



ΔΙΕΘΝΕΣ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΤΗΣ ΕΛΛΑΔΟΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ

Χαρτογράφηση κινητήρα Lister Petter PJ2W

Κωδικός εργασίας: MA22-027

Μεταπτυχιακή Εργασία
ΤΟΥ
ΣΟΥΓΛΕΡΗ ΧΑΡΑΛΑΜΠΟΥ

Επιβλέπων: Δημήτριος Τζιουρτζιούμης, Επίκουρος Καθηγητής

Αλεξάνδρεια Πανεπιστημιούπολη, Νοέμβριος 2022

ΔΗΛΩΣΗ ΦΟΙΤΗΤΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία και τα συμπεράσματά της, σε οποιαδήποτε μορφή, αποτελούν συνιδιοκτησία του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης του Διεθνούς Πανεπιστημίου Ελλάδος και του φοιτητή. Ο προαναφερόμενος διατηρεί το δικαίωμα ανεξάρτητης χρήσης και αναπαραγωγής (τμηματικά ή συνολικά) για διδακτικούς και ερευνητικούς σκοπούς. Σε κάθε περίπτωση πρέπει να αναφέρεται ο τίτλος, ο συγγραφέας, ο επιβλέπων και το τμήμα του ΔιΠαΕ.

Η έγκριση της παρούσας Πτυχιακής Εργασίας από το Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης δεν υποδηλώνει απαραίτητως και αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα εκ μέρους του Τμήματος.

Ο υπογεγραμμένος δηλώνω υπεύθυνα ότι η παρούσα Πτυχιακή Εργασία είναι εξ' ολοκλήρου δικό μου έργο και συγγράφηκε ειδικά για τις απαιτήσεις του προγράμματος σπουδών του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης.

Δηλώνω υπεύθυνα ότι κατά τη συγγραφή ακολούθησα την πρόποσα ακαδημαϊκή δεοντολογία αποφυγής λογοκλοπής και έχω αποφύγει οποιαδήποτε ενέργεια που συνιστά παράπτωμα λογοκλοπής.

Σουγλέρης Χαράλαμπος, 30/11/2022

(Όνομα, Υπογραφή, Ημερομηνία)

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση της παρούσας πτυχιακής εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω , τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κ. Τζιουρτζιούμη Δημήτριο, που με εμπιστεύτηκε να φέρω εις πέρας αυτή την εργασία, για την καθοδήγηση που μου πρόσφερε, τόσο κατ' ιδίαν όσο και εξ' αποστάσεως κατά την εκπόνηση της και γενικότερα για την άψογη συνεργασία μας. Τον ευχαριστώ όμως και για την όρεξη, αμεσότητα και απλότητα, αλλά όχι λιτότητα, με τις οποίες μου μετέδωσε τις πολύτιμες και απαραίτητες σε εμένα γνώσεις και εμπειρίες, καθ' όλη τη διάρκεια του μεταπτυχιακού προγράμματος.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω επίσης τον κ. Μίχο Φώτιο, τόσο για τις πρακτικές γνώσεις που μου μετέδωσε όσο και για την πολύτιμη βοήθεια του στην επίλυση μηχανικών βλαβών και λοιπών προβλημάτων της πειραματικής διάταξης κατά τη διάρκεια της εργασίας.

Ευχαριστώ και τις επιχειρήσεις, "Αδόσογλου Α.Β.Ε.Τ.Ε", "Υιοί Ν. Κουϊμτζή Ο.Ε.", "Ξάνθης Α.Ε". και "Milonas Center", για τη προσφορά λιπαντικών, καθαριστικών και ανταλλακτικών για τον κινητήρα.

Περίληψη

Η παρούσα εργασία ασχολείται με την ενεργειακή ανάλυση ενός τετράχρονου πετρελαιοκινητήρα μέσα από πειραματικές μετρήσεις. Η εργασία περιλαμβάνει όλα τα βήματα για την επίτευξη του στόχου αυτού, από την προετοιμασία της πειραματικής διάταξης, το τρόπο διεξαγωγής των μετρήσεων έως και την παρουσίαση των αποτελεσμάτων με τη μορφή διαγραμμάτων. Στο πρώτο τμήμα της εργασίας, παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε καθώς και τα επιμέρους εξαρτήματα του. Επίσης, περιγράφονται η πειραματική διάταξη και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κάθε μέρους που την αποτελεί. Στο δεύτερο μέρος της εργασίας, εξηγείται η πειραματική διαδικασία, παρουσιάζεται το πρωτόκολλο μετρήσεων που χρησιμοποιήθηκε, τα σημεία λειτουργίας που διεξήχθησαν μετρήσεις αλλά και οι βλάβες που προέκυψαν κατά την διάρκεια. Στο τρίτο μέρος της εργασίας, αναφέρονται οι θεωρητικές μαθηματικές σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν καθώς και ο τρόπος επεξεργασίας των δεδομένων για την δημιουργία διαγραμμάτων. Στο τέταρτο μέρος της εργασίας παρουσιάζετε ο αναλυτής καυσαερίων που χρησιμοποιήθηκε, το θεωρητικό μέρος και ο τρόπος λειτουργίας του καθώς και η νομοθεσία των ρύπων που ισχύει έω και σήμερα. Τέλος, παρατίθενται τα διαγράμματα καθώς επίσης και τα συμπεράσματα που προκύπτουν από τη μελέτη αυτών αλλά και προτάσεις για τη βελτίωση της πειραματικής διάταξης.

Abstract

The present thesis deals with the energy balance of a four-stroke diesel engine analyzing experimental measurements. All the necessary steps in order to achieve this goal, including the preparation of the experimental setup and the implementation of the experimental process are included in the document. The first part of the thesis consists of the technical characteristics of the engine used as well as its individual components. In this part, the experimental setup and the technical characteristics of each component are also described. In the second part of the thesis, the experimental method, the measurement protocol along with the operating points where measurements were performed and the emerged failures are revealed. In the third part of the thesis, the mathematical formulas in addition with the implemented method for the measurements analysis in order to create diagrams and graphs are shown. At the end, the results, the conclusions that emerged from the study and proposed ideas for the improvement of the experimental setup are shown.

Πίνακας Περιεχομένων

1.	Εισαγωγή	11
1.1	Σκοπός της εργασίας	11
1.2	Βιβλιογραφική ανασκόπηση.....	11
1.3	Δομή της εργασίας	11
2.	Θεωρητικό υπόβαθρο	12
2.1	Ορισμός της Μηχανής Εσωτερικής Καύσης και σύντομη ιστορική αναδρομή	12
2.2	Κατηγορίες ΜΕΚ	12
2.3	Τετράχρονος κύκλος λειτουργίας εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.....	13
2.4	Συνοπτική περιγραφή δομής και λειτουργίας παλινδρομικών κινητήρων	15
2.5	Συνοπτική περιγραφή του θερμοδυναμικού κύκλου diesel	16
2.6	Συνοπτική περιγραφή λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα	16
2.7	Διαφοροποιήσεις στα χαρακτηριστικά συστημάτων έγχυσης κινητήρων διαφορετικών γενεών ¹⁷	
2.7.1	Κινητήρες με προθάλαμο	17
2.7.2	Κινητήρες απευθείας έγχυσης	18
2.7.3	Συστήματα έγχυσης common rail και injector-pump.....	18
2.8	Οι κινητήρες απευθείας έγχυσης υψηλής πίεσης common rail.....	19
2.9	Συστήματα τροφοδοσίας πετρελαίου σε εμβολοφόρες ΜΕΚ.....	21
2.10	Εγχυτήρες πετρελαιοκινητήρων	24
2.11	Πειραματικές μετρήσεις κατασκευαστή κινητήρα	26
3.	Παρουσίαση επιμέρους τμημάτων του πετρελαιοκινητήρα PJ2W	28
3.1	Βαλβίδες.....	28
3.2	Μηχανισμός ωστικών ράβδων – ζυγώθρων.....	29
3.3	Εκκεντροφόρος άξονας.....	30
3.4	Στροφαλοφόρος άτρακτος.....	31
3.5	Διωστήρας.....	32
3.6	Έμβολο	33
4.	Περιγραφή πειραματικής διάταξης και πειραματικής διαδικασίας	33
4.1	Περιγραφή πειραματικής διάταξης	34
4.2	Περιγραφή πειραματικής διαδικασίας	41

4.3	Πρωτόκολλο μετρήσεων.....	44
5.	Βλάβες που εμφανίστηκαν και αντιμετωπίστηκαν	46
5.1	Συντήρηση.....	46
5.2	Βλάβες.....	48
6.	Υπολογιστικό μέρος	51
7.	Παρουσίαση και σχολιασμός των αποτελεσμάτων	58
8.	Νομοθεσία εκπομπών ρύπων.....	74
9.	Αναλυτές καυσαερίων.....	80
9.1	Andros 6800.....	85
10.	Συμπεράσματα.....	91
11.	Προτάσεις για το μέλλον	92
12.	Βιβλιογραφία	933

Πίνακας Εικόνων

Εικόνα 2.1.	Τετράχρονος κύκλος λειτουργίας. Από τα αριστερά προς τα δεξιά παρουσιάζονται οι ακόλουθοι χρόνοι: α) Εισαγωγή, β) Συμπύεση, γ) Εκτόνωση και δ) Εξαγωγή. [4]	15
Εικόνα 2.2.	Διαγράμματα πίεσης-ειδικού όγκου (αριστερά) και θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας (δεξιά) του πρότυπου κύκλου αέρα Diesel. [9].....	16
Εικόνα 2.3.	Βασικά δομικά στοιχεία του συστήματος common rail: Μικροϋπολογιστής, Αντλία υψηλής πίεσης, Συλλέκτης, Εγχυτήρες. [11].....	20
Εικόνα 2.4.	Απεικόνιση συστήματος PLN. [10]	22
Εικόνα 2.5.	Περιστροφική αντλία τύπου διανομέα. [10]	23
Εικόνα 2.6.	Αντλίες συστήματος common rail. Στην εικόνα παρουσιάζονται, η αντλία χαμηλής πίεσης (αριστερά) και η αντλία υψηλής πίεσης (δεξιά). [10]	24
Εικόνα 2.7.	Απεικόνιση μηχανικού εγχυτήρα πετρελαιοκινητήρα εξοπλισμένου με σύστημα άμεσου ψεκασμού. [10].....	25
Εικόνα 2.8.	Συγκριτική απεικόνιση ηλεκτρομαγνητικών (α) και πιεζοηλεκτρικών εγχυτήρων (β). [10]	26
Εικόνα 2.9.	Πρωτόκολλο μετρήσεων αναφοράς κινητήρα PJ2W. Οι μετρήσεις της φωτογραφίας διεξήχθησαν τον Μάρτιο του 1985. [12]	27
Εικόνα 2.10.	Μεταβολή πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε συνάρτηση με την πραγματική μέση πίεση (b _{med}) στις 2000rpm. [12].....	28

Εικόνα 3.1. Θέση βαλβίδων εισαγωγής (a) και εξαγωγής (b) του κινητήρα PJ2W. Στα αριστερά φαίνεται η θέση των βαλβίδων επί των κυλινδροκεφαλών του κινητήρα και στα δεξιά φαίνεται εικόνα από το τεχνικό εγχειρίδιο του κινητήρα στην οποία παρουσιάζεται ο κύλινδρος (c), το χιτώνιο (d), οι βαλβίδες (a και b) και η κυλινδροκεφαλή (e). [7]	29
Εικόνα 3.2. Παρουσίαση ωστικής ράβδου (αριστερά) και μηχανισμού ωστικής ράβδου (a) – ζυγώθρου (b) τοποθετημένα στον κινητήρα PJ2W. [7, 12]	30
Εικόνα 3.3. Παρουσίαση εκκεντροφόρου άξονα κινητήρα PJ2W, τεμάχιο No 3. [7]	31
Εικόνα 3.4. Παρουσίαση στροφαλοφόρου ατράκτου του κινητήρα PJ2W, τεμάχιο No 9a. [7]	32
Εικόνα 3.5. Απεικόνιση διωστήρα (No 17) και άνω κουζινέτου (No 16) του κινητήρα PJ2W. [7] ...	32
Εικόνα 3.6. Παρουσίαση εμβόλου (No 10), ελατηρίων (No 113), πείρου εμβόλου (15) και ασφαλειών συγκράτησης πείρου (No 14). [7]	33
Εικόνα 4.1. Παρουσίαση πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται ο κινητήρας (a), το δυναμόμετρο (b), οι αντλίες καυσίμου (c) και ο πίνακας ελέγχου της διάταξης (d).	34
Εικόνα 4.2. Διάγραμμα ρυθμού απορρόφησης ισχύος δυναμομέτρου David McClure. [12]	36
Εικόνα 4.3. Κοντινή όψη δυναμομέτρου. Στην εικόνα φαίνεται το ταμπελάκι τεχνικών χαρακτηριστικών της γεννήτριας.	37
Εικόνα 4.4. Παρουσίαση συστήματος ψύξης TE95/6565. Στην εικόνα παρουσιάζονται τα εξής: a) αντλία, b) δεξαμενή ανάμιξης νερού και c) ροόμετρο.....	38
Εικόνα 4.5. Πλαϊνή όψη πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται ο κινητήρας (a), το δυναμόμετρο (b) και ο αεροθάλαμος (c).	39
Εικόνα 4.6. Πίνακας οργάνων πύργου ελέγχου πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται τα εξής: a) Αριθμός στροφών λειτουργίας του κινητήρα, b) Αναπτυσσόμενη ροπή του κινητήρα, c) Ένταση ρεύματος γεννήτριας, d) Μετρημένες θερμοκρασίες.	40
Εικόνα 4.7. Θέσεις θερμοστοιχείων τύπου K τα οποία είναι τοποθετημένα στον πετρελαιοκινητήρα της πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται τα εξής: T1: Θερμοστοιχείο μέτρησης θερμοκρασίας καυσαερίου, T2: Θερμοστοιχείο μέτρησης θερμοκρασίας νερού εισόδου στον κινητήρα και T3: Θερμοστοιχείο μέτρησης θερμοκρασίας νερού εξόδου από τον κινητήρα.	40
Εικόνα 4.8. Σύστημα καυσίμου πειραματικής διάταξης TE16R1/6564. Στην εικόνα φαίνονται η δεξαμενή καυσίμου (a) και ο μετρητής παροχής (b).	41
Εικόνα 4.9. Πλαϊνή όψη του κινητήρα. Στην εικόνα φαίνεται η θέση του μοχλού αποσυμπίεσης (a) και η θυρίδα τοποθέτησης πιεζοηλεκτρικού αισθητήρα (b).....	42

Εικόνα 4.10. Κεκλιμένο μανόμετρο μέτρησης πτώση πίεσης του αέρα μεταξύ του περιβάλλοντος και του εσωτερικού του αεροθαλάμου. Η συγκεκριμένη μέτρηση πίεσης χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της μαζικής παροχής αέρα του κινητήρα.	43
Εικόνα 5.1. Τάπα αφαίρεσης λιπαντικού λαδιού κινητήρα (αριστερά), μέσα συλλογής λιπαντικού λαδιού (κέντρο) και ταμπελάκι τεχνικών προδιαγραφών λιπαντικού λαδιού και οδηγίες συχνότητας αλλαγής λαδιού και φίλτρου λαδιού (δεξιά).....	47
Εικόνα 5.2. Αποσυναρμολογημένη όψη του φίλτρου λαδιού του κινητήρα PJ2W. Στην εικόνα παρουσιάζονται το φίλτρο (a), το κέλυφος τοποθέτησης του φίλτρο (b), η ντίζα συγκράτησης και τοποθέτησης του πακέτου των επιμέρους τεμαχίων του συστήματος στο κορμό του κινητήρα (c), το ελατήριο (d), δυο ροδέλες (e) και (f) και ο στεγανοποιητικός ελαστικός δακτύλιος (g).	47
Εικόνα 5.3. Ανάλυση τεμαχίων συστήματος φιλτραρίσματος λιπαντικού λαδιού όπως παρουσιάζεται στο τεχνικό εγχειρίδιο του κινητήρα. [7].....	48
Εικόνα 5.4. Διαδικασία ρύθμισης διακένου βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής (αριστερά και κέντρο) και φλάντζες στεγανοποίησης που αντικαταστάθηκαν (αριστερά).	49
Εικόνα 5.5. Αντλία υψηλής πίεσης κινητήρα PJ2W. Στην εικόνα παρουσιάζεται η είσοδος και η έξοδος της αντλίας, χαμηλής και υψηλής πίεσης αντίστοιχα.	49
Εικόνα 5.6. Συγκεντρωτική παρουσίαση της βλάβης που προκλήθηκε από την θραύση του εμβόλου (a) που οδήγησε στο «σπάσιμο» του ζυγώθρου (b).....	50
Εικόνα 6.1. Γραμμή Willans στις 1600rpm και 12lt/min παροχή νερού ψύξης.	56
Εικόνα 6.2. Γραμμή Willans στις 1700rpm και 5lt/min παροχή νερού ψύξης.	56
Εικόνα 6.3. Γραμμή Willans στις 1800rpm και 15lt/min παροχή νερού ψύξης.	56
Εικόνα 6.4. Γραμμή Willans στις 1800rpm και 5lt/min παροχή νερού ψύξης.	56
Εικόνα 7.1. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1600rpm και 12 lt/min αντίστοιχα.	59
Εικόνα 7.2. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίου διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1600rpm και 12 lt/min αντίστοιχα.....	60
Εικόνα 7.3. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα,	

του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1700rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.	61
Εικόνα 7.4. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίου διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1700rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.....	62
Εικόνα 7.5. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 15 lt/min αντίστοιχα.	63
Εικόνα 7.6. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίου διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 15 lt/min αντίστοιχα.	64
Εικόνα 7.7. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.	65
Εικόνα 7.8. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίου διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.....	66
Εικόνα 7.9. Μεταβολή πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα σε συνάρτηση με τον αριθμό στροφών λειτουργίας, N , και την παραγόμενη ροπή, T	67
Εικόνα 7.10. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για εννέα τιμές ροπής στις 1600rpm, (a) $T=20Nm$, (b) $T=30Nm$, (c) $T=40Nm$, (d) $T=50Nm$, (e) $T=60Nm$, (f) $T=70Nm$, (g) $T=80Nm$, (h) $T=85Nm$, (i) $T=90Nm$	70
Εικόνα 7.11. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για εννέα τιμές ροπής στις 1700rpm, (a) $T=20Nm$, (b) $T=30Nm$, (c) $T=40Nm$, (d) $T=50Nm$, (e) $T=60Nm$, (f) $T=70Nm$, (g) $T=80Nm$, (h) $T=90Nm$, (i) $T=100Nm$	71

Εικόνα 7.12. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για επτά τιμές ροπής στις 1800rpm, (a) T=20Nm, (b) T=30Nm, (c) T=40Nm, (d) T=50Nm, (e) T=60Nm, (f) T=70Nm, (g) T=80Nm.	72
Εικόνα 7.13. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για δέκα τιμές ροπής στις 1800rpm, (a) T=20Nm, (b) T=30Nm, (c) T=40Nm, (d) T=50Nm, (e) T=60Nm, (f) T=70Nm, (g) T=80Nm, (h), T=90Nm (i), T=100Nm, (j) T=110Nm.....	73

Λίστα πινάκων

Πίνακας 1. Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα PJ2W. [7]	35
Πίνακας 2. Τεχνικά χαρακτηριστικά δυναμομέτρου David McClure. [12]	36
Πίνακας 3. Τεχνικά χαρακτηριστικά συστήματος ψύξης κινητήρα PJ2W. [12]	37
Πίνακας 4. Τεχνικά χαρακτηριστικά αεροθαλάμου. [12]	38
Πίνακας 5. Τεχνικά χαρακτηριστικά πύργου ελέγχου πειραματικής διάταξης. [12]	39
Πίνακας 6. Χωρητικότητες συστήματος αποθήκευσης και παροχής καυσίμου.	41
Πίνακας 7. Σημεία μόνιμης λειτουργίας λήψης πειραματικών μετρήσεων.	44
Πίνακας 8. Πρωτόκολλο μετρήσεων πειραματικής διάταξης PLINT TE16R1/6564.....	45

1. Εισαγωγή

1.1 Σκοπός της εργασίας

Σκοπός της εργασίας είναι η ενεργειακή αξιολόγηση, σε χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας του δικύλινδρου πετρελαιοκινητήρα PJ2W της πειραματικής διάταξης PLINT TE16R1/6564 η οποία είναι εγκατεστημένη στο Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης του Διεθνούς Πανεπιστημίου της Ελλάδος. Η αξιολόγηση πραγματοποιείται αξιοποιώντας πειραματικές μετρήσεις οι οποίες διεξήχθησαν τον Φεβρουάριο και τον Ιούνιο του 2020.

1.2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Στην βιβλιογραφία υπάρχουν αρκετές Πτυχιακές και Διπλωματικές Εργασίες [1] οι οποίες πραγματεύονται την ενεργειακή ανάλυση πετρελαιοκινητήρων συμβατικής αλλά και σύγχρονης τεχνολογίας common rail. Επιπλέον, απαντώνται αρκετά βιβλία [2-6] στα οποία περιγράφονται και αναλύονται οι παράμετροι και ο τρόπος λειτουργίας εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης και συστημάτων καυσίμου για πετρελαιοκινητήρες. Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας, παρουσιάζεται η ενεργειακή ανάλυση του δικύλινδρου πετρελαιοκινητήρα PJ2W της Lister-Petter [7] αξιοποιώντας κατάλληλες εργαστηριακές μετρήσεις σε συνδυασμό με υπολογιστικές σχέσεις της θεωρίας. Η ανάλυση των αποτελεσμάτων έδειξε ότι υπάρχει συμφωνία με την βιβλιογραφία στις τιμές του μέγιστου θερμικού βαθμού απόδοσης, της ελάχιστης πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μεταβολής του μηχανικού βαθμού απόδοσης, του λόγου αέρα-καυσίμου και του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα.

1.3 Δομή της εργασίας

Στο **κεφάλαιο 1** περιγράφεται ο σκοπός και αναλύεται η δομή της παρούσας πτυχιακής εργασίας.

Στο **κεφάλαιο 2** παρουσιάζεται το θεωρητικό υπόβαθρο της εργασίας το οποίο αξιοποιήθηκε για τον σχολιασμό των αποτελεσμάτων.

Στο **κεφάλαιο 3** παρουσιάζονται τα επιμέρους τμήματα του κινητήρα PJ2W.

Στο **κεφάλαιο 4** παρουσιάζεται η πειραματική διάταξη και η πειραματική διαδικασία που ακολουθήθηκε.

Στο **κεφάλαιο 5** παρουσιάζονται οι βλάβες οι οποίες εμφανίστηκαν και αντιμετωπίστηκαν κατά τη διάρκεια των δοκιμών.

Στο **κεφάλαιο 6** παρουσιάζονται οι σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν για τους απαραίτητους υπολογισμούς.

Στο **κεφάλαιο 7** παρουσιάζονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα των μετρήσεων και των υπολογισμών.

Στα **κεφάλαια 8 και 9**, γίνεται ανακεφαλαίωση της πτυχιακής εργασίας και παρουσιάζονται οι προτάσεις βελτίωσης της πειραματικής διάταξης.

Στο τέλος γίνεται αναφορά στη βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε.

2. Θεωρητικό υπόβαθρο

2.1 Ορισμός της Μηχανής Εσωτερικής Καύσης και σύντομη ιστορική αναδρομή

Ως Μηχανή Εσωτερικής Καύσης, ΜΕΚ, θεωρείται κάθε μηχανή μέσα στην οποία το καύσιμο καίγεται και μετατρέπει τη χημική του ενέργεια σε ωφέλιμο έργο στον ίδιο χώρο. Η ιδέα και κατασκευή μιας τέτοιας μηχανής ξεκίνησε το 1860 από το Γάλλο Lenoir. Το 1878 ο Γερμανός Nikolaus Otto κατασκεύασε τον πρώτο τετράχρονο βενζινοκινητήρα έχοντας βελτιώσει σημαντικά το θερμικό βαθμό απόδοσής του σε σχέση με αυτόν του Lenoir. Πέντε χρόνια αργότερα οι Daimler και Maybach κατασκευάζουν τον πρώτο τετράχρονο ταχύστροφο βενζινοκινητήρα, ενώ δέκα χρόνια μετά ο Maybach δημιουργεί το καρμπυρατέρ. Το 1897 ο Rudolf Diesel κατασκευάζει τον πρώτο πετρελαιοκινητήρα. Έκτοτε και τα δύο είδη κινητήρων έχουν γνωρίσει μεγάλη βελτίωση και εξέλιξη σε ότι αφορά την απόδοσή τους, την αντοχή των υλικών τους, το βάρος τους καθώς και τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και τους εκπεμπόμενους ρύπους.

2.2 Κατηγορίες ΜΕΚ

Οι ΜΕΚ κατηγοριοποιούνται βάσει πολλών χαρακτηριστικών τους. Ακολουθεί παράθεση των κυριότερων κατηγοριοποιήσεων καθώς και σύντομη επεξήγηση τους.

1. Χρησιμοποιούμενο καύσιμο:

Ανάλογα με το καύσιμο που χρησιμοποιούν οι ΜΕΚ χωρίζονται σε βενζινοκινητήρες, πετρελαιοκινητήρες, κινητήρες υγραερίου, κινητήρες φυσικού αερίου κ.α.

2. Μέθοδος έναυσης καύσιμου μίγματος:

Έτσι υπάρχουν κινητήρες με έναυση σπινθήρα (spark ignition) και έναυσης με συμπίεση (compression ignition).

3. Τεχνολογία ψεκασμού καυσίμου:

Κινητήρες με καρμπυρατέρ, με μονό ψεκασμό, με ψεκασμό πολλαπλών σημείων έμμεσο ή άμεσο.

4. Μέθοδος ψύξης:

Υπάρχουν κινητήρες αερόψυκτοι και υδρόψυκτοι (ψυκτικό μέσο).

5. Κύκλος λειτουργίας:

Υπάρχουν κινητήρες τετράχρονοι και δίχρονοι.

6. Τρόπος πλήρωσης:

Έτσι υπάρχουν τετράχρονοι κινητήρες φυσικής αναπνοής, υπερπληρούμενοι με υπερσυμπιεστή (supercharged) ή στροβιλοσυμπιεστή (turbocharged) και δίχρονοι φυσικής αναπνοής αλλά και υπερπληρούμενοι με υπερσυμπιεστή ή στροβιλοσυμπιεστή.

7. Σχεδιασμός κινητήρα:

Παλινδρομικοί κινητήρες και περιστροφικοί.

2.3 Τετράχρονος κύκλος λειτουργίας εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

Οι περισσότερες Μηχανές Εσωτερικής Καύσης είτε ανάφλεξης δια σπινθήρα είτε δια συμπίεσεως, λειτουργούν σε τετράχρονο ή δίχρονο κύκλο. Αυτοί οι βασικοί κύκλοι είναι ίδιοι σε όλες τις μηχανές και μόνο μικρές διαφορές μπορούν να εντοπιστούν σε διαφορετικές διαμορφώσεις μηχανών. Στη συνέχεια περιγράφονται οι τέσσερις χρόνοι του τετράχρονου κύκλου λειτουργίας. [8]

1^{ος} χρόνος: Χρόνος εισαγωγής (intake stroke). Το έμβολο κινείται από το Άνω Νεκρό Σημείο προς το Κάτω Νεκρό Σημείο με τη βαλβίδα εισαγωγής να είναι ανοιχτή και τη βαλβίδα εξαγωγής να είναι κλειστή. Με τον τρόπο αυτό αυξάνεται ο όγκος του θαλάμου καύσης και συνεπακόλουθα δημιουργείται υποπίεση. Η προκύπτουσα διαφορά πίεσης μεταξύ της ατμοσφαιρικής πίεσης και της υποπίεσης εντός του κυλίνδρου εξαναγκάζει τον αέρα να κινηθεί μέσω του συστήματος εισαγωγής προς τον κύλινδρο. Καθώς ο αέρας περνά από το σύστημα εισαγωγής, στην περίπτωση των συστημάτων έμμεσου ψεκασμού, προστίθεται σε αυτόν η απαιτούμενη ποσότητα καυσίμου. Στην περίπτωση των συστημάτων άμεσου ψεκασμού το καύσιμο εγχύεται απευθείας μέσα στον κύλινδρο.

2^{ος} χρόνος: Χρόνος συμπίεσης (compression stroke) για τους κινητήρες έμμεσου ψεκασμού. Καθώς το έμβολο βρίσκεται στο Κάτω Νεκρό Σημείο, η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει και το έμβολο επιστρέφει προς το Άνω Νεκρό Σημείο με όλες τις βαλβίδες να είναι κλειστές. Με τον τρόπο αυτό, το μείγμα αέρα-καύσιμου συμπιέζεται, αυξάνοντας την πίεση και τη θερμοκρασία στον κύλινδρο. Για το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής απαιτείται σύντομο χρονικό διάστημα, γεγονός που σημαίνει ότι η διεργασία της συμπίεσης εκκινεί τουλάχιστον μετά από το ΚΝΣ. Λίγο πριν το πέρας του χρόνου συμπίεσης, ανάβει ο σπινθηριστής και ενεργοποιείται η καύση.

Στην περίπτωση των κινητήρων που είναι εξοπλισμένοι με σύστημα απευθείας έγχυσης καυσίμου ο χρόνος συμπίεσης περιγράφεται ως εξής:

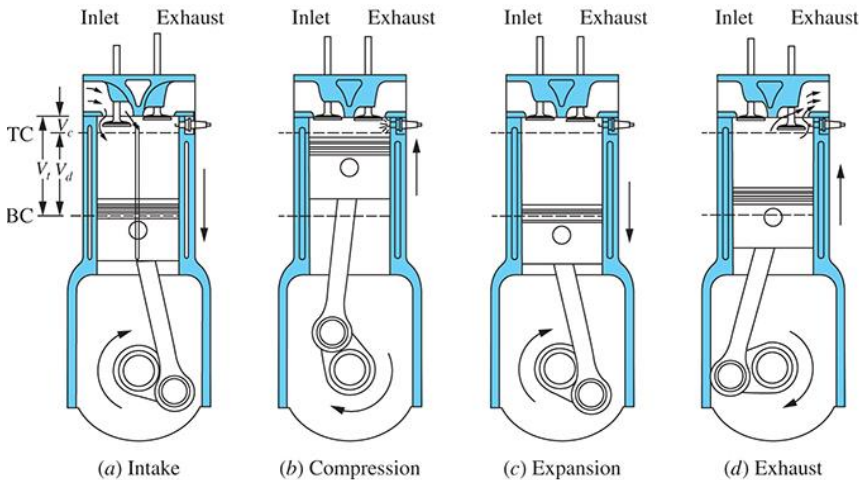
Ο χρόνος αυτός είναι ίδιος με τον χρόνο συμπίεσης των μηχανών που διαθέτουν σύστημα έμμεσου ψεκασμού, εκτός του ότι συμπιέζεται μόνο αέρας προς υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία. Λίγο πριν το πέρας του χρόνου συμπίεσης, το καύσιμο εγχύεται κατευθείαν στο θάλαμο καύσης όπου αναμειγνύεται με τον θερμό αέρα. Με τον τρόπο αυτό, το καύσιμο εξατμίζεται και είτε αυταναφλέγεται (πετρελαιοκινητήρες) είτε αναφλέγεται μέσω του σπινθηριστή (βενζινοκινητήρες).[5]

3^{ος} χρόνος: Χρόνος εκτόνωσης (expansion stroke). Με όλες τις βαλβίδες κλειστές, η υψηλή πίεση εντός του θαλάμου καύσης επενεργεί στο έμβολο, απομακρύνοντάς το από το Άνω Νεκρό Σημείο. Η κίνηση αυτή του εμβόλου παράγει το ωφέλιμο έργο του κύκλου της μηχανής. Καθώς το έμβολο κινείται από το Άνω Νεκρό Σημείο ως το Κάτω Νεκρό Σημείο, ο όγκος του κυλίνδρου αυξάνεται, οδηγώντας σε μείωση της θερμοκρασίας και της πίεσης.

4^{ος} χρόνος: Χρόνος εξαγωγής (exhaust stroke). Κατά τη στιγμή που το έμβολο προσεγγίζει το Κάτω Νεκρό Σημείο, η εκτόνωση των καυσαερίων έχει ολοκληρωθεί, όμως ο κύλινδρος είναι ήδη πλήρης καυσαερίων σε σχεδόν ατμοσφαιρική πίεση. Όντας η βαλβίδα εξαγωγής ακόμα ανοιχτή, το έμβολο επιστρέφει από το Κάτω Νεκρό Σημείο στο Άνω Νεκρό Σημείο, κατά τον χρόνο εξαγωγής. Με τον τρόπο αυτό, το μεγαλύτερο μέρος των καυσαερίων που έμειναν μέσα στον κύλινδρο εξωθείται έξω από αυτόν υπό ατμοσφαιρική πίεση, αφήνοντας μέσα μόνο όση ποσότητα παγιδεύεται εντός του όγκου εκκαθάρισης. Λίγο πριν το πέρας του χρόνου εξαγωγής, η βαλβίδα εισαγωγής αρχίζει να ανοίγει, ώστε κατά τη στιγμή που το έμβολο βρίσκεται στο Άνω Νεκρό Σημείο να είναι πλήρως ανοιχτή και να αρχίσει ο χρόνος εισαγωγής του επόμενου κύκλου. Πλησίον του Άνω Νεκρού Σημείου, η βαλβίδα εξαγωγής αρχίζει να κλείνει, ώστε να κλείσει τελείως μετά το Άνω Νεκρό Σημείο. Το χρονικό διάστημα κατά το οποίο αμφότερες οι βαλβίδες

εισαγωγής και εξαγωγής είναι ανοιχτές καλείται περίοδος επικάλυψης των βαλβίδων (valve overlap.) [3, 5]

Στην εικόνα που ακολουθεί παρουσιάζεται ο τετράχρονος κύκλος λειτουργίας εμβολοφόρας μηχανής εσωτερικής καύσης.



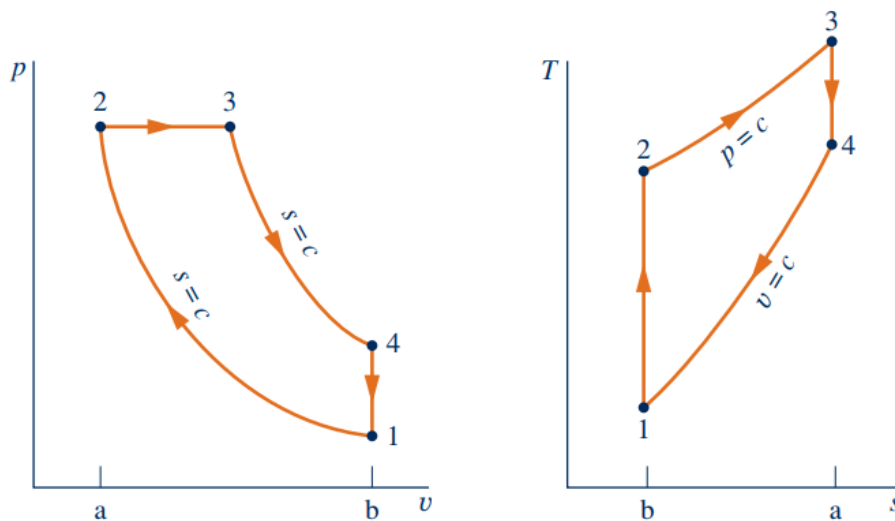
Εικόνα 2.1. Τετράχρονος κύκλος λειτουργίας. Από τα αριστερά προς τα δεξιά παρουσιάζονται οι ακόλουθοι χρόνοι: a) Εισαγωγή, b) Συμπίεση, c) Εκτόνωση και d) Εξαγωγή. [4]

2.4 Συνοπτική περιγραφή δομής και λειτουργίας παλινδρομικών κινητήρων

Ο παλινδρομικός κινητήρας χρησιμοποιείται ως επί το πλείστον στα οχήματα. Αποτελείται από ένα μπλοκ, το σώμα του κινητήρα, το οποίο στο εσωτερικό του έχει κοιλότητες κυλινδρικού σχήματος, τους κυλίνδρους. Ο αριθμός και η διάταξη των κυλίνδρων διαφέρει. Οι συνηθέστεροι αριθμοί κυλίνδρων είναι από δύο έως δώδεκα ενώ προτιμώνται οι ζυγοί αριθμοί. Δε λείπουν όμως και μονοκύλινδροι κινητήρες, κυρίως για δίτροχα χαμηλής ισχύος, αλλά και δεκαεξακύλινδροι, για υπεραυτοκίνητα επιδόσεων. Η διάταξη των κυλίνδρων ποικίλει και συνήθως επιλέγεται για ελαχιστοποίηση του χώρου που καταλαμβάνει ο κινητήρας. Έτσι σε κινητήρες από δύο έως έξι κυλίνδρους προτιμάται η διάταξη τους σε σειρά, από έξι έως δώδεκα σε σχήμα V, ενώ υπάρχει και η διάταξη W για τους δεκαεξακύλινδρους. Μία ιδιαίτερη διάταξη που προτιμάται από εταιρείες όπως η Subaru και η Porsche είναι η διάταξη Boxer. Εντός του κυλίνδρου παλινδρομεί ένα έμβολο. Η παλινδρομική του κίνηση μετατρέπεται σε περιστροφική μέσω του διωστήρα που το συνδέει με την στροφαλοφόρο άτρακτο. Η εισαγωγή και εξαγωγή των αερίων γίνεται μέσω βαλβίδων οι οποίες ανοιγοκλείνουν ρυθμιζόμενες από τον εκκεντροφόρο άξονα. Αυτός παίρνει κίνηση από την στροφαλοφόρο με σχέση μετάδοσης 2:1. Οι κινητήρες αυτοί μπορούν να είναι δίχρονοι ή τετράχρονοι.

2.5 Συνοπτική περιγραφή του θερμοδυναμικού κύκλου diesel

Οι πετρελαιοκινητήρες χρησιμοποιούν ως καύσιμο το πετρέλαιο το οποίο αυταναφλέγεται υπό συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, γι' αυτό ονομάζονται και κινητήρες συμπίεσης. Οι τετράχρονοι πετρελαιοκινητήρες ακολουθούν τον κύκλο λειτουργίας του Diesel, ο οποίος αποτελείται ιδανικά από μία αδιαβατική συμπίεση (διεργασία 1->2), μία ισοβαρή θέρμανση (διεργασία 2->3), μία αδιαβατική εκτόνωση (διεργασία 3->4) και μία ισόχωρη ψύξη (διεργασία 4->1). Στην πραγματικότητα οι δύο αδιαβατικές μεταβολές είναι πολυτροπικές καθώς το αέριο ανταλλάσσει θερμότητα με το περιβάλλον του. Οι πετρελαιοκινητήρες μπορούν να είναι δίχρονοι ή τετράχρονοι αλλά αυστηρά παλινδρομικοί. Στην Εικόνα 2.2 φαίνονται τα διαγράμματα πίεσης-ειδικού όγκου (αριστερά) και θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας (δεξιά) του πρότυπου κύκλου αέρα Diesel.



Εικόνα 2.2. Διαγράμματα πίεσης-ειδικού όγκου (αριστερά) και θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας (δεξιά) του πρότυπου κύκλου αέρα Diesel. [9]

2.6 Συνοπτική περιγραφή λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα

Ένας πλήρης κύκλος λειτουργίας αυτών των κινητήρων αποτελείται από τέσσερις χρόνους – κινήσεις του εμβόλου. Κατά τον πρώτο χρόνο το έμβολο κινείται από το άνω νεκρό σημείο προς το κάτω νεκρό σημείο ενώ η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοιχτή ώστε να εισέρχεται αέρας (ή μείγμα) για την πλήρωση του κυλίνδρου. Κατά το δεύτερο χρόνο το έμβολο κινείται ανοδικά με τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής κλειστές ώστε να συμπίεσει τον αέρα (ή το μείγμα) και να δημιουργηθούν η κατάλληλη θερμοκρασία και πίεση. Στο τέλος του δεύτερου και στην αρχή του τρίτου χρόνου ανάλογα με το καύσιμο του κινητήρα υπάρχει μια διαφοροποίηση. Στο

βενζινοκινητήρα δίνεται σπινθήρας ώστε να αναφλεγεί το μείγμα αέρα καυσίμου, ενώ στον πετρελαιοκινητήρα ψεκάζεται το καύσιμο από τα μπεκ με υψηλή πίεση και υπό μορφή νέφους σταγονιδίων όπου χάρη στις συνθήκες που επικρατούν στον κύλινδρο αυταναφλέγεται. Το θερμό αέριο, που παράγεται κατά την καύση, προσπαθεί να εκτονωθεί σπρώχνοντας το έμβολο προς τα κάτω παράγοντας έτσι ωφέλιμο έργο.

Τέλος, στον τέταρτο χρόνο το έμβολο κινείται ανοδικά με ανοιχτή τη βαλβίδα εξαγωγής ωθώντας τα καυσαέρια στον αυλό εξαγωγής. Μόλις το έμβολο έχει φτάσει πλέον στο άνω νεκρό σημείο η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει ενώ έχει ήδη ανοίξει η βαλβίδα εισαγωγής για να αρχίσει ο επόμενος κύκλος. Οι κινητήρες αυτοί χαρακτηρίζονται από καλύτερη οικονομία καυσίμου, πιο ομαλή πρόσδοση ισχύος αλλά και «καθαρότερα» καυσαέρια.

2.7 Διαφοροποιήσεις στα χαρακτηριστικά συστημάτων έγχυσης κινητήρων διαφορετικών γενεών

Στη συνέχεια παρουσιάζεται μια συγκριτική ανάλυση των κυριότερων χαρακτηριστικών και του τρόπου λειτουργίας των διαφορετικών γενεών συστημάτων έγχυσης κινητήρων Diesel που συναντώνται στο σημερινό στόλο οχημάτων της Ελλάδος.

2.7.1 Κινητήρες με προθάλαμο

Πρόκειται για παλαιότερης τεχνολογίας κινητήρες diesel, οι οποίοι ήταν εφοδιασμένοι με προθερμαντήρες, οι οποίοι άναβαν για να προθερμάνουν τον προθάλαμο καύσης, στον οποίο γινόταν η έγχυση του καυσίμου και η έναρξη της καύσης (η καύση συνεχιζόταν και ολοκληρωνόταν με την έξοδο του μισοκαμμένου μίγματος αέρα-καυσίμου από τον προθάλαμο στον κυρίως θάλαμο καύσης).

Οι κινητήρες αυτοί ήταν συνήθως εφοδιασμένοι με μηχανικές αντλίες πετρελαίου, ως επί το πλείστον περιστροφικού τύπου για τα επιβατικά αυτοκίνητα, και παλαιότερα αντλίες εν σειρά (όπως είχαν και έχουν ακόμη κάποιοι κινητήρες απ' ευθείας έγχυσης, φορτηγών και λεωφορείων). Η περιστροφικού τύπου αντλία πετρελαίου διανέμει το συμπιεσμένο καύσιμο διαδοχικά στους κυλίνδρους, και οι εγχυτήρες (μπεκ) ανοίγουν με την πίεση του πετρελαίου. Η αντλία πετρελαίου «εν σειρά» έχει τόσα στοιχεία εμβολοφόρου αντλίας υψηλής πίεσης, όσοι και οι κύλινδροι του κινητήρα.

Οι μηχανικές αντλίες πετρελαίου είχαν μειονεκτήματα όσον αφορά τη μεταβατική λειτουργία (απότομες επιταχύνσεις), όπου αύξαναν τις εκπομπές αιθάλης του κινητήρα. Η πίεση έγχυσης

στις μηχανικές αντλίες πετρελαίου ήταν της τάξης των 130 bar για τις περιστροφικού τύπου, έως και 150 bar για τις εν σειρά. [10]

2.7.2 Κινητήρες απευθείας έγχυσης

Από τις αρχές της δεκαετίας του '90, οι κινητήρες με προθάλαμο ή με θάλαμο στροβιλισμού, αντικαταστάθηκαν με κινητήρες απ' ευθείας έγχυσης στα επιβατικά αυτοκίνητα, ξεκινώντας από τους κινητήρες TDI του γκρουπ VW, των 90 και 110 PS των Golf και Passat, τους κινητήρες dci της Renault, τους tddi της Ford και τους IVECO και FIAT TDI εξοπλισμένων με κινητήρες SOFIM.

Έτσι απέκτησαν και οι κινητήρες diesel των επιβατικών αυτοκινήτων, τα πλεονεκτήματα των κινητήρων των φορτηγών και λεωφορείων δηλαδή, χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου, μεγαλύτερη αξιοπιστία και λιγότερες αστοχίες φλάντζας κεφαλής λόγω υπερθέρμανσης. Όμως πήραν και κάποια από τα μειονεκτήματα των μεγαλύτερων κινητήρων απ' ευθείας έγχυσης, όπως τον αυξημένο θόρυβο λόγω της αυξημένης πίεσης έγχυσης που απαιτείται, καθώς και τις δυσκολίες να πετύχουν τα αυστηρότερα όρια εκπομπών αιθάλης και οξειδίων του αζώτου (NOx).

Οι κινητήρες της κατηγορίας αυτής είναι εφοδιασμένοι με μια μηχανική περιστροφική αντλία έγχυσης υψηλής πίεσης, η οποία όμως έχει κάποια ηλεκτρονικά εξαρτήματα, και ορισμένες φορές και εγκέφαλο. Η αντλία πετρελαίου διανέμει το καύσιμο διαδοχικά σε κάθε κύλινδρο, ανοίγοντας τα μπεκ με την πίεση του καυσίμου, αλλά βέβαια η έγχυση γίνεται πλέον απ' ευθείας μέσα στον κύλινδρο. Οι κινητήρες αυτοί συνήθως δεν χρειάζονται προθερμαντήρες και αρχικό χρόνο προθέρμανσης. [10]

2.7.3 Συστήματα έγχυσης common rail και injector-pump

Τα μοντέλα JTD του γκρουπ Fiat, HDI του γκρουπ PSA, dci της Renault, cdi της Mercedes και D4D της Toyota είναι από τα πρώτα εξοπλισμένα με κινητήρες common rail.

Οι κινητήρες αυτοί είναι εφοδιασμένοι με μια περιστροφική αντλία η οποία τροφοδοτεί ένα κοινό σωλήνα με καύσιμο πολύ υψηλής πίεσης (common rail). Οι εγχυτήρες τροφοδοτούνται με καύσιμο από αυτόν τον σωλήνα, και το άνοιγμα κάθε εγχυτήρα γίνεται από μια «ηλεκτροβάννα» και έναν εγκέφαλο ο οποίος δίνει τις εντολές στους εγχυτήρες να ανοίγουν και να κλείνουν. Πρόκειται για τεχνολογία που ανέπτυξε αρχικά η Fiat και στη συνέχεια την μετέφερε στην Bosch. (Στη συνέχεια οι «ηλεκτροβάννες» έμελλε να αντικατασταθούν από πιεζοηλεκτρικά συστήματα).

Υπάρχει μία παραλλαγή η οποία εμφανίζεται στους πιο μικρούς κινητήρες (αυτούς της Renault καθώς και τους κοινούς της PSA και Ford), η οποία αναπτύχθηκε από την πρώην Lucas και τώρα Delphi, η οποία αντικαθιστά τον σωλήνα του common rail με μία σφαίρα, όμως ο τρόπος

λειτουργίας παραμένει ο ίδιος. Η πίεση ψεκασμού στα συστήματα αυτά (που είναι και η πίεση του common rail), κυμαίνεται μεταξύ 1300 και 2000 bar, ή και παραπάνω.

Εναλλακτική τεχνολογία διαθέτει το γκρουπ VW με τους κινητήρες TDI τελευταίας τεχνολογίας, των 100 και 130 PS των Golf και Passat, οι οποίοι είναι εφοδιασμένοι με συστήματα "Pumpe-Düse", (τα οποία χρησιμοποιούνται από παλιά σε μεγάλους κινητήρες Diesel). Εδώ πλέον δεν έχουμε περιστροφική αντλία, αλλά μία μικρότερη αντλία πετρελαίου είναι ενσωματωμένη σε κάθε μπεκ. Σε περίπτωση βλάβης αλλάζει όλο το σύστημα για ένα όμως μόνο κύλινδρο. Οι κινητήρες με injector pumps φαίνεται να είναι πιο αξιόπιστοι, όμως έχουν μεγαλύτερη δυσκολία να επιτύχουν τα αυστηρότερα όρια εκπομπών ρύπων. Η πίεση έγχυσης τους είναι πάνω από 2000 bar. [10]

Οι κινητήρες με τις παραπάνω σύγχρονες τεχνολογίες έγχυσης είναι πλέον πολύ υψηλής ιπποδύναμης, χαμηλής στάθμης θορύβου, που γίνεται ακόμη χαμηλότερη με ειδικές τεχνικές ηχομόνωσης του κινητήρα. Είναι πολύ πιο καθαροί όσον αφορά τις εκπομπές τους, ιδιαίτερα στη φάση της επιτάχυνσης, εξαιτίας του βελτιωμένου ελέγχου της καύσης που επιτυγχάνεται από τον εγκέφαλο, ο οποίος υπολογίζει με ακρίβεια την ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται κατά την προ-έγχυση (pilot injection), την κυρίως έγχυση αλλά και την μετ-έγχυση (post injection) που χρησιμοποιείται για να αυξήσει τη θερμοκρασία των καυσαερίων προκειμένου να επιτευχθεί η αναγέννηση (αυτοκαθαρισμός) του φίλτρου αιθάλης όταν απαιτείται. Παράλληλα, οι κινητήρες αυτοί είναι κάπως πιο ευπαθείς και η συντήρησή τους στοιχίζει ακριβότερα [11].

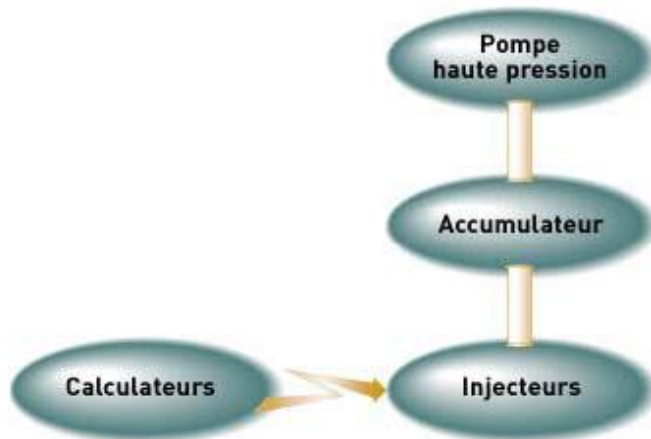
2.8 Οι κινητήρες απευθείας έγχυσης υψηλής πίεσης common rail

Αντίθετα με τα συστήματα αντλίας-διανομέα καυσίμου, στα συστήματα common rail η πίεση έγχυσης μπορεί να ρυθμιστεί ανεξάρτητα από τις στροφές του κινητήρα, και παραμένει σταθερή στη διάρκεια της έγχυσης. Ο απόλυτος έλεγχος του ανοιγοκλεισίματος του μπεκ από μικροϋπολογιστή, αφήνει μεγάλο εύρος δυνατοτήτων για προγραμματισμό της γραμμής έγχυσης και καύσης από τον κατασκευαστή του κινητήρα. Η ποσότητα του καυσίμου που ψεκάζεται μπορεί να μοιραστεί σε διακριτά τμήματα, όπως η προ-έγχυση, που επιτρέπει τη μείωση του θορύβου της αυτανάφλεξης της αρχικής ποσότητας αλλά και του σχηματισμού NOx. Αυτή η μικρή ποσότητα προ-εγχόμενου καυσίμου (1 έως 4 mm³) επιτρέπει να προετοιμαστεί κατάλληλα, με την ελεγχόμενη αύξηση της θερμοκρασίας και πίεσης στο θάλαμο καύσης, η ανάφλεξη και καύση του καυσίμου κατά τη διάρκεια της κυρίως έγχυσης που ακολουθεί.

Επιπλέον, τα αυτοκίνητα που (υποχρεωτικά πλέον) είναι εφοδιασμένα με φίλτρο αιθάλης, χρειάζονται κατά διαστήματα να ενεργοποιούν μία επιπλέον φάση έγχυσης, αυτή της μετ-

έγχυσης (post injection), προκειμένου να επιτύχουν την αναγέννηση (αυτοκαθαρισμό) του φίλτρου με κατάλληλη αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίου.

Ο ψηφιακός πλέον έλεγχος όλων των παραμέτρων της έγχυσης με δυνατότητα προγραμματισμού με χάρτες, επιτρέπει πλέον τη βελτιστοποίηση όλων των φάσεων της μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα. [4, 10]



Εικόνα 2.3. Βασικά δομικά στοιχεία του συστήματος common rail: Μικροϋπολογιστής, Αντλία υψηλής πίεσης, Συλλέκτης, Εγχυτήρες. [11]

Η μείωση των εκπομπών ρύπων έχει γίνει μόνιμος πονοκέφαλος για τους κατασκευαστές, λόγω των ολοένα αυστηρότερων ορίων που θέτει η Νομοθεσία. Πέρα από τη νομοθεσία για τα αυτοκίνητα όπου μετράμε τους ρύπους σε g/km, ο υπολογισμός της ρύπανσης που δημιουργεί ένα όχημα, γίνεται σε g/kWh, οπότε εδώ μετράει και η αναπτυσσόμενη ισχύς του κινητήρα, επομένως στα οχήματα πλεονεκτεί μεταξύ ίσων ο κινητήρας με τον καλύτερο βαθμό απόδοσης. Ο βαθμός απόδοσης έχει έμμεσα επίπτωση και στα επιβατικά αυτοκίνητα, με συνέπεια η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου να αποτελεί σήμερα ένα στόχο συμβατό με τη μείωση των εκπομπών (άλλωστε σήμερα μετράμε πλέον και τις εκπομπές CO₂ που πάνε αντίστροφα με την κατανάλωση καυσίμου). [2]

Ο κινητήρας Diesel απ' ευθείας έγχυσης με ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα έγχυσης common rail, επιτυγχάνει το μέγιστο θερμικό βαθμό απόδοσης μεταξύ όλων των υπόλοιπων θερμικών μηχανών. Χάρη στη σχετική απλότητα προσαρμογής σε υπάρχοντες κινητήρες, το σύστημα αυτό αποτελεί την πιο εύκολα βιομηχανοποιήσιμη λύση στην δημιουργία αυτοκινήτων χαμηλής κατανάλωσης και εκπομπών ρύπων. Η ευρεία διάδοση της τεχνολογίας αυτής στη τρέχουσα δεκαετία, έχει ανοίξει ένα νέο πεδίο ελευθερίας για το σχεδιασμό νέων κινητήρων με υψηλή υπερπλήρωση, πολύ υψηλής απόδοσης, με χαμηλό πλέον βάρος, που βάζουν με γρήγορους ρυθμούς στο περιθώριο τον βενζινοκινητήρα στοιχειομετρικής καύσης.

2.9 Συστήματα τροφοδοσίας πετρελαίου σε εμβολοφόρες ΜΕΚ

Το σύστημα αυτό είναι υπεύθυνο για τη συνεχή και επαρκή τροφοδοσία του κινητήρα με καύσιμο. Ειδικότερα στους πετρελαιοκινητήρες εκτός των μπεκ, σημαντικό ρόλο στο σύστημα παίζουν οι εκάστοτε χρησιμοποιούμενες αντλίες υψηλής πίεσης. Ο συνδυασμός των δύο αυτών, κυριότερων εξαρτημάτων, μας επιτρέπει το διαχωρισμό των συστημάτων τροφοδοσίας σε παλιότερου – μηχανικού τύπου και νεότερου – ηλεκτρονικού.

Συστήματα τροφοδοσίας μηχανικού τύπου

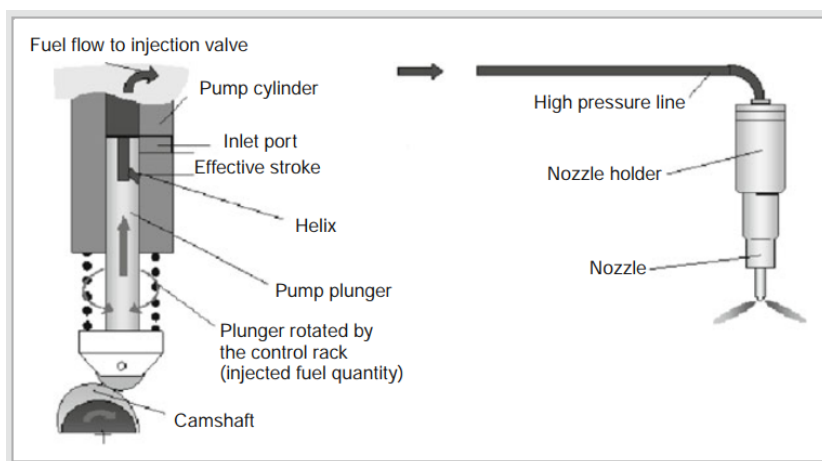
Πρόκειται για τα πρώτα συστήματα που χρησιμοποιήθηκαν για τη τροφοδοσία πετρελαιοκινητήρων. Αποτελούνταν από αντλίες μη-συνεχούς παροχής, οι οποίες συμπιέζαν καύσιμο και το έστελναν σε μηχανικά μπεκ. Στην συνέχεια παρουσιάζονται δυο αντλίες τέτοιου τύπου συστημάτων.

Εμβολοφόρος αντλία σε σειρά (Συστήματα PLN)

Τα συστήματα ψεκασμού PLN (Pump-Line-Nozzle) είναι συστήματα μηχανικού ελέγχου ψεκασμού πετρελαιοκινητήρων τα οποία χρησιμοποιούν μια ξεχωριστή εμβολοφόρο αντλία ή αντλητικό στοιχείο για κάθε κύλινδρο του κινητήρα. Η αντλία ή το αντλητικό στοιχείο στέλνει καύσιμο στο ακροφύσιο του κυλίνδρου μέσω γραμμής υψηλής πίεσης, όπως φανερώνει και η ονομασία του συστήματος. Η διάταξη των στοιχείων είναι σε σειρά για να ελέγχονται εύκολα ταυτόχρονα μέσω ενός οδοντωτού κανόνα. Κάθε στοιχείο αποτελείται από έναν κύλινδρο και ένα έμβολο, το οποίο παλινδρομεί εντός του κυλίνδρου, συνεχώς, συμπιέζοντας καύσιμο. Για την επίτευξη της παλινδρομικής αυτής κίνησης ωθείται προς τα επάνω μέσω μηχανισμού (κοκοράκι) από εκκεντροφόρο άξονα, εντός της αντλίας, και επανέρχεται στην αρχική του θέση με την επανατατική δύναμη ενός ελατηρίου. Ο εκκεντροφόρος συνδέεται στο ένα άκρο του με την στροφαλοφόρο άτρακτο της μηχανής με γρανάζια, ιμάντα ή αλυσίδα διατηρώντας έτσι το χρονισμό.

Το έμβολο φέρει επίσης, δύο εγκοπές, μια κάθετη και μια ελικοειδή, και μέσω μηχανισμού στεφάνης με εξωτερική οδόντωση και οδοντωτό κανόνα μπορεί να περιστρέφεται κατά 180° μοίρες γύρω από τον κατακόρυφο άξονα του. Το πετρέλαιο εισέρχεται και εξέρχεται από τον κύλινδρο από δύο θυρίδες τις οποίες κλείνει το έμβολο κατά την άνοδο του. Όταν ο ρυθμιστής είναι σε χαμηλό σημείο, όλο το πετρέλαιο επιστρέφει πίσω στο κύκλωμα μέσω των εγκοπών του εμβόλου που το διοχετεύουν στη θυρίδα επιστροφής. Εάν τραβήξουμε το ρυθμιστή τότε το έμβολο περιστρέφεται κάποιες μοίρες, ανάλογα με το βήμα της οδόντωσης, κλείνοντας μερικώς

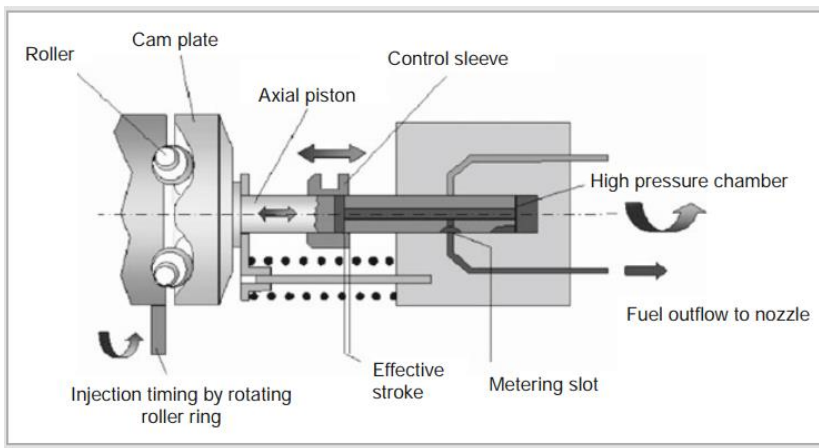
τη διαδρομή προς τη θυρίδα επιστροφής και το πετρέλαιο αρχίζει πλέον να αποκτά επαρκή πίεση για να ενεργοποιήσει το ακροφύσιο ψεκασμού. Ωστόσο ένα ποσοστό του καυσίμου επιστρέφει στο κύκλωμα και σε αυτή τη θέση του ρυθμιστή. Τέλος, εάν τοποθετήσουμε το ρυθμιστή στη τελευταία θέση τότε οι εγκοπές του εμβόλου παύουν να επικοινωνούν με τη θυρίδα επιστροφής και όλο το πετρέλαιο ωθείται στο ακροφύσιο. Με αυτό τον τρόπο ελέγχεται η παροχή καυσίμου στον κινητήρα. Στην εικόνα που ακολουθεί απεικονίζεται τα κυριότερα τμήματα ενός συστήματος PLN.



Εικόνα 2.4. Απεικόνιση συστήματος PLN. [10]

Περιστροφική αντλία τύπου διανομέα

Τέτοιου είδους αντλίες, όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.5, χρησιμοποιούνται σε σχετικά μικρές πετρελαιομηχανές με 3 έως 6 κυλίνδρους έχοντας ως βασικότερη διαφορά με τον προηγούμενο τύπο ότι διαθέτουν ένα αντλητικό στοιχείο για όλους τους κυλίνδρους, το οποίο περιστρεφόμενο διανέμει το καύσιμο στην αντίστοιχη έξοδο και μέσω σωλήνωσης στον αντίστοιχο εγχυτήρα / κύλινδρο. Σε μία πλήρη περιστροφή του άξονα της αντλίας, συμπληρώνεται αριθμός παλινδρομήσεων (και συμπίεσεων) ίσος με τον αριθμό των κυλίνδρων.



Εικόνα 2.5. Περιστροφική αντλία τύπου διανομέα. [10]

Ηλεκτρονικά συστήματα τροφοδοσίας

Με την πάροδο των χρόνων και την εξέλιξη της τεχνολογίας, δημιουργήθηκε η ανάγκη καθώς υπήρχε και η τεχνογνωσία, για την παραγωγή συστημάτων τροφοδοσίας ηλεκτρονικά ελεγχόμενων μέσω του εγκέφαλου του οχήματος. Τέτοια συστήματα περιλαμβάνουν αντλίες σταθερής παροχής και ηλεκτρομαγνητικά μπεκ. Οι αντλίες τροφοδοτούν το σύστημα ψεκασμού με καύσιμο συνεχώς, αλλά ο ψεκασμός επιτυγχάνεται μόνο όποτε το επιτρέπει ο εγκέφαλος, ελέγχοντας ηλεκτρονικά το πότε θα ανοίξει και για πόσο χρόνο θα παραμείνει ανοιχτό το κάθε μπεκ.

Αντλία υψηλής πίεσης συνεχούς παροχής (Συστήματα Common Rail)

Η δημιουργία υψηλής πίεσης καυσίμου και ο ψεκασμός έχουν διαχωριστεί ως λειτουργίες σε αντίθεση με τα παλαιότερα συστήματα ψεκασμού. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα του συστήματος αυτού είναι ότι υπάρχει η δυνατότητα ρύθμισης του χρόνου και της διάρκειας ψεκασμού ανάλογα με τις απαιτήσεις του κινητήρα. Το σύστημα αποτελείται από την αντλία χαμηλής πίεσης που είναι υπεύθυνη για την παροχή καυσίμου, την αντλία υψηλής πίεσης για την αύξηση της πίεσης του καυσίμου στα επίπεδα ψεκασμού (1600-2000+ bar), τον κοινό αυλό (common rail), τους σωλήνες υψηλής πίεσης, και τα μπεκ. Οι δυο αυτές αντλίες παρουσιάζονται στην Εικόνα 2.6. Η αντλία υψηλής πίεσης παίρνει κίνηση από τη μετάδοση ισχύος του κινητήρα, με σχέση μετάδοσης περίπου 0.5.

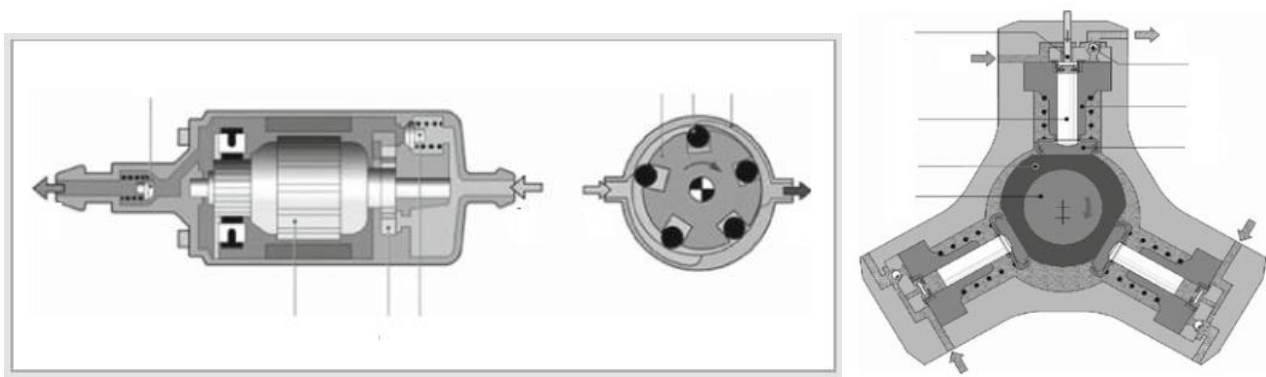
Αποτελείται από 3 ακτινικά εμβολάκια, μετατοπισμένα κατά 120° μεταξύ τους, τα οποία παρέχουν στο σωλήνα αποθήκευσης υψηλής πίεσης (common rail) επαρκή ποσότητα καυσίμου σε επίπεδα πίεσης ψεκασμού. Αυτός ο τύπος αντλίας απορροφά μια ροπή μεταξύ 18 και 20 Nm,

δηλαδή το 1/9 της απαιτούμενης ροπής για μια αντλία τύπου διανομέα. Επιπλέον η παροχή της είναι πιο σταθεροποιημένη.

Τέλος, το σύστημα συνοδεύεται από τους απαραίτητους αισθητήρες, ώστε η ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου (ECU) να μπορεί να ρυθμίσει τη λειτουργία του.

Με το σύστημα common rail επιτυγχάνεται:

- υψηλή απόδοση του κινητήρα
- μειωμένες εκπομπές ρύπων
- χαμηλή κατανάλωση καυσίμου
- μειωμένος θόρυβος λειτουργίας του κινητήρα

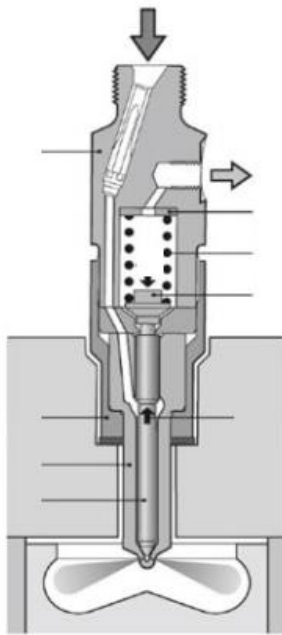


Εικόνα 2.6. Αντλίες συστήματος common rail. Στην εικόνα παρουσιάζονται, η αντλία χαμηλής πίεσης (αριστερά) και η αντλία υψηλής πίεσης (δεξιά). [10]

2.10 Εγχυτήρες πετρελαιοκινητήρων

Μηχανικοί εγχυτήρες

Τα μηχανικά μπεκ είναι πολύ απλούστερα τόσο σε κατασκευή όσο και σαν αρχή λειτουργίας από τα ηλεκτρομαγνητικά. Ο ψεκασμός πραγματοποιείται όταν, λόγω της πίεσης που δημιουργείται από την αντλία πετρελαίου, υπερνικηθεί η δύναμη του ελατηρίου που σπρώχνει την βελόνα του μπεκ, η οποία κρατάει την οπή ψεκασμού κλειστή. Μόλις ψεκαστεί μια συγκεκριμένη ποσότητα καυσίμου, η πίεση μειώνεται και η οπή ξανακλείνει μέχρι να έρθει ξανά καύσιμο από την αντλία. Στην εικόνα που ακολουθεί παρουσιάζονται τα κύρια μέρη ενός μηχανικού εγχυτήρα πετρελαίου.



Εικόνα 2.7. Απεικόνιση μηχανικού εγχυτήρα πετρελαιοκινητήρα εξοπλισμένου με σύστημα άμεσου ψεκασμού. [10]

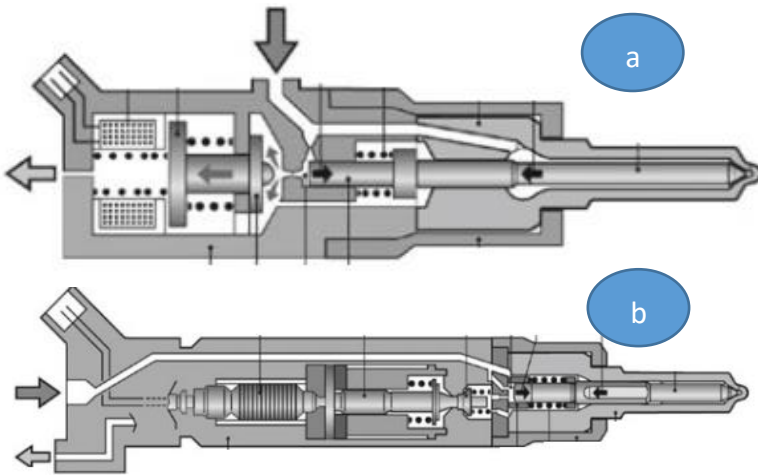
Ηλεκτρομαγνητικοί εγχυτήρες

Τα ηλεκτρομαγνητικά μπεκ αποτελούνται από μια μαγνητική περιέλιξη και τις επαφές της, από ένα ακροφύσιο, μια βελόνα και ένα επανατατικό ελατήριο. Η λειτουργία τους βασίζεται στη χρήση μαγνητικού πεδίου για την ενεργοποίησή τους. Όταν εφαρμοστεί ηλεκτρική τάση στην περιέλιξη που περιβάλλει τη βελόνα, η οποία κρατάει την οπή ψεκασμού κλειστή, αυτή μετατοπίζεται λόγω του μαγνητικού πεδίου που δημιουργείται και έτσι ανοίγει η οπή ψεκασμού. Όταν διακοπεί η τάση, η βελόνα επιστρέφει στην αρχική της θέση με την βοήθεια του επανατατικού ελατηρίου. Το σήμα για την έναρξη του ψεκασμού δίνεται από τον εγκέφαλο του οχήματος. Ο ψεκασμός πραγματοποιείται υπό σταθερή πίεση από την αντλία συνεχούς πίεσης και η ποσότητα ψεκαζόμενου καυσίμου ρυθμίζεται από τον χρόνο που παραμένει ανοιχτή η οπή.

Πιεζοηλεκτρικοί εγχυτήρες

Κατά την παραμόρφωση ενός κρύσταλλου σχηματισμένου από ιόντα (τουρμαλίνη, χαλαζίας, τρυγικό κάλιο-νάτριο) προκύπτει μια ηλεκτρική τάση. Αντιστρέφοντας το φαινόμενο αυτό εφαρμόζοντας τάση στον κρύσταλλο έχουμε ως αποτέλεσμα την παραμόρφωση του. Συνδέοντας τον κρύσταλλο με την βελόνα του μπεκ, την εξαναγκάζουμε σε κίνηση ώστε να ανοιγοκλείνουμε την οπή ψεκασμού. Τα πιεζοηλεκτρικά μπεκ χρειάζονται περίπου τον μισό χρόνο για μια μετακίνηση της βελόνας σε σχέση με τα ηλεκτρομαγνητικά.

Στην Εικόνα 2.8 που ακολουθεί φαίνονται οι δυο τελευταίοι τύπου εγχυτήρων που παρουσιάστηκαν προηγουμένως.



Εικόνα 2.8. Συγκριτική απεικόνιση ηλεκτρομαγνητικών (a) και πιεζοηλεκτρικών εγχυτήρων (b).
[10]

2.11 Πειραματικές μετρήσεις κατασκευαστή κινητήρα

Οι μετρήσεις καθώς και το διάγραμμα πραγματικής ειδικής κατανάλωσης που ακολουθούν ελήφθησαν κατά την εγκατάσταση της διάταξης στο Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του πρώην Τμήματος Μηχανολόγων Οχημάτων του πρώην Αλεξάνδρειου Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Θεσσαλονίκης το Μάρτιο του 1985. Μελετώντας την ακόλουθη εικόνα, παρατηρείται ότι ο κινητήρας μετρήθηκε μόνο στον αριθμό στροφών λειτουργίας που επιτυγχάνει την μέγιστη ισχύ του, δηλαδή στις 2000rpm.

PLINT

TEST SHEET
I. C. ENGINES

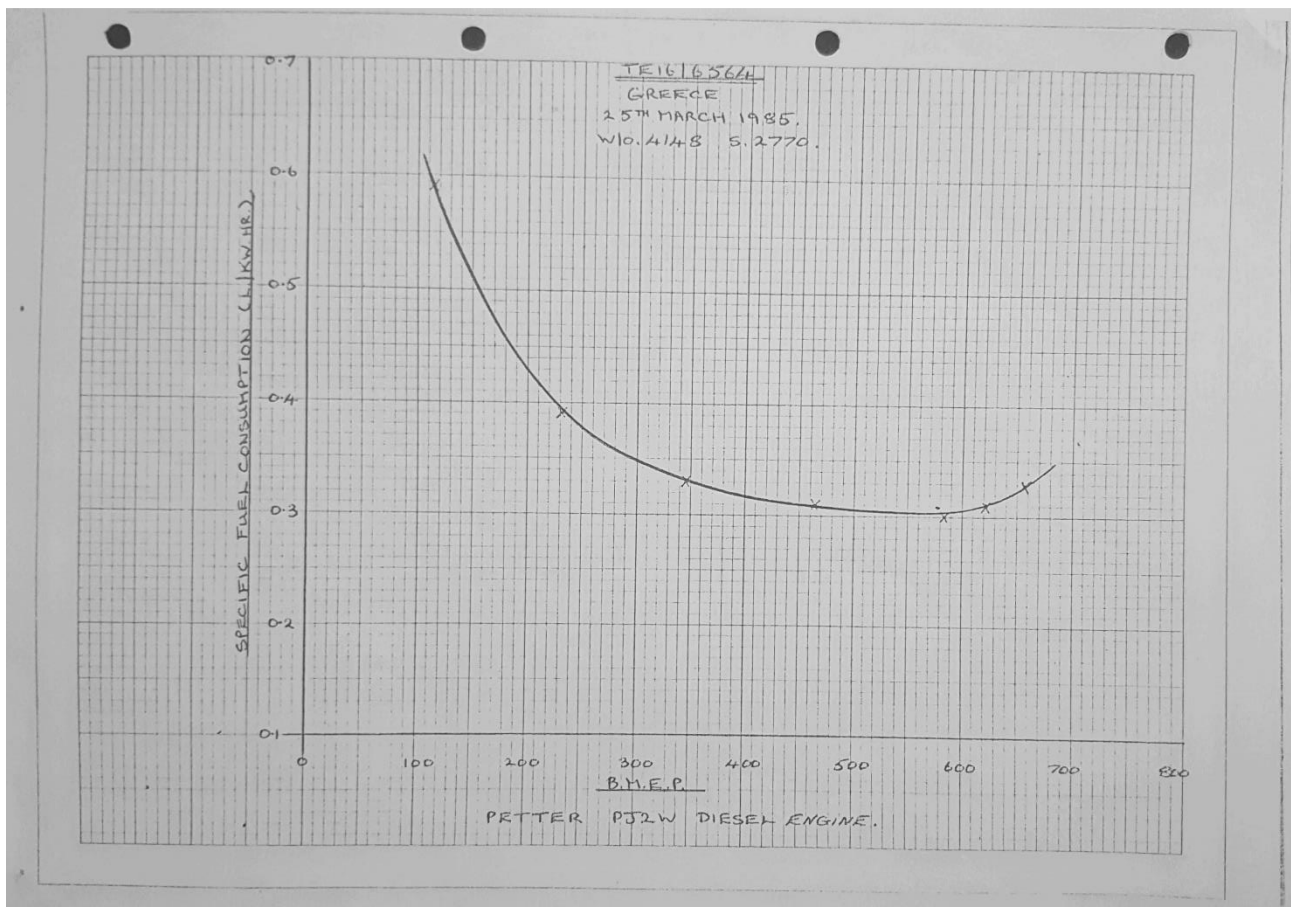
Customer: GREECE
 Date: MARCH 1985
 Engine: PETTER PJ2W
 Serial No. TE16R1/6564
 Works Order No. 4148
 Barometer: 752 mm Hg
 Air Temp. 16 °C
 Volts 380/3/50Hz
 S. 2770
 Bore 96.8 mm
 Stroke 110 mm
 cylinders 2
 Swept Vol. 1620 cc
 Fuel DIESEL
 Oil EUROTEX SAE 15-50W
 Fuel Gauge No. 1
 Power kW: $\frac{Nm \times rev/min}{9549.29}$
 b.m.e.p. = $7.76 \times Nm(kN/m^2)$
 FUEL Litre/hour = $\frac{180}{t}$

TACHO rpm	COUNTER			BRAKE LOAD (Nm)	POWER (kW)	b.m.e.p. (kN/m ²)	t sec. 50/cc	FUEL		EXHAUST °C	COOLING WATER			OIL		LOAD CURRENT A
	rev.	sec	rev/min					l/hour	l/kw. hr		IN °C	OUT °C	HEAD l/min	°C	BAR	
2106	3248	92.3	2111	15	3.32	116.4	92.3	1.95	0.59	242	64.6	69.6	17	72	4.3	6.6
2057	2429	70.7	2061	30	6.47	232.8	70.7	2.55	0.39	262	67.3	72.4	17	74	4.2	13.4
2041	1918	56.2	2047	45	9.65	349.2	56.2	3.20	0.33	307	66.4	73.0	17	80	4.0	20.8
2025	1554	46.1	2022	60	12.70	465.6	46.1	3.90	0.31	370	66.4	74.1	17	81	3.9	28.1
2015	1262	37.8	2003	75	15.73	582.0	37.8	4.76	0.30	460	66.4	75.3	17	84	3.8	35.4
2000	1152	34.3	2015	80	16.88	620.8	34.3	5.25	0.31	526	64.3	74.9	17	88	3.7	37.5
991	1013	30.5	1992	85	17.73	659.6	30.5	5.90	0.33	594	64.5	75.7	17	89	3.7	40.0

marks PETTER PJ2W SERIAL No. 7312 PJ2WR

4.02

Εικόνα 2.9. Πρωτόκολλο μετρήσεων αναφοράς κινητήρα PJ2W. Οι μετρήσεις της φωτογραφίας διεξήχθησαν τον Μάρτιο του 1985. [12]



Εικόνα 2.10. Μεταβολή πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε συνάρτηση με την πραγματική μέση πίεση (bmer) στις 2000rpm. [12]

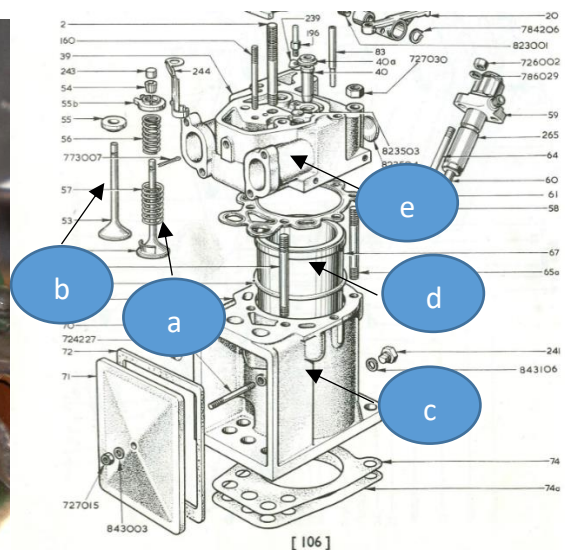
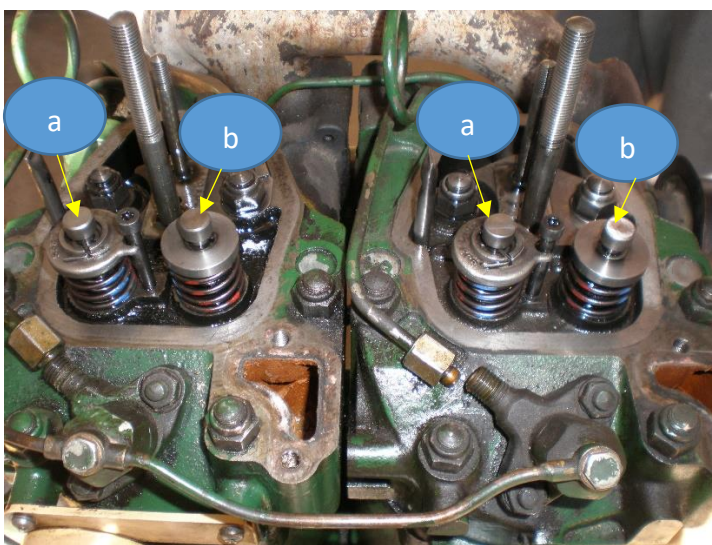
3. Παρουσίαση επιμέρους τμημάτων του πετρελαιοκινητήρα PJ2W

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται τα κυριότερα επιμέρους τμήματα του πετρελαιοκινητήρα των δοκιμών. Αρχικά παρατίθενται πληροφορίες για τις βαλβίδες εισαγωγής/εξαγωγής, στη συνέχεια αναλύεται ο μηχανισμός ωστικών ράβδων-ζυγώθρων, ο εκκεντροφόρος άξονας και η στροφαλοφόρος άτρακτος και στο τέλος δίνονται τεχνικά χαρακτηριστικά για τον κινηματικό μηχανισμό εμβόλου-διωστήρα.

3.1 Βαλβίδες

Για να εισέλθει στο θάλαμο καύσης, ο αέρας, διέρχεται από τον αυλό εισαγωγής και το πρώτο εξάρτημα που συναντάει είναι η βαλβίδα εισαγωγής. Η βαλβίδα αυτή, είναι η 'πόρτα' που επιτρέπει κατά το άνοιγμα της την είσοδο του αέρα στον χώρο καύσης. Είναι έτσι κατασκευασμένη ώστε να μην υπάρχει μεγάλη τριβή του αέρα στην επιφάνεια της, γεγονός που μας εξασφαλίζει καλύτερη ροή, καλύτερη πλήρωση του κυλίνδρου και μειωμένες φθορές τις ίδιες της βαλβίδας. Ένας άλλος ρόλος της, είναι να δημιουργεί στροβιλισμό του αέρα ακριβώς

πριν την είσοδό του στο χώρο καύσης, ώστε να υπάρχει καλύτερη ανάμιξη του με το εντός του κυλίνδρου ψεκαζόμενο καύσιμο. Αφού γίνει η εισαγωγή και καύση του μείγματος, σειρά έχει η εξαγωγή των καυσαερίων με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής. Όταν ο εκκεντροφόρος περιστραφεί αρκετά ώστε να μην ασκείται πίεση στην βαλβίδα, αυτή κλείνει με την βοήθεια του ελατηρίου που την περιβάλλει. Αυτό επαναλαμβάνεται ασταμάτητα κατά την λειτουργία του κινητήρα. Στην εικόνα που ακολουθεί παρουσιάζεται η θέση των επικεφαλής βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής του κινητήρα. Σε κάθε κύλινδρο εμφανίζονται μια βαλβίδα εισαγωγής και μια βαλβίδα εξαγωγής. Επομένως, ο συνολικός αριθμός των βαλβίδων του κινητήρα είναι τέσσερις, δυο βαλβίδες εισαγωγής και δυο βαλβίδες εξαγωγής.



Εικόνα 3.1. Θέση βαλβίδων εισαγωγής (a) και εξαγωγής (b) του κινητήρα PJ2W. Στα αριστερά φαίνεται η θέση των βαλβίδων επί των κυλινδροκεφαλών του κινητήρα και στα δεξιά φαίνεται εικόνα από το τεχνικό εγχειρίδιο του κινητήρα στην οποία παρουσιάζεται ο κύλινδρος (c), το χιτώνιο (d), οι βαλβίδες (a και b) και η κυλινδροκεφαλή (e). [7]

3.2 Μηχανισμός ωστικών ράβδων – ζυγώθρων

Το άνοιγμα των βαλβίδων γίνεται με το σπρώξιμο τους από τα ζυγώθρα (κοκοράκια), τα οποία είναι ένα είδος μοχλών, στερεωμένα με μια άρθρωση στο μέσο τους. Από τη μία πλευρά κινούνται από τις ωστικές ράβδους και από την άλλη πιέζουν τις βαλβίδες να ανοίξουν. Οι πρώτες είναι απλές ράβδοι με μοναδικό σκοπό τους να μεταφέρουν, στα κοκοράκια, την κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα. Στην εικόνα που ακολουθεί παρουσιάζεται ο μηχανισμός ωστικής ράβδου-ζυγώθρου του κινητήρα PJ2W.



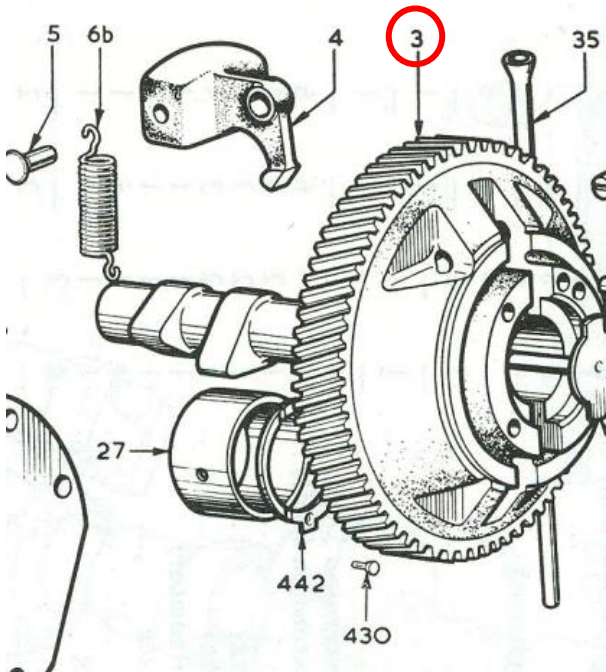
Εικόνα 3.2. Παρουσίαση ωστικής ράβδου (αριστερά) και μηχανισμού ωστικής ράβδου (a) – ζυγώθρου (b) τοποθετημένα στον κινητήρα PJ2W. [7, 12]

3.3 Εκκεντροφόρος άξονας

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, ο εκκεντροφόρος άξονας έχει ως σκοπό την κίνηση των βαλβίδων. Τις ανοιγοκλείνει με τέτοια σειρά, ώστε να είναι δυνατή η υλοποίηση των τεσσάρων χρόνων λειτουργίας του κινητήρα.

Μεταξύ του και των βαλβίδων παρεμβάλλονται οι ωστικές ράβδοι και τα “κοκοράκια”. Η γεωμετρία του είναι ίδια με αυτή ενός απλού άξονα με τη διαφορά της ύπαρξης εκκέντρων, γνωστά και ως αμύγδαλα, τα οποία είναι προεξοχές του εκκεντροφόρου. Κατά την περιστροφή του, τα έκκεντρα, σπρώχνουν τα ωστήρια, αυτά με τη σειρά τους τα κοκοράκια και αυτά πιέζουν τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής να ανοίξουν. Ο άξονας εδράζεται στα κομβία στήριξης, τα οποία τον συγκρατούν επάνω στην κυλινδροκεφαλή. Στο ένα άκρο του τοποθετείται ένα γρανάζι με το οποίο συνδέεται με τον στροφαλοφόρο άξονα απ’ όπου παίρνει κίνηση με σχέση μετάδοσης 2:1.

Στον κινητήρα των δοκιμών, ο εκκεντροφόρος άξονας είναι τοποθετημένος στον κορμό του κινητήρα όπως φαίνεται στην ακόλουθη εικόνα. Στην περίπτωση του κινητήρα PJ2W, τα έκκεντρα σπρώχνουν τις ωστικές ράβδους οι οποίες με την σειρά τους ωθούν τα ζυγώθρα, όπως περιγράφηκε νωρίτερα.



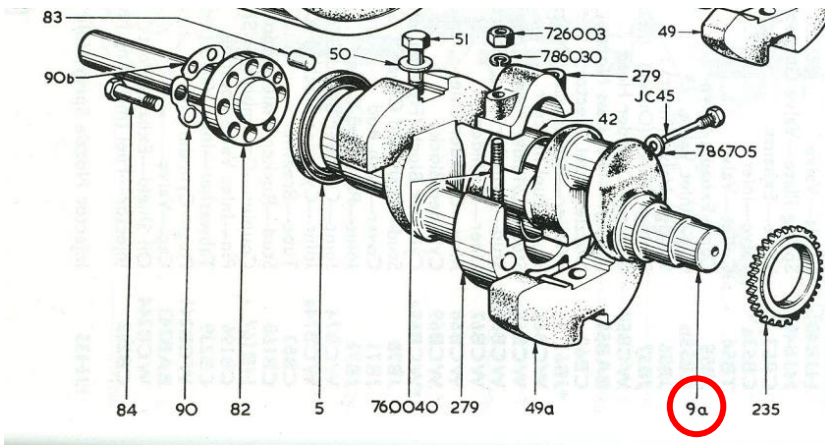
Εικόνα 3.3. Παρουσίαση εκκεντροφόρου άξονα κινητήρα PJ2W, τεμάχιο No 3. [7]

3.4 Στροφαλοφόρος άτρακτος

Η στροφαλοφόρος άτρακτος είναι ίσως το σημαντικότερο εξάρτημα ενός κινητήρα. Σκοπός της είναι να μετατρέπει την παλινδρομική κίνηση του εμβόλου σε περιστροφική, έτσι ώστε να μπορεί να αξιοποιηθεί. Εδράζεται στα κομβία στήριξης, τα οποία είναι τα σημεία συγκράτησής της επάνω στον κορμό του κινητήρα.

Η άτρακτος φέρει τα κομβία διωστήρων, επάνω στα οποία οι τελευταίοι στηρίζονται, είναι δηλαδή τα σημεία στα οποία ασκείται η δύναμη από την παλινδρομική κίνηση των εμβόλων, και τα αντίβαρα, με τα οποία γίνεται αντιστάθμιση των αδρανειακών δυνάμεων λόγω της σύνθετης κίνησης του κινηματικού μηχανισμού εμβόλου-διωστήρα.

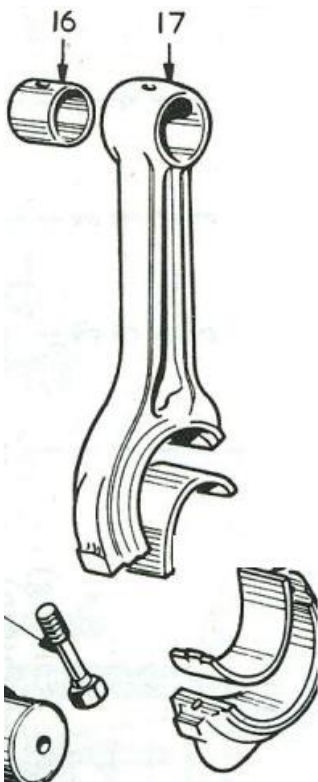
Τέλος, στα άκρα της στροφαλοφόρου ατράκτου τοποθετούνται από τη μια μεριά ο σφόνδυλος (το βολάν) και από την άλλη το γρανάζι χρονισμού καθώς επίσης και η τροχαλία για την πρόσδοση κίνησης σε δευτερεύοντα περιφερειακά συστήματα. Η στροφαλοφόρος άτρακτος του εργαστηριακού κινητήρα παρουσιάζεται στη συνέχεια.



Εικόνα 3.4. Παρουσίαση στροφαλοφόρου ατράκτου του κινητήρα PJ2W, τεμάχιο Νο 9a. [7]

3.5 Διωστήρας

Ο διωστήρας (μπιέλα) είναι το μέσο σύνδεσης του εμβόλου με τη στροφαλοφόρο άτρακτο, δηλαδή το μέσο μεταφοράς της ισχύος που παράγεται κατά την διεργασία της καύσης. Στο επάνω μέρος του συνδέεται με το έμβολο μέσω του πείρου, για να συγκρατείται στην θέση του. Στο κάτω μέρος του συνδέεται με τη στροφαλοφόρο στο κομβίο διωστήρα και συγκρατείται με την χρήση κοχλιών. Στην εικόνα που ακολουθεί φαίνεται ο διωστήρας του κινητήρα των δοκιμών.

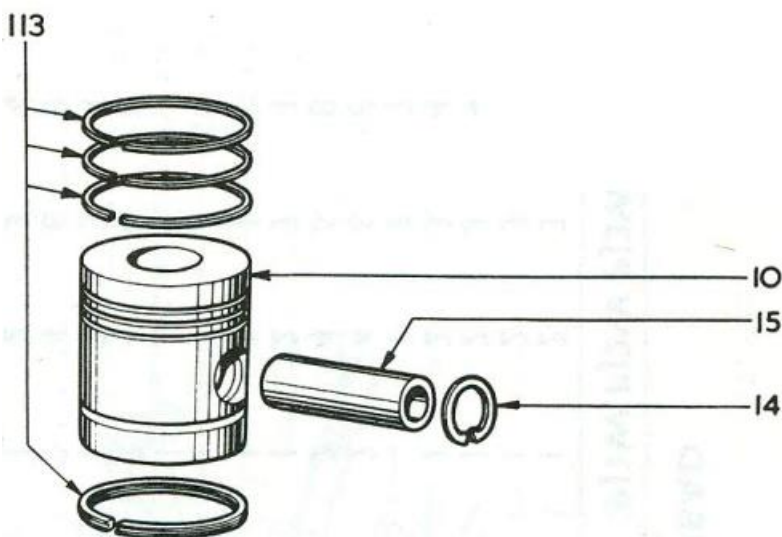


Εικόνα 3.5. Απεικόνιση διωστήρα (No 17) και άνω κουζινέτου (No 16) του κινητήρα PJ2W. [7]

3.6 Έμβολο

Το έμβολο είναι το εξάρτημα που έρχεται σε άμεση επαφή με τις συνθήκες που επικρατούν στο θάλαμο καύσης και μέσω της κίνησής του εκμεταλλευόμαστε την ενέργεια από την καύση του μείγματος αέρα-καυσίμου. Είναι φτιαγμένο ώστε να μπορεί να ανταπεξέλθει σε συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης, και μερικές φορές αποτελείται από διαφορετικό υλικό στο πάνω και κάτω μέρος του. Το κάτω μέρος του εμβόλου ονομάζεται «ποδιά» και εκεί τοποθετούνται τα ελατήριά του.

Υπάρχουν δύο ελατήρια συμπίεσης, τα οποία είναι απαραίτητα για τη σωστή στεγανοποίηση του θαλάμου καύσεως και τη διατήρηση της συμπίεσης που ορίζει ο κατασκευαστής, και ένα ελατήριο λαδιού, η ξύστρα, που σκοπός του είναι να απομακρύνει την περισσευούμενη ποσότητα λιπαντικού από τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Το έμβολο και τα ελατήρια του κινητήρα των δοκιμών παρουσιάζεται στην εικόνα που ακολουθεί.



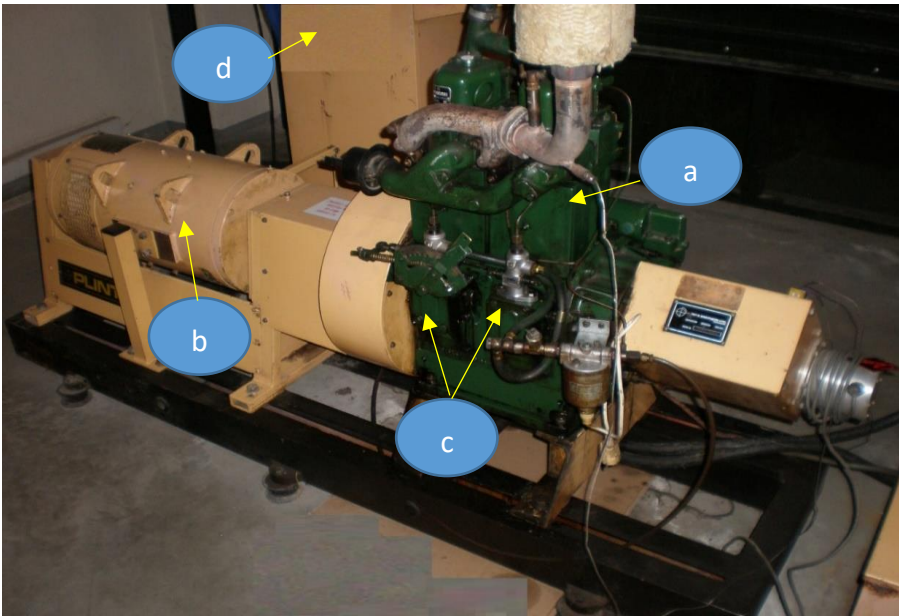
Εικόνα 3.6. Παρουσίαση εμβόλου (No 10), ελατηρίων (No 113), πείρου εμβόλου (15) και ασφαλειών συγκράτησης πείρου (No 14). [7]

4. Περιγραφή πειραματικής διάταξης και πειραματικής διαδικασίας

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται η πειραματική διάταξη που χρησιμοποιήθηκε για την διεξαγωγή των εργαστηριακών μετρήσεων και η πειραματική διαδικασία η οποία ακολουθήθηκε. Ο κινητήρας των δοκιμών είναι ο Lister Petter PJ2W και η πειραματική διάταξη η PLINT TE16R1/6564.

4.1 Περιγραφή πειραματικής διάταξης

Η διάταξη στην οποία διεξήχθησαν οι πειραματικές μετρήσεις της εργασίας αποτελείται από τον πετρελαιοκινητήρα Lister Petter PJ2W, το δυναμόμετρο David McClure 38164/4, το σύστημα ψύξης του κινητήρα Plint TE95/6565, τον αεροθάλαμο εισαγωγής αέρα Plint Airbox TE40, τον πύργο ελέγχου και τη δεξαμενή καυσίμου μαζί με τον μετρητή παροχής αυτού.



Εικόνα 4.1. Παρουσίαση πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται ο κινητήρας (a), το δυναμόμετρο (b), οι αντλίες καυσίμου (c) και ο πίνακας ελέγχου της διάταξης (d).

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά των επιμέρους τμημάτων της πειραματικής διάταξης.

Πετρελαιοκινητήρας

Ο πετρελαιοκινητήρας των δοκιμών είναι ο PJ2W της εταιρείας Lister Petter. Πρόκειται για τετράχρονο δικύλινδρο κινητήρα, απευθείας έγχυσης με ενιαίο κορμό αλλά ξεχωριστούς κυλίνδρους και κυλινδροκεφαλές. Ο κινητήρας έχει συνολικά 4 επικεφαλείς βαλβίδες, μια βαλβίδα εισαγωγής και μια βαλβίδα εξαγωγής ανά κύλινδρο. Ο εκκεντροφόρος άξονας είναι τοποθετημένος στον κορμό του κινητήρα ενώ η κίνηση των βαλβίδων γίνεται μέσω του μηχανισμού ωστικής ράβδου-ζυγώθρου. Στον πίνακα που ακολουθεί παρουσιάζονται τα κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα.

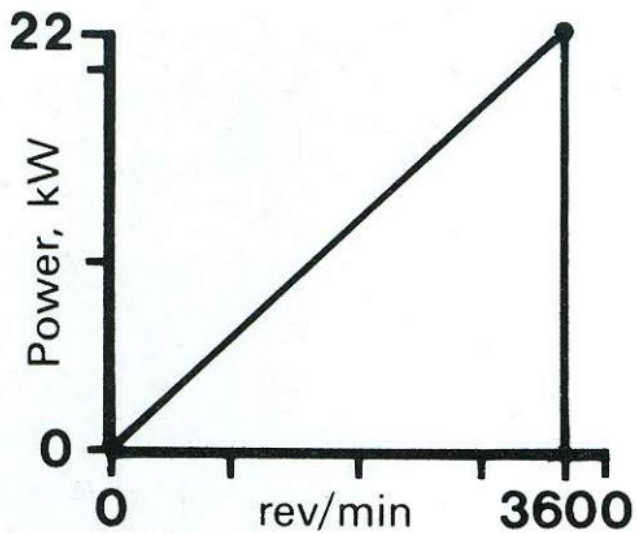
Πίνακας 1. Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα PJ2W. [7]

Τύπος κινητήρα	PJ2W
Κατασκευαστής κινητήρα	Lister-Petter
Αριθμός κυλίνδρων	2
Διάμετρος κυλίνδρου	96.8 mm
Διαδρομή εμβόλου	110 mm
Όγκος εμβολισμού	1620 cc
Λόγος συμπίεσης	17.5:1
Μέγιστος αριθμός στροφών λειτουργίας	2000 rpm
Μέγιστη Ισχύς	22 kW
Διάμετρος αυλού εξαγωγής	1 ½ B.S.P.
Μήκος αυλού εξαγωγής	1 m
Μανόμετρο πίεσης λαδιού	WIKA 0-7 Bar
Θερμόμετρο θερμοκρασίας λαδιού	ZEAL 20-150 °C

Δυναμόμετρο

Το ηλεκτρικό δυναμόμετρο της πειραματικής διάταξης είναι της εταιρείας David McClure, σχεδιασμένο για περιστροφή και προς τις δύο κατευθύνσεις. Ο ρυθμός απορρόφησης ισχύος φαίνεται στην ακόλουθη εικόνα. Όταν το δυναμόμετρο χρησιμοποιείται για τη ρυμούλκηση του κινητήρα, η διαθέσιμη ισχύς είναι το 85% της απορροφόμενης.

Η ταχύτητα εναλλαγής από τη λειτουργία ρυμούλκησης στη λειτουργία απορρόφησης ισχύος και αντιστρόφως, επιτυγχάνεται σε μόλις 15 – 20 ms. Η ακρίβεια ταχύτητας περιστροφής είναι +/- 0.1% της μέγιστης. Μέσω της ηλεκτρονικής συνδεσμολογίας του δυναμομέτρου με τον πύργο ελέγχου δίνεται στο χρήστη η δυνατότητα επιβολής μεταβαλλόμενου φορτίου στον κινητήρα διατηρώντας σταθερές στροφές ή σταθερού φορτίου μεταβάλλοντας τις στροφές. Επίσης, το δυναμόμετρο χρησιμοποιείται και ως εκκινητής για τον κινητήρα μας. Τέλος, η διάταξη εδράζεται σε μια χαλύβδινη βάση διαστάσεων 2.1 x 0.58 m. Η βάση είναι βιδωμένη σε συμπαγές τσιμεντένιο έδαφος.



Εικόνα 4.2. Διάγραμμα ρυθμού απορρόφησης ισχύος δυναμομέτρου David McClure. [12]

Στον ακόλουθο πίνακα και στην ακόλουθη εικόνα φαίνονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά και μια κοντινή όψη του δυναμομέτρου.

Πίνακας 2. Τεχνικά χαρακτηριστικά δυναμομέτρου David McClure. [12]

Τύπος	38164/4
Κατασκευαστής	David McClure
Ηλεκτρική τροφοδοσία	380 V / 50 Hz / 3 Φάσεις
Μέγιστη αποροφόμενη ισχύς	22 kW
Μέγιστη ισχύς ρυμούλκησης	17.5 kW
Εύρος αριθμού στροφών λειτουργίας	2000 – 3600 rpm
Ακτίνα ράβδου ροπής	220 mm
Ύψος κέντρου άξονα ρότορα	368 mm



Εικόνα 4.3. Κοντινή όψη δυναμομέτρου. Στην εικόνα φαίνεται το ταμπελάκι τεχνικών χαρακτηριστικών της γεννήτριας.

Σύστημα ψύξης κινητήρα

Το σύστημα ψύξης αποτελείται από μια δεξαμενή ανάμιξης νερού, την αντλία, ένα ροόμετρο και δυο θερμοζεύγη τύπου Κ. Τα θερμοζεύγη μετρούν τη θερμοκρασία του νερού κατά την είσοδο και έξοδο του από τον κινητήρα. Οι μετρούμενες θερμοκρασίες προβάλλονται σε ψηφιακές οθόνες στον πύργο ελέγχου της διάταξης. Επιπλέον, δίνεται η δυνατότητα ρύθμισης της παροχής νερού.

Στον πίνακα που ακολουθεί παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του συστήματος ψύξης του κινητήρα των δοκιμών.

Πίνακας 3. Τεχνικά χαρακτηριστικά συστήματος ψύξης κινητήρα PJ2W. [12]

Τύπος	TE95/6565
Ισχύς αντλίας	370 W
Ταχύτητα περιστροφής	2800 rpm
Ηλεκτρική τροφοδοσία	220 V / 50 Hz / 1 Φάση
Είδος τροφοδοσίας	Συνεχόμενο ρεύμα
Ροόμετρο	K.D.G. Flowmeters

Στην ακόλουθη εικόνα παρουσιάζονται τα επιμέρους τμήματα του συστήματος ψύξης του κινητήρα της πειραματικής διάταξης.



Εικόνα 4.4. Παρουσίαση συστήματος ψύξης TE95/6565. Στην εικόνα παρουσιάζονται τα εξής: a) αντλία, b) δεξαμενή ανάμιξης νερού και c) ροόμετρο.

Αεροθάλαμος εισαγωγής αέρα

Το σύστημα μέτρησης αέρα εισαγωγής αποτελείται από τον αεροθάλαμο εισαγωγής αέρα, ένα κεκλιμένο μανόμετρο και ένα σωληνάκι σύνδεσης. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του αεροθαλάμου παρουσιάζονται παρακάτω.

Πίνακας 4. Τεχνικά χαρακτηριστικά αεροθαλάμου. [12]

Τύπος	TE40
Εξωτερική διάμετρος	690 mm
Μήκος	1070 mm
Διάμετρος οπής εισόδου αέρα	43.97 mm
Συντελεστής ροής (discharge coefficient)	0.6

Στην ακόλουθη εικόνα παρουσιάζεται η θέση του αεροθαλάμου στην πειραματική διάταξη.



Εικόνα 4.5. Πλαϊνή όψη πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται ο κινητήρας (a), το δυναμόμετρο (b) και ο αεροθάλαμος (c).

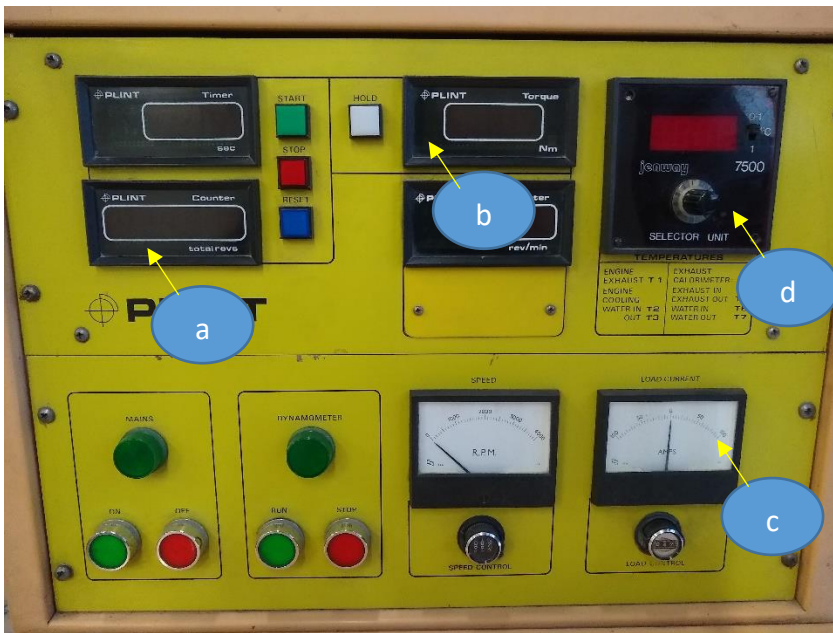
Πύργος ελέγχου

Η διαχείριση λειτουργίας της πειραματικής διάταξης πραγματοποιείται μέσω του πύργου ελέγχου που φαίνεται στην ακόλουθη εικόνα. Στις ψηφιακές οθόνες εμφανίζονται οι στροφές λειτουργίας του κινητήρα, η αναπτυσσόμενη ροπή του κινητήρα, η θερμοκρασία καυσαερίου (T1), η θερμοκρασία του νερού εισόδου στον κινητήρα (T2) και η θερμοκρασία του νερού εξόδου του κινητήρα (T3). Επιπλέον εμφανίζεται και η ένταση του παραγόμενου ρεύματος της γεννήτριας.

Πίνακας 5. Τεχνικά χαρακτηριστικά πύργου ελέγχου πειραματικής διάταξης. [12]

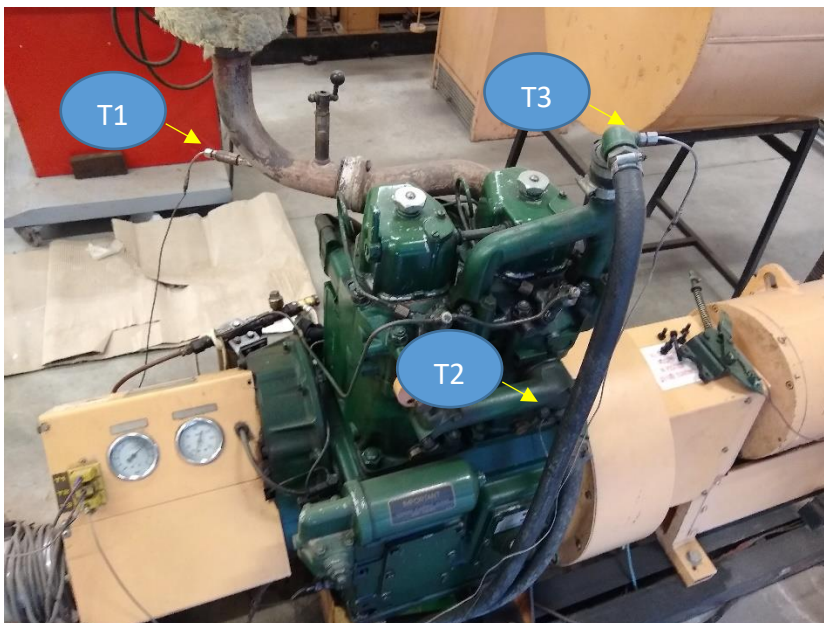
Τύπος	TE28/6596
Ηλεκτρική τροφοδοσία	220 V / 50 Hz / 1 Φάση
Ψηφιακή ένδειξη θερμοκρασίας	JENWAY 7505
Θερμοζεύγη	3 x NiCr + NiAl

Στην ακόλουθη εικόνα παρουσιάζονται τα όργανα του πίνακα ελέγχου της διάταξης.



Εικόνα 4.6. Πίνακας οργάνων πύργου ελέγχου πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται τα εξής: a) Αριθμός στροφών λειτουργίας του κινητήρα, b) Αναπτυσσόμενη ροπή του κινητήρα, c) Ένταση ρεύματος γεννήτριας, d) Μετρημένες θερμοκρασίες.

Οι θέσεις μέτρησης των τριών θερμοστοιχείων τύπου K επί του πετρελαιοκινητήρα παρουσιάζονται στην ακόλουθη εικόνα.



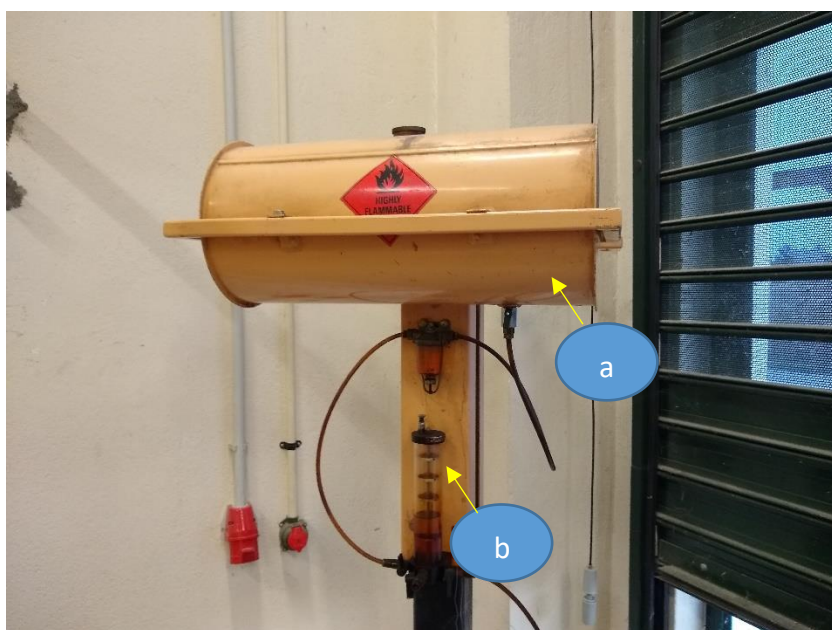
Εικόνα 4.7. Θέσεις θερμοστοιχείων τύπου K τα οποία είναι τοποθετημένα στον πετρελαιοκινητήρα της πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα φαίνονται τα εξής: T1: Θερμοστοιχείο μέτρησης θερμοκρασίας καυσαερίου, T2: Θερμοστοιχείο μέτρησης θερμοκρασίας νερού εισόδου στον κινητήρα και T3: Θερμοστοιχείο μέτρησης θερμοκρασίας νερού εξόδου από τον κινητήρα.

Δεξαμενή καυσίμου – Μετρητής παροχής καυσίμου

Το σύστημα καυσίμου της διάταξης αποτελείται από το ντεπόζιτο αποθήκευσης του πετρελαίου κίνησης καθώς επίσης και τον μετρητή του παρεχόμενου προς καύση καυσίμου. Στον ακόλουθο πίνακα παρουσιάζονται οι χωρητικότητες των επιμέρους τμημάτων του συστήματος καυσίμου. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται το εν λόγω σύστημα.

Πίνακας 6. Χωρητικότητες συστήματος αποθήκευσης και παροχής καυσίμου.

Χωρητικότητα ντεπόζιτου	20 L
Χωρητικότητα μετρητή	200ml



Εικόνα 4.8. Σύστημα καυσίμου πειραματικής διάταξης TE16R1/6564. Στην εικόνα φαίνονται η δεξαμενή καυσίμου (a) και ο μετρητής παροχής (b).

4.2 Περιγραφή πειραματικής διαδικασίας

Η διαδικασία που ακολουθήθηκε κατά την διεξαγωγή των πειραματικών μετρήσεων, αποτελείται από τέσσερα στάδια: τον έλεγχο – προετοιμασία της διάταξης, την προθέρμανση του κινητήρα, τις μετρήσεις και το σβήσιμο.

Έλεγχος – Προετοιμασία

Το στάδιο αυτό ξεκινούσε με έλεγχο του επιπέδου λαδιού του κινητήρα, του αποθέματος καυσίμου καθώς και τυχόν διαρροές υγρών. Στη συνέχεια, δίναμε ρεύμα στη διάταξη από τον γενικό ηλεκτρολογικό πίνακά της και μέσω ενός διακόπτη στο πίσω μέρος του πύργου ελέγχου.

Ενεργοποιούσαμε την επιφάνεια εργασίας του πύργου ελέγχου πατώντας το “ON”, ανοίγαμε την παροχή νερού και γεμίζαμε τον ογκομετρητή καυσίμου. Τέλος, δίνοντας στροφές στον ηλεκτροκινητήρα-γεννήτρια του δυναμόμετρου, ρυμουλκούσαμε τον πετρελαιοκινητήρα, και όταν αυτός έφτανε σε στροφές αρκετές για την αυτοσυντήρησή του, κατεβάζαμε το μοχλό αποσυμπίεσης. Στην ακόλουθη εικόνα φαίνεται ο μοχλός αποσυμπίεσης.



Εικόνα 4.9. Πλαϊνή όψη του κινητήρα. Στην εικόνα φαίνεται η θέση του μοχλού αποσυμπίεσης (a) και η θυρίδα τοποθέτησης πιεζοηλεκτρικού αισθητήρα (b).

Προθέρμανση

Κατά την προθέρμανση, ο κινητήρας λειτουργούσε σε πεδίο στροφών από 1300 έως 1800 rpm αυξάνοντας κατά 100rpm ανά 5 λεπτά. Στη διάρκεια παραμονής του κινητήρα σε ένα σταθερό σημείο στροφών, αυξανόταν σταδιακά το φορτίο μέχρι τα 80 – 90 Nm ανάλογα με τις δυνατότητες παραγωγής ροπής του κινητήρα.

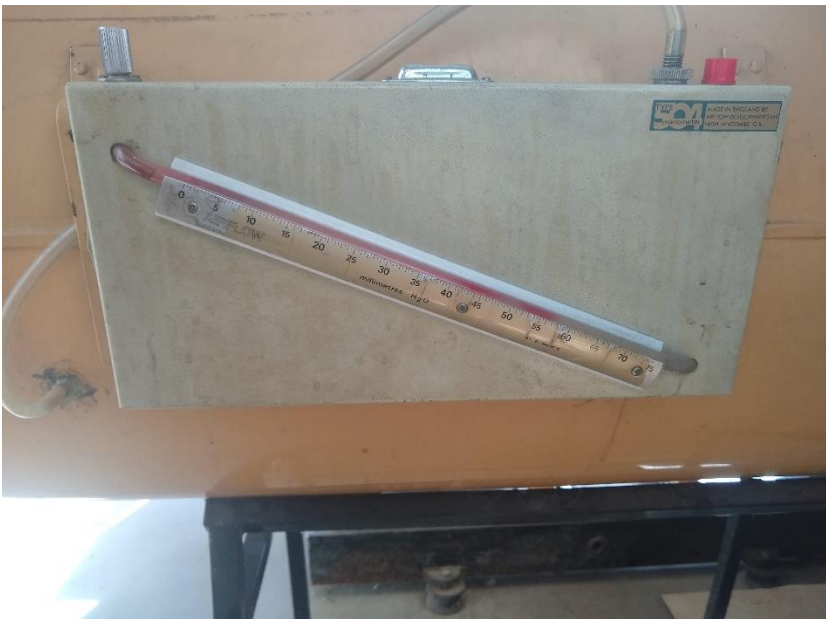
Σκοπός της διαδικασίας αυτής ήταν να αποκτήσουν όλα τα μέρη του κινητήρα τις κατάλληλες θερμοκρασίες ώστε να επιτευχθεί όσο το δυνατόν καλύτερη προσομοίωση πραγματικών συνθηκών λειτουργίας. Η διάρκεια της φάσης προθέρμανσης κυμαίνονταν συνήθως μεταξύ 15 και 20 λεπτών, ενώ δε ξεπερνούσε τα 30 λεπτά.

Διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων

Με το πέρας της φάσης προθέρμανσης του κινητήρα, το κάθε μέλος της ομάδας έπαιρνε τη θέση του για να ξεκινήσουν οι μετρήσεις. Αρχικά επιτυγχανόταν σταθεροποίηση των στροφών

λειτουργίας του κινητήρα στον επιθυμητό αριθμό και επιβολή σε αυτού του μικρότερου δυνατού φορτίου που είχαμε αποφασίσει. Στη συνέχεια, μέσω υδραυλικής βάνας γέμιζε ο ογκομετρητής καυσίμου και, μόλις η στάθμη περνούσε την ένδειξη αναφοράς, ξεκινούσε η μέτρηση για τα διαθέσιμα 50 cm^3 καυσίμου. Στη διάρκεια της μέτρησης ο ένας φοιτητής διάβαζε την ένδειξη του μανομέτρου, το οποίο είναι τοποθετημένο πάνω στον αεροθάλαμο όπως φαίνεται στην ακόλουθη εικόνα, και την μετέφερε στον άλλο φοιτητή που στεκόταν στον πύργο ελέγχου καταγράφοντας τις τιμές θερμοκρασίας.

Μετά την κατανάλωση των 50 cm^3 καυσίμου, ο φοιτητής που ήταν στον πύργο πατούσε το “STOP” και κατέγραφε το χρόνο και τις συνολικές περιστροφές του κινητήρα στο χρόνο αυτό. Στη συνέχεια, ο χειριστής της διάταξης αύξανε το επιβαλλόμενο φορτίο (ροπή) κατά 10 Nm , ενώ ο δεύτερος φοιτητής γέμιζε τον ογκομετρητή για την επόμενη μέτρηση. Η διαδικασία επαναλαμβάνονταν μέχρι τη μέγιστη ροπή που μπορούσε να παράξει ο κινητήρας στις συγκεκριμένες στροφές. Επόμενο βήμα η αύξηση των στροφών κατά 100 rpm και η αρχή ενός νέου σετ μετρήσεων ακολουθώντας την ίδια διαδικασία επιβολής φορτίου στον κινητήρα.



Εικόνα 4.10. Κεκλιμένο μανόμετρο μέτρησης πτώση πίεσης του αέρα μεταξύ του περιβάλλοντος και του εσωτερικού του αεροθαλάμου. Η συγκεκριμένη μέτρηση πίεσης χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της μαζικής παροχής αέρα του κινητήρα.

Σβήσιμο

Κατά το «σβήσιμο» ακολουθείται μια διαδικασία περίπου αντίστροφη αυτής της προθέρμανσης. Έτσι μετά την ολοκλήρωση των μετρήσεων της ημέρας, μειώνεται το φορτίο και

οι στροφές του κινητήρα στο ελάχιστο, σημείο λειτουργίας το οποίο διατηρείται μέχρι να εξισορροπηθούν οι θερμοκρασίες του νερού εισόδου και εξόδου του κινητήρα. Στη συνέχεια, απενεργοποιείται ο κινητήρας αφήνοντας όμως ανοιχτή την παροχή ρεύματος στη διάταξη ώστε να συνεχίσει να λειτουργεί το σύστημα ψύξης προκειμένου να κρυώσει ομοιόμορφα ο κινητήρας.

Τέλος, περιστρέφονται στη θέση απενεργοποίησης ο διακόπτης στο πίσω μέρος του πύργου και ο γενικός διακόπτης του ηλεκτρικού πίνακα ενώ διακόπτεται και η παροχή νερού στη δεξαμενή μέσω της υδραυλικής βάνας της διάταξης.

4.3 Πρωτόκολλο μετρήσεων

Στον ακόλουθο πίνακα παρουσιάζονται τα σημεία μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα PJ2W (steady state operation points) τα οποία επιλέχθηκαν για την διεξαγωγή των απαιτούμενων πειραματικών μετρήσεων της εργασίας. Στο σημείο αυτό να αναφερθεί ότι για κάθε αριθμό στροφών λειτουργίας μεταβαλλόταν το επιβαλλόμενο φορτίο σε αυτόν από την μικρότερη μέχρι την μεγαλύτερη δυνατή τιμή αυτού.

Πίνακας 7. Σημεία μόνιμης λειτουργίας λήψης πειραματικών μετρήσεων.

Engine Speed: 1600 rpm Coolant fluid: Volumetric flow rate: 12lt/min	Engine Speed: 1700 rpm Coolant fluid: Volumetric flow rate: 5lt/min	Engine Speed: 1800 rpm Coolant fluid: Volumetric flow rate: 15lt/min	Engine Speed: 1800 rpm Coolant fluid: Volumetric flow rate: 5lt/min
Engine Torque [Nm]	Engine Torque [Nm]	Engine Torque [Nm]	Engine Torque [Nm]
20	20	20	20
30	30	30	30
40	40	40	40
50	50	50	50
60	60	60	60
70	70	70	70
80	80	80	80
85	90		90
90	100		100
			110

Το πρωτόκολλο μετρήσεων το οποίο χρησιμοποιήθηκε για την συμπλήρωση των μετρούμενων μεγεθών κατά τη διάρκεια των εργαστηριακών δοκιμών παρουσιάζεται στη συνέχεια.

Πίνακας 8. Πρωτόκολλο μετρήσεων πειραματικής διάταξης PLINT TE16R1/6564.

Ένταση ρεύματος	Μετρητής στροφών		Στροφές κινητήρα	Ροπή κινητήρα	Καύσιμο		Πτώση πίεσης αέρα	Ψυκτικό μέσο			Θερμοκρασία καυσαερίου	
	(A)	Περιστροφές			Χρόνος (Sec)	(rpm)		(Nm)	Όγκος (cm ³)	Χρόνος (sec)		(mm ύδατος)
Σχετική υγρασία (%)			Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)			Βαρομετρική πίεση (mbar)						

Ημερομηνία / Ώρα έναρξης / Ώρα λήξης

5. Βλάβες που εμφανίστηκαν και αντιμετωπίστηκαν

5.1 Συντήρηση

Προτού ξεκινήσει η διαδικασία των μετρήσεων, αφιερώθηκαν έξι ημέρες στο εργαστήριο πραγματοποιώντας εργασίες συντήρησης για να εξασφαλιστεί η ομαλή λειτουργία του κινητήρα. Τις πρώτες δύο μέρες ασχοληθήκαμε με τον καθαρισμό του κινητήρα από σκόνη και λάδια που είχαν κατακαθίσει πάνω του και με την πάροδο του χρόνου είχαν δημιουργήσει ένα παχύ στρώμα «λάσπης».

Για να το πετύχουμε αυτό χρησιμοποιήσαμε ειδικό καθαριστικό. Όταν τελειώσαμε τον καθαρισμό, ο κινητήρας έμοιαζε σχεδόν σαν καινούριος. Αυτό έγινε ώστε να είμαστε σε θέση να εντοπίσουμε τυχόν μελλοντικές διαρροές λαδιού και καυσίμου, κατά τη λειτουργία του κινητήρα, και να μπορέσουμε να τις επιδιορθώσουμε. Η υπόλοιπη διάταξη ξεσκονίστηκε και καθαρίστηκε με πανί και καθαριστικό γενικής χρήσης. Τέλος, σκουπίστηκε το δάπεδο.

Την τρίτη ημέρα που βρεθήκαμε στο εργαστήριο ήταν για αλλαγή λαδιών και γενικά αναλώσιμων στον κινητήρα. Αλλάξαμε λάδια, βγάλαμε το φίλτρο λαδιού, το αντικαταστήσαμε και καθαρίσαμε τη θήκη και τις βίδες που το κρατάνε στη θέση του. Κατά την επανατοποθέτηση του στον κινητήρα αποφασίσαμε να αντικαταστήσουμε και τον ελαστικό δακτύλιο στεγανοποίησής του (o-ring), κάτι που αποδείχθηκε δύσκολο, καθώς ο κινητήρας είναι παλιός και δε μπορούσαμε να βρούμε εύκολα ανταλλακτικό. Μετά από δυο μέρες αναζήτησης, βρέθηκε λύση και επανατοποθετήσαμε το φίλτρο στον κινητήρα, καθιστώντας τον έτοιμο για χρήση.

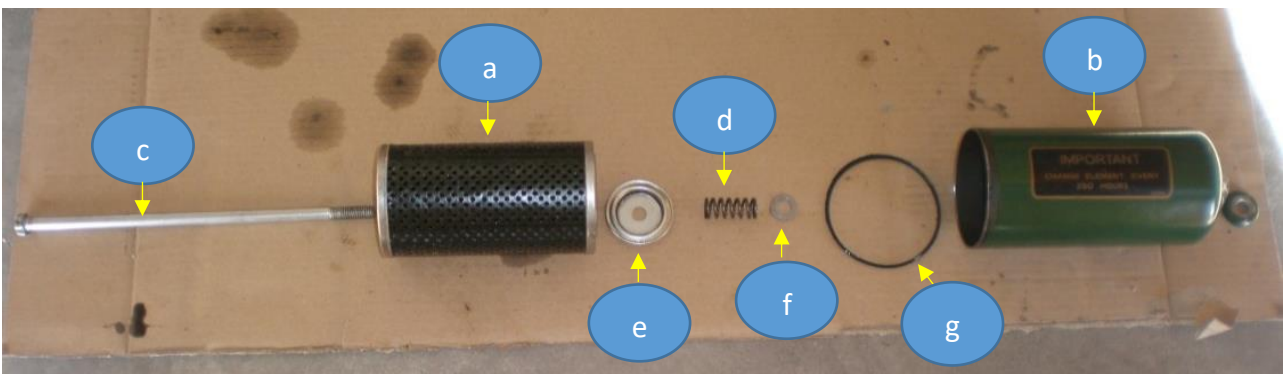
Οι εργασίες συντήρησης που παρουσιάστηκαν παραπάνω φαίνονται στις ακόλουθες εικόνες. Αναλυτικότερα, στην Εικόνα 5.1 παρουσιάζεται η πλαϊνή όψη του κινητήρα στο κάτω μέρος της οποίας βρίσκεται η τάπα αφαίρεσης του λιπαντικού λαδιού καθώς επίσης και το ταμπελάκι του κατασκευαστή με τις απαιτούμενες ιδιότητες που πρέπει να έχει το λιπαντικό λάδι του κινητήρα. Επιπλέον, παρέχονται πληροφορίες για την συχνότητα αλλαγής λαδιού και φίλτρου λαδιού.

Στην Εικόνα 5.2 παρουσιάζεται το φίλτρο λαδιού του κινητήρα μαζί με τα επιμέρους τμήματα του κελύφους του. Η διαδικασία συναρμολόγησης του φίλτρου είναι η εξής: το φίλτρο (a) τοποθετείται στο εσωτερικό του κελύφους (b) και η συγκράτησή του εντός αυτού πραγματοποιείται με την βοήθεια της ντίζας (c) του ελατηρίου (d) και των δυο ροδελών (e) και (f).

Στη συνέχεια, αυτό το πακέτο κομματιών βιδώνεται στον κορμό του κινητήρα και η απαιτούμενη στεγανοποίηση επιτυγχάνεται μέσω του ελαστικού δακτυλίου (g). Οι χαρακτήρες a, b, c, d, e, f και g φαίνονται στην Εικόνα 5.2.

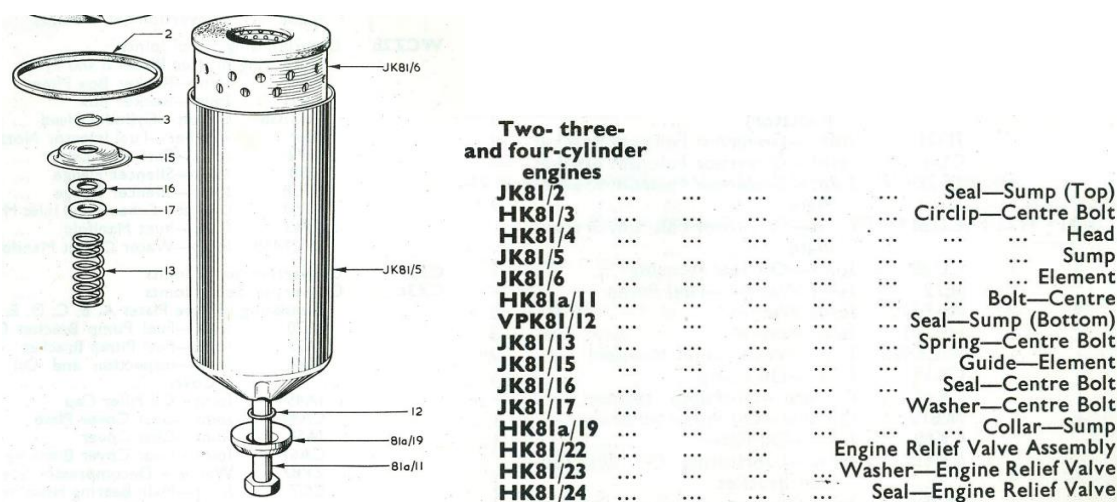


Εικόνα 5.1. Τάπα αφαίρεσης λιπαντικού λαδιού κινητήρα (αριστερά), μέσα συλλογής λιπαντικού λαδιού (κέντρο) και ταμπελάκι τεχνικών προδιαγραφών λιπαντικού λαδιού και οδηγίες συχνότητας αλλαγής λαδιού και φίλτρου λαδιού (δεξιά).



Εικόνα 5.2. Αποσυναρμολογημένη όψη του φίλτρου λαδιού του κινητήρα PJ2W. Στην εικόνα παρουσιάζονται το φίλτρο (a), το κέλυφος τοποθέτησης του φίλτρου (b), η ντίζα συγκράτησης και τοποθέτησης του πακέτου των επιμέρους τεμαχίων του συστήματος στο κορμό του κινητήρα (c), το ελατήριο (d), δυο ροδέλες (e) και (f) και ο στεγανοποιητικός ελαστικός δακτύλιος (g).

Τέλος στην Εικόνα 5.3 παρουσιάζεται η ανάλυση τεμαχίων του συστήματος φιλτραρίσματος του λιπαντικού λαδιού όπως έχει αποτυπωθεί στο τεχνικό εγχειρίδιο του κινητήρα.

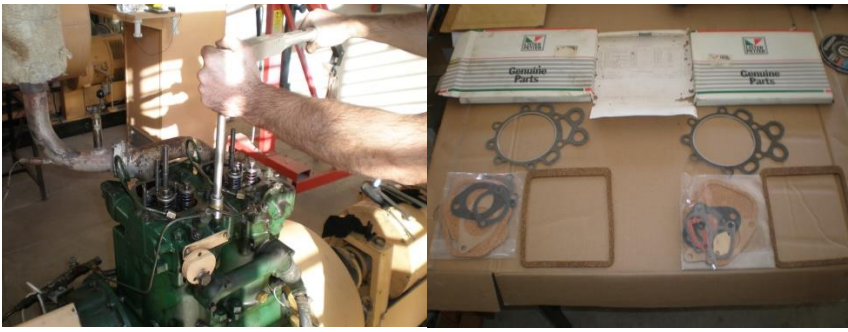


Εικόνα 5.3. Ανάλυση τεμαχίων συστήματος φιλτραρίσματος λιπαντικού λαδιού όπως παρουσιάζεται στο τεχνικό εγχειρίδιο του κινητήρα. [7]

5.2 Βλάβες

Απορυθμισμένη αντλία

Έχοντας πραγματοποιήσει και παλαιότερα μετρήσεις στο συγκεκριμένο κινητήρα, στο πλαίσιο του πρώην μαθήματος Μηχανές Εσωτερικής Καύσης II, και συγκρίνοντας αυτές με τις μετρήσεις του κατασκευαστή, στις οποίες έχουμε πρόσβαση όπως παρουσιάστηκε στην αρχή της εργασίας, διαπιστώσαμε ότι ο κινητήρας εμφάνιζε ιδιαίτερη δυσκολία να αποδώσει ροπή μεγαλύτερη των 45-50 Nm. Έτσι, την πρώτη φορά που τον εκκινήσαμε, με έναν απλό έλεγχο θερμοκρασίας των σωληνών εξαγωγής, χρησιμοποιώντας υπέρυθρο πιστόλι, καταλάβαμε ότι ο ένας κύλινδρος ήταν εκτός λειτουργίας. Πιο συγκεκριμένα, ο ένας κύλινδρος δεν παρήγαγε θερμό καυσαέριο ως αποτέλεσμα της μη σωστής καύσης του καύσιμου μίγματος. Αρχικά ελέγξαμε τα σωληνάκια υψηλής πίεσης που οδηγούσαν το καύσιμο από τις αντλίες πετρελαίου στα μπεκ και αφού είδαμε ότι δεν είχαν κάποιο πρόβλημα (ρωγμές, ακαθαρσίες, διαρροή κ.λπ.) συνεχίσαμε με τον έλεγχο των αντλιών και των εγχυτήρων. Ο έλεγχος των εξαρτημάτων αυτών απαιτεί εξειδικευμένο εξοπλισμό και γι' αυτό χρειάστηκε να αφαιρεθούν από τον κινητήρα και να σταλούν σε ειδικό συνεργείο ελέγχου πετρελαιοκινητήρων. Αφού μας ενημέρωσαν ότι τα εξαρτήματα ήταν λειτουργικά και πριν προχωρήσουμε στην επανατοποθέτησή τους, αποφασίσαμε να ανοίξουμε τα καπάκια των βαλβίδων και να ελέγξουμε αυτή την περιοχή του κινητήρα. Έτσι ξεβιδώσαμε τα καπάκια, ελέγξαμε και ρυθμίσαμε το διάκενο των βαλβίδων και επί την ευκαιρία τοποθετήσαμε νέες φλάντζες πριν το κλείσιμο. Οι δυο τελευταίες ενέργειες παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.4.



Εικόνα 5.4. Διαδικασία ρύθμισης διακένου βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής (αριστερά και κέντρο) και φλάντζες στεγανοποίησης που αντικαταστάθηκαν (αριστερά).

Στη συνέχεια επανατοποθετήσαμε τα μπεκ και τις αντλίες και εκείνη την στιγμή παρατηρήσαμε ότι η ράβδος με την οποία ρυθμίζεται η παροχή καυσίμου από τις αντλίες στα μπεκ δεν ήταν σωστά τοποθετημένη με αποτέλεσμα η παροχή της μιας αντλίας να είναι συνεχώς κλειστή ανεξαρτήτως της θέσης του γκαζιού και συνεπώς να μην υπάρχει σωστός και επαρκής ψεκασμός άρα και καύση στον ένα κύλινδρο. Η βλάβη διορθώθηκε με τη σωστή τοποθέτηση της ράβδου και έτσι είχαμε κανονική λειτουργία και των δύο κυλίνδρων, πράγμα που επιβεβαιώθηκε όταν εκκινήσαμε τον κινητήρα και πραγματοποιήσαμε μια σειρά δοκιμαστικών μετρήσεων με αποτελέσματα πολύ κοντά σε αυτά του κατασκευαστή. Στην ακόλουθη εικόνα παρουσιάζεται η μια εκ των δύο αντλιών του κινητήρα.



Εικόνα 5.5. Αντλία υψηλής πίεσης κινητήρα P12W. Στην εικόνα παρουσιάζεται η είσοδος και η έξοδος της αντλίας, χαμηλής και υψηλής πίεσης αντίστοιχα.

Σπάσιμο εμβόλου αντλίας

Μετά από έξι ημέρες μετρήσεων στο εργαστήριο, προέκυψε ακόμα μια βλάβη η οποία έγινε αντιληπτή λόγω έντονου θορύβου κατά την λειτουργία του κινητήρα και απότομης απώλειας ισχύος. Η βλάβη συνέβη όταν ο κινητήρας δούλευε σε υψηλές στροφές (2000 rpm) με χαμηλό φορτίο (10 Nm). Μετά από έρευνα, βρήκαμε ότι το πρόβλημα ήταν στη μία αντλία πετρελαίου. Όπως προέκυψε ανοίγοντας τις πλαϊνές θυρίδες του κορμού του κινητήρα, είχε σπάσει το έμβολο της αντλίας και όταν το ωστήριο ήρθε στην θέση που θα το “ξαναέσπρωχνε”, βρήκε εμπόδιο στο σπασμένο κομμάτι του εμβόλου με αποτέλεσμα να σπάσει κι αυτό με τη σειρά του. Οι λόγοι που συνέβη αυτό ήταν αφενός η φθορά του εμβόλου της αντλίας, αφετέρου το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας καθώς ο κινητήρας είχε αρκετές δονήσεις. Για την επισκευή του κινητήρα χρειαζόμασταν γνήσια ανταλλακτικά της εταιρείας. Αφού ψάξαμε στο εγχειρίδιο του κινητήρα για τους κωδικούς των εξαρτημάτων, ξεκίνησε μια δύσκολη και χρονοβόρα αναζήτηση τους στο διαδίκτυο. Καθώς ο κινητήρας είναι παλιός, χρειάστηκε αρκετό ψάξιμο για να βρεθούν ανταλλακτικά και ακόμα και μετά την παραγγελία τους υπήρξαν αρκετές καθυστερήσεις. Όταν πλέον ήρθαν στα χέρια μας, εγκαταστάθηκαν στον κινητήρα αλλά δε χρησιμοποιήθηκαν ποτέ καθώς ξέσπασε η πανδημία του COVID-19. Παρ’όλα αυτά, ήμασταν τυχεροί καθώς ο απαιτούμενος αριθμός πειραμάτων για την ολοκλήρωση της εργασίας είχε διεξαχθεί μέχρι την ημέρα της τελευταίας βλάβης οπότε σταμάτησε εδώ η εργαστηριακή μας δραστηριότητα.

Στην Εικόνα 5.6 παρουσιάζονται φωτογραφίες μετά την θραύση του ζυγώθρου ανύψωσης του εμβόλου ενεργοποίησης της αντλίας καυσίμου. Από τα αριστερά προς τα δεξιά της εικόνας φαίνονται τα σημάδια χτυπήματος στο διωστήρα του κινητήρα τα οποία προκλήθηκαν από τα σπασμένα κομμάτια που έπεσαν εν συνεχεία στο κάρτερ αυτού, το σπασμένο έμβολο ενεργοποίησης της αντλίας (a) και το κατεστραμμένο ζυγώθρο του μηχανισμού ενεργοποίησης της αντλίας (b).



Εικόνα 5.6. Συγκεντρωτική παρουσίαση της βλάβης που προκλήθηκε από την θραύση του εμβόλου (a) που οδήγησε στο «σπάσιμο» του ζυγώθρου (b).

6. Υπολογιστικό μέρος

Μετά το τέλος των μετρήσεων, περάσαμε όλα μας τα δεδομένα σε φύλλα Excel, με σκοπό τον υπολογισμό του ενεργειακού ισοζυγίου του κινητήρα μέσα από μια σειρά υπολογισμών άλλων παραμέτρων λειτουργίας.

Υπολογισμός ω (rad/s)

Η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου (ω) ήταν το πρώτο μέγεθος που υπολογίστηκε καθώς αποτελεί βάση για ένα άλλο θεμελιώδες μέγεθος κινητήρων, την ισχύ (P).

$$\omega \text{ (rad/s)} = \frac{2\pi N}{60} \text{ (6.1)}$$

Ο τύπος αποτελείται από 3 σταθερές και μία μεταβλητή που εισάγουμε από τα δεδομένα μας και είναι οι στροφές ανά λεπτό (N) του κινητήρα.

Υπολογισμός M_f (kg)

Η μάζα καυσίμου (M_f) υπολογίστηκε, καθώς χρησιμεύει για τον καθορισμό της μαζικής παροχής καυσίμου (\dot{m}_f).

$$M_f \text{ (kg)} = V_f \times \rho_{\text{fuel}} \text{ (6.2)}$$

Οι μεταβλητές που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό της είναι ο όγκος καυσίμου (V_f) σε m^3 και η πυκνότητά του (ρ_{fuel}) σε kg/m^3 .

Υπολογισμός \dot{m}_a (kg/s)

Η μαζική παροχή αέρα (\dot{m}_a), εκφράζει τη μάζα αέρα που παρέχεται στον κινητήρα ανά μονάδα χρόνου. Υπολογίστηκε ώστε να χρησιμοποιηθεί στον υπολογισμό του λόγου αέρα – καυσίμου (A/F ratio) και της μαζικής παροχής καυσαερίου (\dot{m}_{exh}).

$$\dot{m}_a \text{ (kg/s)} = 1.232 \times 10^{-5} \times D^2 \times \sqrt{\frac{H_2O \cdot P_a}{T_a}} \text{ (6.3)}$$

Ο τύπος αποτελείται από μία σταθερά και τέσσερις μεταβλητές: τη διάμετρο ακροφυσίου (D) σε mm, το ύψος της στάθμης του νερού στο μανόμετρο (H_2O) σε cm, την ατμοσφαιρική πίεση (P_a) σε Pa και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_a) σε K.

Υπολογισμός \dot{m}_f (kg/s)

Η μαζική παροχή καυσίμου (\dot{m}_f) είναι η μάζα καυσίμου που παρέχεται στον κινητήρα ανά μονάδα χρόνου. Ο υπολογισμός της βοηθά, σε συνδιασμό με τη μαζική παροχή αέρα (\dot{m}_a), στον καθορισμό του λόγου αέρα – καυσίμου (A/F ratio).

$$\dot{m}_f(\text{kg/s}) = \frac{M_f}{t} \quad (6.4)$$

Ο τύπος είναι απλός και αποτελείται από τη μάζα καυσίμου (M_f), σε kg, διαιρεμένη με το χρόνο διάρκειας της μέτρησης (t) σε s.

Υπολογισμός A/F (-)

Ο λόγος αέρα – καυσίμου (A/F), μας δείχνει την αναλογία των δύο κύριων συστατικών της καύσης που πραγματοποιείται εντός του κινητήρα.

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (6.5)$$

Όπως φανερώνει και το όνομα του, ο λόγος αέρα – καυσίμου, είναι μία διαίρεση της μαζικής παροχής αέρα (\dot{m}_a) με τη μαζική παροχή καυσίμου (\dot{m}_f).

Υπολογισμός λ (-)

Ο λόγος λ δείχνει το πόσο κοντά στη στοιχειομετρία είναι ο λόγος αέρα – καυσίμου (A/F ratio) του καύσιμου μίγματος.

$$\lambda = \frac{A/F}{(A/F)_{st}} \quad (6.6)$$

Στη σχέση περιγράφεται μια απλή διαίρεση του πραγματικού, πειραματικά προσδιοριζόμενου λόγου αέρα-καυσίμου (A/F) προς το στοιχειομετρικό ($(A/F)_{st}$), ο οποίος είναι μια σταθερή τιμή και για το πετρέλαιο ορίζεται 14.5. Έτσι για $A/F = 14.5$ ο λόγος λ είναι ίσως με 1 και το μίγμα μας

στοιχειομετρικό άρα επιτυγχάνεται τέλεια καύση. Για τιμές $\lambda < 1$, άρα $A/F < 14.5$, το μείγμα μας είναι πλούσιο ενώ για $\lambda > 1$ και $A/F > 14.5$ φτωχό.

Υπολογισμός \dot{m}_{exh} (kg/s)

Η μαζική παροχή καυσαερίου (\dot{m}_{exh}) δείχνει τη μάζα καυσαερίου που εξέρχεται από τον κινητήρα ανά μονάδα χρόνου. Με τη βοήθεια της υπολογίζεται η ισχύς καυσαερίου (P_{exh}).

$$\dot{m}_{exh}(\text{kg/s}) = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (6.7)$$

Όπως φαίνεται από τη σχέση υπολογισμού, η μαζική παροχή καυσαερίου είναι ίση με το άθροισμα της μαζικής παροχής αέρα (\dot{m}_a) και της μαζικής παροχής καυσίμου (\dot{m}_f).

Υπολογισμός n_v (-)

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης ή βαθμός πλήρωσης δείχνει την ικανότητα του κινητήρα να εισάγει αέρα.

$$n_v = \frac{n_R \cdot \dot{m}_a}{\rho_a \cdot V_d \cdot N} \quad (6.8)$$

Η σχέση αυτή αποτελείται από 2 σταθερές, τον κυβισμό του κινητήρα (V_d) σε m^3 και τον αριθμό περιστροφών ανά κύκλο λειτουργίας (n_R) που είναι 2 για τετράχρονους κινητήρες, και από 3 μεταβλητές. Οι μεταβλητές είναι η πυκνότητα του αέρα (ρ_a) σε kg/m^3 , η μαζική παροχή αέρα (\dot{m}_a) σε kg/s και οι στροφές του κινητήρα (N) σε rpm . Όπως γίνεται αντιληπτό σε διαφορετικά βαρομετρικά «περιβάλλοντα» και σε διαφορετικό αριθμό στροφών, ο βαθμός αυτός μεταβάλλεται.

Υπολογισμός P_b (kW)

Η πραγματική ισχύς ή ισχύς πέδησης (P_b) δηλώνει το ρυθμό παραγωγής έργου του κινητήρα και αποτελεί θεμελιώδες μέγεθος σύγκρισης του με άλλους.

$$P_b(\text{kW}) = \frac{\omega \cdot T}{1000} \quad (6.9)$$

Ο τύπος αποτελείται από τη γωνιακή ταχύτητα της στροφαλοφόρου (ω) σε rad/s πολλαπλασιαζόμενη με τη ροπή του κινητήρα (T) σε Nm. Η διαίρεση με το 1000 γίνεται για τη μετατροπή του αποτελέσματος από W σε kW.

Υπολογισμός bsfc (g/kWh)

Η πραγματική ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) δείχνει την ποσότητα καυσίμου που δαπανάται για την παραγωγή από τον κινητήρα ενέργειας 1 kWh. Αποτελεί ένδειξη της αποδοτικότητας του κινητήρα καθώς όσο λιγότερο καύσιμο χρειάζεται, για να το πετύχει αυτό, τόσο το καλύτερο.

$$\text{bsfc(g/kWh)} = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (6.10)$$

Η σχέση υπολογισμού είναι απλή και αποτελείται από τη μαζική παροχή καυσίμου (\dot{m}_f) σε g/h διαιρούμενη με την ισχύ πέδησης (P_b) σε kW.

Υπολογισμός η_{th} (-)

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης (η_{th}) περιγράφει το πόσο αποδοτικά κάηκε το καύσιμο εντός του κινητήρα και τι ποσοστό αυτής της ενέργειας μετατράπηκε σε ωφέλιμο έργο αντί να μετατραπεί μόνο σε θερμότητα.

$$\eta_{th} = \frac{P_b}{\dot{m}_f \cdot Q_{HV}} \quad (6.11)$$

Τα μεγέθη που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό του θερμικού βαθμού απόδοσης είναι η ισχύς πέδησης (P_b) σε kW, η μαζική παροχή καυσίμου (\dot{m}_f) σε kg/s και η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου (Q_{HV}) σε kJ/kg.

Υπολογισμός P_{exh} (kW)

Η ισχύς καυσαερίου υπολογίζεται ως κομμάτι της ενεργειακής πίτας του κινητήρα καθώς αποτελεί απώλεια της αρχικής ισχύος του καυσίμου. Ουσιαστικά δηλώνει την ισχύ που χάνεται κατά την εκτόνωση των θερμών καυσαερίων στον αυλό εξαγωγής.

$$P_{exh}(kW)=\dot{m}_{exh} \cdot C_{p_{exh}} \cdot T_{exh} \quad (6.12)$$

Ο τύπος απαρτίζεται από 3 μεγέθη τη μαζική παροχή καυσαερίου (\dot{m}_{exh}) σε kg/s, το συντελεστή θερμοχωρητικότητας καυσαερίου ($C_{p_{exh}}$) σε $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$ και τη θερμοκρασία καυσαερίων (T_{exh}) σε $^\circ C$.

Υπολογισμός bmer (bar)

Η μέση πραγματική πίεση πέδησης (bmer) υπολογίζεται ώστε να χρησιμοποιηθεί για τη χάραξη των γραμμών Willans και κατά συνέπεια τον προσδιορισμό της μέσης πίεσης τριβών.

$$bmer(bar)=\frac{P_b \cdot n_R}{V_d \cdot n \cdot 100} \quad (6.13)$$

Ο τύπος περιλαμβάνει την ισχύ πέδησης (P_b σε kW), τον αριθμό περιστροφών της στροφαλοφόρου ατράκτου του κινητήρα για την ολοκλήρωση ενός κύκλου λειτουργίας (n_R), τον κυβισμό του κινητήρα (V_d) σε m^3 και τις στροφές του κινητήρα (n) σε rps. Το 100 χρησιμοποιήθηκε για την μετατροπή των kPa σε bar.

Υπολογισμός fmer (bar)

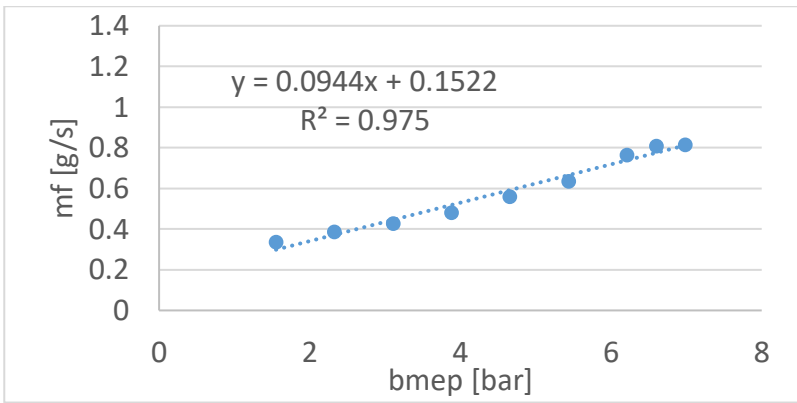
Η μέση πίεση τριβών (fmer) δείχνει τις απώλειες του κινητήρα λόγω τριβών. Είναι το μοναδικό μέγεθος που για τον υπολογισμό του χρειάστηκε χειρόγραφη λύση εξίσωσης. Αρχικά, δημιουργήσαμε ένα διάγραμμα διασποράς μέσης πραγματικής πίεσης (bmer) σε bar και μαζικής παροχής καυσίμου (\dot{m}_f). Στη συνέχεια, προσθέσαμε γραμμή τάσης και εμφανίσαμε την εξίσωση αυτής. Τέλος, λύσαμε την εξίσωση ευθείας για $y = \dot{m}_f = 0$. Το x που προέκυπτε ήταν αρνητικό και ίσο με το fmer. Η διαδικασία που μόλις παρουσιάστηκε είναι η τεχνική χάραξης γραμμής Willans. Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα μέσω των οποίων υπολογίστηκε η μέση πίεση τριβών του κινητήρα. Αναλυτικότερα ακολουθούν τα εξής:

Εικόνα 6.1. : Γραμμή Willans στις 1600rpm και 12lt/min παροχή νερού ψύξης

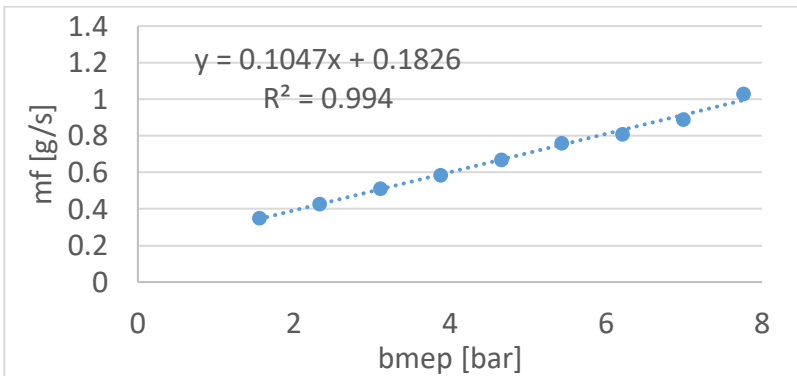
Εικόνα 6.2. : Γραμμή Willans στις 1700rpm και 5lt/min παροχή νερού ψύξης

Εικόνα 6.3. : Γραμμή Willans στις 1800rpm και 15lt/min παροχή νερού ψύξης

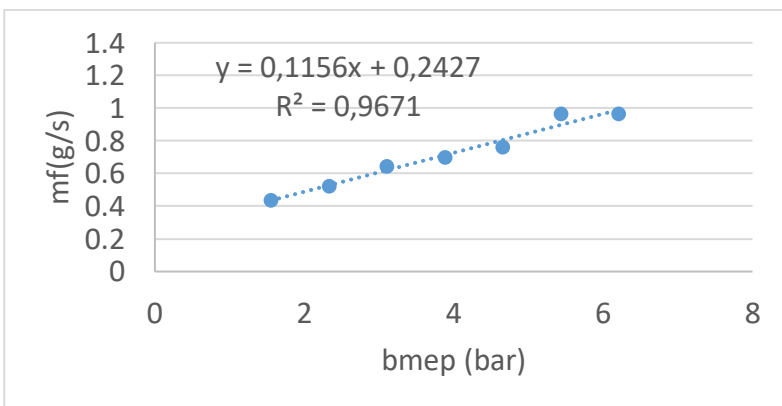
Εικόνα 6.4. : Γραμμή Willans στις 1800rpm και 5lt/min παροχή νερού ψύξης



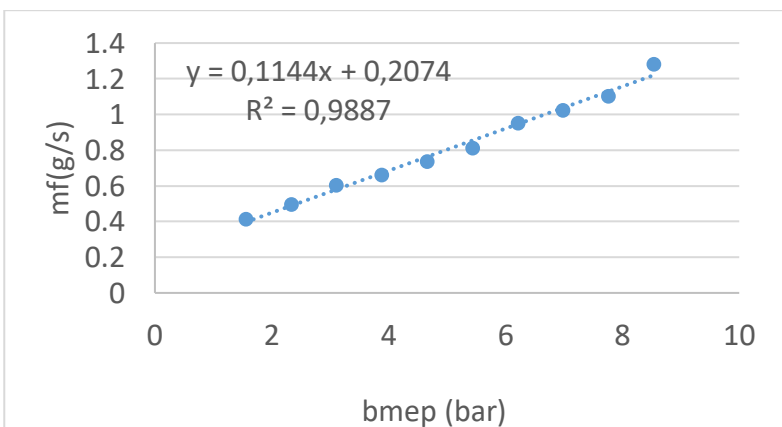
Εικόνα 6.1. Γραμμή Willans στις 1600rpm και 12lt/min παροχή νερού ψύξης.



Εικόνα 6.2. Γραμμή Willans στις 1700rpm και 5lt/min παροχή νερού ψύξης.



Εικόνα 6.3. Γραμμή Willans στις 1800rpm και 15lt/min παροχή νερού ψύξης.



Εικόνα 6.4. Γραμμή Willans στις 1800rpm και 5lt/min παροχή νερού ψύξης.

Υπολογισμός $P_{friction}$ (kW)

Η ισχύς τριβών (P_f) μας δείχνει την ποσότητα της ισχύος καυσίμου που δαπανάται σε εσωτερικές τριβές των μερών του κινητήρα. Αποτελεί λοιπόν μέρος της ενεργειακής του πίτας.

$$P_{friction}(kW) = \frac{f_{mep} \cdot V_d \cdot n}{n_R} \quad (6.14)$$

Ο τύπος αποτελείται από την μέση πίεση τριβών (f_{mep}) σε kPa, τον κυβισμό του κινητήρα (V_d) σε m^3 , τις στροφές του (n) σε rpm και τον αριθμό περιστροφών ανά κύκλο λειτουργίας (n_R).

Υπολογισμός P_i (kW)

Η ενδεικνύμενη ισχύς (P_i) είναι η ονομαστική – θεωρητική ισχύς που θα απέδιδε ο κινητήρας εάν δεν είχε απώλειες λόγω τριβών.

$$P_i(kW) = P_b + P_f \quad (6.15)$$

Όπως είναι εμφανές η ενδεικνύμενη ισχύς είναι το άθροισμα της ισχύος πέδησης (P_b) σε kW και της ισχύος τριβών (P_f) σε kW.

Υπολογισμός η_m (-)

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης (η_m) αποτελεί ένδειξη της αποτελεσματικότητας του κινητήρα στην παραγωγή ισχύος. Ουσιαστικά συμβολίζει το ποσοστό της ενδεικνύμενης ισχύς (P_i) που μετατρέπεται σε ισχύ πέδησης (πραγματική ισχύ) (P_b).

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} \quad (6.16)$$

Φροντίζουμε τα δύο αυτά είδη ισχύος να έχουν μετατραπεί στην ίδια μονάδα.

Υπολογισμός P_{fuel} (kW)

Η ισχύς καυσίμου (P_{fuel}), όπως δηλώνει και το όνομα της, είναι η ισχύς που απελευθερώνεται στον κύλινδρο κατά την καύση. Αποτελεί το σύνολο της ενεργειακής πίτας του κινητήρα, από το οποίο αφαιρώντας όλες τις απώλειες, προκύπτει η ωφέλιμη ισχύς ή ισχύς πέδησης (P_b).

$$P_{fuel}(kW) = \dot{m}_f \cdot Q_{HV} \quad (6.17)$$

Ο τύπος αποτελείται από τη μαζική παροχή καυσίμου (\dot{m}_f) σε kg/s επί την κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου (Q_{HV}) σε kJ/kg.

Υπολογισμός P_{intake} (kW)

Η ισχύς εισαγωγής (P_{intake}) είναι η ισχύς που δαπανάται από τον κινητήρα κατά τον χρόνο της εισαγωγής. Αποτελεί και αυτή μέρος της ενεργειακής πίτας του κινητήρα.

$$P_{intake}(kW) = \dot{m}_a \cdot C_{p_{air}} \cdot T_a \quad (6.18)$$

Η σχέση υπολογισμού περιέχει τη μαζική παροχή αέρα (\dot{m}_a) σε kg/s, το συντελεστή θερμοχωρητικότητας του αέρα ($C_{p_{air}}$) σε $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$ και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_a) σε $^\circ C$.

Υπολογισμός $P_{cooling}$ (kW)

Η ισχύς ψύξης ($P_{cooling}$) είναι η ισχύς που χάνεται μέσω του συστήματος ψύξης του κινητήρα, δηλαδή στο νερό. Αποτελεί κομμάτι της ενεργειακής πίτας του κινητήρα.

$$P_{cooling}(kW) = P_{fuel} - P_b - (P_{exh} - P_{intake}) - P_f \quad (6.19)$$

Για τον προσδιορισμό της ισχύς ψύξης ($P_{cooling}$) αφαιρέθηκαν όλα τα άλλα κομμάτια της ενεργειακής πίτας από το σύνολο της, δηλαδή την ισχύ καυσίμου.

7. Παρουσίαση και σχολιασμός των αποτελεσμάτων

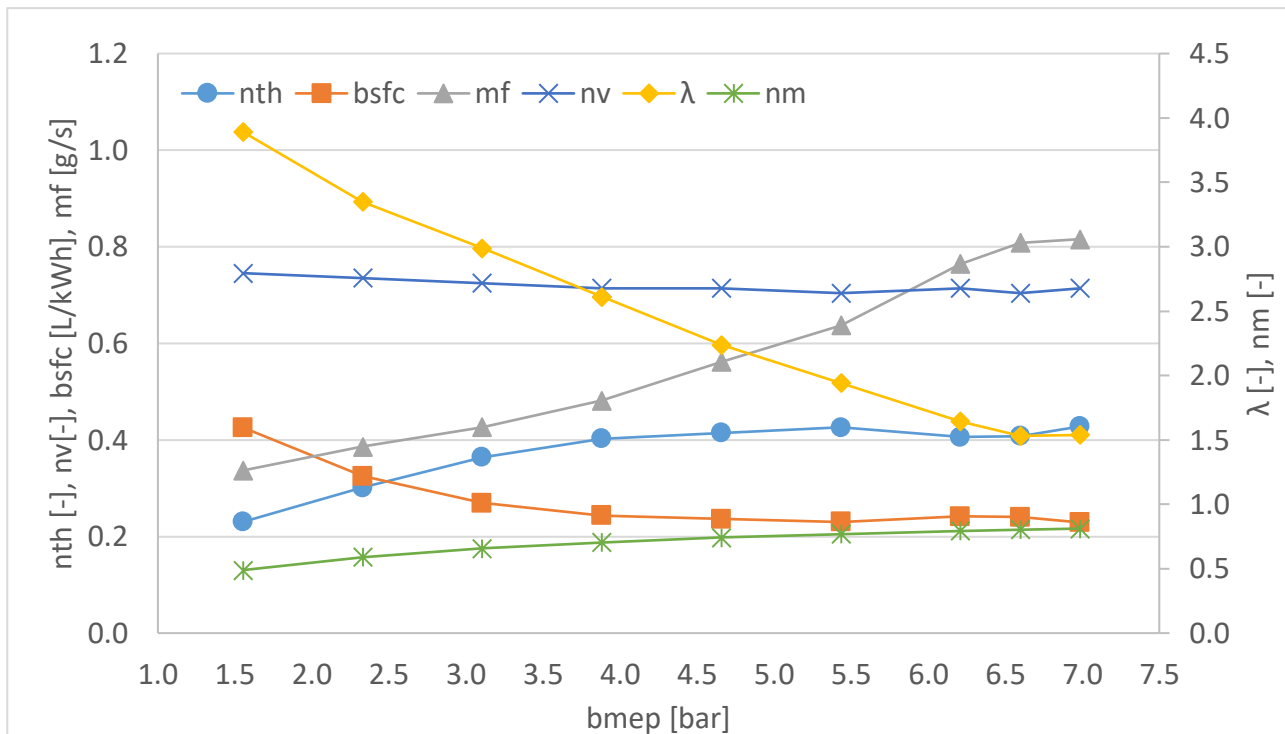
Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρουσιάζονται με τη μορφή διαγραμμάτων. Για την εύκολη σύγκριση των μετρούμενων μεγεθών για κάθε σημείο στροφών, χρησιμοποιούνται συγκεντρωτικά διαγράμματα διασποράς.

Για την καλύτερη και σαφέστερη απεικόνιση του ενεργειακού ισοζυγίου καθώς και των μεγεθών που το αποτελούν, επιλέχθηκε η παρουσίαση του με τη μορφή ενεργειακών πιτών για κάθε φορτίο σε κάθε αριθμό στροφών λειτουργίας.

Τέλος παρατίθεται και ο χάρτης πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα.

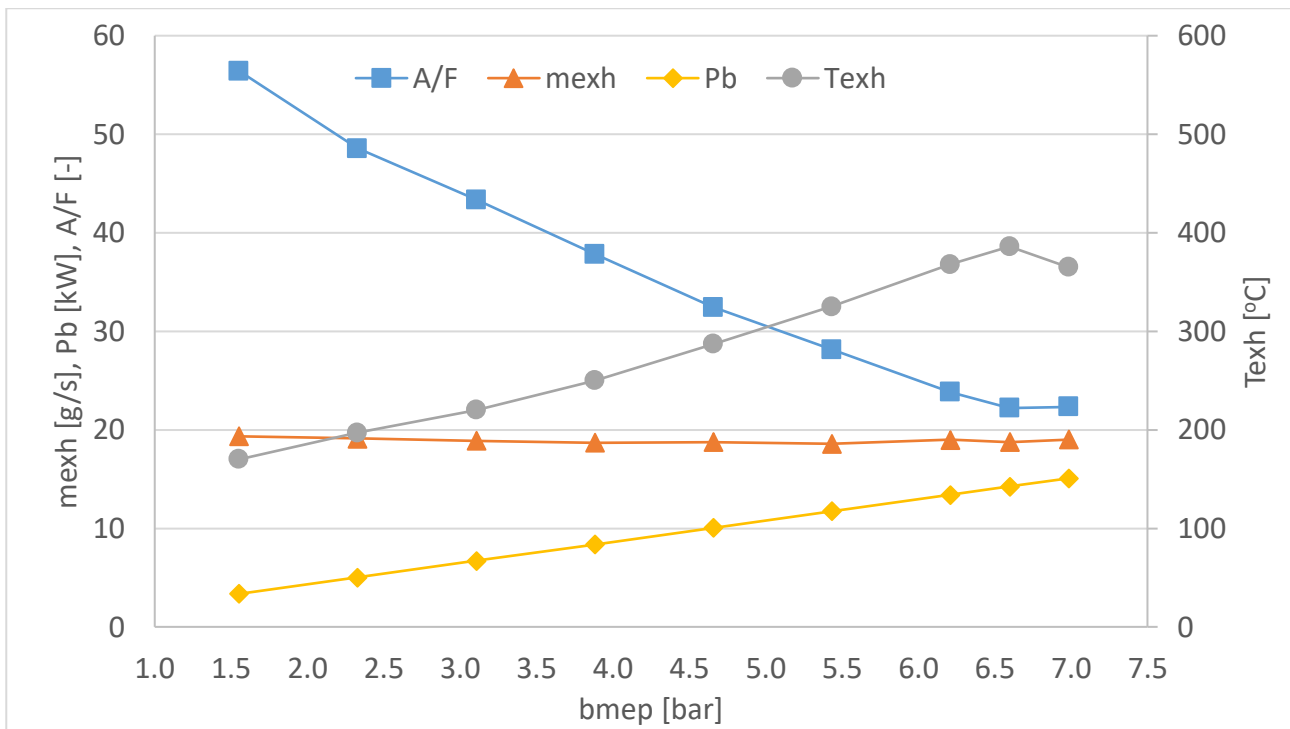
Συγκεντρωτικά Διαγράμματα

Στη συνέχεια παρουσιάζονται δυο διαγράμματα για κάθε αριθμό στροφών λειτουργίας (1600rpm, 1700rpm και 1800rpm) κατά τη διάρκεια των οποίων η ογκομετρική παροχή του ψυκτικού υγρού παρέμεινε σταθερή.



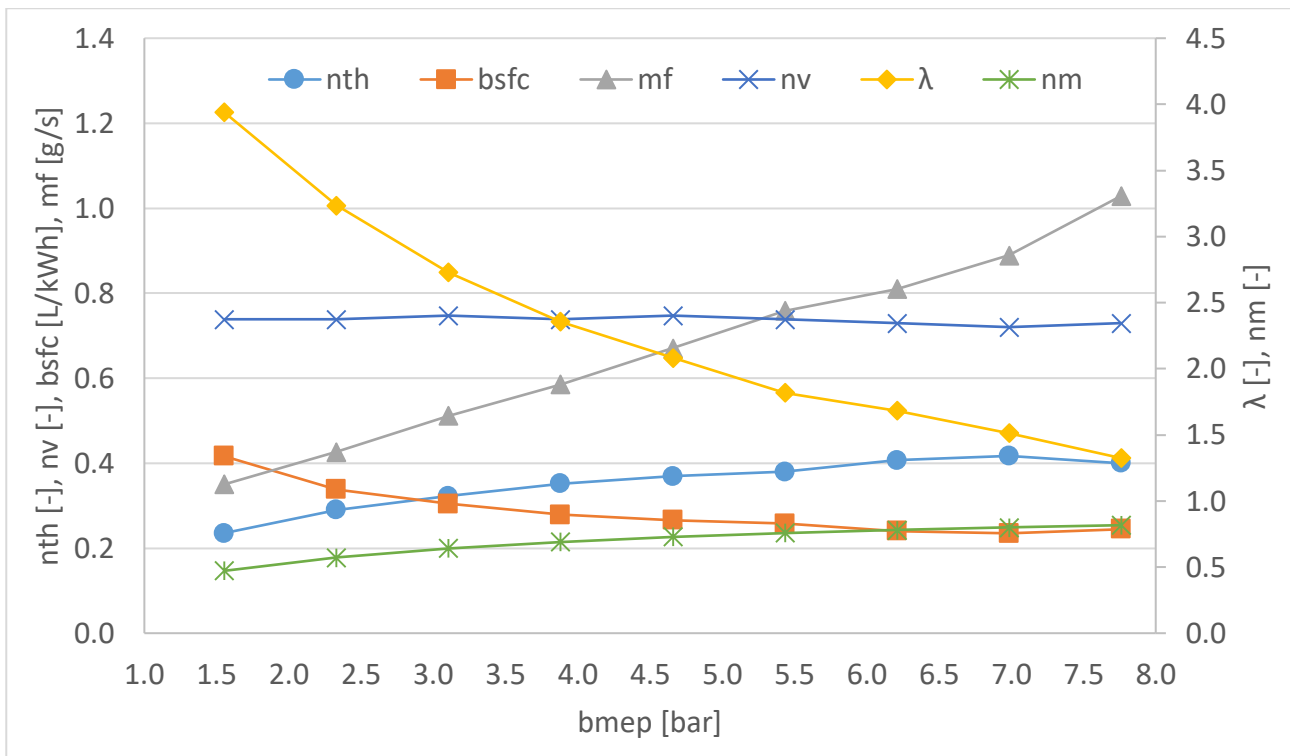
Εικόνα 7.1. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1600rpm και 12 lt/min αντίστοιχα.

Παρατηρούμε πως όσο και αν αυξάνεται η bmep, άρα το φορτίο, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παραμένει σχεδόν σταθερός. Το λ μειώνεται αντιστρόφως ανάλογα με την αύξηση της μαζικής παροχής καυσίμου. Αντιστρόφως ανάλογη είναι και η σχέση του bsfc, που μειώνεται, με το θερμικό βαθμό απόδοσης, που αυξάνεται. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται σταδιακά καθώς ο κινητήρας υπερνικά τις εσωτερικές του τριβές.



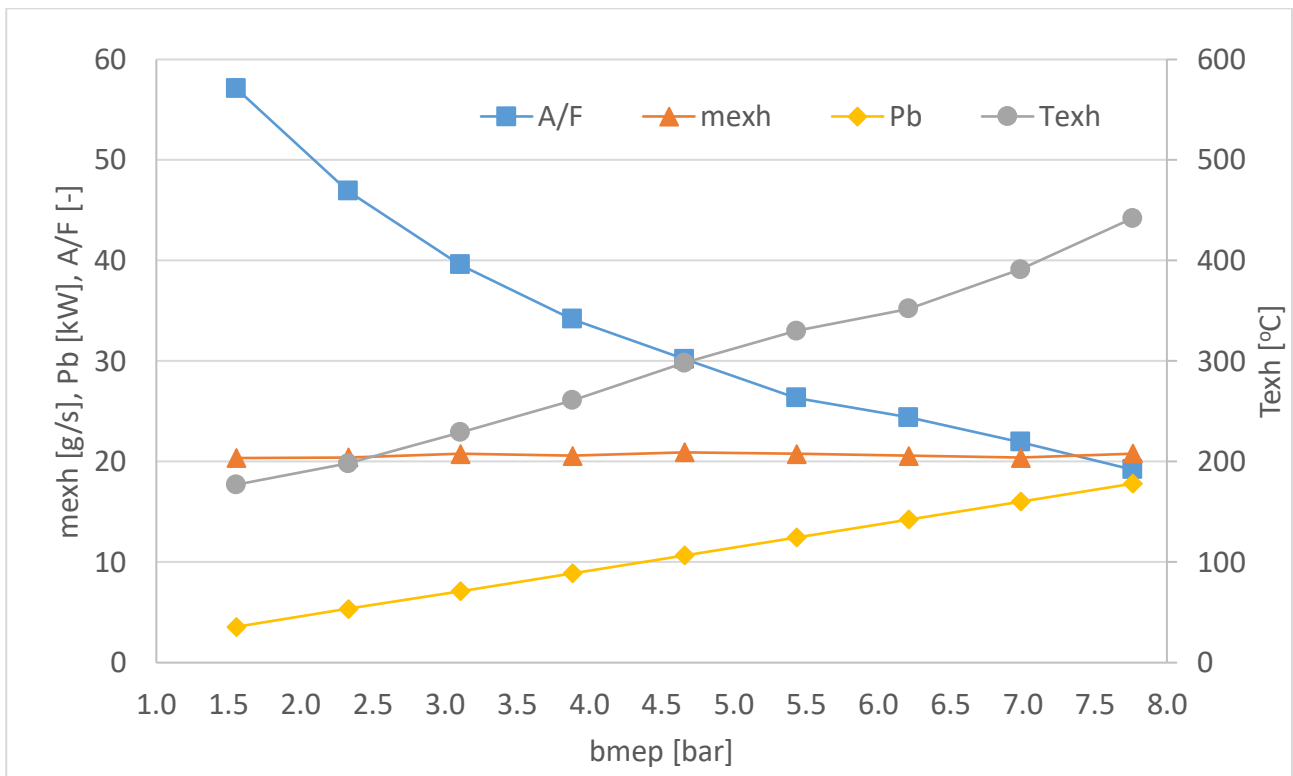
Εικόνα 7.2. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίου διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1600rpm και 12 lt/min αντίστοιχα.

Ο λόγος αέρα – καυσίμου (A/F) φαίνεται να έχει σχεδόν γραμμική μείωση, άρα το μείγμα μας γίνεται όλο και πλουσιότερο σε καύσιμο όσο αυξάνονται οι απαιτήσεις του κινητήρα. Εφόσον καίγεται περισσότερο καύσιμο απελευθερώνεται περισσότερη θερμότητα κατά την καύση, συνεπώς αυξάνεται η θερμοκρασία καυσαερίων. Αντιθέτως, η μαζική παροχή τους παραμένει σχεδόν σταθερή. Τέλος, η πραγματική ισχύς του κινητήρα φαίνεται να αυξάνεται επίσης.



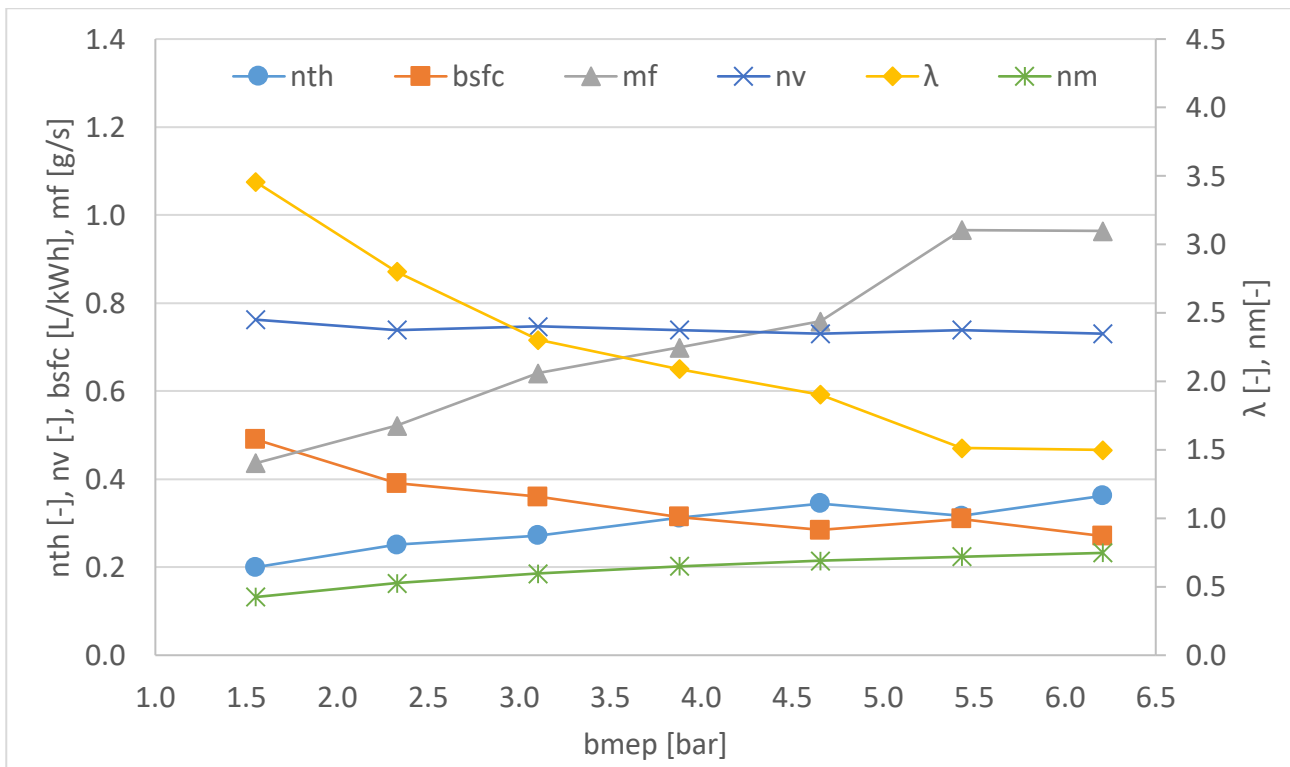
Εικόνα 7.3. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1700rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.

Όπως και στις 1600 στροφές, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης (n_v) παραμένει σχεδόν σταθερός σε όλο το πεδίο bmep που σαρώθηκε. Το λ και η μαζική παροχή καυσίμου είναι αντιστρόφως ανάλογα, με το λ να μειώνεται, που σημαίνει όλο και πιο πλούσιο μείγμα. Επίσης αντιστρόφως ανάλογα είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης (n_{th}) και το bsfc. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης (η_m) παρουσιάζει μικρή αύξηση καθώς ο κινητήρας υπερνικά τις εσωτερικές τριβές του.



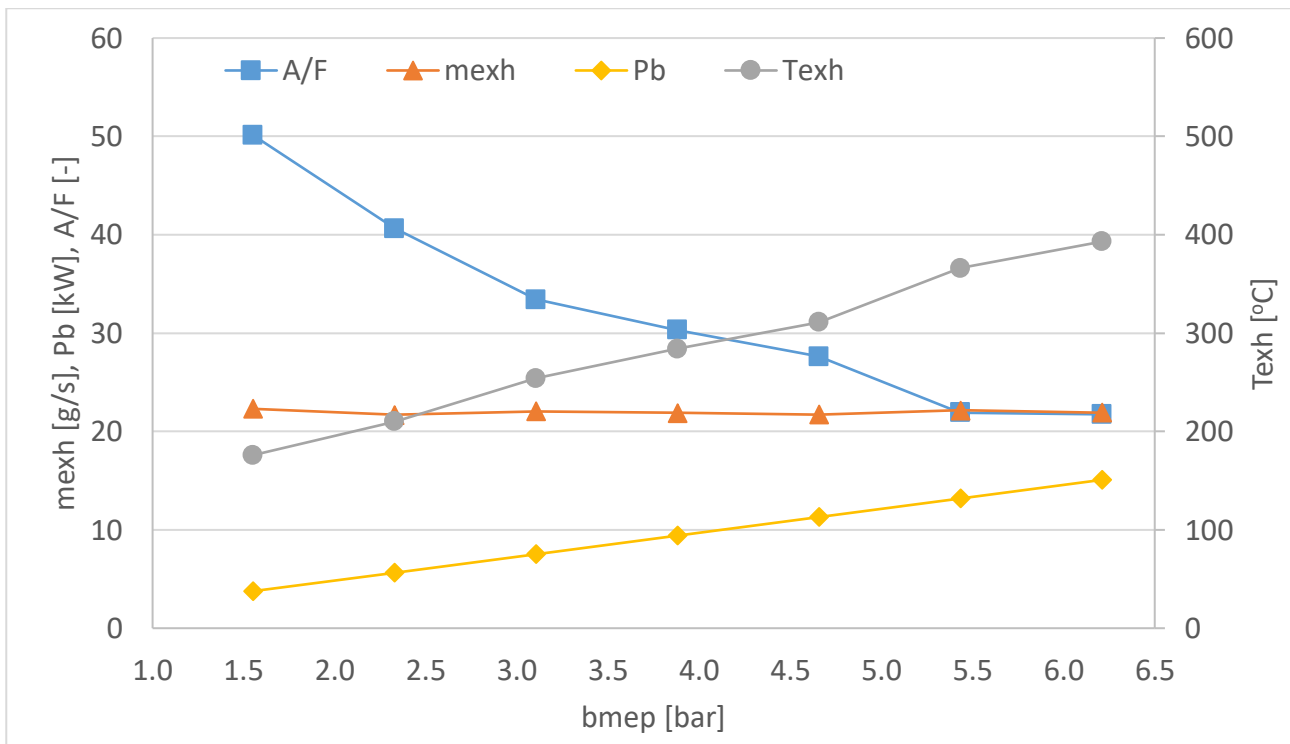
Εικόνα 7.4. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίου διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1700rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.

Η θερμοκρασία καυσαερίων αυξάνεται αντιστρόφως ανάλογα από το λόγο αέρα – καυσίμου (A/F). Αυτό είναι λογικό καθώς όπως φαίνεται από το λόγο A/F και τη μαζική παροχή καυσίμου (m_f), από το 1^ο συγκεντρωτικό διάγραμμα, ψεκάζεται περισσότερο καύσιμο στον κινητήρα άρα παράγεται μεγαλύτερη θερμότητα. Η μαζική παροχή καυσαερίων (m_{exh}) ωστόσο παραμένει σταθερή ενώ η ισχύς πέδησης (Pb) αυξάνεται σχεδόν γραμμικά.



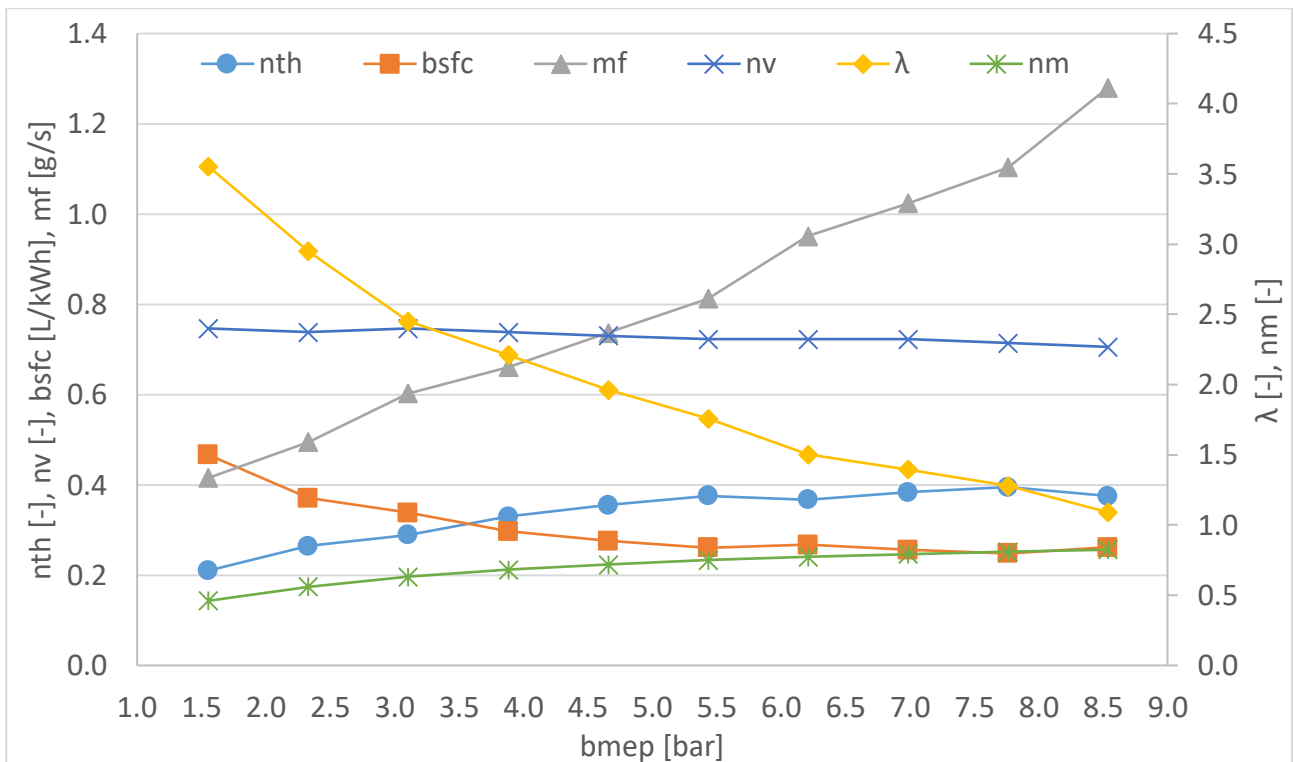
Εικόνα 7.5. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 15 lt/min αντίστοιχα.

Στις 1800 στροφές ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παραμένει σχεδόν σταθερός για κάθε $bmep$. Η μαζική παροχή καυσίμου αυξάνεται αντιστρόφως ανάλογα από το λ . Και τα δύο παρουσιάζουν απότομη αύξηση, και μείωση αντίστοιχα, κοντά στο τέλος του πεδίου μέτρησης. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης κινείται αντιστρόφως ανάλογα της $bsfc$. Τέλος, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται καθώς ο κινητήρας υπερνικά τις εσωτερικές τριβές.



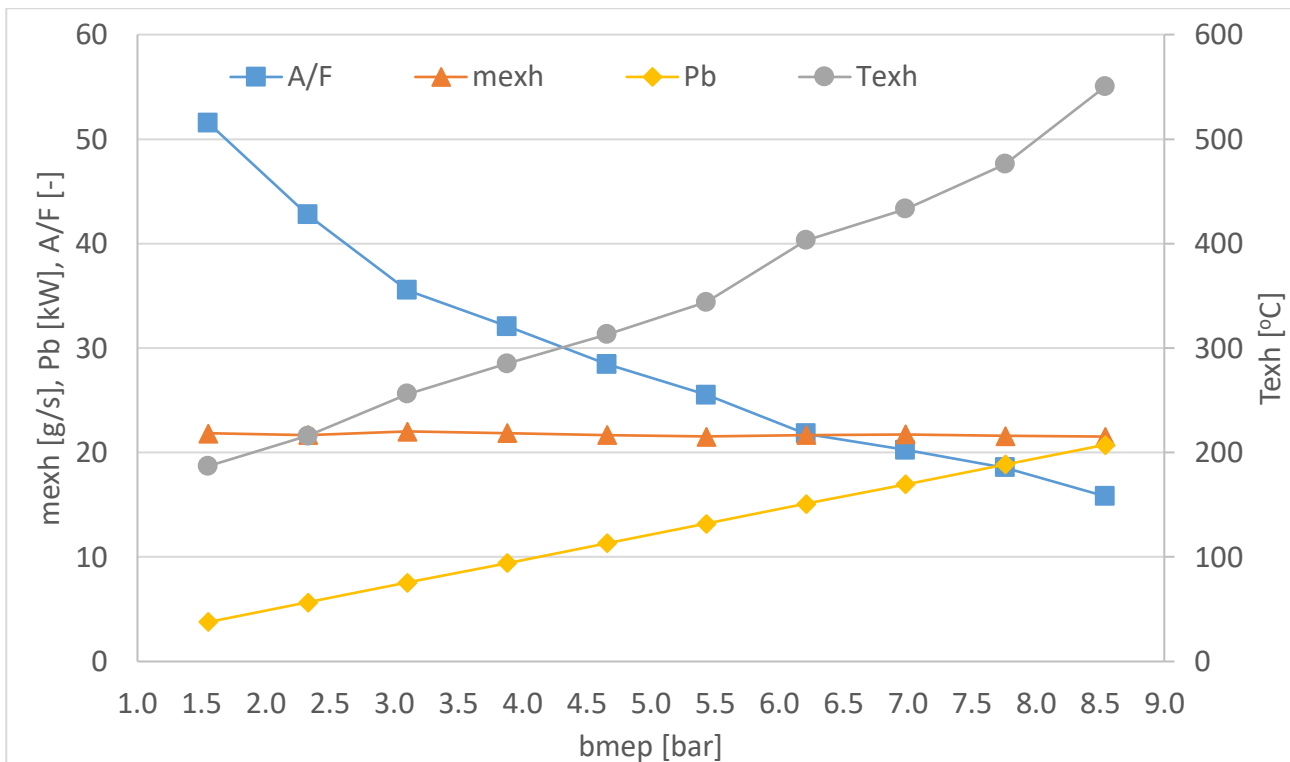
Εικόνα 7.6. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίων διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 15 lt/min αντίστοιχα.

Παρατηρώντας το παραπάνω διάγραμμα είναι προφανές ότι ο λόγος A/F μειώνεται, συνεπώς το καύσιμο στον κινητήρα αυξάνεται με συνέπεια τη μεγαλύτερη παραγωγή θερμότητας και άρα αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων. Η μαζική παροχή καυσαερίων παραμένει σταθερή. Τέλος, η ωφέλιμη ισχύς ή ισχύς πέδησης αυξάνεται σχεδόν γραμμικά.



Εικόνα 7.7. Διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, της πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, της μαζικής παροχής καυσίμου, του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, του λόγου λ και του μηχανικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε συνάρτηση με την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.

Όπως και στις 1800 rpm (15L), ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης παραμένει σχεδόν σταθερός. Το λ και η μαζική παροχή καυσίμου είναι αντιστρόφως ανάλογα. Η παροχή καυσίμου αυξάνεται άρα ο λόγος αέρα καυσίμου μειώνεται, με συνέπεια να μειώνεται και το λ . Αντιστρόφως ανάλογη είναι και η σχέση του θερμικού βαθμού απόδοσης και της bsfc. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει αύξηση της τάξης του 36% καθώς ο κινητήρας υπερνικά τις εσωτερικές τριβές του.

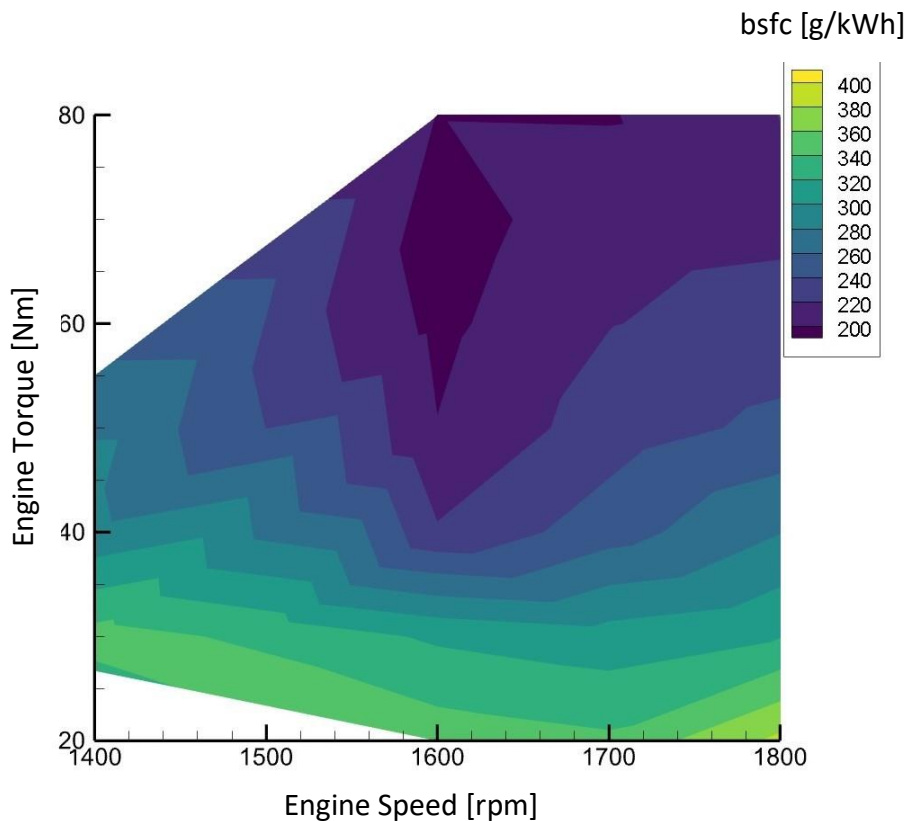


Εικόνα 7.8. Διακύμανση του λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα, της μαζικής παροχής καυσαερίου, της πραγματικής ισχύος του κινητήρα και της θερμοκρασίας καυσαερίου διατηρώντας σταθερές τις στροφές λειτουργίας του κινητήρα και την ογκομετρική παροχή ψυκτικού υγρού στις 1800rpm και 5 lt/min αντίστοιχα.

Όπως φαίνεται στο παραπάνω διάγραμμα, ο λόγος αέρα-καυσίμου (A/F) μειώνεται όσο αυξάνεται η bmep. Γίνεται έτσι εμφανές ότι η ποσότητα καυσίμου στον κινητήρα αυξάνεται, με συνέπεια την παραγωγή θερμότερων καυσαερίων. Ωστόσο, η μαζική παροχή καυσαερίων παραμένει σταθερή, ενώ η ισχύς πέδησης αυξάνεται γραμμικά.

6.2 Χάρτης πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου

Στην Εικόνα 7.9 παρουσιάζεται ο χάρτης πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα ο οποίος προέκυψε από την επεξεργασία των πειραματικών μετρήσεων.



Εικόνα 7.9. Μεταβολή πραγματικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα σε συνάρτηση με τον αριθμό στροφών λειτουργίας, N , και την παραγόμενη ροπή, T .

Ο άξονας x του διαγράμματος απεικονίζει τις στροφές του κινητήρα σε rpm ενώ ο άξονας y τη ροπή σε Nm. Η ελάχιστη ειδική κατανάλωση (bsfc) εντοπίζεται στην περιοχή μεταξύ 53 Nm και 80 Nm και μεταξύ 1580 rpm και 1650 rpm και κυμαίνεται στα 205-210g/kWh. Όσο βγαίνουμε σε πιο «έξω» κοχύλια, πιο ανοιχτόχρωμα, η bsfc αυξάνεται. Στο σημείο αυτό να σημειωθεί ότι στην πιο σκουρόχρωμη περιοχή του χάρτη, στις 1600rpm, επιτυγχάνεται ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα, 42.8%, όπως παρουσιάστηκε στα προηγούμενα διαγράμματα.

Στο επόμενο κεφάλαιο της εργασίας παρουσιάζονται οι ενεργειακές πίτες του πετρελαιοκινητήρα PJ2W για κάθε αριθμό στροφών λειτουργίας.

6.3 Ενεργειακές Πίτες

Ενεργειακές πίτες 1600 rpm και 12lt/min

Είναι φανερό ότι στην πρώτη πίτα, των 20 Nm, το σύνολο είναι μοιρασμένο σχεδόν εξίσου μεταξύ των επιμέρους κομματιών.

Παρ' όλα αυτά δεν ισχύει το ίδιο και στην τελευταία πίτα. Η ισχύς πέδησης, που εξαρτάται άμεσα από τη ροπή, αυξάνεται κατά 20% αγγίζοντας τελικά το 42.8%.

Η ισχύς τριβών, αν και παραμένει σταθερή ως τιμή, μειώνεται ως ποσοστό επί του συνόλου κατά 15% περίπου πέφτοντας στο 9.9%. Η ισχύς ψύξης ενώ αρχικά μειώνεται, τελικά επανέρχεται περίπου στο αρχικό ποσοστό της, περίπου 28%. Τέλος, η διαφορά $P_{exh} - P_{intake}$, παραμένει σχεδόν σταθερή καθ' όλη την πορεία των μετρήσεων.

Ενεργειακές πίτες 1700 rpm και 5lt/min

Η πρώτη πίτα μοιάζει να είναι χωρισμένη εξίσου στα τέσσερα μεγέθη που την αποτελούν, ωστόσο συγκρίνοντας την πρώτη με την τελευταία πίτα παρατηρούμε βασικές διαφορές στα ποσοστά των μεγεθών.

Ξεκινώντας με την ισχύ πέδησης, φαίνεται ότι ξεκινάει από το 23.5% και καταλήγει περίπου στο 40%. Η ισχύς τριβών είναι ίδια σαν τιμή αλλά σαν ποσοστό μειώνεται κατά 18% περίπου, φτάνοντας το 8.98%. Η ισχύς ψύξης παρουσιάζει αυξομειώσεις μέχρι και 3%, από 27% μέχρι 30%. Τέλος, η διαφορά $P_{exh} - P_{intake}$ παραμένει σχεδόν σταθερή, με μεταβολές μικρότερες του 1%.

Ενεργειακές πίτες 1800 rpm και 15lt/min

Σε αυτή τη σειρά διαγραμμάτων δε φαίνεται να υπάρχει τόσο έντονη διαφορά μεταξύ αρχικής και τελικής πίτας καθώς δύο μεγέθη μένουν σχεδόν ίδια ενώ τα άλλα δύο λειτουργούν αντιστρόφως ανάλογα. Αναλυτικότερα, η ισχύς πέδησης αυξάνεται κατά 16%, αρκετά μικρότερο ποσοστό σε σχέση με προηγούμενες πίτες.

Επίσης φαίνεται να φτάνει το 36.2% αντί του 40%-42% που έφτανε σε προηγούμενα σετ μετρήσεων. Η ισχύς τριβών φαίνεται να μειώθηκε κατά 15% περίπου φτάνοντας το 12.3%, ποσοστό μεγαλύτερο των προηγούμενων σετ. Η ισχύς ψύξης εμφανίζεται εξαρχής αρκετά μεγαλύτερη από τις προηγούμενες μετρήσεις και μένει περίπου σταθερή, με διακυμάνσεις έως και 7%, από 29.3% μέχρι 36.5%.

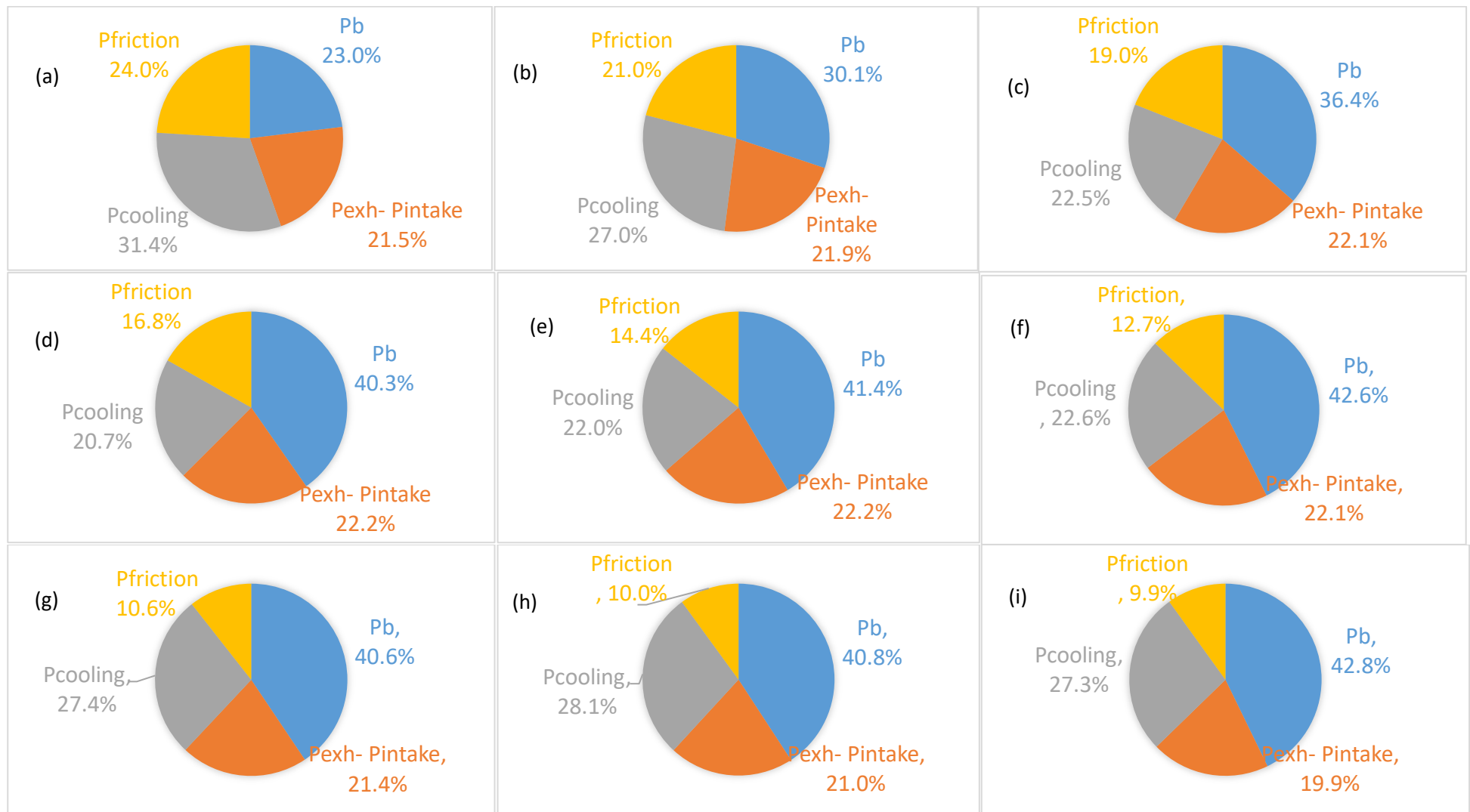
Η αύξηση αυτή της ισχύς ψύξης οφείλεται στην ανάγκη του κινητήρα να «ρίξει» τις πολύ υψηλές, πλέον, θερμοκρασίες που υπάρχουν, με αποτέλεσμα την αύξηση των απωλειών

θερμότητας και τη μείωση της ωφέλιμης ισχύος. Τέλος, η διαφορά $P_{\text{exh}} - P_{\text{intake}}$ παραμένει σχεδόν σταθερή με μικρές μεταβολές έως 1%.

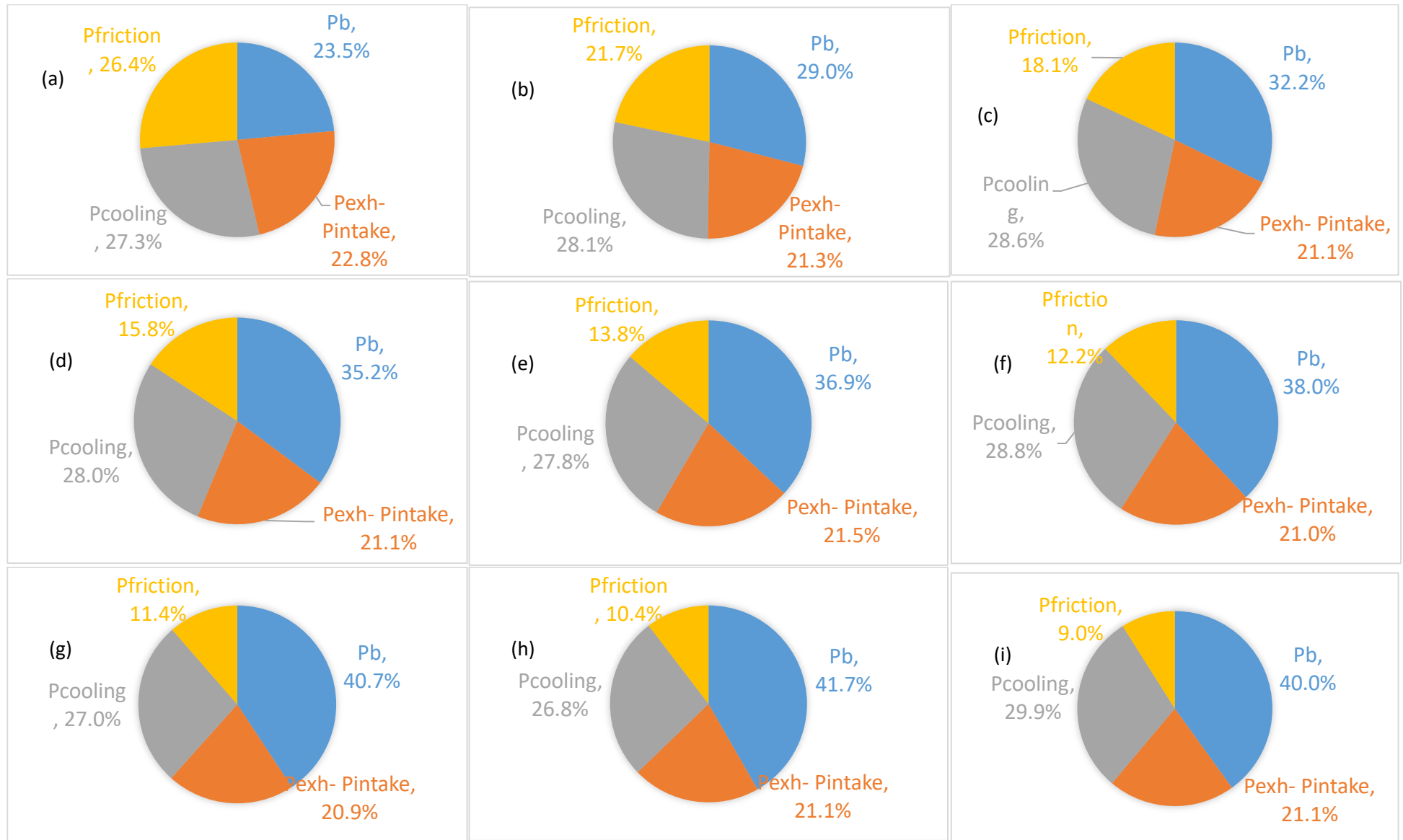
6.3.4 Ενεργειακές πίτες 1800 rpm και 5lt/min

Όπως και στο προηγούμενο σετ μετρήσεων στις 1800 rpm, η πρώτη πίτα εμφανίζει αυξημένη ισχύς ψύξης και μειωμένη ισχύς πέδησης. Η τελευταία όμως πίτα δείχνει κάτι ενδιαφέρον για την ισχύ τριβών.

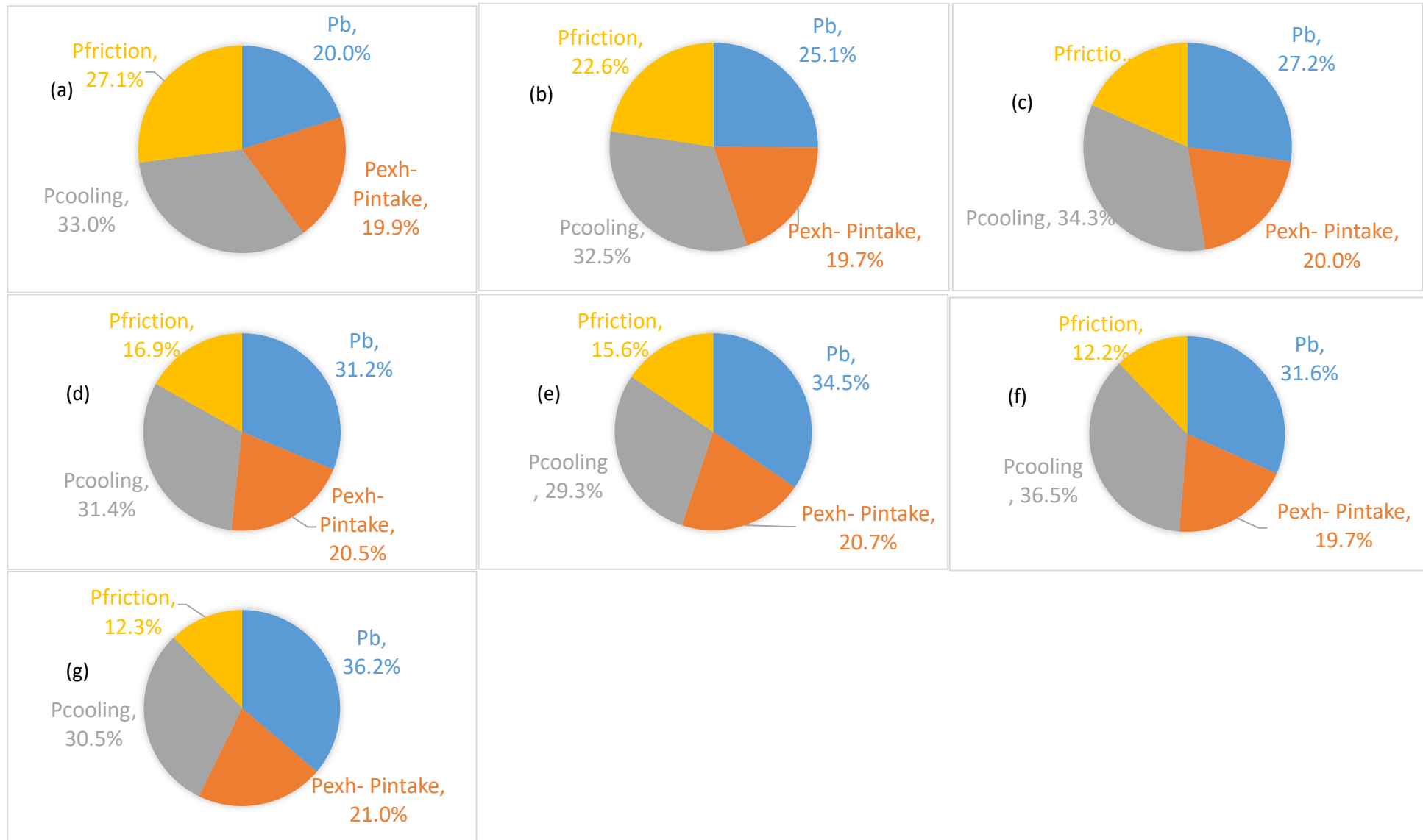
Ξεκινώντας με την ισχύ πέδησης, φαίνεται να αυξάνεται κατά 16% μόνο, αγγίζοντας το 37.5%. Η ισχύς τριβών, που παρουσιάζει και το μεγαλύτερο ενδιαφέρον σε αυτό το σετ διαγραμμάτων, μειώθηκε κατά 16%, αγγίζοντας το 8%. Η ισχύς ψύξης, αν και μεγάλη σαν ποσοστό, παρουσίασε μικρές διακυμάνσεις μέχρι 2%. Τέλος, η διαφορά $P_{\text{exh}} - P_{\text{intake}}$ παρέμεινε και πάλι σχεδόν σταθερή με μεταβολές μικρότερες του 1%.



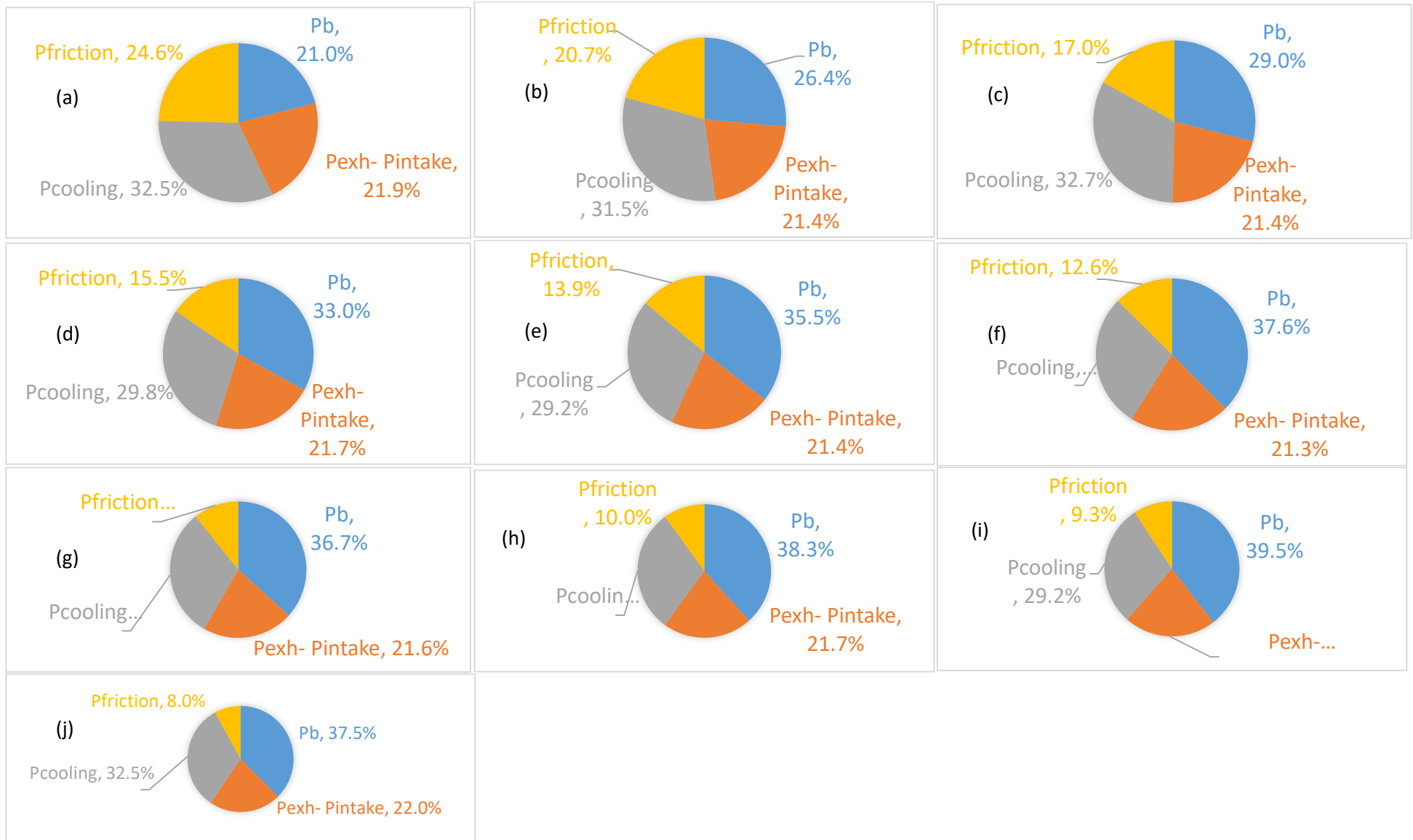
Εικόνα 7.10. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για εννέα τιμές ροπής στις 1600rpm, (α) T=20Nm, (β) T=30Nm, (γ) T=40Nm, (δ) T=50Nm, (ε) T=60Nm, (ς) T=70Nm, (ζ) T=80Nm, (η) T=85Nm, (θ) T=90Nm.



Εικόνα 7.11. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για εννέα τιμές ροπής στις 1700rpm, (a) T=20Nm, (b) T=30Nm, (c) T=40Nm, (d) T=50Nm, (e) T=60Nm, (f) T=70Nm, (g) T=80Nm, (h) T=90Nm, (i) T=100Nm.



Εικόνα 7.12. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για επτά τιμές ροπής στις 1800rpm, (a) T=20Nm, (b) T=30Nm, (c) T=40Nm, (d) T=50Nm, (e) T=60Nm, (f) T=70Nm, (g) T=80Nm.



Εικόνα 7.13. Παρουσίαση ενεργειακών ισοζυγίων του κινητήρα PJ2W για δέκα τιμές ροπής στις 1800rpm, (a) T=20Nm, (b) T=30Nm, (c) T=40Nm, (d) T=50Nm, (e) T=60Nm, (f) T=70Nm, (g) T=80Nm, (h), T=90Nm (i), T=100Nm, (j) T=110Nm.

8. Νομοθεσία εκπομπών ρύπων.

8.1 Εισαγωγή

Προκειμένου να περιοριστεί η ρύπανση που προκαλούν τα οχήματα, ο κανονισμός 715/2007 του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου θεσπίζει κοινές απαιτήσεις σχετικά με τις εκπομπές ρύπων των μηχανοκίνητων οχημάτων και των ειδικών ανταλλακτικών τους (πρότυπα Euro 5 και Euro 6). Καθορίζει επίσης μέτρα που επιτρέπουν τη βελτίωση της πρόσβασης στις πληροφορίες επισκευής των οχημάτων και την προώθηση της ταχείας παραγωγής οχημάτων που συμμορφώνονται με τις διατάξεις του κανονισμού.

8.2 Οχήματα που εμπίπτουν στη Νομοθεσία

Ο κανονισμός αφορά τα οχήματα των κατηγοριών M1, M2, N1 και N2, των οποίων η μάζα αναφοράς δεν υπερβαίνει τα 2.610 kg. Τα οχήματα αυτά περιλαμβάνουν, μεταξύ άλλων, τα επιβατηγά οχήματα, τα μικρά φορτηγά και τα εμπορικά οχήματα που προορίζονται για τη μεταφορά επιβατών ή εμπορευμάτων ή για ορισμένες ειδικές χρήσεις (για παράδειγμα, ασθενοφόρα), είτε τα οχήματα αυτά είναι εξοπλισμένα με κινητήρες (PI) επιβαλλόμενης ανάφλεξης (βενζινοκινητήρες, κινητήρες με φυσικό αέριο ή υγραέριο - LPG) είτε με κινητήρες (CI) ανάφλεξης με συμπίεση (κινητήρες ντίζελ).

Εκτός από τα προαναφερόμενα οχήματα οι κατασκευαστές μπορούν να ζητήσουν η πρόταση να αφορά επίσης τα οχήματα που προορίζονται για τη μεταφορά επιβατών ή εμπορευμάτων και τα οποία έχουν μάζα αναφοράς από 2.610 kg έως 2.840 kg.

Με σκοπό να περιοριστούν όσο το δυνατόν περισσότερο οι αρνητικές επιπτώσεις των οδικών οχημάτων στο περιβάλλον και στην υγεία, ο κανονισμός καλύπτει το μεγαλύτερο δυνατό φάσμα εκπομπών ρύπων: μονοξείδιο του άνθρακα (CO), υδρογονάνθρακες πλην του μεθανίου και συνολικοί υδρογονάνθρακες, οξείδια του αζώτου (NO_x) και σωματίδια (PM). Οι εκπομπές περιλαμβάνουν τις εκπομπές των αγωγών εξαγωγής, τις εξατμιστικές εκπομπές και τις εκπομπές στροφαλοθαλάμου.

8.3 Όρια εκπομπών

Υπάρχουν οριακές τιμές εκπομπών για κάθε κατηγορία εκπομπών ρύπων και για τους διάφορους τύπους οχημάτων που προαναφέρονται, αυτές οι οριακές τιμές περιλαμβάνονται στους πίνακες (4.1, 4.2, 4.3 και 4,4) **Πρότυπο Euro 5**

Εκπομπές προερχόμενες από οχήματα ντίζελ:

- μονοξείδιο του άνθρακα: 500 mg/km·
- σωματίδια: 5 mg/km (δηλαδή μείωση των εκπομπών κατά 80 % σε σχέση με το πρότυπο Euro 4)·
- οξείδια του αζώτου (NO_x): 180 mg/km (δηλαδή μείωση των εκπομπών κατά περισσότερο από 20 % σε σχέση με το πρότυπο Euro 4)·
- συνδυασμένες εκπομπές υδρογονανθράκων και οξειδίου του αζώτου: 230 mg/km.

Εκπομπές προερχόμενες από βενζινοκίνητα οχήματα ή οχήματα που λειτουργούν με φυσικό αέριο ή υγραέριο:

- μονοξείδιο του άνθρακα: 1.000 mg/km·
- υδρογονάνθρακες πλην του μεθανίου: 68 mg/km·
- συνολικοί υδρογονάνθρακες: 100 mg/km·
- οξείδια του αζώτου (NO_x): 60 mg/km (δηλαδή μείωση κατά 25 % των εκπομπών σε σχέση με το πρότυπο Euro 4)·
- σωματίδια (μόνο για τα βενζινοκίνητα οχήματα με απευθείας έγχυση, που λειτουργούν με καύση πτωχού μείγματος): 5 mg/km (θέσπιση οριακής τιμής που δεν υπήρχε σύμφωνα με το πρότυπο Euro 4).

Όσον αφορά τα μικρά φορτηγά και άλλα ελαφρά εμπορικά οχήματα που προορίζονται για τη μεταφορά εμπορευμάτων, ο κανονισμός περιλαμβάνει τρεις κατηγορίες οριακών τιμών εκπομπών ανάλογα με τη μάζα αναφοράς του οχήματος: κάτω από 1.305 kg, από 1.305kg έως 1.760kg, πάνω από 1.760kg. Οι οριακές τιμές που εφαρμόζονται για την τελευταία κατηγορία ισχύουν επίσης για τα οχήματα μεταφοράς εμπορευμάτων (κατηγορία N2).

Πρότυπο Euro 6

Για όλα τα οχήματα που είναι εξοπλισμένα με κινητήρα ντίζελ ισχύει η υποχρέωση σημαντικής μείωσης των εκπομπών οξειδίων του αζώτου από την έναρξη ισχύος του προτύπου

Euro 6. Για παράδειγμα, για τις εκπομπές που προέρχονται από επιβατηγά αυτοκίνητα και άλλα οχήματα που προορίζονται για μεταφορά θα ισχύει ανώτατο όριο 80 mg/km (δηλαδή πρόσθετη μείωση κατά περισσότερο από 50 % σε σχέση με το πρότυπο Euro 5). Οι συνδυασμένες εκπομπές υδρογονανθράκων και οξειδίων του αζώτου που προέρχονται από οχήματα ντίζελ θα μειωθούν επίσης, έτσι ώστε να τεθούν ανώτατα όρια, π.χ. 170 mg/km όσον αφορά τα επιβατηγά αυτοκίνητα και άλλα οχήματα που προορίζονται για μεταφορά.

8.4 Εφαρμογή των προτύπων

Από την έναρξη ισχύος των προτύπων Euro 5 και Euro 6, τα κράτη μέλη πρέπει να αρνούνται την έγκριση τύπου, την ταξινόμηση, την πώληση ή τη θέση σε κυκλοφορία των οχημάτων που δεν τηρούν τις εν λόγω οριακές τιμές εκπομπών. Για τα οχήματα μεταφοράς εμπορευμάτων (κατηγορία N1, κλάσεις II και III, και κατηγορία N2) και τα οχήματα που έχουν σχεδιαστεί για την ικανοποίηση ειδικών κοινωνικών αναγκών προβλέπεται κάθε φορά συμπληρωματική προθεσμία διάρκειας ενός έτους. Το προβλεπόμενο χρονοδιάγραμμα έχει ως εξής:

- το πρότυπο Euro 5 εφαρμόζεται από την 1η Σεπτεμβρίου 2009 όσον αφορά την έγκριση τύπου και θα εφαρμοστεί από την 1η Ιανουαρίου 2011 όσον αφορά την ταξινόμηση και την πώληση των νέων τύπων οχημάτων·
- το πρότυπο Euro 6 θα εφαρμοστεί από την 1η Σεπτεμβρίου 2014 όσον αφορά την έγκριση τύπου και από την 1η Σεπτεμβρίου 2015 όσον αφορά την ταξινόμηση και την πώληση των νέων τύπων οχημάτων.

Η παροχή χρηματοδοτικών κινήτρων από τα κράτη μέλη με σκοπό την ενθάρρυνση της τήρησης των νέων οριακών τιμών επιτρέπεται εφόσον:

- ισχύουν για κάθε νέο όχημα που πωλείται στην αγορά ενός κράτους μέλους και πληροί, εκ των προτέρων, τις απαιτήσεις του παρόντος κανονισμού·
- λήγουν κατά την ημερομηνία εφαρμογής των οριακών τιμών·
- ανέρχονται, για κάθε τύπο μηχανοκίνητου οχήματος, σε ποσό μικρότερο από το επιπλέον κόστος που συνεπάγονται, αφενός, οι τεχνικές διατάξεις που διασφαλίζουν την τήρηση των καθοριζόμενων οριακών τιμών και, αφετέρου, η τοποθέτησή τους στα οχήματα.

8.5 Άλλες υποχρεώσεις των κατασκευαστών

Εκτός από την τήρηση των προαναφερόμενων οριακών τιμών εκπομπών, οι κατασκευαστές οφείλουν να διασφαλίζουν την ανθεκτικότητα των διατάξεων ελέγχου της ρύπανσης για απόσταση 160.000 km. Επίσης, η συμμόρφωση κατά τη λειτουργία πρέπει να είναι δυνατόν να ελέγχεται επί χρονικό διάστημα έως πέντε έτη ή 100.000 km.

Η Επιτροπή θεσπίζει ειδικές διαδικασίες, δοκιμές και απαιτήσεις που αφορούν:

- τις εκπομπές αγωγού εξαγωγής, συμπεριλαμβανομένων κύκλων δοκιμής, τις εκπομπές σε χαμηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος, τις εκπομπές σε λειτουργία κινητήρα εν κενώ, τη θολότητα καυσαερίου και την ορθή λειτουργία και αναγέννηση των συστημάτων μετεπεξεργασίας - αναγέννησης·
- τις εξατμιστικές εκπομπές και τις εκπομπές στροφαλοθαλάμου·
- τα ενσωματωμένα στα οχήματα συστήματα διάγνωσης (OBD) και την απόδοση των συστημάτων ελέγχου της ρύπανσης κατά τη χρήση·
- την αντοχή των συστημάτων ελέγχου της ρύπανσης, τις διατάξεις αντικατάστασης για τον έλεγχο των εκπομπών, τη συμμόρφωση εν χρήσει, τη συμμόρφωση της παραγωγής και τον τεχνικό έλεγχο
- τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και την κατανάλωση καυσίμων·
- τα υβριδικά οχήματα·
- την επέκταση των εγκρίσεων τύπου και τις απαιτήσεις για κατασκευαστές με μικρή παραγωγή
- τις απαιτήσεις για εξοπλισμό δοκιμών
- τα καύσιμα αναφοράς, όπως βενζίνη, ντίζελ, αέρια καύσιμα και βιοκαύσιμα □ τη μέτρηση της ισχύος του κινητήρα.

Η εύκολη πρόσβαση σε πληροφορίες και η παροχή σαφών πληροφοριών σχετικά με την επισκευή και τη συντήρηση των οχημάτων αποτελεί ουσιαστικό στοιχείο που εξασφαλίζει τον ελεύθερο ανταγωνισμό στην εσωτερική αγορά όσον αφορά τις υπηρεσίες πληροφόρησης και επισκευής. Για το σκοπό αυτό οι κατασκευαστές πρέπει να διασφαλίζουν στους ανεξάρτητους φορείς εύκολη, απεριόριστη και τυποποιημένη (κυρίως τηρώντας το μορφότυπο OASIS) πρόσβαση μέσω του Διαδικτύου, στις πληροφορίες που αφορούν την επισκευή και τη συντήρηση των οχημάτων,

χωρίς διακρίσεις σε σχέση με τους επίσημους εξουσιοδοτημένους πωλητές και τα συνεργεία επισκευής. Η υποχρέωση αυτή καλύπτει τα ενσωματωμένα συστήματα διάγνωσης (OBD), τα διαγνωστικά εργαλεία, τον εξοπλισμό δοκιμής καθώς και τις τυποποιημένες μονάδες εργασίας ή τις χρονικές περιόδους για εργασίες επισκευής και συντήρησης. Η επιβολή τελών για την πρόσβαση στις πληροφορίες αυτές επιτρέπεται εφόσον είναι εύλογα και αναλογικά. Ωστόσο, οι ανεξάρτητοι επισκευαστές έχουν δωρεάν πρόσβαση στις πληροφορίες αυτές και υπό τους ίδιους όρους με τους εξουσιοδοτημένους αντιπροσώπους ή επισκευαστές.

Εξάλλου, οι κατασκευαστές παρέχουν πρόσβαση στις πληροφορίες επισκευής και συντήρησης των οχημάτων συμπεριλαμβανομένων διαδραστικών υπηρεσιών.

8.6 Πλαίσιο εφαρμογής του κανονισμού

Παρ' όλο που τα πρότυπα για τις εκπομπές ρύπων επικαιροποιήθηκαν μετά την 1η Ιανουαρίου 2005 (πρότυπο Euro 4), η ΕΕ εκτιμά ότι πρέπει να καταστούν αυστηρότερα, λαμβάνοντας ταυτόχρονα υπόψη τις συνέπειες στις αγορές και στην ανταγωνιστικότητα των κατασκευαστών καθώς και το άμεσο και έμμεσο κόστος που επιβάλλονται στις επιχειρήσεις.

Ο κανονισμός αυτός θεσπίστηκε ύστερα από ευρεία διαβούλευση με τους κοινωνικούς εταίρους. Δίνει έμφαση στη μείωση των εκπομπών σωματιδίων και οξειδίων του αζώτου (NO_x), ιδίως για τα οχήματα ντίζελ. Για το λόγο αυτό ο κανονισμός θα συμβάλλει σε σημαντικές βελτιώσεις στον τομέα της υγείας. Υπενθυμίζεται ότι τα οξείδια του αζώτου και οι υδρογονάνθρακες είναι πρόδρομοι του όζοντος [13]

Πίνακας 8.1 -Όρια εκπομπών OBD Euro 5 [13].

Κατηγορία	Κλάση	Μάζα αναφοράς (RM) (kg)	Οριακές τιμές													
			Μάζα μονοξειδίου του άνθρακα (CO)		Μάζα συνολικών υδρογονανθράκων (THC)		Μάζα υδρογονανθράκων εκτός μεθανίου (NMHC)		Μάζα οξειδίων του αζώτου (NO _x)		Συνδυασμένη μάζα συνολικών υδρογονανθράκων και οξειδίων του αζώτου (THC + NO _x)		Μάζα σωματιδίων (PM)		Αριθμός σωματιδίων (P)	
			L ₁ (mg/km)	CI	L ₂ (mg/km)	CI	L ₃ (mg/km)	CI	L ₄ (mg/km)	CI	L ₂ + L ₄ (mg/km)	CI	L ₅ (mg/km)	CI	L ₆ (#/km)	CI
M	—	Όλες	1 000	500	100	—	68	—	60	180	—	230	5,0	5,0		
N ₁	I	RM ≤ 1 305	1 000	500	100	—	68	—	60	180	—	230	5,0	5,0		
	II	1 305 < RM ≤ 1 760	1 810	630	130	—	90	—	75	235	—	295	5,0	5,0		
	III	1 760 < RM	2 270	740	160	—	108	—	82	280	—	350	5,0	5,0		
N ₂			2 270	740	160	—	108	—	82	280	—	350	5,0	5,0		

Υπόμνημα: PI = επιβαλλόμενη ανάφλεξη, CI = ανάφλεξη με συμπίεση.

Πίνακας 8.2 - Προκαταρκτικές οριακές τιμές προτύπου OBD Euro 6 [13].

Κατηγορία	Κλάση	Μάζα αναφοράς (RM) (kg)	Μάζα μονοξειδίου του άνθρακα		Μάζα υδρογονανθράκων εκτός μεθανίου		Μάζα οξειδίων του αζώτου		Μάζα σωματιδιακής ύλης	
			(CO) (mg/km)		(NMHC) (mg/km)		(NOx) (mg/km)		(PM) (mg/km)	
			PI	CI	PI	CI(²)	PI	CI	CI	PI
M	—	Όλες	1 900	1 750	170	290	150	180	25	25
N ₁ (³)	I	RM ≤ 1 305	1 900	1 750	170	290	150	180	25	25
	II	1 305 < RM ≤ 1 760	3 400	2 200	225	320	190	220	25	25
	III	1 760 < RM	4 300	2 500	270	350	210	280	30	30
N ₂	—	Όλες	4 300	2 500	270	350	210	280	30	30

Επεξήγηση: PI = επιβαλλόμενη ανάφλεξη, CI = ανάφλεξη με συμπίεση»

Πίνακας 8.3 -Τελικές οριακές τιμές OBD για το πρότυπο Euro 6 [13].

Κατηγορία	Κλάση	Μάζα αναφοράς (RM) (kg)	Μάζα μονοξειδίου του άνθρακα		Μάζα υδρογονανθράκων εκτός μεθανίου		Μάζα οξειδίων του αζώτου		Μάζα σωματιδιακής ύλης		Αριθμός σωματιδίων	
			(CO) (mg/km)		(NMHC) (mg/km)		(NOx) (mg/km)		(PM) (mg/km)		(PN) (#/km)	
			PI	CI	PI	CI	PI	CI	CI	PI	CI	PI
M	—	Όλες	1 900	1 750	170	290	90	140	12	12		
N ₁ (³)	I	RM ≤ 1 305	1 900	1 750	170	290	90	140	12	12		
	II	1 305 < RM ≤ 1 760	3 400	2 200	225	320	110	180	12	12		
	III	1 760 < RM	4 300	2 500	270	350	120	220	12	12		
N ₂	—	Όλες	4 300	2 500	270	350	120	220	12	12		

Επεξήγηση: PI = επιβαλλόμενη ανάφλεξη, CI = ανάφλεξη με συμπίεση

Πίνακας 8.4 - Όρια εκπομπών για τις εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα και υδρογονανθράκων από τον αγωγό εξαγωγής ύστερα από δοκιμή εκκίνησης ψυχρού κινητήρα [13].

Θερμοκρασία δοκιμής 266 K (-7 °C)			
Κατηγορία οχήματος	Κλάση	Μάζα μονοξειδίου του άνθρακα (CO) L ₁ (g/km)	Μάζα υδρογονανθράκων (HC) L ₂ (g/km)
M	—	15	1,8
N ₁	I	15	1,8
	II	24	2,7
	III	30	3,2
N ₂		30	3,2

9. Αναλυτές καυσαερίων

9.1 Εισαγωγή

Οι αναλυτές καυσαερίων είναι συσκευές οι οποίες μετρούν τις συγκεντρώσεις αερίων στα καυσαέρια των μηχανών εσωτερικής καύσης έτσι ώστε να διατηρούν την αναλογία αέρα καυσίμου κοντά στην στοιχειομετρική αναλογία (εικ. 9.1), Με τη χρήση των συσκευών αυτών είναι δυνατή η ανίχνευση βλαβών στους κινητήρες και η βελτίωση της λειτουργίας τους. Τα αέρια που καταγράφονται από τους περισσότερους αναλυτές είναι τα: οξυγόνο (O_2), διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), μονοξείδιο του άνθρακα (CO), άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και τα οξειδία του αζώτου (NO_x).

Οξυγόνο (O_2)

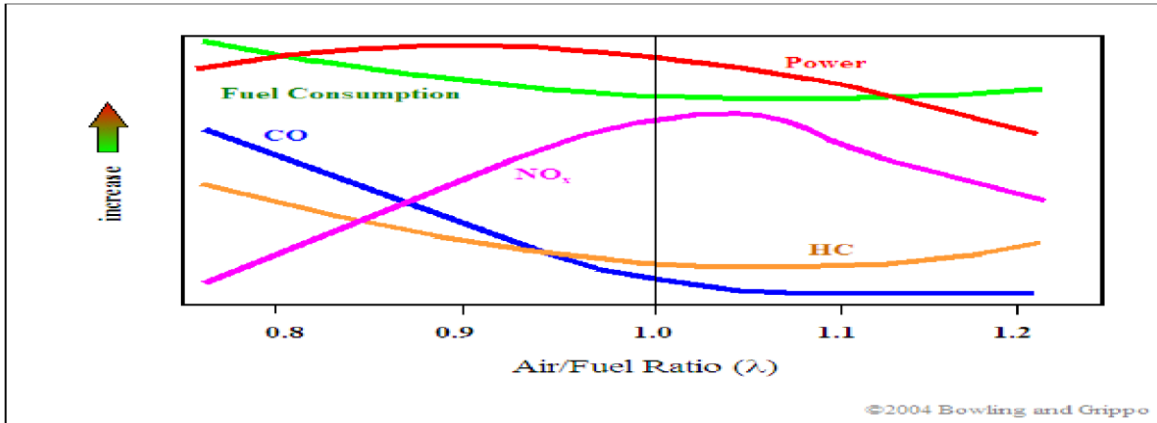
Ο φιλτραρισμένος ατμοσφαιρικός αέρας εισέρχεται στον κινητήρα και αποτελεί μέρος του καυσίμου μίγματος. Ο ατμοσφαιρικός αέρας περιεχέει 20,9 % O_2 . Ιδανικά, στους περισσότερους κινητήρες, το οξυγόνο πρέπει να καταναλώνεται κατά την καύση. Τα υψηλά επίπεδα του οξυγόνου στα καυσαέρια υποδηλώνουν φτωχό καύσιμο μείγμα.

Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC)

Η ποσότητα των άκαυστων υδρογονανθράκων που εμφανίζεται στους αναλυτές καυσαερίων υποδηλώνει το άκαυστο καύσιμο που εξέρχεται από την εξάτμιση και μετριέται σε μέρη στο εκατομμύριο (ppm). Οι σύγχρονοι κινητήρες εμφανίζουν τιμές κοντά στα 10 ppm ή λιγότερο.

Διοξείδιο του άνθρακα (CO_2)

Τα επίπεδα του διοξειδίου του άνθρακα είναι αποτέλεσμα της καύσης και παρουσιάζουν το ποσοστό του καυσίμου που έχει καεί. Συνεπώς υψηλές τιμές CO_2 υποδεικνύουν υψηλή απόδοση του κινητήρα. Οι τιμές CO_2 ενός σύγχρονου βενζινοκινητήρα κυμαίνονται κοντά στο 15%.



Εικόνα 9.1 -Διάγραμμα αναλογίας αέρα-καυσίμου-καυσαερίων [14]

Μονοξείδιο του άνθρακα (CO)

Το μερικώς καμμένο καύσιμο εμφανίζει στα καυσαέρια το CO. Υψηλές τιμές CO σε ppm υποδηλώνουν ένα πλούσιο καύσιμο μείγμα. Ένα τέλειο καύσιμο μείγμα έχει όσο καύσιμο χρειάζεται για να καταναλώσει όλο το O₂ που εισέρχεται στον κινητήρα.

Οξείδια του αζώτου (NO_x)

Στα NO_x αναφερόμαστε κυρίως στα NO και στα NO₂ (οξείδια του αζώτου και διοξείδια του αζώτου). Η μέτρηση γίνεται σε ppm και παρουσιάζει τα προϊόντα καύσης του αζώτου. Αυτό λαμβάνει χώρα σε υψηλές θερμοκρασίες του κινητήρα όταν εισέρχεται φτωχό μείγμα ή ο κινητήρας βρίσκεται υπό φορτίο. Οι κινητήρες Diesel έχουν συνήθως μεγαλύτερες εκπομπές NO_x.

9.2 Είδη αναλυτών καυσαερίων

Υπάρχουν διάφορες μέθοδοι ανάλυσης των εκπεμπόμενων καυσαερίων. Οι τεχνικές αυτές βασίζονται στις φυσικές ιδιότητες του προς μέτρηση αερίου. Σε ορισμένες περιπτώσεις, το μετρούμενο αέριο υφίσταται μία χημική αντίδραση μέσα στον αναλυτή, αλλά ακόμη και τότε μόνο μια επιλεγμένη φυσική ιδιότητα μετράται απευθείας. Οι συγκεντρώσεις των αερίων υπολογίζονται συγκρίνοντας το σήμα του οργάνου με εκείνο που παράγεται με τη χρήση ενός αερίου βαθμονόμησης με επακριβώς γνωστή συγκέντρωση. Οι πιο διαδεδομένες μέθοδοι ανάλυσης καυσαερίων των Μ.Ε.Κ. παρατίθενται στον πίνακα 9.1

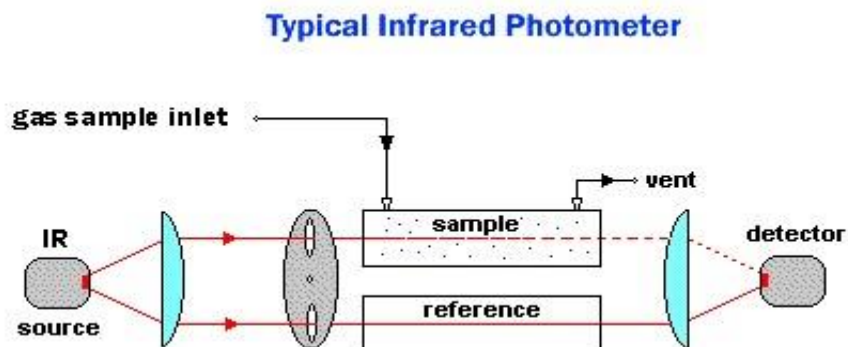
Πίνακας 9.1 -Μέθοδοι ανάλυσης καυσαερίων [15]

Μέθοδος	Αέριο	Τυπικό Εύρος	Χρόνος απόκρισης (sec)
Μη διασπορά υπέρυθρης ακτινοβολίας (NDIR)	CO	0-3000 ppm	2-5
	CO ₂	0-20%	2-5
Αναλυτής χημειοφωταύγειας (CLD)	NO _x	0-10,000 ppm	1.5-2
Αναλυτής ιοντισμού φλόγας (FID)	HC	0-10,000 ppm	1-2
Αρχή του ηλεκτροχημικού γαλβανικού στοιχείου	O ₂	0-25%	1-5

9.2.1 Αναλυτής καυσαερίων μη διασποράς υπέρυθρης ακτινοβολίας (NDIR)

Η ανάλυση αερίου με τη μέθοδο της μη διασποράς υπέρυθρης ακτινοβολίας είναι μία από τις πιο βασικές τεχνικές ανίχνευσης αερίου. Όλα τα αέρια απορροφούν την υπέρυθρη ενέργεια σε διαφορετικά μήκη κύματος (εικ. 9.2). Γνωρίζοντας το μήκος κύματος για συγκεκριμένο αέριο είναι δυνατός ο υπολογισμός της αναλογίας του αερίου αυτού στα καυσαέρια. Πολλαπλά αέρια και αέρια με πολύ περίπλοκα φάσματα απορρόφησης μπορούν να ποσοτικοποιηθούν με ακρίβεια χρησιμοποιώντας παραλλαγές και βελτιώσεις σε αυτήν την τεχνική. Η τεχνική αυτή χρησιμοποιείται κυρίως για την ανίχνευση συγκέντρωσης μονοξειδίου και διοξειδίου του άνθρακα (CO, CO₂).

Εικόνα 9.2 -Σχηματική απεικόνιση αναλυτή καυσαερίων NDIR [16]



9.2.2 Αναλυτής ιοντισμού φλόγας (FID)

Ο αναλυτής ιοντισμού φλόγας (εικ. 9.3) είναι ένας αεριοχρωματογραφικός ανιχνευτής. Η διαδικασία που ακολουθείται είναι η εξής: Σε έναν καυστήρα τα καυσαέρια αναμιγνύονται με υδρογόνο και αέρα και στη συνέχεια αναφλέγονται. Οι περισσότερες οργανικές ενώσεις όταν πυρολυθούν στη θερμοκρασία της φλόγας υδρογόνου - αέρα παράγουν ηλεκτρόνια και ιόντα τα οποία αποβάλλουν τον ηλεκτρισμό μέσω της φλόγας. Ο ανιχνευτής αυτός χρησιμοποιείται για την ανάλυση δειγμάτων που έχουν στη σύστασή τους οξείδια του αζώτου (NO_x) και του θείου (SO_x). Η μέθοδος αυτή ανιχνεύει την ύπαρξη υδρογονανθράκων (HC) στα καυσαέρια των Μ.Ε.Κ [17].

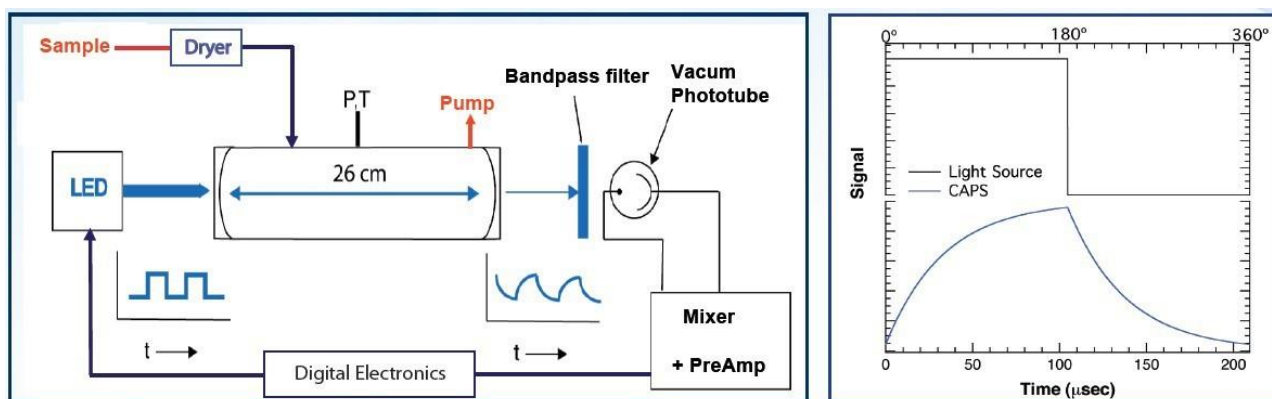


Εικόνα 9.3 -Φορητός Αναλυτής Καυσαερίων Ιοντισμού Φλόγας (FID) [18]

9.2.3 Αναλυτής χημειοφωταύγειας (CLD)

Βασική αρχή λειτουργίας των αναλυτών αυτών είναι το φαινόμενο της χημειοφωταύγειας. Στο φαινόμενο αυτό παράγεται φως σαν αποτέλεσμα μιας χημικής αντίδρασης. Η αντίδραση του μονοξειδίου του αζώτου (NO) κι ενός ισχυρού οξειδωτικού μέσου, όπως το όζον, έχει ως αποτέλεσμα την ηλεκτρονική διέγερση των μοριακών ειδών που παράγονται. Τα διεγερμένα είδη εκπέμπουν ενέργεια με τη μορφή φωτός, όταν επανέρχονται στη μη διεγερμένη κατάσταση. Η φασματομετρία χημειοφωταύγειας χρησιμοποιείται για να καθοριστεί το ποσό του αζώτου στο δείγμα, και βασίζεται στο ποσό του εκπεμπόμενου φωτός. Βασικό μέρος του οργάνου είναι ένας φωτοπολλαπλασιαστής, ο οποίος συνδέεται με το θάλαμο της αντίδρασης. Το μονοξείδιο του

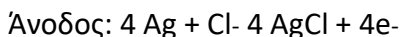
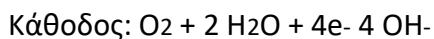
αζώτου, τόσο αυτό που υπάρχει στο μείγμα όσο αυτό που προέρχεται από το διοξείδιο του αζώτου, αναμιγνύεται στον αντιδραστήρα με το όζον που παράγεται σε ξεχωριστό θάλαμο (εικ. 9.4). Το φως που παράγεται κατά την αντίδραση ανιχνεύεται στον φωτοπολλαπλασιαστή. Ο φωτοπολλαπλασιαστής ενισχύει και μετατρέπει το εκπεμπόμενο φως σε ηλεκτρικό ρεύμα το οποίο μεταφέρεται σε ένα ηλεκτρόμετρο και η ένδειξη απεικονίζεται σε μία οθόνη υγρών κρυστάλλων (LCD) ή σε καταγραφέα. Η συγκεκριμένη τεχνική χρησιμοποιείται για την ανίχνευση συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου (NO_x) [19].



Εικόνα 9.4 -Σχηματική απεικόνιση Αναλυτή Χημειοφωταύγειας (CLD) CAPS AS32M [20]

9.2.4 Αρχή του ηλεκτροχημικού γαλβανικού στοιχείου

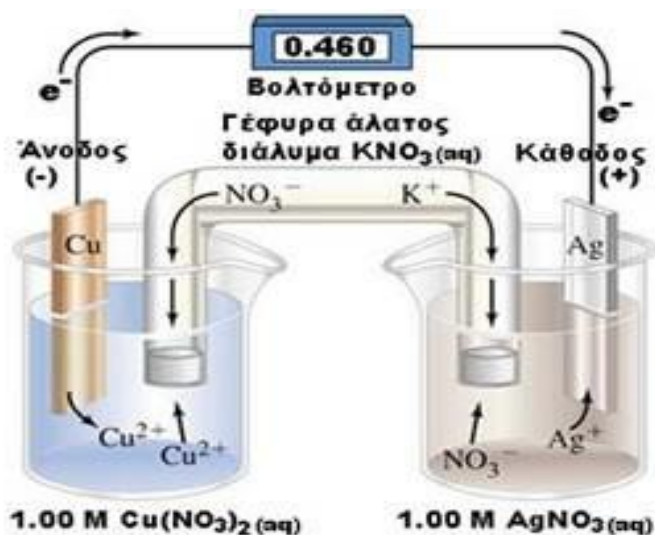
Στους αναλυτές οξυγόνου του εμπορίου χρησιμοποιούνται διάφορα συστήματα ηλεκτροχημικών στοιχείων. Συνήθως χρησιμοποιείται πολαρογραφικό ηλεκτρόδιο οξυγόνου. Η άνοδος από άργυρο και η κάθοδος από χρυσό χωρίζονται από το δείγμα με μία λεπτή μεμβράνη από teflon που είναι διαπερατή από το οξυγόνο (εικ. 9.5). Με ένα δυναμικό 0.8 V που εφαρμόζεται μεταξύ ανόδου και καθόδου, παρουσία οξυγόνου συμβαίνουν οι κάτωθι αντιδράσεις:



Το ρεύμα που δημιουργείται είναι ανάλογο προς τη μερική πίεση του οξυγόνου στο δείγμα. Επειδή η ταχύτητα διάχυσης του οξυγόνου διαμέσου της μεμβράνης μεταβάλλεται περίπου 3% ανά $^{\circ}\text{C}$, υπάρχει ένα θερμίστορ που ρυθμίζει αυτόματα το σήμα εξόδου και αντισταθμίζει τις αλλαγές της θερμοκρασίας. Η ταχύτητα απόκρισης του ευαίσθητου οργάνου καθορίζεται επίσης

από την ταχύτητα διάχυσης του οξυγόνου. Συνήθως το 90% της τελικής απόκρισης επιτυγχάνεται σε 10 δευτερόλεπτα.

Αυτή η συσκευή μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για διαλυμένο οξυγόνο και για αέριο οξυγόνο, αλλά το δείγμα πρέπει να μη περιέχει άλλα αέρια που ανάγονται συνήθως σε 0.8 V. Αυτά είναι το διοξείδιο του θείου, το χλώριο, το βρώμιο, το ιώδιο και τα οξείδια του αζώτου. Αφού το ευαίσθητο όργανο καταναλίσκει μικρή ποσότητα οξυγόνου, και η διάχυση του οξυγόνου μέσα από υγρά είναι σχετικά αργή, ένα υγρό δείγμα πρέπει να ρέει συνεχώς στην περιοχή του αισθητήρα για να πάρουμε ακριβή αποτελέσματα. Με ένα στάσιμο υγρό δείγμα η παροχή οξυγόνου μειώνεται βαθμιαία.



Εικόνα 9.5 -Γαλβανικά στοιχεία με ηλεκτρόδια Cu/Ag. [21]

Αναλυτής καυσαερίων Andros 6800

Ο Αναλυτής Καυσαερίων Andros 6800, είναι φορητός και λειτουργεί με ηλεκτρικό ρεύμα 220 V. Η συσκευή περιλαμβάνει εύκαμπτο σωλήνα αναρρόφησης καυσαερίων μήκους πλέον των 3m, με ειδικό στέλεχος δειγματοληψίας, το οποίο εισέρχεται μέσα στο σωλήνα της εξάτμισης του ελεγχόμενου οχήματος, σε βάθος πλέον των 30 cm, χωρίς να επηρεάζεται από τις υψηλές θερμοκρασίες των καυσαερίων και από την παρουσία τοξικών αερίων (απουσία Teflon). Θα γίνεται χρήση λευκών γαντιών για την εισαγωγή και εξαγωγή του στελέχους δειγματοληψίας.

Η ως άνω συσκευή μετρά :

ο Το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂)

ο Τούς Υδρογονάνθρακες (HC)

ο Το Μονοξείδιο του άνθρακα (CO)

ο Το Οξυγόνο (O₂)

ο Το συντελεστή «λ»

ο Το διορθωμένο μονοξείδιο του άνθρακα (CO cor). Η τιμή του CO cor εμφανίζεται ψηφιακά στην οθόνη ενδείξεων και εκτυπώνεται στο πρωτόκολλο μετρήσεων.

ο Τις στροφές του κινητήρα RPM από την μπαταρία του οχήματος ή από τη θέση του αναπτήρα του οχήματος.

ο Τη θερμοκρασία του κινητήρα σε βαθμούς Κελσίου.

Η συσκευή δεν μετρά κατά την διάρκεια της προθέρμανσης της και αυτομηδενισμού, η οποία διαρκεί περίπου 90-120 δευτερόλεπτα, εξαρτώμενη από τη θερμοκρασία στην οποία βρίσκεται η συσκευή.

Ο αναλυτής καυσαερίων Andros 6800 που διαθέτει το εργαστήριο M.E.K. 2 είναι κατασκευασμένος από την Αμερικανική εταιρεία Lumasense Inc. Είναι συνδεδεμένος με υπολογιστή για την καταγραφή και επεξεργασία των μετρήσεων. Χρησιμοποιεί τη μέθοδο της μη διασποράς υπέρυθρης ακτινοβολίας (NDIR), για τα αέρια CO₂, CO και HC και τη μέθοδο της αρχής του ηλεκτροχημικού γαλβανικού στοιχείου για τα O₂ και NO_x. Το εύρος μέτρησης και η ακρίβεια της συσκευής παρουσιάζεται στον πίνακα 9.2

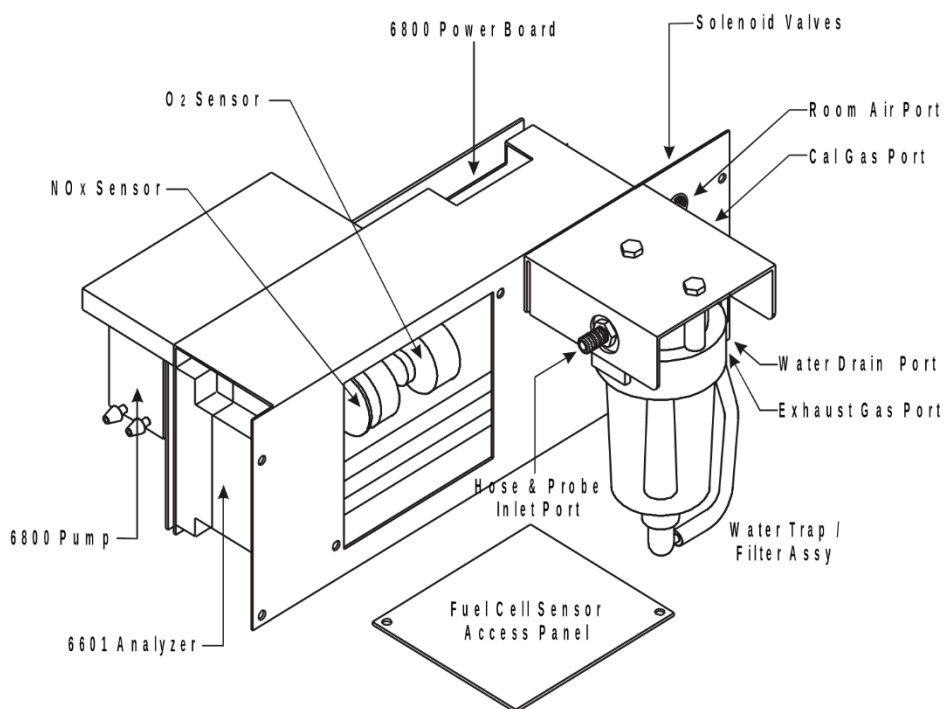
Πίνακας 9.2 -Μετρολογικά χαρακτηριστικά αναλυτή καυσαερίων Andros 6800 [22]

Αέριο	Εύρος μέτρησης	Ακρίβεια	Επαναληψιμότητα	Διακριτική ικανότητα
HC n-Hexane	0 to 2 000 ppm	±4 ppm abs. or ±3% rel.	±3 ppm abs. or ±2% rel.	1 ppm
	2 001 to 15 000 ppm	±5% rel.	±3% rel.	
	15 001 to 30 000 ppm	±8% rel.	±4% rel.	
HC Propane	0 to 4 000 ppm	±8 ppm abs. or ±3% rel.	±6 ppm abs. or ±2% rel.	1 ppm
	4 001 to 30 000 ppm	±5% rel.	±3% rel.	
	30 001 to 60 000 ppm	±8% rel.	±4% rel.	
CO	0.00 to 10.00%	±0.02% abs. or ±3% rel.	±0.02 abs. or ±2% rel.	0.001vol. %
	10.01 to 15.00%	±5% rel.	±3% rel.	
CO ₂	0.00 to 16.00%	±0.3% abs. or ±3% rel.	±0.1% abs. or ±2% rel.	0.01vol. %
	16.01 to 20.00%	±5% rel.	±3% rel.	
NO _x	0 to 4 000 ppm	±25 ppm abs. or ±4% rel.	±20 ppm abs. or ±3% rel.	1 ppm
	4 001 to 5 000 ppm	±5% rel.	±4% rel.	
O ₂	0.00 to 25.00%	±0.1% abs. or ±3% rel.	±0.1% abs. or ±3% rel.	0.01 vol. %

Ο επεξεργαστής του αναλυτή έχει μονή είσοδο με εύρος από 9 έως 16 Volt και έχει τη δυνατότητα μέτρησης των αερίων, ελέγχου του πνευματικού συστήματος, επικοινωνίας μέσω της θύρας RS-232 με τον επεξεργαστή και επίσης ελέγχει την ισχύ της συσκευής.

Κατασκευαστικά αποτελείται από τα παρακάτω επιμέρους τμήματα (εικ. 9.6):

Τη θύρα εισαγωγής του ατμοσφαιρικού αέρα, το στέλεχος δειγματοληψίας το οποίο συνδέεται με τη θύρα εισαγωγής των καυσαερίων μέσω ενός εύκαμπτου σωλήνα, το φίλτρο άνθρακα, το φίλτρο με υδατοπαγίδα, την αντλία υψηλής πίεσης, τον αγωγό αποστράγγισης νερού, τον μειωτήρα, τη θύρα εισαγωγής του αερίου για τη βαθμονόμηση της συσκευής, τους αισθητήρες αερίων O₂ και NO_x και την έξοδο των καυσαερίων.



Εικόνα 9.6 -Σχηματική απεικόνιση Αναλυτή καυσαερίων Andros 6800 [22]

Διαδικασία μετρήσεων HC, CO, και CO₂

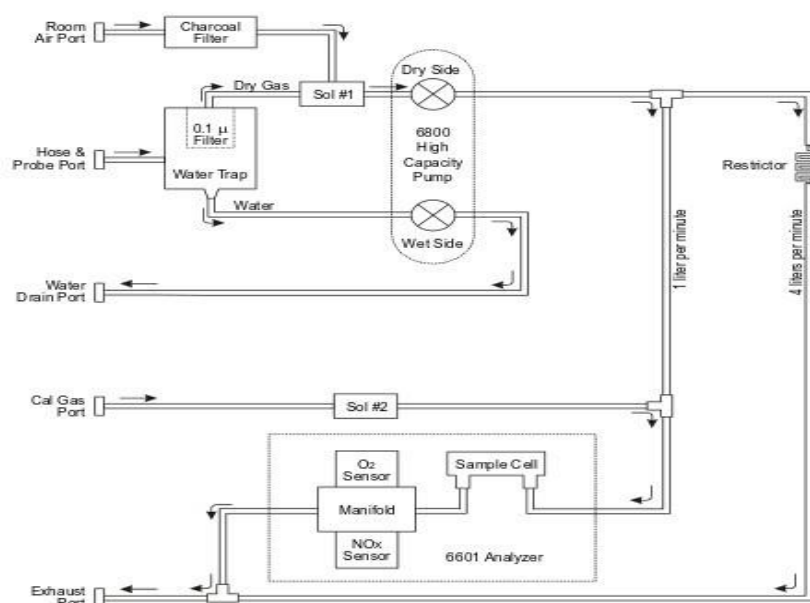
Η μέθοδος NDIR χρησιμοποιεί σταθερές συχνότητες υπέρυθρης ακτινοβολίας για να υπολογίσει τη συγκέντρωση των HC, CO, και CO₂. Η απορρόφηση της ακτινοβολίας είναι η βάση των μετρήσεων. Η συγκέντρωση των αερίων αυτών στα καυσαέρια συγκρίνεται με την ποσότητα που υπάρχει στο δείγμα. Η απορρόφηση της υπέρυθρης ακτινοβολίας αυξάνεται όσο αυξάνονται τα μόρια των αερίων στον αισθητήρα. Η διαδικασία της μέτρησης των καυσαερίων ακολουθεί την εξής σειρά (εικ. 9.7):

Τα καυσαέρια του οχήματος μεταφέρονται μέσω του εύκαμπτου σωλήνα στο φίλτρο όπου φιλτράρεται το νερό που υπάρχει και μετά εισέρχονται στον αναλυτή. Μια πηγή υπέρυθρης ακτινοβολίας παράγει ένα εύρος φωτός σε συχνότητες που καλύπτουν το υπέρυθρο φάσμα και το οποίο εκτείνεται εντός του ορατού φάσματος. Το φιλτραρισμένο καυσαέριο μεταφέρεται μέσω του αισθητήρα όπου το υπέρυθρο φως διαπερνά το καυσαέριο. Ένα οπτικό φίλτρο διέλευσης χρησιμοποιείται για να επιλεγεί μια συγκεκριμένη ζώνη του υπέρυθρου φωτός. Το μήκος κύματος του φίλτρου βασίζεται στο αέριο που πρόκειται να μετρηθεί. Διαφορετικά φίλτρα υπέρυθρων χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση των συγκεντρώσεων των HC, CO, και CO₂. Η υπέρυθρη ακτινοβολία που δεν απορροφήθηκε, από τα καυσαέρια, μεταφέρεται στους αισθητήρες ακτινοβολίας. Οι αισθητήρες αυτοί παράγουν ρεύμα ανάλογο της ακτινοβολίας που

μετρήθηκε και μέσω του επεξεργαστή σήματος προκύπτει η αναλογία των αερίων στα καυσαέρια.

Μεθοδολογία μετρήσεων O_2 και NO_x

Η συγκέντρωση των O_2 και NO_x μετράται χρησιμοποιώντας ηλεκτροχημικούς αισθητήρες (κελιά καυσίμων). Κατά την είσοδο των καυσαερίων στον αναλυτή ένας αισθητήρας κελιών καυσίμου προκαλεί ηλεκτρική αντίδραση που είναι ανάλογη της συγκέντρωσης των αερίων αυτών στα καυσαέρια.



Εικόνα 1.7 -Διάγραμμα ροής αναλυτή καυσαερίων Andros 6800 [22]

ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Το μηχανογραφικό σύστημα καταγράφει και αναπαριστά όλους τους εκπεμπόμενους ρύπους σε ψηφιακή μορφή, και έχει την δυνατότητα αυτόματης καταγραφής με ηλεκτρονικό χρονόμετρο των ρύπων στις υψηλές στροφές και στο ρελαντί.

Πριν ξεκινήσει η μέτρηση των εκπεμπόμενων ρύπων ο κινητήρας και ο καταλυτικός μετατροπέας πρέπει να είναι σε κανονική θερμοκρασία. Ο κινητήρας νοείται ότι βρίσκεται σε κανονική θερμοκρασία όταν η θερμοκρασία του ψυκτικού υγρού, είναι στην κανονική περιοχή λειτουργίας (60-80 βαθμούς Κελσίου). Σε περίπτωση που ο κινητήρας δεν διαθέτει όργανο μέτρησης της

θερμοκρασίας του ψυκτικού υγρού, μπορεί να μετρηθεί η θερμοκρασία του ελαίου, η οποία θα πρέπει να ξεπερνά τους 70 βαθμούς Κελσίου. Στην περίπτωση αυτή τοποθετούμε τον ειδικό λήπτη θερμοκρασίας στον δείκτη του λαδιού για να πάρουμε την θερμοκρασία του κινητήρα. Εάν το όχημα είναι διαφορετικό από τετράχρονο τετρακύλινδρο επιλέγουμε τον αντίστοιχο χρόνο της μηχανής (δίχρονο / τετράχρονο) από το πλήκτρο επιλογής. Εάν χρειαστεί προσαρμόζουμε και τους κυλίνδρους του οχήματος πατώντας το αντίστοιχο πλήκτρο των κυλίνδρων.

Ο ελεγκτής βάζει προσεκτικά τον λήπτη καυσαερίων του αναλυτή στην εξάτμιση του οχήματος, προσέχοντας να μπει σε σωστό βάθος για να γίνεται αξιόπιστα η μέτρηση των εκπεμπόμενων ρύπων, > 30 cm.

Πατάει το γκάζι του οχήματος σταθερά, ούτως ώστε οι στροφές του κινητήρα να βρίσκονται στο φάσμα των 2.500 ± 300 στροφές ανά λεπτό με το κιβώτιο των ταχυτήτων στο νεκρό σημείο. Το σύστημα καταχωρεί τα δεδομένα με την ολοκλήρωση της διαδικασίας ελέγχου.

Ο ελεγκτής στη συνέχεια μειώνει τις στροφές του κινητήρα στο ρελαντί με το κιβώτιο των ταχυτήτων στο νεκρό.

Στην συνέχεια με τον κινητήρα σε λειτουργία ρελαντί και σε στροφές που προδιαγράφει ο κατασκευαστής με ανοχή ± 100 , πατάει το πλήκτρο Enter και συνεχίζει τον έλεγχο. Στην περίπτωση που δεν υπάρχουν στοιχεία του κατασκευαστή, τότε οι στροφές θα πρέπει να κυμαίνονται μεταξύ 700 και 900 ανά λεπτό.

Η παραπάνω διαδικασία ελέγχων επαναλαμβάνεται στην περίπτωση πολλαπλών εξατμίσεων για όλες τις σωλήνες εξάτμισης και ως τελικό αποτέλεσμα λαμβάνεται ο μέσος όρος των μετρήσεων ή εναλλακτικά μπορεί να χρησιμοποιηθεί ο 2ος λήπτης.

Αφού έχουν πραγματοποιηθεί όλες οι παραπάνω μετρήσεις εμφανίζεται η συγκεντρωτική οθόνη των αποτελεσμάτων που απεικονίζει όλες τις τιμές που έχει καταγράψει στο φάσμα στροφών του ρελαντί και των 2.500 στροφών.

Μόλις ο ελεγκτής διαπιστώσει ότι ο έλεγχος έχει πραγματοποιηθεί με επιτυχία πατάει το κουμπί της καταχώρησης των μετρήσεων στην γραμμή ελέγχου. Εμφανίζεται ένα παράθυρο επιβεβαίωσης και μόλις ο ελεγκτής επιβεβαιώσει ότι οι τιμές είναι αποδεκτές, το σύστημα στέλνει στο κεντρικό υπολογιστή τις τιμές που μετρήθηκαν για το συγκεκριμένο όχημα.

8. Συμπεράσματα

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της διπλωματικής εργασίας:

- Ο κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε είναι ο PJ2W, ένας δίκυλινδρος τετράχρονος πετρελαιοκινητήρας, 1.600cc, με ονομαστική σχύ 22hp.
- Οι συνθήκες του περιβάλλοντος εργαστηριακού χώρου στον οποίο διεξήχθησαν οι μετρήσεις ήταν: θερμοκρασία 20°C, βαρομετρική πίεση 1 bar και επίπεδο υγρασίας 50%.
- Τα σημεία στροφών και ροπής που διεξήχθησαν οι μετρήσεις επιλέχθηκαν μετά τη διαίρεση του συνόλου αυτών στο μικρότερο δυνατό επίπεδο, αποφεύγοντας την υπερβολή. Έτσι ο αρχικός στόχος ήταν η σάρωση ανά 100 rpm ξεκινώντας από το ρελαντί και φτάνοντας τις μέγιστες των 2000rpm, και ανά 10 Nm ξεκινώντας από την ελάχιστη επιτρεπόμενη τιμή, σε κάθε σημείο στροφών, και φτάνοντας ως τη μέγιστη δυνατή. Εν τέλει, λόγω της πανδημίας του COVID – 19, οι εργαστηριακές μετρήσεις διακόπηκαν ενώ σαρώθηκαν σημεία μόνο πάνω από τις 1600 rpm, ωστόσο ήταν αρκετά για να επιτευχθεί η ενεργειακή ανάλυση του κινητήρα.
- Η μέγιστη ροπή που επετεύχθη είναι τα 110 Nm στις 1800 rpm
- Η μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίων που καταγράφηκε ήταν οι 550°C, στις 1800 rpm και 110 Nm
- Η μικρότερη θερμοκρασία νερού που εισήχθη στον κινητήρα ήταν 19°C, στις 1800 rpm, 20 Nm και 15L/min παροχή νερού.
- Η μεγαλύτερη θερμοκρασία νερού κατά την έξοδο του από τον κινητήρα ήταν 64°C, στις 1600 rpm και 60 Nm.
- Η μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εισερχόμενου και εξερχόμενου νερού ήταν 29°C, στις 1800 rpm και 110 Nm.
- Η μικρότερη μέση πίεση τριβών των 162 kPa, εμφανίστηκε στις 1600 rpm.
- Η ελάχιστη ισχύς που χάθηκε σε εσωτερικές τριβές του κινητήρα είναι 3.5 kW στις 1600 rpm.
- Η μεγαλύτερη μαζική παροχή αέρα εισαγωγής ήταν 0.0219 kg/s, στις 1800 rpm και 20 Nm.
- Η μικρότερη μαζική παροχή καυσίμου ήταν 0.337 g/s, στις 1600 rpm και 20 Nm.
- Η μέγιστη ισχύς ήταν 20.7 kW, στις 1800 rpm και 110 Nm.
- Η μικρότερη πραγματική ειδική κατανάλωση ήταν 194.7 g/kWh, στις 1600 rpm και 90 Nm.
- Η μεγαλύτερη μαζική παροχή καυσαερίων ήταν 0.0223 kg/s, στις 1800 rpm και 10 Nm.
- Η ελάχιστη ισχύς που χάνεται στα καυσαέρια είναι 3.48 kW, στις 1600 rpm και 20 Nm.
- Ο μεγαλύτερος λόγος αέρα-καυσίμου που επετεύχθη ήταν 57.1, στις 1700 rpm και 20 Nm, ενώ ο μικρότερος 15.8, στις 1800 rpm και 110 Nm.
- Το μεγαλύτερο λ είναι 3.94 στις 1700 rpm και 20 Nm, ενώ το μικρότερο είναι 1.09 στις 1800 rpm και 110 Nm.
- Ο μέγιστος ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, 76%, επετεύχθη στις 1800 rpm και 20 Nm

- Ο μεγαλύτερος μηχανικός βαθμός απόδοσης, 82.4% εμφανίστηκε στις 1800 rpm και 110 Nm.
- Ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης, 42.8% επετεύχθη στις 1600 rpm και 90 Nm.
- Η μεγαλύτερη μέση πραγματική πίεση ήταν 8.54 bar, στις 1800 rpm και 110 Nm.
- Η μεγαλύτερη ισχύς καυσίμου ήταν 55.3 kW, στις 1800 rpm και 110 Nm.
- Η ελάχιστη ισχύς ψύξης ήταν 4.12 kW, στις 1700 rpm και 20 Nm.
- Η ελάχιστη ισχύς εισαγωγής ήταν 0.33 kW, στις 1600 rpm και 70 Nm αλλά και στα 85 Nm.

9. Προτάσεις για το μέλλον

Αντικατάσταση της δεξαμενής νερού

Λόγω παλαιότητας και συχνών θερμοκρασιακών διαφορών στο εσωτερικό της δεξαμενής νερού, η τελευταία οξειδώθηκε σε πολύ μεγάλο βαθμό και χρειάζεται αντικατάσταση. Προτείνεται λοιπόν, η αντικατάστασή της με μια καινούρια η οποία θα είναι κατασκευασμένη από ανοξείδωτο χάλυβα. Η διαδικασία που πρέπει να ακολουθηθεί προκειμένου να κατασκευαστεί η νέα δεξαμενή είναι η ακόλουθη:

- Δημιουργία τεχνικού φακέλου και κατασκευαστικών σχεδίων
- Κοπή αναπτυγμάτων
- Συγκόλληση αναπτυγμάτων και
- Εγκατάσταση νέας δεξαμενής

Προσθήκη αισθητήρα οξυγόνου

Προτείνεται η τοποθέτηση αισθητήρα οξυγόνου, ο οποίος θα είναι συνδεδεμένος με κατάλληλο σύστημα καταγραφής για την απευθείας μέτρηση (real-time) του στιγμιαίου λόγου αέρα/καυσίμου του κινητήρα.

Σύστημα καταγραφής πειραματικών μετρήσεων

Προτείνεται η ανάπτυξη αυτόματου συστήματος καταγραφής των μετρούμενων παραμέτρων.

10. Βιβλιογραφία

1. Δημητριάδης, Λ., *Επίδραση μιγμάτων biodiesel-πετρελαίου κίνησης στην απόδοση, εκπομπές ρύπων και διάρκεια ζωής κινητήρα επιβατικού αυτοκινήτου προδιαγραφών Euro 3 - Euro 4*, in *Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών*. 2008, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας: Βόλος.
2. Basshuysen, R. and F. Schafer, *Internal Combustion Engine Handbook. Basics, components, Systems and Perspectives*. 2004: SAE International.
3. Ferguson, C. and A. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines*. 3rd ed. 2016, West Sussex: Wiley & Sons.
4. Heywood, J., B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*. 1988: McGraw-Hill, Inc.
5. Pulkrabek, W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. 2nd ed., New Jersey: Prentice Hall.
6. Ferguson, C. and A. Kirkpatrick, *Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, Επιμέλεια Γρηγόριος Χ. Κολτσάκης, Καθηγητής Α.Π.Θ.* 1st ed. 2008, Θεσσαλονίκη: Grapholine.
7. Lister Petter, *Petter Diesel Engines, PJW, Operators Handbook*. 1980, England: Petters Ltd. Service Division.
8. Χασιώτης, Π., *Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Ι*. 2014: Εκδοτικός Όμιλος Ίων.
9. Moran, M.J., et al., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 9th ed. 2018: Wiley.
10. Mollenhauer, K. and H. Tschoeke, *Handbook of Diesel Engines*. 2010: Springer.
11. Renault, *DDCR Diesel Injection - Fault finding - Diagnostics*, D.K.D.D.C.R.I. (DDCR), Editor.
12. *Plint and Partners Ltd Engineers, Plint TE16: Operation and maintenance manual*. 1985.
13. *Κανονισμός (ΕΚ) αριθ. 715/2007 του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου της 20ής Ιουνίου 2007 που αφορά την έγκριση τύπου μηχανοκίνητων οχημάτων όσον αφορά εκπομπές από ελαφρά επιβατηγά και εμπορικά οχήματα (Euro 5 και Euro 6) και σχετικά με την πρόσβαση σε πληροφορίες επισκευής και συντήρησης οχημάτων*.
14. <http://megasquirt.free.fr/sources/MS/manual/PWC/FAQ.htm>
15. Γεώργιος Μήλτσιος "Αρχιμήδης: Ενίσχυση Ερευνητικών Ομάδων στα ΤΕΙ (ΕΕΟΤ)" "Πακέτο Εργασίας 6 - Ανάλυση αποτελεσμάτων μετρήσεων - Τελικά συμπεράσματα". Τελική έκθεση 2007
16. http://www.schutz-asia.com/application_en_info.asp?id=184
17. Αλ. Κατσαούνης "Μέθοδοι Διαχωρισμού" 2006.

18. <http://www.enco.gr/details.php?cat=2&id=51>
19. <http://www.environnement-sa.com/caps-chemiluminescence-no2-measurement/>
20. Κωνσταντίνου Ιωάννης "Εφαρμογή του φαινομένου της ηλεκτροχημικής ενίσχυσης στην αναγωγή των οξειδίων του αζώτου από C₃H₆ παρουσία O₂ σε καταλυτικά ηλεκτρόδια Rh και στην οξείδωση του αιθυλενίου και του τολουολίου σε καταλυτικά ηλεκτρόδια RuO₂" (2005)].
21. <http://users.sch.gr/xbalasi/electrochem/sect02/page%2022.html>
22. "Εγχειρίδιο χρήσης Andros 6800" Andros Incorporated