35
91.2	17270	16991	-1.62	17957.9	3.98
91.3	17270	16385	-5.12	17313.1	0.25
92.9	18225	17273	-5.22	18178.1	-0.26
93.8	18918	18139	-4.12	19046.2	0.68

Πίνακας 7.13 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Παρατηρώντας τις τιμές της ισχύος πριν και μετά τη διόρθωση, και σε αυτήν την περίπτωση που εξετάζεται ,με τη βοήθεια του συντελεστή διόρθωσης η αρχική απόκλιση μειώθηκε σημαντικά. Στις πιο χαμηλές ταχύτητες περιστροφής όπου το αρχικό σφάλμα ήταν πιο μεγάλο , έπεσε περίπου στο -5 τοις εκατό (%) , ενώ καθώς η ταχύτητα αυξάνεται το σφάλμα έφτασε και κάτω του -1 τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου AN_NOB

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
57.2	4140	3507	-15.29	4022.7	-2.83
59.8	4682	4145	-11.47	4725.9	0.94
66.9	6733	5907	-12.27	6623.7	-1.62
86.1	14029	13360	-4.77	14300.9	1.94
86.8	14496	13598	-6.19	14530.5	0.24
87	14985	14232	-5.03	15200.4	1.44
90	17318	16443	-5.05	17431.1	0.65
90.3	16400	15661	-4.51	16589.6	1.16
90.5	16440	15713	-4.42	16636.4	1.19
93.9	18326	17724	-3.28	18605.8	1.53
93.9	18425	17485	-5.10	18354.9	-0.38

Πίνακας 7.14 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε και σε αυτήν την περίπτωση του κινητήρα είχε τα επιθυμητά αποτελέσματα. Οι αρχικές αποκλίσεις μειώθηκαν αξιοσημείωτα και στο σύνολό τους κυμαίνονται περίπου στο 1 τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου ER_CNA

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Ποσοστιαία Διαφορά Ισχύος (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Ποσοστιαία Διαφορά Ισχύος (%)
58.9	13000	11188	-13.94	12782.7	-1.67
74.9	28260	25674	-9.15	28244.5	-0.05
85.7	42660	38172	-10.52	40900.9	-4.12
94	54500	50853	-6.69	53369.5	-2.07

Πίνακας 7.15 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Από τα αποτελέσματα που προκύπτουν , μπορεί να βγει το συμπέρασμα ότι και στην περίπτωση αυτή , η αρχική απόκλιση μειώθηκε σημαντικά.

- Κινητήρας πλοίου TS_CSN

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
64.2	6780	5799	-14.47	6544.1	-3.48
81.9	13925	12715	-8.69	13752.1	-1.24
82.2	14147	12717	-10.11	13744.1	-2.85
93	19941	18580	-6.83	19548.7	-1.97

Πίνακας 7.16 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Όπως παρατηρείται τα αποτελέσματα στα οποία τελικά καταλήγουμε είναι πολύ ικανοποιητικά. Στις πιο χαμηλές ταχύτητες περιστροφής όπου η απόκλιση ήταν σημαντική περιορίστηκε σε μεγάλο βαθμό, και καθώς η ταχύτητα αυξάνεται φτάνουμε σε απόκλιση κάτω του 2 τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου TS_EUR

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
75.9	9605	8893	-7.41	9759.8	1.61
84.1	13420	12630	-5.89	13586.5	1.24

Πίνακας 7.17 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Με τη βοήθεια του συντελεστή διόρθωσης, οι τιμές της ισχύος που προκύπτουν παρουσιάζουν μικρότερη απόκλιση και μάλιστα περίπου της τάξεως του 1.5 τοις εκατό (%).

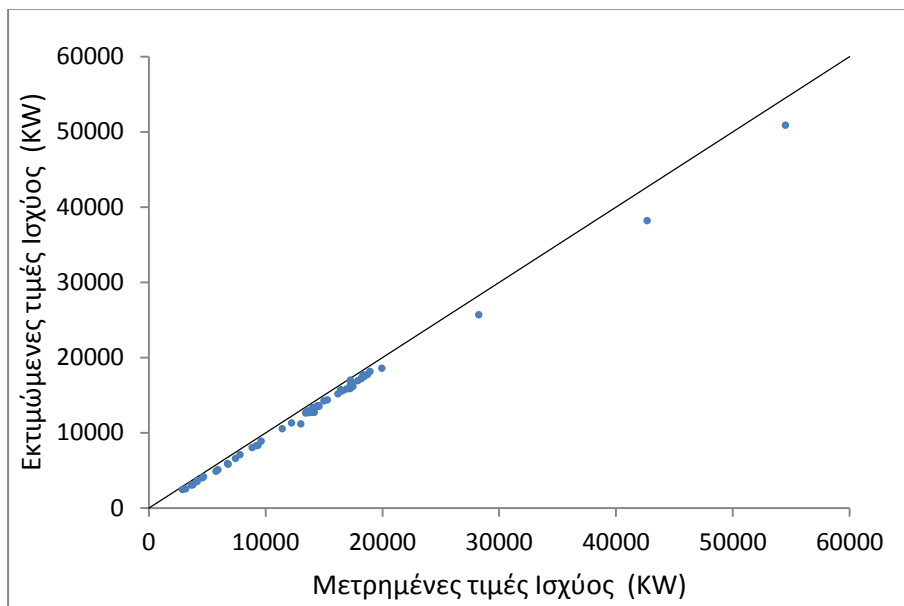
- Κινητήρας πλοίου TS_PRO

Ταχύτητα Περιστροφής (RPM)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
65.8	3640	3056	-16.04	3435.7	-5.61
82.8	7429	6599	-11.17	7121.5	-4.13
89.2	9193	8302	-9.69	8818.5	-4.08
95.2	11423	10524	-7.87	11011.3	-3.60

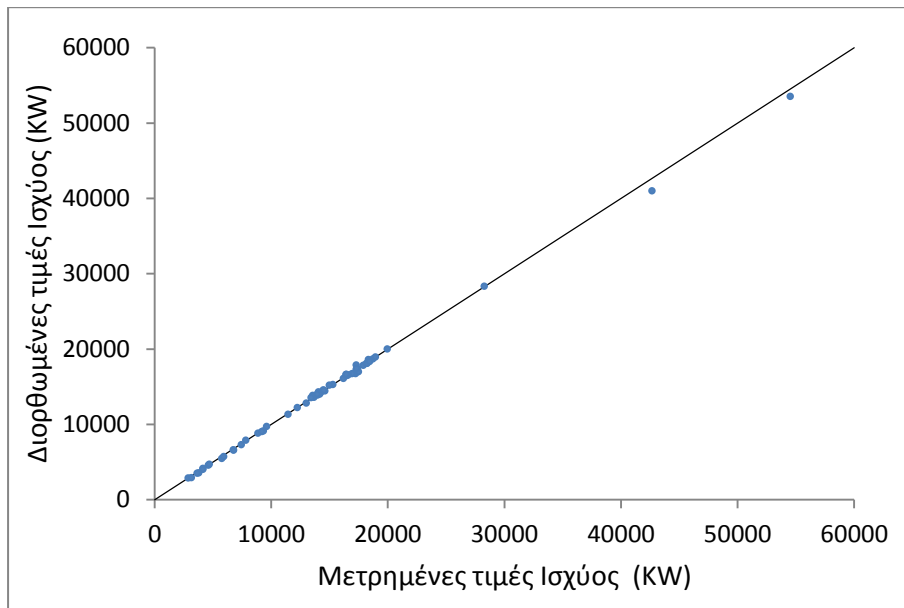
Πίνακας 7.18 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Στην τελευταία περίπτωση που εξετάζεται , είναι φανερό ότι και εδώ η αρχική απόκλιση έχει περιοριστεί σημαντικά.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται δύο συγκεντρωτικά διαγράμματα στα οποία γίνεται φανερή η διαφορά στην απόκλιση της ισχύος πριν και μετά τη διόρθωση. Μετά τη διόρθωση διαπιστώνεται πως οι τιμές της μετρημένης και διορθωμένης ισχύος σχεδόν ταυτίζονται.



Διάγραμμα 7.25 Συσχέτιση Μετρημένων - Εκτιμώμενων τιμών Ισχύος



Διάγραμμα 7.26 Συσχέτιση Μετρημένων - Διορθωμένων τιμών Ισχύος

7.5 Συσχέτιση του σφάλματος εκτίμησης ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Στις προηγούμενες δύο παραγράφους αρχικά παρουσιάστηκαν οι μετρήσεις και έπειτα έγινε προσπάθεια συσχέτισης της απόκλισης που εμφανιζόταν στην εκτίμηση της ισχύος την πρώτη φορά με το φορτίο της μηχανής και έπειτα με την ταχύτητα περιστροφής. Στην παράγραφο αυτή, θα παρουσιαστούν οι μετρήσεις και θα μελετηθεί η πιθανή συσχέτιση της απόκλισης της ισχύος με την ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής.

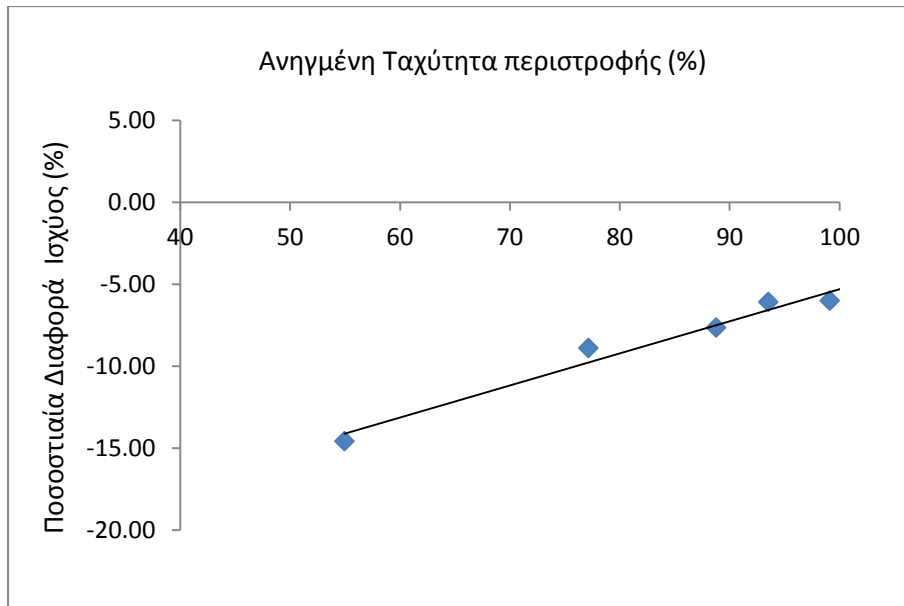
7.5.1 Παρουσίαση διαγραμμάτων των μετρήσεων

Έτσι λοιπόν θα ακολουθήσουν τα διάγραμμα για τους 9 δίχρονους ναυτικούς κινητήρες. Στα διαγράμματα αυτά στον άξονα των x θα δίνεται η ανηγμένη ταχύτητα της μηχανής εκφρασμένη ως ποσοστό (%) και στον άξονα των y η ποσοστιαία διαφορά της ισχύος. Αναφερόμενοι στην ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής εννοούμε τον όρο :

$$\frac{RPM}{RPM_{ref}} \times \frac{100}{100}$$

όπου RPM είναι η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, και RPM_{ref} είναι η ταχύτητα αναφοράς.

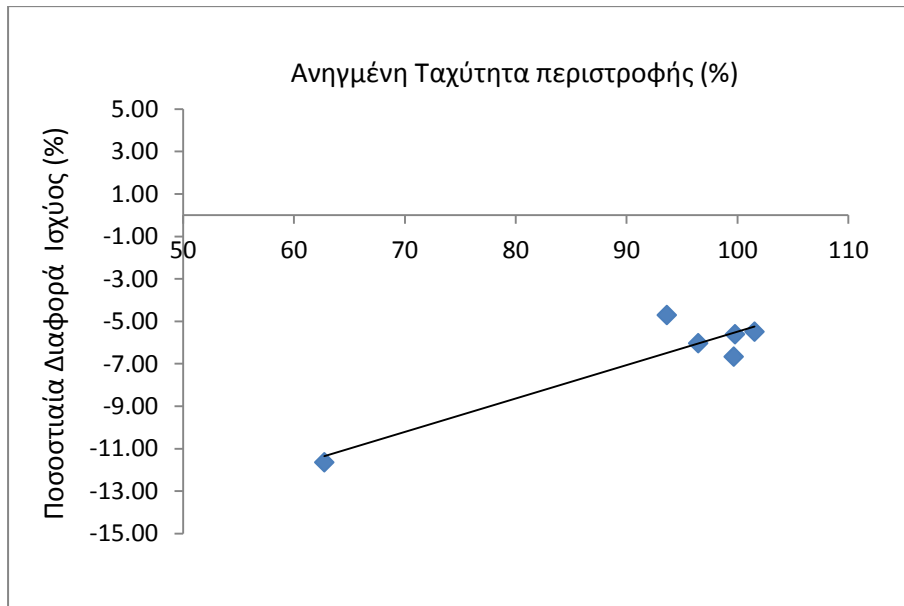
- Κινητήρας πλοίου AN_AST



Διάγραμμα 7.27 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Όπως παρατηρείται η απόκλιση που υπάρχει ανάμεσα στην εκτιμώμενη ισχύ και την μετρημένη, σε συνάρτηση με την ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής εμφανίζει και εδώ συγκεκριμένη συμπεριφορά. Για μικρότερη ανηγμένη ταχύτητα εμφανίζεται μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά, ενώ όσο η ταχύτητα αυξάνεται η απόκλιση περιορίζεται. Η συσχέτιση που εμφανίζουν τα δύο μεγέθη είναι έντονα γραμμική, με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.97$. Η ταχύτητα αναφοράς στον κινητήρα αυτό είναι η $RPM_{ref}=91$ rpm.

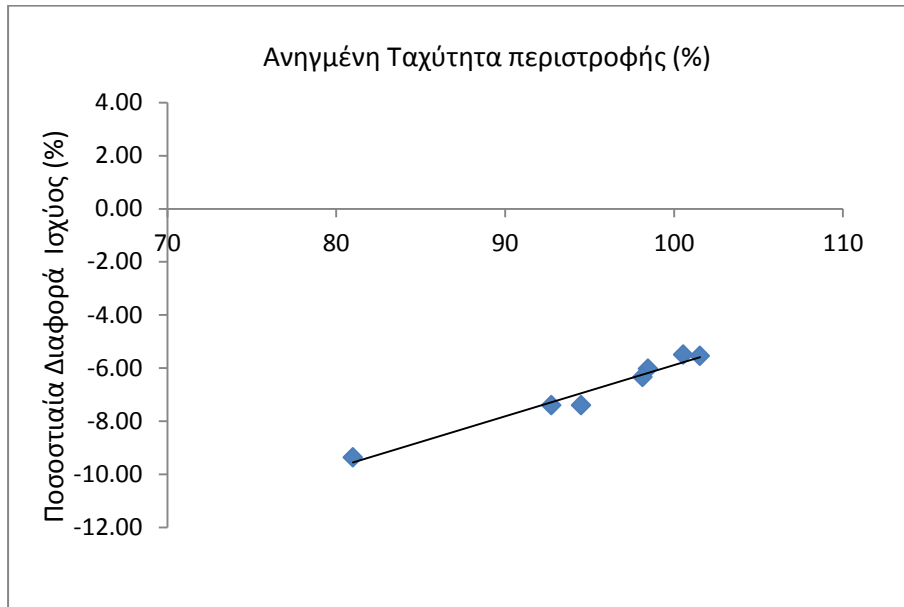
- Κινητήρας AN_CON



Διάγραμμα 7.28 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Στη δεύτερη περίπτωση που εξετάζεται, εμφανίζεται μεγαλύτερη απόκλιση στην χαμηλότερη ανηγμένη ταχύτητα, και με την αύξηση της ταχύτητας σημειώνεται μείωση της ποσοστιαίας διαφοράς της ισχύος. Τα δύο μεγέθη είναι γραμμικά εξαρτώμενα, με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.85$. Ως ταχύτητα αναφοράς έχουμε λάβει την $RPM_{ref}=91$ rpm.

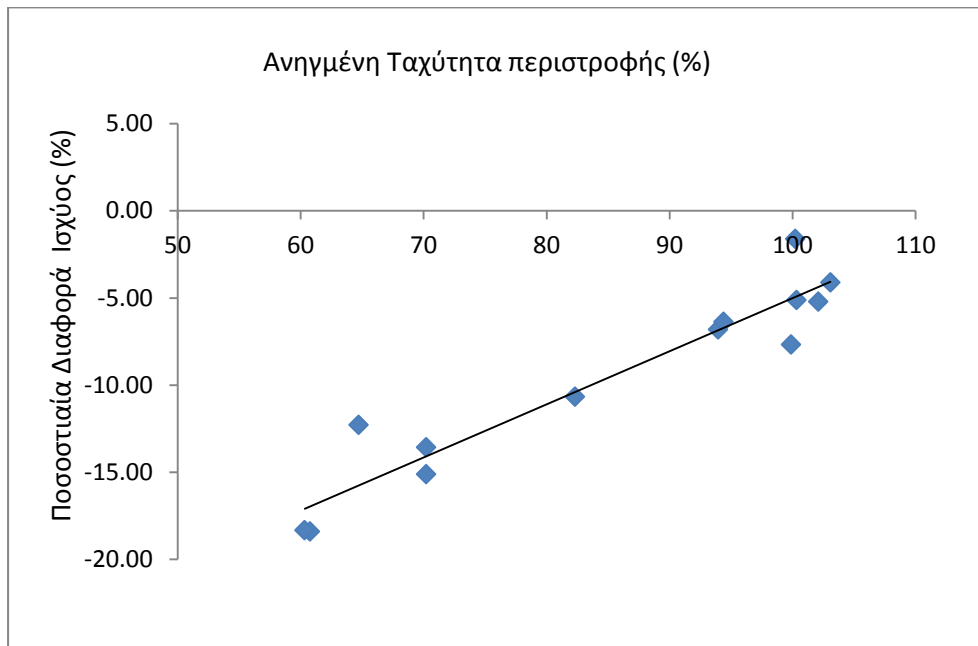
- Κινητήρας AN_COU



Διάγραμμα 7.29 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Όπως γίνεται φανερό από τα αποτελέσματα, οι μετρήσεις παρουσιάζουν και σε αυτόν τον κινητήρα συγκεκριμένη συμπεριφορά. Όσο η ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται, υπάρχει μείωση στην απόκλιση της ισχύος. Βλέποντας και την γραμμή τάσης του δείγματος, τα μεγέθη μας συσχετίζονται γραμμικά, με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.97$. Και σε αυτόν τον κινητήρα ταχύτητα αναφοράς στις μετρήσεις έχουμε πάρει RPMref=91 rpm.

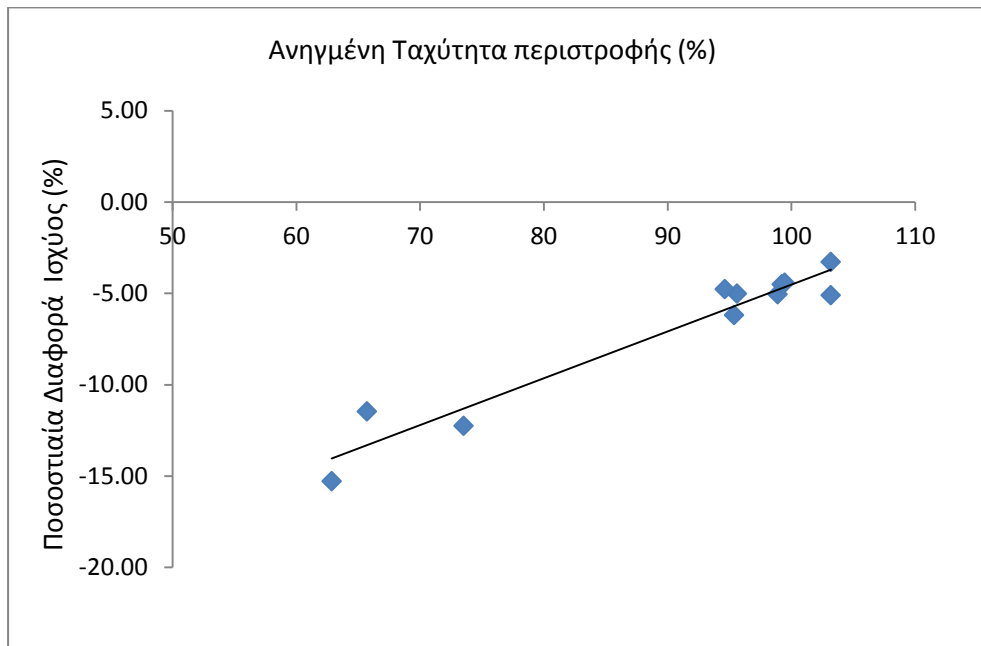
- Κινητήρας πλοίου AN_ELE



Διάγραμμα 7.30 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Και στην περίπτωση αυτή διαπιστώνεται ότι οι μετρήσεις μας έχουν παρόμοια συμπεριφορά. Στα χαμηλότερα επίπεδα ταχύτητας περιστροφής η απόκλιση που εμφανίζεται είναι σημαντική, όσο όμως το ποσοστό ανηγμένης ταχύτητας αυξάνεται έχουμε μείωση στην ποσοστιαία διαφορά. Τα υπό επεξεργασία μεγέθη εμφανίζουν γραμμική συσχέτιση, με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.90$. Η ταχύτητα αναφοράς είναι $RPM_{ref}=91$ rpm.

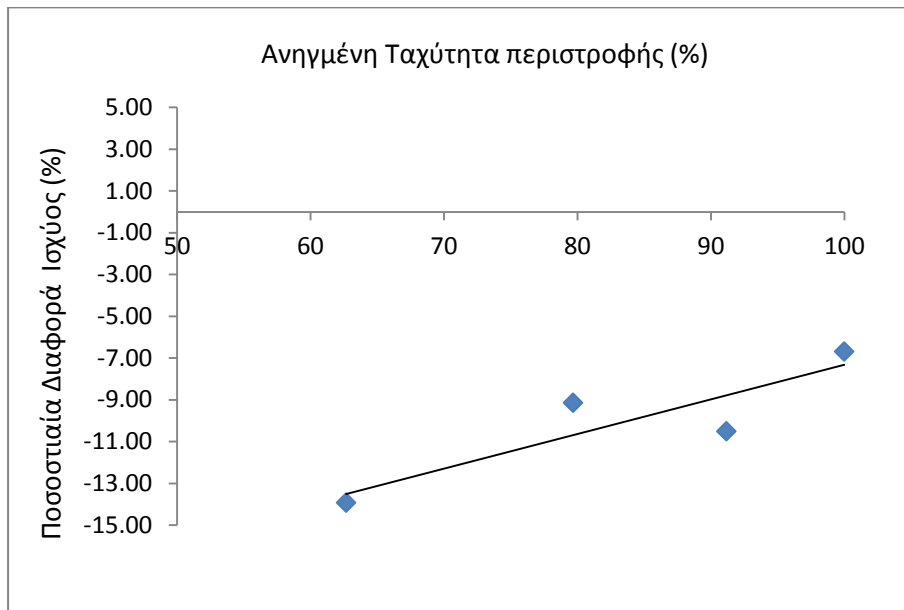
- Κινητήρας πλοίου AN_NOB



Διάγραμμα 7.31 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Στον πέμπτο κινητήρα που εξετάζεται, τα αποτελέσματα δεν διαφοροποιούνται σημαντικά. Παρατηρείται πως η μεγαλύτερη απόκλιση εμφανίζεται όταν η ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής είναι χαμηλή, και τελικά η ποσοστιαία διαφορά φτάνει και κάτω του 5 τοις εκατό(%) όταν και η ταχύτητα έχει φτάσει στο μέγιστο ποσοστό της. Όπως διαφαίνεται και από τη γραμμή τάσης, τα σημεία των μετρήσεων έχουν γραμμική συμπεριφορά, με τον συντελεστή προσδιορισμού να είναι $R^2 = 0.94$. Η ταχύτητα αναφοράς είναι $RPM_{ref} = 91 \text{ rpm}$.

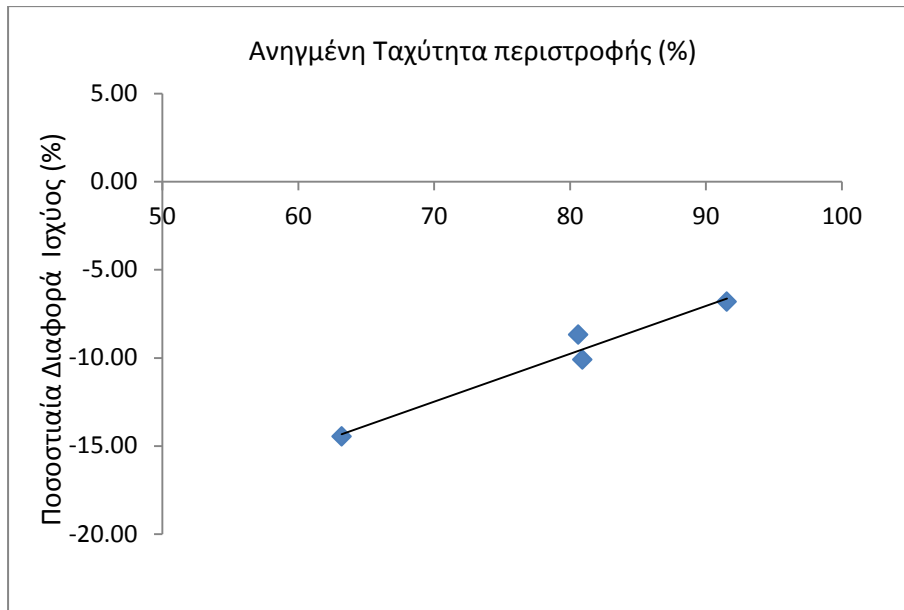
- Κινητήρας πλοίου ER_CNA



Διάγραμμα 7.32 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Και σε αυτήν την περίπτωση, οι εκτιμώμενες τιμές της ισχύος παρουσιάζουν απόκλιση, η οποία ακολουθεί πτωτική τάση όσο αυξάνεται το ποσοστό της ανηγμένης ταχύτητας. Τα μεγέθη που μελετώνται έχουν γραμμική συσχέτιση και εδώ με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.78$. Ταχύτητα αναφοράς έχουμε θεωρήσει την $RPM_{ref}=91$ rpm.

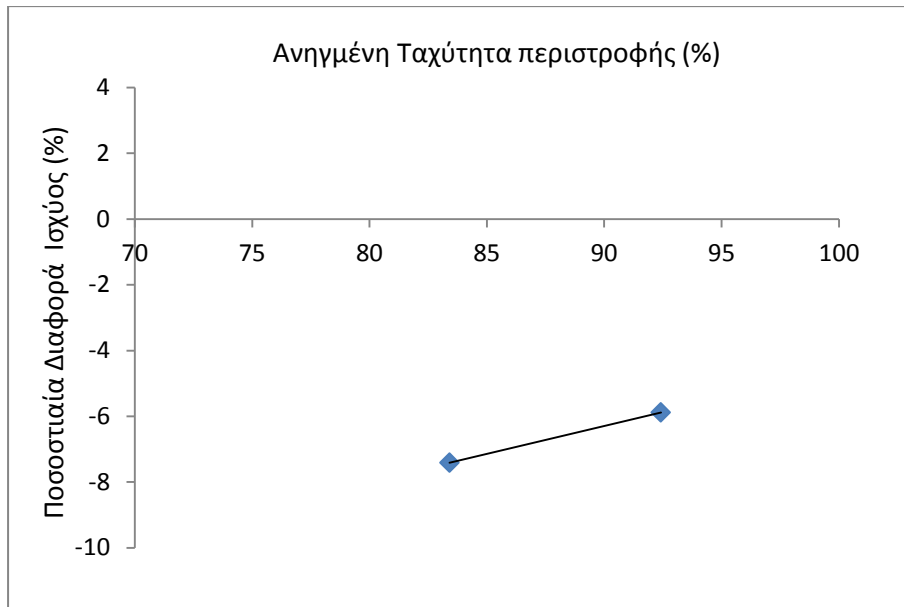
- Κινητήρας TS_CSN



Διάγραμμα 7.33 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Παρατηρώντας το διάγραμμα ,είναι φανερό πως και εδώ η απόκλιση των εκτιμώμενων τιμών της ισχύος μειώνεται με την αύξηση της ανηγμένης ταχύτητας. Υπάρχει γραμμική εξάρτηση των μεγεθών , με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.96$. Η ταχύτητα αναφοράς είναι RPMref=101 rpm.

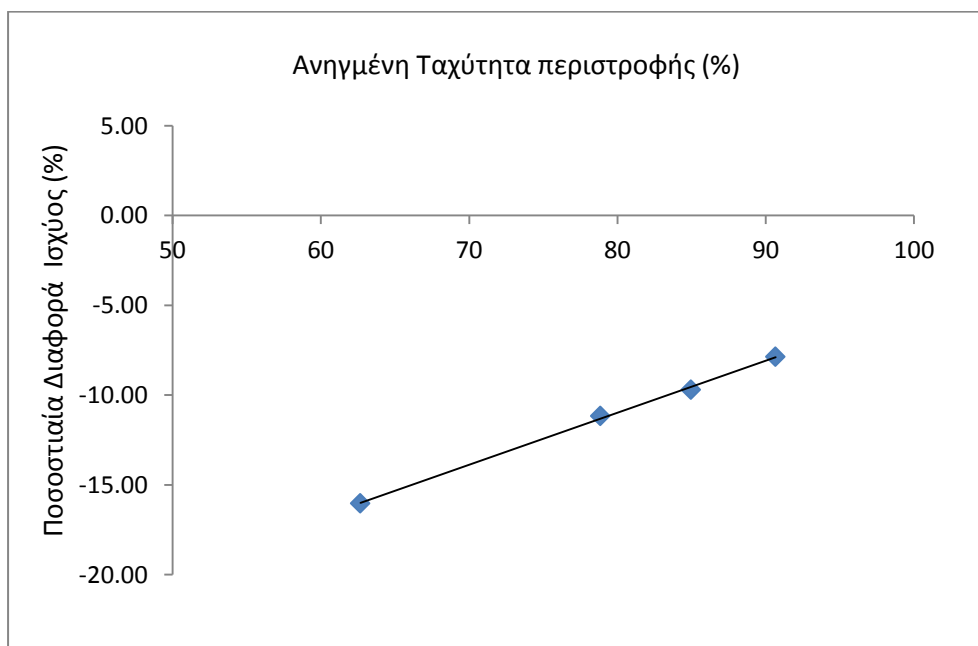
- Κινητήρας πλοίου TS_EUR



Διάγραμμα 7.34 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Και εδώ παρά το γεγονός ότι υπάρχει περιορισμένος αριθμός μετρήσεων, μπορεί να παρατηρηθεί η τάση που παρουσιάζει η απόκλιση της εκτιμώμενης ισχύος. Δηλαδή για αύξηση της ανηγμένης ταχύτητας, υπάρχει μείωση της ποσοστιαίας διαφοράς. Η ταχύτητα αναφοράς είναι RPMref=91 rpm.

- Κινητήρας TS_PRO

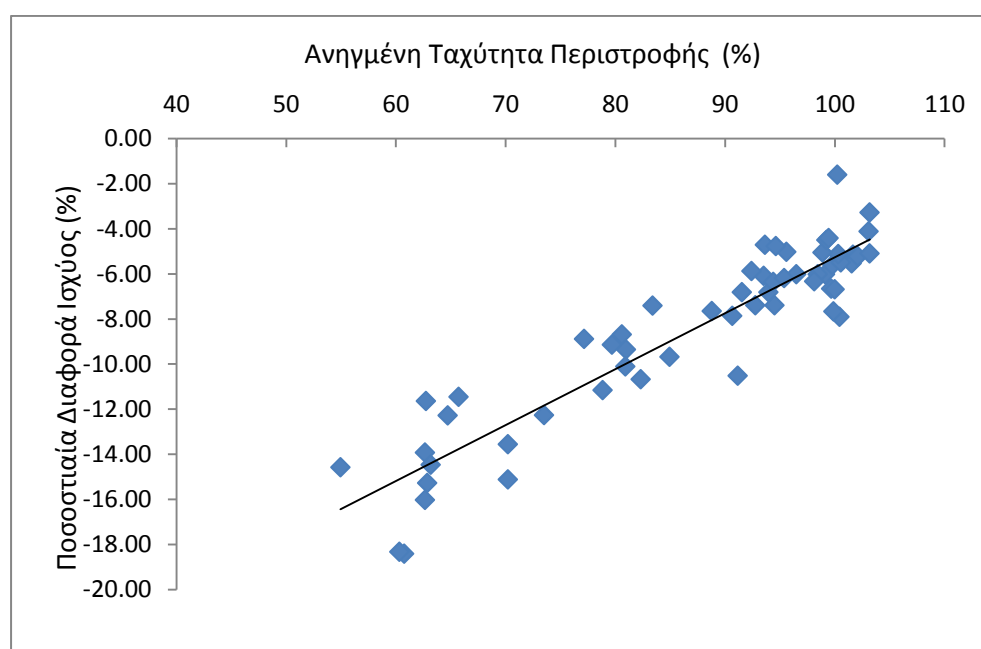


Διάγραμμα 7.35 Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Στην τελευταία περίπτωση, συναντάται παρόμοια συμπεριφορά. Τα δύο μεγέθη είναι έντονα γραμμικά συσχετιζόμενα με συντελεστή προσδιορισμού $R^2 = 0.99$. Για μεγαλύτερο ποσοστό ανηγμένης ταχύτητας, υπάρχει μείωση στην απόκλιση που εμφανίζεται. Εδώ η ταχύτητα αναφοράς είναι $RPM_{ref}=105$ rpm.

7.5.2 Εκτίμηση Συσχέτισης

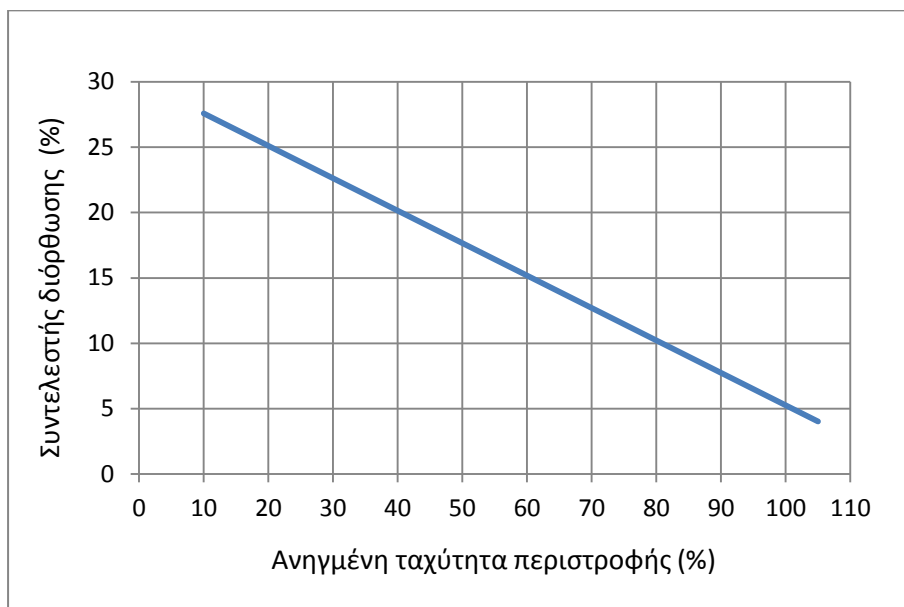
Μελετώντας τα αποτελέσματα που προέκυψαν, συμπεραίνεται πως οι τιμές της εκτιμώμενης ισχύος παρουσιάζουν μια γενικότερη συμπεριφορά, σε όλες τις περιπτώσεις των εξεταζόμενων κινητήρων. Επιπλέον, τα επεξεργαζόμενα μεγέθη, δηλαδή η ποσοστιαία διαφορά της ισχύος και η ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, έχουν γραμμική συσχέτιση μεταξύ τους. Όπως έγινε και στις δύο προηγούμενες μεθοδολογίες που ακολουθήθηκαν, έτσι και εδώ θα γίνει επεξεργασία του συνολικού διαγράμματος μετρήσεων, προκειμένου να διερευνηθεί μια γενικότερη πιθανή συσχέτιση.



Διάγραμμα 7.36 Συνολικό διάγραμμα μετρήσεων - Ποσοστιαία διαφορά ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Όπως παρατηρείται, η απόκλιση που εμφανίζεται στις τιμές της εκτιμώμενης ισχύος παρουσιάζει μια συγκεκριμένη τάση. Συνολικά, τα δύο μεγέθη έχουν γραμμική συσχέτιση μεταξύ τους, η οποία είναι πολύ ικανοποιητική. Ο

συντελεστής προσδιορισμού είναι $R^2 = 0.85$. Έτσι λοιπόν , και εδώ μπορεί να υπολογιστεί μια καμπύλη διόρθωσης, με την οποία θα γίνει προσπάθεια περιορισμού του αρχικού σφάλματος της τιμής της ισχύος που εκτιμάται σε χαμηλότερα επίπεδα.



Διάγραμμα 7.37 Συντελεστής διόρθωσης ισχύος συναρτήσει της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής

Η καμπύλη διόρθωσης της ισχύος περιγράφεται από την εξίσωση :

$$y = -\frac{24.82}{100}x + 30.074 \quad (7.3)$$

Με τη χρήση της οποίας για κάθε ποσοστό της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής είναι δυνατό να υπολογιστεί ο αντίστοιχος συντελεστής διόρθωσης.

7.5.3 Διόρθωση εκτιμώμενης ισχύος – Αξιολόγηση Συσχέτισης

Παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν για τον κάθε κινητήρα , πριν και μετά τη διόρθωση . Από την εξίσωση (7.3) για το κάθε ποσοστό ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής , μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής διόρθωσης που αντιστοιχεί σε αυτό το σημείο λειτουργίας του κινητήρα . Με αυτόν τον τρόπο είναι εφικτό να μειωθεί σημαντικά η απόκλιση που εμφανίζεται στην τιμή της ισχύος που εκτιμάται με τη βοήθεια του λογισμικού, από την αντίστοιχη μετρημένη τιμή .

- Κινητήρας πλοίου AN_AST

Ανηγγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
54.9	2878	2458	-14.59	2862.0	-0.56
77.1	7800	7106	-8.90	7882.5	1.06
88.8	12228	11292	-7.65	12199.4	-0.23
93.5	14460	13579	-6.09	14511.0	0.35
99.1	17393	16346	-6.02	17240.5	-0.88
101.6	18698	17733	-5.16	18592.1	-0.57

Πίνακας 7.19 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Όπως διαφαίνεται , τα αποτελέσματα που προκύπτουν αναφορικά με την εκτίμηση της ισχύος πριν και μετά τη διόρθωση, παρουσιάζουν σημαντική βελτίωση. Η τελική ποσοστιαία διαφορά που εμφανίζεται στις εκτιμήσεις , κυμαίνεται στα επίπεδα του ± 1 τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου AN_CON

Ανηγγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
62.7	4120	3640	-11.65	4167.8	1.16
93.6	13555	12916	-4.71	13798.9	1.80
96.5	15275	14354	-6.03	15233.4	-0.27
100.4	17223	15859	-7.92	16645.2	-1.68
99.8	16494	15569	-5.61	16395.5	-0.60
99.7	16930	15802	-6.66	16674.9	-3.18
101.5	17895	16912	-5.49	17736.0	-0.89

Πίνακας 7.20 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Στη δεύτερη περίπτωση που εξετάζεται, η βελτίωση που παρουσιάζεται στην εκτιμώμενη ισχύ είναι σημαντική .

- Κινητήρας πλοίου AN_COU

Ανηγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
81.0	8850	8021	-9.37	8820.9	-0.33
92.7	13664	12652	-7.41	13544.5	-0.87
94.5	14581	13502	-7.40	14395.5	-1.27
98.1	16189	15163	-6.34	16030.0	-0.98
98.5	16600	15599	-6.03	16478.1	-0.73
100.5	17374	16419	-5.50	17259.3	-0.66
101.5	18173	17166	-5.54	18002.4	-0.94

Πίνακας 7.21 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Στην τρίτη περίπτωση που εξετάζεται , παρατηρείται και εδώ ότι οι αρχικές εκτιμήσεις έχουν βελτιωθεί αισθητά , καθώς η τελική ποσοστιαία διαφορά στην πλειοψηφία των μετρήσεων βρίσκεται κάτω του -1 τοις εκατό (%).

- Κινητήρας πλοίου AN_ELE

Ανηγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
60.3	3775	3083	-18.33	3548.5	-6.00
60.8	3133	2556	-18.42	2939.2	-6.19
64.7	4599	4034	-12.29	4599.1	0.00
70.2	5745	4876	-15.13	5492.6	-4.39
70.2	5903	5102	-13.57	5747.2	-2.64
82.3	9329	8333	-10.68	9136.7	-2.06
94.0	13969	13016	-6.82	13895.1	-0.53
94.4	14242	13335	-6.37	14221.1	-0.15
99.9	17476	16135	-7.67	16987.1	-2.80
100.2	17270	16991	-1.62	17874.4	3.50
100.3	17270	16385	-5.12	17232.5	-0.22
102.1	18225	17273	-5.22	18091.0	-0.74
103.1	18918	18139	-4.12	18953.5	0.19

Πίνακας 7.22 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Η χρήση του συντελεστή διόρθωσης είχε και σε αυτή την περίπτωση κινητήρα , είχε ως αποτέλεσμα την σημαντική βελτίωση των τιμών της ισχύος που εκτιμώνται με τη βοήθεια του λογισμικού μας. Είναι φανερό πως οι μεγαλύτερες αρχικές αποκλίσεις έχουν μειωθεί σημαντικά, ενώ όλες οι υπόλοιπες κυμαίνονται σε πολύ ικανοποιητικά επίπεδα.

- Κινητήρας AN_NOB

Ανηγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
62.9	4140	3507	-15.29	4014.6	-3.03
65.7	4682	4145	-11.47	4715.5	0.72
73.5	6733	5907	-12.27	6605.6	-1.89
94.6	14029	13360	-4.77	14240.5	1.51
95.4	14496	13598	-6.19	14468.2	-0.19
95.6	14985	14232	-5.03	15135.0	1.00
98.9	17318	16443	-5.05	17351.8	0.19
99.2	16400	15661	-4.51	16513.7	0.69
99.5	16440	15713	-4.42	16560.0	0.73
103.2	18326	17724	-3.28	18515.0	1.03
103.2	18425	17485	-5.10	18265.4	-0.87

Πίνακας 7.23 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Παρατηρώντας τα αποτελέσματα , μπορεί να βγει το συμπέρασμα ότι στις αρχικές εκτιμήσεις του συγκεκριμένου κινητήρα , με τη χρήση του συντελεστή διόρθωσης, επιτυγχάνεται μεγάλη βελτίωση.

- Κινητήρας πλοίου ER_CNA

Ανηγγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
62.7	13000	11188	-13.94	12812.7	-1.44
79.7	28260	25674	-9.15	28317.7	0.20
91.2	42660	38172	-10.52	41014.1	-3.86
100.0	54500	50853	-6.69	53524.8	-1.79

Πίνακας 7.24 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Και στην περίπτωση αυτή, οι τιμές της αρχικής ποσοστιαίας διαφοράς περιορίζονται σημαντικά, με την χρήση του συντελεστή διόρθωσης.

- Κινητήρας πλοίου TS_CSN

Ανηγγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
63.2	6780	5799	-14.47	6633.5	-2.16
80.6	13925	12715	-8.69	13995.0	0.50
80.9	14147	12717	-10.11	13987.8	-1.13
91.5	19941	18580	-6.83	19946.5	0.03

Πίνακας 7.25 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Βλέποντας τα αποτελέσματα, συμπεραίνεται ότι και σε αυτόν τον κινητήρα υπήρχε σημαντική διαφοροποίηση των αρχικών εκτιμήσεων.

- Κινητήρας πλοίου TS_EUR

Ανηγγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
83.4	9605	8893	-7.41	9726.5	1.26
92.4	13420	12630	-5.89	13531.3	0.83

Πίνακας 7.26 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

Στις παραπάνω μετρήσεις του κινητήρα , παρατηρείται πως οι τιμές της διορθωμένης ισχύος είναι ακόμα πιο κοντά στις αντίστοιχες μετρημένες, απ' ότι είχαν αρχικά εκτιμηθεί.

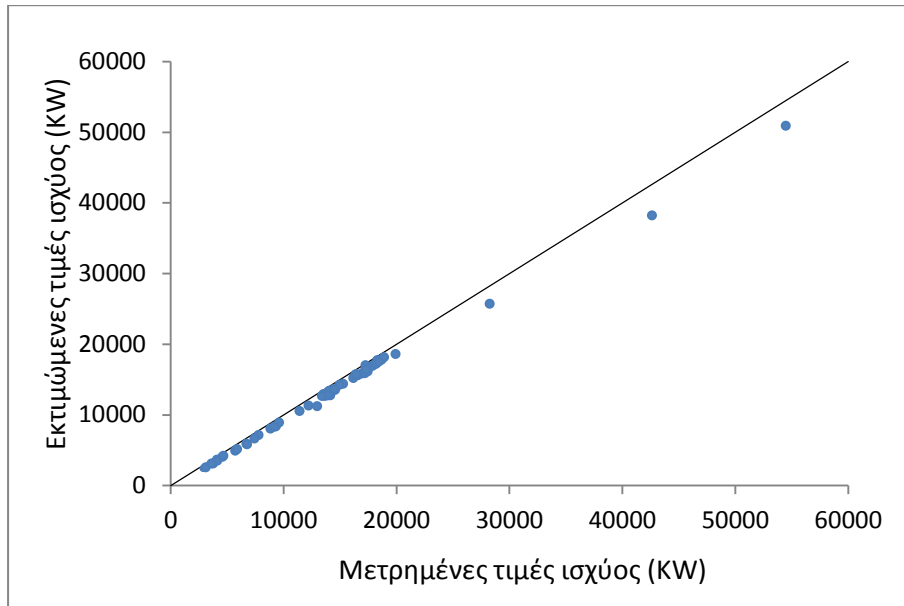
- Κινητήρας πλοίου TS_PRO

Ανηγγμένη Ταχύτητα Περιστροφής (%)	Μετρημένη Ισχύς (KW)	Εκτιμώμενη Ισχύς (KW)	Αρχική Ποσοστιαία Διαφορά (%)	Διορθωμένη Ισχύς (KW)	Τελική Ποσοστιαία Διαφορά (%)
62.7	3640	3056	-16.04	3499.7	-3.85
78.9	7429	6599	-11.17	7292.0	-1.84
85.0	9193	8302	-9.69	9048.3	-1.58
90.7	11423	10524	-7.87	11320.7	-0.89

Πίνακας 7.27 Συγκριτικά αποτελέσματα υπολογισμού ισχύος πριν και μετά το στάδιο της διόρθωσης

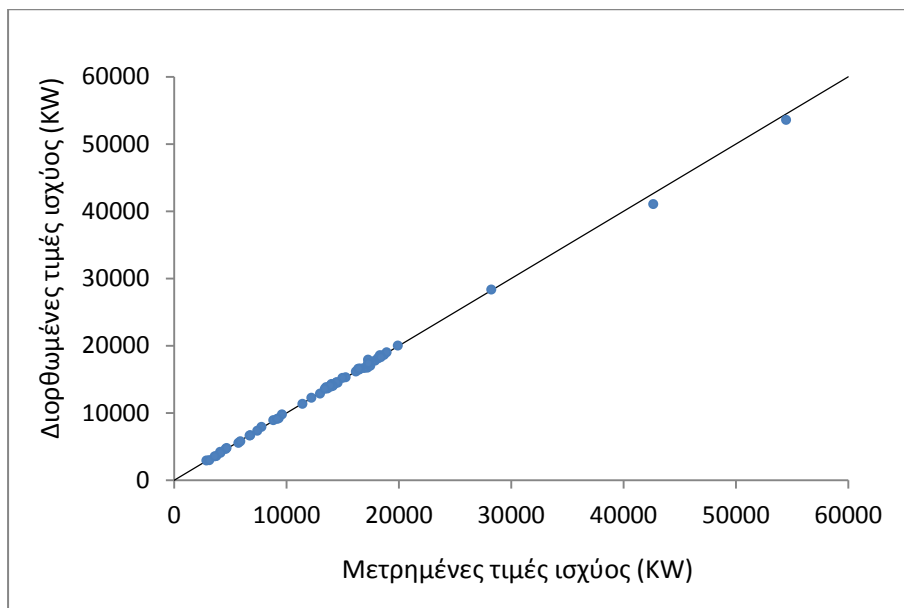
Στην τελευταία περίπτωση που εξετάζεται , η χρήση της καμπύλης διόρθωσης που έχει υπολογιστεί , επιφέρει και εδώ σημαντική διόρθωση στις τιμές της ισχύος που αρχικά εκτιμώνται.

Τέλος παρουσιάζονται τα συγκεντρωτικά διαγράμματα όπου γίνεται εμφανής η διόρθωση που επιτυγχάνεται στις αρχικές εκτιμώμενες τιμές ισχύος. Οι τελικές τιμές της ισχύος που έχουν προκύψει ,σχεδόν ταυτίζονται με αντίστοιχες μετρημένες.



Διάγραμμα 7.38 Συσχέτιση Μετρημένων - Εκτιμώμενων τιμών ισχύος

Όπως παρατηρείται από το διάγραμμα, οι τιμές της εκτιμώμενης ισχύος παρουσιάζουν στο σύνολό τους μια απόκλιση από τις αντίστοιχες μετρημένες τιμές



Διάγραμμα 7.39 Συσχέτιση Μετρημένων - Διορθωμένων τιμών ισχύος

Αντίθετα στο παραπάνω διάγραμμα, διαπιστώνεται ότι τα σημεία ακουμπούν την ευθεία, υποδηλώνοντας με αυτό τον τρόπο ότι οι διορθωμένες τιμές προσεγγίζουν τις μετρημένες τιμές της ισχύος.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8 : ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία το αντικείμενο της μελέτης , ήταν η επίδραση που επιφέρει η διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής ενός κινητήρα στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας στην εκτίμηση της ισχύος όταν χρησιμοποιούνται μετρήσεις πίεσης καύσης στο πεδίο του χρόνου. Για το σκοπό αυτό έγινε επεξεργασία πλήθους μετρήσεων από ένα σημαντικό αριθμό μεγάλου μεγέθους κινητήρων Ντήζελ και πραγματοποιήθηκε σύγκριση μεταξύ εκτιμώμενων τιμών ισχύος της μηχανής , στις οποίες περιλαμβάνεται το σφάλμα λανθασμένης αναφοράς γωνία στροφάλου , με τις αντίστοιχες πραγματικές τιμές ισχύος.

Στις μετρήσεις ισχύος των κινητήρων που εξετάστηκαν , διαπιστώθηκε η ύπαρξη απόκλισης της εκτιμώμενης ισχύος από την πραγματική που έχει μετρηθεί, γεγονός που όπως προκύπτει οφείλεται στη διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Για το λόγο αυτό κατεβλήθη προσπάθεια συσχέτισης της απόκλισης που παρατηρείται στην εκτίμηση της ισχύος με το φορτίο, σε πρώτο στάδιο , και στη συνέχεια με την ταχύτητα περιστροφής και την ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής.

Μετά την επεξεργασία των μετρήσεων διαπιστώθηκε ότι το σφάλμα εκτίμησης της ισχύος είναι παρόμοιο σε όλες τις περιπτώσεις που εξετάστηκαν. Ειδικότερα , ο συσχετισμός που εμφανίζεται ανάμεσα στην απόκλιση της εκτίμησης ισχύος και το φορτίο , την ταχύτητα περιστροφής και την ανηγμένη ταχύτητα είναι έντονα γραμμικός. Μεταξύ των τριών μεθόδων που ακολουθήθηκαν, και βάσει των αποτελεσμάτων από την επεξεργασία των μετρήσεων που προέκυψαν συνάγεται το συμπέρασμα ότι ο γραμμικός συσχετισμός που εμφανίζεται, είναι εντονότερος στην ταχύτητα περιστροφής και την ανηγμένη ταχύτητα και λιγότερο στο φορτίο. Στη συνέχεια προτάθηκε μια μεθοδολογία διόρθωσης ,η οποία βασίζεται στα αποτελέσματα που προέκυψαν από την συνολική επεξεργασία των μετρήσεων, λαμβάνοντας υπόψιν την έντονα γραμμική συσχέτιση που εμφανίζεται μεταξύ των μεγεθών. Σύμφωνα με τα τελικά αποτελέσματα ,τα οποία και παρουσιάστηκαν, γίνεται φανερό ότι με τη βοήθεια ενός γραμμικού συντελεστή διόρθωσης , μειώνεται δραστικά το σφάλμα στην εκτίμηση της ισχύος. Το γεγονός αυτό , εξακριβώθηκε από τη σύγκριση που έγινε ανάμεσα στις αρχικές τιμές της ισχύος

που είχαν εκτιμηθεί και τις τιμές που προέκυψαν μετά τη διόρθωση. Η αρχική απόκλιση που εμφανιζόταν στις εκτιμώμενες τιμές της ισχύος και στις τρεις μεθοδολογίες που ακολουθήθηκαν , μετά τη διόρθωση , περιορίστηκε σημαντικά και στην πλειοψηφία των περιπτώσεων τελικά ήταν μικρότερη του ± 1 τοις εκατό (%).

Τονίζεται ότι τα αποτελέσματα τα οποία προέκυψαν μελετώντας τις μετρήσεις από τους 9 βραδύστροφους κινητήρες Diesel, δηλαδή την εξάρτηση του σφάλματος της ισχύος από το φορτίο , την ταχύτητα περιστροφής και την ανηγμένη ταχύτητα, συνθέτουν μια γενική αντιμετώπιση του προβλήματος που εμφανίζεται στους δίχρονους κινητήρες Diesel μεγάλου μεγέθους. Αντίθετα σε μικρότερου μεγέθους ταχύστροφους κινητήρες η διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής στη διάρκεια του κύκλου είναι αρκετά μικρότερη και βαίνει συνεχώς μειούμενη με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Αυτό ως ένα βαθμό έχει παρατηρηθεί και στη παρούσα εφαρμογή όπου παρατηρείται σημαντική μείωση του σφάλματος όσο προσεγγίζονται οι ονομαστικές στροφές του κινητήρα. Συμπερασματικά, αυτό που τελικά καθίσταται σαφές είναι ότι με την υιοθέτηση ενός απλού συντελεστή διόρθωσης μπορεί να εξαχθεί μια γενική συσχέτιση η οποία εξαλείφει το σφάλμα που υπεισέρχεται στην εκτίμηση της ισχύος από το διάγραμμα πίεσης καύσης λόγω της διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής στη διάρκεια του κύκλου.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. **‘ΑΡΧΕΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ Μ.Ε.Κ.’** Κ.Δ. ΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ
2. **‘Μ.Ε.Κ ΙΙ’** Κ.Δ. ΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ
3. **‘EFFECT OF INSTANTANEOUS ROTATIONAL SPEED ON THE ANALYSIS OF MEASURED DIESEL ENGINE CYLINDER PRESSURE DATA’**
ANTONIS K. ANTONOPOULOS and DIMITRIOS T. HOUNTALAS
4. **‘ENGINEERING FUNDAMENTALS OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE’**
WILLARD W. PULKRABEK
5. **‘INTRODUCTION TO INTERNAL COMBUSTION ENGINES’**
RICHARD STONE
6. **‘MODELLING AND IDENTIFICATION OF COMBUSTION PRESSURE PROCESS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES’**
FRANCIS T. CONNOLLY and ANDREW E. EAGLE
7. **‘THE MEASUREMENT OF INSTANTANEOUS ANGULAR SPEED’**
ANDREW BALL,NICK BENNETT and KEN TRAVIS
8. **‘TWO-STROKE LOW SPEED DIESEL ENGINES TECH PAPER’**
MAN B&W
9. **‘PYTHIA VI- DIESEL ENGINE DIAGNOSTIC SYSTEM : USER MANUAL’**
DIMITRIOS T. HOUNTALAS