

Δυνατότητες μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε κινητήρες Ντίζελ

1. Εισαγωγή.

Ο κινητήρας Ντίζελ, είναι η πλέον αποδοτική θερμική μηχανή που έχει ανακαλυφθεί έως τώρα [1,2]. Για το λόγο αυτό, χρησιμοποιείται ευρέως, σε περιπτώσεις όπου απαιτούνται μεγάλες συγκεντρώσεις ισχύος, όπως σε φορτηγά αυτοκίνητα, μέσα μαζικής μεταφοράς και άλλα βαρέα οχήματα. Μια από τις πλέον επίπονες διαδικασίες, είναι η εξέλιξη των κινητήρων Ντίζελ, λόγω των πολλών παραμέτρων που επηρεάζουν την λειτουργία τους. Για το λόγο αυτό, τις τελευταίες δεκαετίες, έχει καταβληθεί ιδιαίτερη προσπάθεια, για την ανάπτυξη και εξέλιξη μοντέλων προσομοίωσης, με βασικό σκοπό την ελαχιστοποίηση του χρόνου και του κόστους ανάπτυξης. Πέραν όμως αυτού, η χρήση των μοντέλων, προσφέρει την δυνατότητα ερμηνείας της επίδρασης διαφόρων παραμέτρων, στην λειτουργία των κινητήρων Ντίζελ [3,8].

Στην παρούσα ανάλυση, γίνεται χρήση ενός τέτοιου μοντέλου, με σκοπό την διερεύνηση των δυνατοτήτων που υπάρχουν, για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης κινητήρων Ντίζελ. Στην ανάλυση αυτή, δεν λαμβάνεται υπόψη η επίδραση των μέσων που χρησιμοποιούνται για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης στην εκπομπή ρύπων, καθώς δεν είναι αυτός ο σκοπός μας. Η μελέτη γίνεται σε έναν κινητήρα Ντίζελ, βαρέως οχήματος (φορτηγού), σύγχρονης τεχνολογίας, που πληροί τις προδιαγραφές εκπομπών ρύπων EURO-III. Βασικό ερέθισμα για την μελέτη, υπήρξε η συμμετοχή των συγγραφέων σε ερευνητικό πρόγραμμα της ΕΟΚ, στο οποίο έγινε η μελέτη του προβλήματος και προέκυψε, ως προϊόν, πρότυπος κινητήρας

Ντίζελ, που κατασκευάστηκε από το μηδέν, σε συνεργασία με τις εταιρείες DiamlerChrysler, AVL και Federal Mogul [9]. Η ερευνητική αυτή μελέτη πραγματοποιήθηκε στα πρώτα στάδια του προγράμματος, για να εκτιμηθούν οι δυνατότητες βελτίωσης του βαθμού απόδοσης και ο τρόπος με τον οποίο αυτό μπορεί να επιτευχθεί. Πρόκειται για πολύ σημαντική πληροφορία, καθώς μας δίδεται η δυνατότητα να «οριοθετήσουμε» τις δυνατότητες βελτίωσης του βαθμού απόδοσης.

Από την σύγκριση των προβλέψεων με τις μετρημένες τιμές από τον κινητήρα, διαφαίνεται ότι, οι αρχικές προβλέψεις επιβεβαιώθηκαν, αποδεικνύοντας με τον τρόπο αυτό, την σημαντική συμβολή των υπολογιστικών μοντέλων στο στάδιο ανάπτυξης και εξέλιξης των κινητήρων. Διαφαίνεται ότι υπάρχουν σημαντικές δυνατότητες βελτίωσης του βαθμού απόδοσης των υπαρχόντων, σήμερα, κινητήρων Ντίζελ, όμως για την επίτευξη του στόχου αυτού, απαιτείται η αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης αλλά και της συγκέντρωσης ισχύος των κινητήρων.

2. Παράγοντες που επιδρούν στον βαθμό απόδοσης των κινητήρων ντίζελ.

Ο κινητήρας Ντίζελ, είναι μια θερμική μηχανή, που βασικό σκοπό έχει, την μετατροπή της θερμικής ενέργειας του καυσίμου, σε μηχανική ισχύ. Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα, φανερώνει την αποτελεσματικότητα αυτής της μετατροπής, ενώ η απόλυτη τιμή του, εξαρτάται από τον βαθμό απόδοσης του θερμοδυναμικού κύκλου και από τις απώλειες τριβών του μηχανικού μηχανισμού. Για να εκφράσουμε αυτή τη σχέση δίνουμε στη συνέχεια, το βαθμό απόδοσης ενός κινητήρα

Ντίζελ,

$$\eta_{b,eff} = \eta_{i,eff} \eta_{m,eff} \quad (1)$$

Παρατηρούμε ότι, ο πραγματικός βαθμός απόδοσης είναι γινόμενο δύο βαθμών, του ενδεικνυόμενου βαθμού απόδοσης και του μηχανικού. Από αυτό διαφαίνεται ότι, προκειμένου να αυξήσουμε το βαθμό απόδοσης ενός κινητήρα, δύο δυνατότητες υπάρχουν [10]:

α) Αύξηση του ενδεικνυόμενου βαθμού απόδοσης.

Αυτό σημαίνει ότι, πρέπει να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης του θερμοδυναμικού κύκλου, στον οποίο βασίζεται η λειτουργία του κινητήρα. Με βάση την διεθνή εμπειρία, αυτό σημαίνει, κύρια ταχεία και καλή καύση περί το ΑΝΣ του κινητήρα, ελαχιστοποίηση των απωλειών εναλλαγής των αερίων και περιορισμό των απωλειών θερμότητας. Με βάση την σημερινή κατάσταση, έχει αποδειχθεί ότι οι περισσότερες πιθανότητες επικεντρώνονται στη βελτίωση του μηχανισμού της καύσης και στην αύξηση της έντασής της. Οι δύο άλλες τεχνικές στην περίπτωση των κινητήρων Ντίζελ, δεν προσφέρουν σημαντικές δυνατότητες. Ιδίως η τελευταία, είχε δώσει αρχικά, σημαντικές ελπίδες, όμως παρουσιάστηκαν σημαντικές δυσκολίες, λόγω ανάγκης χρήσης νέων υλικών, μη αξιόπιστων ενώ μεγάλο μέρος της ενέργειας που εξοικονομείται από τη μείωση των απωλειών θερμότητας, αποδίδεται τελικά στο αέριο, στο στάδιο της εξαγωγής των καυσαερίων.

Για το λόγο αυτό, στην παρούσα εργασία, μελετάται η χρήση αυξημένης προπορείας εγχύσεως καυσίμου, αυξημένου βαθμού συμπίεσης και ρυθμού έγχυσης καυσίμου, που ως γνωστόν,

των
Δημητρίου Θ.
Χουντάλα
αναπλ. καθηγητή,
Δημητρίου Α.
Κουρεμένου
καθηγητή
Τμ. Μηχ/γων
Μηχ/κών ΕΜΠ

συμβάλλουν, εν γένει, στην βελτίωση του βαθμού απόδοσης, επιταχύνοντας τον μηχανισμό της καύσης [1].

β) Αύξηση του Μηχανικού βαθμού απόδοσης

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης, για οποιονδήποτε εμβολοφόρο κινητήρα, δίδεται από την ακόλουθη έκφραση [1,2],

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (2)$$

Από την έκφραση αυτή, φανερόνται ουσιαστικά οι δυνατότητες που έχουμε για να αυξήσουμε τον μηχανικό βαθμό απόδοσης ενός κινητήρα. Αυτές είναι:

- Μείωση της απόλυτης τιμής των μηχανικών απωλειών.
- Αύξηση της ενδεικνύμενης ισχύος, με ρυθμό μεγαλύτερο από την αύξηση των μηχανικών απωλειών.

Όσον αφορά στο πρώτο, οι δυνατότητες πλέον, λαμβάνοντας υπόψη την ποιότητα κατασκευής, είναι λίαν περιορισμένες. Συνεπώς, απομένει ως βασική δυνατότητα, η αύξηση της ενδεικνύμενης ισχύος, με ρυθμό μεγαλύτερο από αυτή των μηχανικών απωλειών. Αυτό απαιτεί την αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα, το οποίο βέβαια σημαίνει, «μεγαλύτερη» ποσότητα καυσίμου. Επειδή εν γένει πρέπει ο λόγος αέρα-καυσίμου να παραμείνει στα ίδια περίπου, απαιτείται παράλληλη αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης, το οποίο σημαίνει, την ανάγκη ανάπτυξης νέων τεχνολογιών υπερπλήρωσης π.χ. υπερπληρωτές δύο σταδίων κλπ.

3. Παράγοντες που εξετάστηκαν στην παρούσα εργασία.

Λαμβάνοντας υπόψη τα ανωτέρω, στην παρούσα εργασία, αποφασίστηκε η μελέτη των ακόλουθων παραγόντων, που μπορούν να οδηγήσουν στην αύξηση του βαθμού απόδοσης:

1. Επίδραση της προπορείας έγχυσης καυσίμου.
2. Επίδραση του βαθμού συμπίεσης.
3. Επίδραση του ρυθμού έγχυσης καυσίμου.
4. Αύξηση της συγκέντρωσης

ισχύος, με την χρήση αυξημένης ποσότητας καυσίμου και πίεσης υπερπλήρωσης, για την διατήρηση του λόγου αέρα, στα ίδια επίπεδα με την κανονική λειτουργία.

Παρατηρώντας τις ανωτέρω προτεινόμενες δυνατότητες, διαφαίνεται ότι και οι τρεις παράγοντες, οδηγούν σε αύξηση των τιμών της πίεσης καύσης εντός του κυλίνδρου, δηλ. ότι η αύξηση της πίεσης καύσης είναι το τίμημα που πρέπει να πληρώσουμε εάν επιθυμούμε να αυξηθεί σημαντικά ο βαθμός απόδοσης.

Ένα από τα αντικείμενα της παρούσας ανάλυσης, είναι να προσδιορίσουμε σε ποσοστιαία βάση, την δυνατότητα αύξησης του βαθμού απόδοσης, καθώς και την παράλληλη αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης. Ως όριο για την παρούσα μελέτη, αποφασίσθηκε να τεθούν τα 280 bar, με βάση τους αρχικούς σχεδιασμούς του ερευνητικού προγράμματος.

Στον πίνακα 1, δίδονται συνοπτικά, οι περιπτώσεις που μελετήθηκαν στην παρούσα ανάλυση.

4. Σύντομη περιγραφή του χρησιμοποιμένου μαθηματικού μοντέλου.

Το μοντέλο που χρησιμοποιείται είναι γενικό και περιγράφει διάφορα είδη κινητήρων, δίνοντας ιδιαίτερη σημασία, στην περιγραφή των διαφόρων υποσυστημάτων του κινητήρα [4-6,11,12].

Στις επόμενες παραγράφους, δίδεται μια πολύ σύντομη περιγραφή του μοντέλου, με ιδιαίτερη αναφορά στα διάφορα υποσυστήματα. Λεπτομέρειες δίδονται σε προηγούμενες δημοσιεύσεις των συγγραφέων. Το υπόψη μοντέλο θεωρεί τα ακόλουθα υποσυστήματα:

- α) Κύλινδρος, β) Σύστημα Έγχυσης, γ) Οχετοί Εισαγωγής και Εξαγωγής, δ) Υπερπληρωτής και Εναλλάκτης Αέρα.

4.1 Προσομοίωση του Κυλίνδρου.

4.1.1 Απώλειες Θερμότητας.

Χρησιμοποιείται μοντέλο τύβρης [13] για την εκτίμηση της χαρακτηριστικής ταχύτητας μεταφοράς θερμότη-

Παράμετρος	Εύρος Μεταβολής
Προπορεία Έγχυσης	0 deg.....30 deg
Ρυθμός Έγχυσης	32 deg.....20 deg
Πίεση Υπερπλήρωσης	2.88 bar.....5 bar
Λόγος Συμπίεσης	15..... 19

Πίνακας 1: Παράμετροι που μελετήθηκαν.

τας. Ο συντελεστής συναλλαγής, θερμότητας, δίδεται από τη σχέση [14,15] (όπου l_{car} είναι το χαρακτηριστικό μήκος),

$$h_c = c Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{\lambda}{l_{car}} \quad (3)$$

4.1.2 Διαρροές Μάζας.

Για την παρούσα εφαρμογή, οι διαρροές προσομοιώνονται με απλοϊκό τρόπο, θεωρώντας μια ισοδύναμη επιφάνεια διαρροών μεταξύ ελατηρίων εμβόλου και τοιχωμάτων κυλίνδρου [11,12]. Ο ρυθμός των διαρροών υπολογίζεται στην συνέχεια, θεωρώντας σχέσεις ισοεντροπικής συμπίεστης ροής. Η ισοδύναμη επιφάνεια διαρροών, είναι ίση προς,

$$A = \pi D \delta r \quad (4)$$

όπου: δr είναι το ισοδύναμο διάκενο κυλίνδρου-ελατηρίων.

4.1.3 Μοντέλο Καύσης.

Το μοντέλο καύσης βασίζεται στους δύο μηχανισμούς που καθορίζουν την καύση, δηλ. την ατμοποίηση του καυσίμου και την ανάμειξή του με τον εισερχόμενο στη ζώνη καύσης αέρα [1,16].

Το εγχυόμενο καύσιμο, διαρρέει σε ομάδες που έχουν την ίδια μέση διάμετρο σταγονιδίων SMD, η οποία εξαρτάται από τον χρόνο εισόδου τους στην καιγόμενη ζώνη. Η μέση διάμετρος σταγονιδίων κάθε ομάδας DSM, προσδιορίζεται από την χρήση της ημιεμπειρικής σχέσης, που έχει εξαχθεί από την ανάλυση πειραματικών αποτελεσμάτων [1,3]:

$$D_{SM,1} = 0.38 Re_m^{0.25} We_m^{-0.33} (v_1/v_2)^{0.37} (\rho_1/\rho_2)^{0.47} d_m \quad (5a)$$

$$D_{SM,2} = 4.12 Re_m^{0.12} We_m^{-0.75} (v_1/v_2)^{0.54} (\rho_1/\rho_2)^{0.18} d_m \quad (5b)$$

όπου: οι δείκτες "1" και "2" φανερόνουν αναπτυγμένες και μη-αναπτυγμέ-

νες δέσμες αντίστοιχα. Οι αριθμοί Reynolds και Weber, δίδονται από τις σχέσεις,

$$Re_{inj} = \frac{u_{inj} d_{inj}}{\nu_1} \quad (6)$$

$$We_{inj} = \frac{u_{inj}^2 d_{inj} \rho_1}{\sigma}$$

Εκ των δύο αυτών τιμών, η μέση διάμετρος λαμβάνεται τότε ως η μέγιστη.

Το εγχυθέν καύσιμο στην συνέχεια ατμοποιείται και ο ρυθμός ατμοποίησης εκτιμάται για κάθε ομάδα σταγονιδίων, χρησιμοποιώντας, τις σχέσεις των Borman και and Johnson [17]. Μετά το πέρας της ατμοποίησης, ο ατμός αναμειγνύεται με τον εισερχόμενο στη δέση αέρα, για να σχηματίσει καύσιμο μείγμα, το οποίο μετά από μία περίοδο καθυστέρησης ανάφλεξης, αναφλέγεται. Ο ρυθμός ανάμειξης ελέγχεται από τυρβώδη διάχυση και για το σκοπό αυτό, ο εισερχόμενος αέρας και το ατμοποιηθέν καύσιμο χωρίζονται σε δύο ποσότητες, μια μακροσκοπικά αναμειγμένη και μία μικροσκοπικά αναμειγμένη. Οι αντίστοιχοι ρυθμοί σχηματισμού τους, δίδονται από τις σχέσεις [4-6],

$$\dot{m}_{fmic} = D_t(u)(m_{fmac} - m_{fmic}) \quad (7a)$$

$$\dot{m}_{amic} = D_t(u)(m_{amac} - m_{amic}) \quad (7b)$$

$$\text{όπου } D_t(u) = a_{mix} u \quad (7\gamma)$$

Το καύσιμο αναφλέγεται μετά από μια καθυστέρηση ανάφλεξης, που προσδιορίζεται από την σχέση [18],

$$S_{pr} = \int_0^1 \frac{1}{a_{del} P_g^{-2.5} \Phi_{eq}^{-1.04} \exp(5000/T_g)} dt = 1 \quad (8)$$

Μετά την ανάφλεξη, ο ρυθμός καύσης του αναμειγμένου καυσίμου, καθορίζεται από μια σχέση, τύπου Arrhenius [1,4-6,19].

4.2 Το Σύστημα Εγχύσεως Καυσίμου.

Η προσομοίωση θεωρεί τους ακόλουθους όγκους ελέγχου:

Θάλαμος αντλίας υψηλής πίεσης (1), Θάλαμος αντεπίστροφης βαλβίδας

(2), Σωλήνας προσαγωγής από την αντλία στον εγχυτήρα (3), Όγκος του εγχυτήρα (4), Όγκος εγχυτήρα κάτω από τη βελόνα (5)

Η κίνηση της αντεπίστροφης βαλβίδας και της βελόνας του εγχυτήρα υπολογίζεται από τον δεύτερο νόμο του Νεύτωνα, ενώ η πίεση εντός του σωλήνα προσαγωγής, εκτιμάται από την επίλυση των εξισώσεων ασταθούς ροής, με την μέθοδο των χαρακτηριστικών.

Το καύσιμο θεωρείται συμπιεστό και η συμπεσιστότητά του εκφράζεται από τη σχέση,

$$K_f = -V_j \frac{dP_j}{dV_j} \quad (9)$$

Η προσομοίωση κάθε άλλου όγκου ελέγχου, πλὴν του σωλήνα προσαγωγής, επιτυγχάνεται με τη χρήση της προηγούμενης σχέσης και την συναλλαγή όγκου καυσίμου με τους γειτονικούς όγκους, καταλήγοντας τελικά στην επόμενη σχέση [20,21],

$$\frac{dP_j}{dt} = \frac{K_f}{V_j} \left(\frac{dV_j}{dt} - \dot{Q}_{ij} \right) \quad (10)$$

όπου: $\dot{Q}_{ij} = S\dot{Q}_j$, είναι η συνολική ογκομετρική παροχή από τον όγκο ελέγχου και dV_j/dt , είναι ο ρυθμός μεταβολής του όγκου του, λόγω της κίνησης του εμβόλου της αντλίας, της κίνησης της αντεπίστροφης βαλβίδας και της βελόνας του εγχυτήρα.

4.3. Υπερπληρωτής και Ψυγείο Αέρα.

Στην πραγματικότητα, είναι συνήθως δύσκολο να έχουμε χαρακτηριστικές για τον υπερπληρωτή και τον στρόβιλο. Για τον λόγο αυτό, υπολογίζουμε με την χρήση μεθόδου ελαχίστων τετραγώνων, τους συντελεστές του πολυωνύμου που προσεγγίζει τις ακόλουθες συναρτήσεις [22,23]

$$\begin{aligned} \eta_{isc} &= f_1(\phi) & \eta_{isr} &= f_2(\phi) \\ k_{is} &= f_3(\phi) & &= \Delta h_{is}/U^2 \end{aligned} \quad (11)$$

όπου: $\phi = m/(\rho AU)$, είναι η παράμετρος ροής.

Η πτώση πίεσης και ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου αέρα, δίδονται ως συναρτήσεις της παροχής μάζας

Διάμετρος	130 mm
Διαδρομή	150 mm
Μήκος Διωστήρα	280 mm
Βαθμός Συμπίεσης	17.3:1
Άνοιγμα Εισαγωγής	15 deg προ ΑΝΣ
Κλείσιμο Εισαγωγής	41 deg μετά ΚΝΣ
Άνοιγμα Εξαγωγής	139 deg μετά ΑΝΣ
Κλείσιμο Εξαγωγής	15 deg μετά ΑΝΣ

Πίνακας 2: Κύρια Στοιχεία του Κινητήρα.

Ταχύτητα Περιστροφής	1800 rpm
Ισχύς	315 KW
Πίεση Υπερπλήρωσης	2.95 bar
Θερμοκρασία Υπερπλ.	46 °C
Προπορεία Εγχύσεως	-5 deg
Διάρκεια Εγχύσεως	32 deg
Λόγος Αέρα-Καυσίμου	28.96

Πίνακας 3: Λειτουργικά Δεδομένα Κινητήρα στην Πλήρη Ισχύ του.

αέρα, ως ακολούθως,

$$\varepsilon = 1 - b\eta^2 \quad \Delta P = a\eta^2$$

$$\text{όπου } \varepsilon = \frac{T_{a,in} - T_{a,out}}{T_{a,in} - T_{c,in}} \quad (12)$$

Οι απαιτούμενες τιμές για τον υπολογισμό των ανωτέρω συντελεστών από την μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων, λαμβάνονται από πειραματικές μετρήσεις.

5. Περιγραφή του κινητήρα που μελετήθηκε.

Όπως ήδη αναφέρθηκε, σκοπός της παρούσας μελέτης είναι η διερεύνηση των δυνατοτήτων αύξησης του βαθμού απόδοσης σύγχρονων κινητήρων Ντήζελ. Η εφαρμογή έγινε σε κινητήρα Ντήζελ φορτηγών αυτοκινήτων, τα κυριότερα χαρακτηριστικά του οποίου δίδονται στον Πίνακα 2. Πρόκειται για υπερπληρωμένο κινητήρα, που βασίζεται στη σειρά παραγωγής 501 της DaimlerChrysler. Ο κινητήρας φέρει σύγχρονο σύστημα έγχυσης με μέγιστη τιμή, περίπου, 1800 bar. Ο λόγος που επιλέχθηκε ο κινητήρας αυτός, είναι ότι έχει ήδη σχετικά υψηλό βαθμό απόδο-

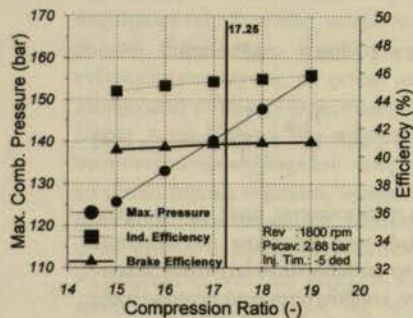
ΠΥΡΦΟΡΟΣ 2002

Παράμετρος	Μέτρηση	Πρόβλεψη
Μέγιστη Πίεση	142 bar	141.1 bar
Ισχύς	52.5 KW/cyl	52.2
Καθ. Ανάφλεξης	4.4 deg	4.5 deg
Ειδική Κατανάλωση	214.28 g/KWh	213 g/KWh

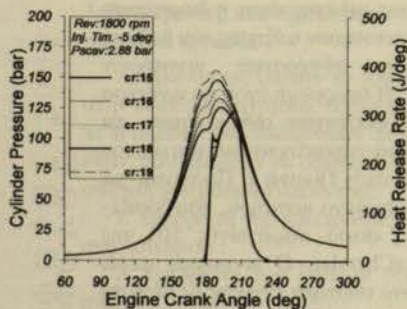
Πίνακας 4: Προβλεπόμενες Τιμές από το Μοντέλο Προσομοίωσης.

σης και συνεπώς, είναι ιδιαίτερα ενδιαφέρον να μελετήσουμε, εάν αυτός μπορεί να αυξηθεί περαιτέρω.

Στην παρούσα ανάλυση, δίδονται τα αποτελέσματα που αφορούν στην λειτουργία του κινητήρα στις 1800 σαλ στο πλήρες φορτίο του. Στον πίνακα 3, δίδονται τα κανονικά δεδομένα που αφορούν στον κινητήρα παραγωγής, που αναφέρονται στην προηγούμενη κατάσταση συνθηκών λειτουργίας. Ο μονοκύλινδρος πειραματικός κινητήρας που κατασκευάστηκε, έχει τα ίδια κύρια γεωμετρικά στοιχεία με



Σχ.1α: Επίδραση Βαθμού Συμπίεσης στη Μέγιστη Πίεση Καύσης και στο Βαθμό Απόδοσης στις 1800 σαλ στο 100% του φορτίου.



Σχ.1β: Επίδραση του Βαθμού Συμπίεσης στο Δυναμοδεικτικό Πίεσης και στο Ρυθμό Έκλυσης Θερμότητας στις 1800 σαλ στο 100% του φορτίου.

ατόν της σειράς παραγωγής (διάμετρο εμβόλου, διαδρομή κλπ).

Όπως τονίσαμε στην αρχή, η μελέτη έγινε με τη χρήση μοντέλου προσομοίωσης, η ακριβεία και αξιοπιστία του οποίου έχει δοκιμασθεί στο παρελθόν. Όμως για εξασφάλιση έγινε μια πρώτη εξαγωγή θεωρητικών αποτελεσμάτων για τον κινητήρα παραγωγής σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας και σύγκριση αυτών με πειραματικές τιμές του κατασκευαστή. Στον πίνακα 4, δίδονται ενδεικτικά αποτελέσματα αυτής της πρώτης σύγκρισης, από τα οποία διαφαίνεται ότι το μοντέλο προσομοίωσης είναι αξιόπιστο και συνεπώς, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη συγκεκριμένη μελέτη.

6. Ανάλυση των αποτελεσμάτων της παραμετρικής μελέτης.

Χρησιμοποιώντας το μοντέλο προσομοίωσης, μελετήσαμε την επίδραση του λόγου συμπίεσης, της προπορείας εγχύσεως, του ρυθμού της έγχυσης και της συγκέντρωσης ισχύος μέσω της αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης στον ίδιο λόγο αέρα/καυσίμου. Ως άνω όριο για την μέγιστη πίεση καύσης, τέθηκαν τα 280 bar. Εξετάστηκε η επίδραση αυτών των παραμέτρων στον ενδεικνύμενο, το μηχανικό και τον συνολικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα.

6.1 Επίδραση του Βαθμού Συμπίεσης

Όπως γνωρίζουμε, ο βαθμός συμπίεσης έχει σημαντική επίδραση στον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης. Στο Σχ.1α, δίδεται η επίδραση του βαθμού συμπίεσης στον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης και στον πραγματικό, καθώς και η επίδραση στην μέγιστη πίεση της καύσης. Όπως βλέπουμε, ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης, αποκτά την μέγιστη τιμή του για βαθμό συμπίεσης περίπου 19, όμως, η μεταβολή πέραν του 17.25, που είναι και η κανονική για τον υπόψιν κινητήρα, δεν είναι σημαντική. Αντιθέτως, η μέγιστη πίεση καύσης, αυξάνει σημαντικά. Στο Σχ.1β, δίδονται τα αντίστοιχα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα και οι ρυθμοί έκλυσης θερμότητας, όπου παρατηρείται σημαντική επίδραση στα πρώτα στάδια της καύσης, λόγω της επίδρασης του βαθμού συμπίεσης στην καθυστέρηση ανάφλε-

ξης του καυσίμου. Από αυτά, είναι εμφανές ότι, η αύξηση του βαθμού συμπίεσης πέραν της κανονικής τιμής των 17.25, δεν μπορεί να συνεισφέρει σημαντικά στην βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Αντίθετα, κάθε αύξηση πέραν της τιμής αυτής, θα περιορίσει τις δυνατότητες μεταβολής της προπορείας έγχυσης καυσίμου, του ρυθμού έγχυσης κλπ., που όπως θα δούμε στη συνέχεια, έχουν σημαντικότερη επίδραση.

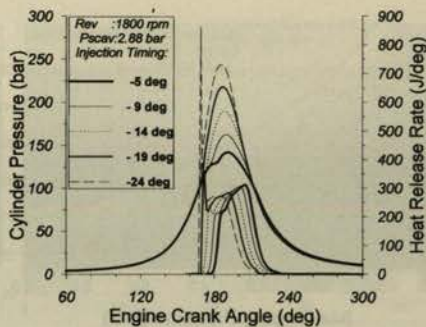
6.2 Επίδραση της Πίεσης Υπερπλήρωσης και της Προπορείας Εγχύσεως Καυσίμου.

Οι άλλες δυνατότητες για την αύξηση του ενδεικνύμενου βαθμού απόδοσης, είναι η αύξηση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου ή/και η αύξηση της πίεσης εισαγωγής, διατηρώντας σταθερό το λόγο αέρα καυσίμου, που σημαίνει την κατανάλωση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου. Στην παρούσα ανάλυση, ο λόγος αέρα καυσίμου, διατηρείται ίδιος με αυτόν στις 1800 σαλ, όπου η πίεση υπερπλήρωσης είναι της τάξης των 2.88 bar, η οποία είναι η κανονική πίεση υπερπλήρωσης του συγκεκριμένου κινητήρα, στο πλήρες φορτίο του.

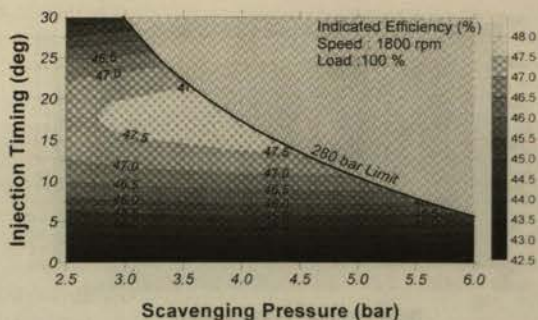
6.2.1 Επίδραση της Προπορείας Εγχύσεως και της Πίεσης Υπερπλήρωσης στον Μηχανισμό της Καύσης.

Στα Σχ.2α και 2β, δίδονται οι προβλέψεις για το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης και το ρυθμό έκλυσης θερμότητας για διάφορες προπορείες έγχυσης και πιέσεις υπερπλήρωσης στις 1800 σαλ, στο 100% του φορτίου. Παρατηρώντας το Σχ.2α, βλέπουμε ότι η αύξηση της προπορείας έγχυσης, αυξάνει το ποσοστό του καυσίμου που καίγεται σε συνθήκες προαναμεμειγμένης καύσης. Παράλληλα, παρατηρείται και σημαντική αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης.

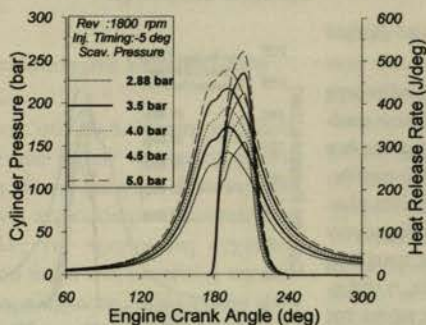
Όσον αφορά στην επίδραση της πίεσης υπερπλήρωσης σε σταθερό λόγο αέρα, όπως βλέπουμε στο Σχ.2β, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, δεν επηρεάζεται ως προς την μορφή του. Απλά υπάρχει αύξηση των απόλυτων τιμών. Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων από την άλλη πλευρά, μετατοπίζεται ολόκληρο προς τα πάνω, ενώ η πιο σημαντική επίδραση, αφορά στην



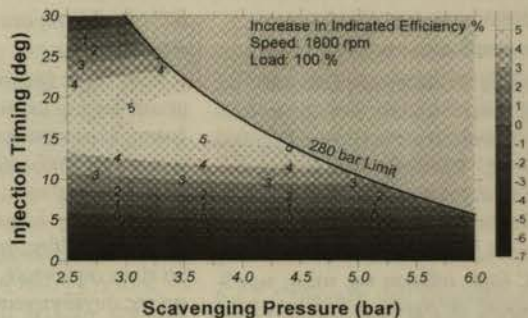
Σχ.2α: Επίδραση της Προπορείας Έγχυσης στο Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα Πίεσης και στο Ρυθμό Έκλυσης Θερμότητας.



Σχ.3α: Ο Ενδεικνύμενος Βαθμός Απόδοσης ως Συνάρτηση της Προπορείας Έγχυσης και της Πίεσης Υπερπλήρωσης.



Σχ.2β: Επίδραση της Πίεσης Υπερπλήρωσης στο Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα Πίεσης και στο Ρυθμό Έκλυσης Θερμότητας.



Σχ.3β: Μεταβολή του Ενδεικνύμενου Βαθμού Απόδοσης ως Συνάρτηση της Προπορείας Έγχυσης και της Πίεσης Υπερπλήρωσης.

καθυστερήσει ανάφλεξη, η οποία λόγω των υψηλότερων θερμοκρασιών στη συμπίεση, μειώνεται.

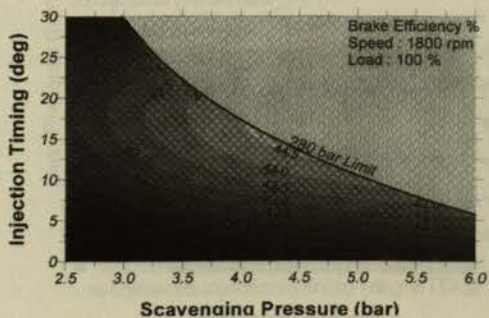
6.2.2 Επίδραση στον Ενδεικνύμενο Βαθμό Απόδοσης.

Η επίδραση στον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης, φαίνεται στο Σχ. 3α, όπου παρατηρείται ότι, σημαντική επίδραση έχει η αύξηση της προπορείας που προκαλεί αύξηση του ενδεικνύμε-

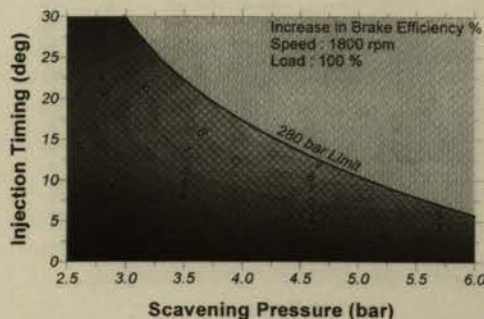
νου βαθμού απόδοσης με την αύξησή της. Από την άλλη, ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης, δεν μεταβάλλεται πρακτικά με την αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης, δηλ. της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα. Ο μέγιστος ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης, παρατηρείται για προπορεία έγχυσης της τάξης των 15-20 μοιρών, ενώ μετά τις 15-16 μοίρες, η αύξηση δεν είναι σημαντική, συνοδευόμενη από ανεπι-

θύμητη αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης.

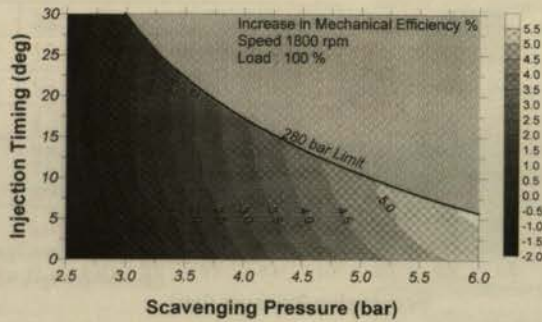
Για να γίνει κατανοητή η πραγματική επίδραση στον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης, δίδεται στο Σχ.3β, η μεταβολή σε ποσοστιαία βάση. Παρατηρούμε ότι, η αύξησή του είναι της τάξης του 5-6%, συγκρινόμενη με την τιμή που αντιστοιχεί στην κανονική προπορεία έγχυσης του κινητήρα.



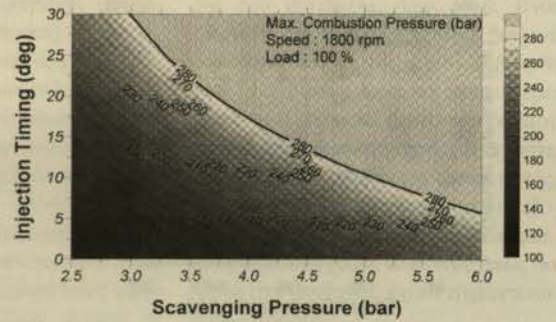
Σχ.4α: Πραγματικός Βαθμός Απόδοσης ως συνάρτηση της Προπορείας Έγχυσης και της Πίεσης Υπερπλήρωσης.



Σχ.4β: Ποσοστιαία Μεταβολή του Πραγματικού Βαθμού Απόδοσης Συνάρτησε της Προπορείας Έγχυσης και της Πίεσης Υπερπλήρωσης.



Σχ.5: Μεταβολή του Μηχανικού Απόδοσης Συναρτήσει της Προπορείας Έγχυσης και της Πίεσης Υπερπλήρωσης.



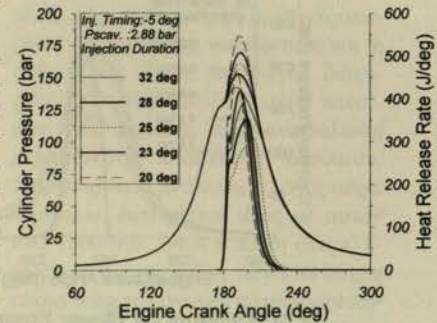
Σχ.6: Μεταβολή της Μέγιστης Πίεσης Καύσης Συναρτήσει της Προπορείας Έγχυσης Και της Πίεσης Υπερπλήρωσης.

6.2.3 Επίδραση στον Πραγματικό Βαθμό Απόδοσης.

Στο Σχ.4α, δίδεται η επίδραση της πίεσης υπερπλήρωσης και της προπορείας έγχυσης στον πραγματικό βαθμό απόδοσης. Βλέπουμε ότι, η μέγιστη τιμή επιτυγχάνεται για έναν συνδυασμό τιμών, γύρω από την περιοχή $P_{scav}=4-4.5$ bar and $SOI=14-17$ deg BTDC (δηλ. αύξηση της τάξης των 9-12 μοιρών, σε σχέση με την κανονική προπορεία έγχυσης). Η αύξηση αυτή του βαθμού απόδοσης, αποδίδεται εν μέρει, στην βελτίωση του ενδεικνύμενου βαθμού απόδοσης και του μηχανικού. Η αναμενόμενη αύξηση είναι της τάξης του 9% όταν η μέγιστη πίεση καύσης, προσεγγίσει τα 280 bar. Στην περίπτωση αυτή, το 5% οφείλεται στην αύξηση του ενδεικνύμενου βαθμού απόδοσης και το 4% στην βελτίωση του μηχανικού. Όμως, πίεση υπερπλήρωσης της τάξης των 4-4,5 bar δεν είναι εύκολα εφικτή σήμερα, με τα συμβατικά συστήματα υπερπλήρωσης.

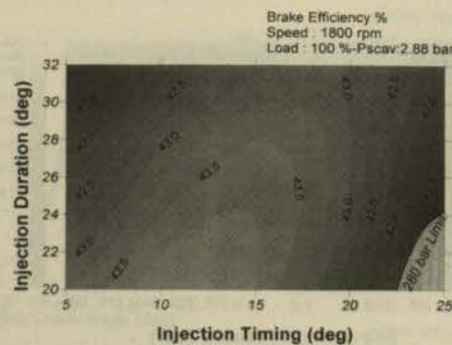
6.2.4 Επίδραση στον Μηχανικό Βαθμό Απόδοσης.

Στο Σχ.5, βλέπουμε την αντίστοιχη μεταβολή του μηχανικού βαθμού απόδοσης. Η μεταβολή της προπορείας δεν έχει ουσιαστική επίδραση, ενώ αντίθετα σε μεγάλες τιμές, παρατηρείται ελαφρά μείωση λόγω των αυξημένων απωλειών τριβής, χωρίς όμως η μείωση να είναι σημαντική. Αντίθετα, η αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος μέσω της αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης σε σταθερό λόγο αέρα, προκαλεί σημαντική αύξηση του μηχανικού βαθμού απόδοσης. Η αύξηση αυτή είναι της τάξης του 4% και οφείλεται στην αύξηση της ενδεικνύμενης ισχύος, χωρίς παράλληλη ανάλογη αύξηση των απωλειών τριβών. Αυτό επιβεβαιώθηκε και πειραματικά, μετά την κατασκευή του πρωτοτύπου, στα πλαίσια του παρόντος προγράμματος, καθώς αρχικά υπήρχε η ανησυχία, μήπως η αύξηση των τιμών της πίεσης καύσης, προκαλέσει σημαντική αύξηση των απωλειών τριβών.

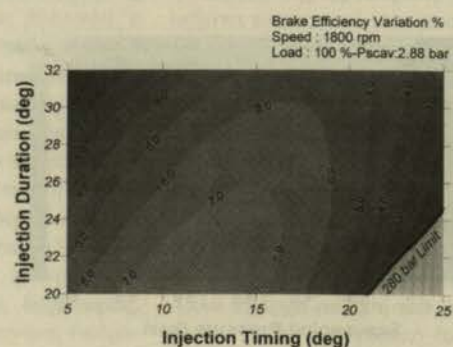


Σχ.7α: Επίδραση του Ρυθμού Έγχυσης Κανσίμου στο Αναμενόμενο Διάγραμμα Πίεσεων και τον Ρυθμό Έκλυσης Θερμότητας.

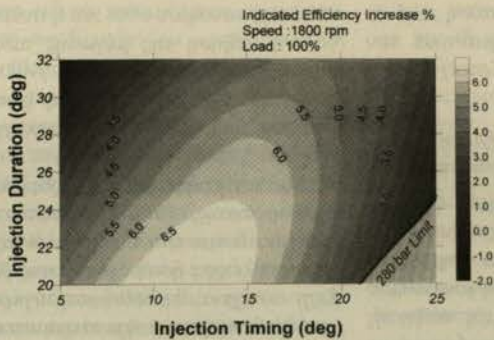
Το πρόβλημα αντιμετωπίστηκε μέσω προσομοίωσης που αναπτύχθηκε για τη μελέτη των απωλειών τριβών, με την συμβολή συνεργατών (Υ.Δ.) που συμμετείχαν στο υπόμνη ερευνητικό πρόγραμμα.



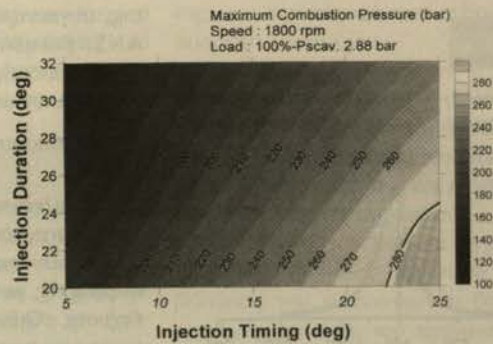
Σχ.7β: Ο Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης ως Συνάρτηση της Διάρκειας Έγχυσης για Διάφορες Προπορείες Έγχυσης.



Σχ.7γ: Μεταβολή του Πραγματικού Βαθμού Απόδοσης Συναρτήσει της Διάρκειας Έγχυσης για Διάφορες Προπορείες.



Σχ.7δ: Μεταβολή του Ενδεικνύμενου Βαθμού Απόδοσης Συναρτήσει της Διάρκειας Έγχυσης για Διάφορες Προπορείες Έγχυσης.



Σχ.8: Η Μέγιστη Πίεσης Καύσεως ως Συναρτηση της Διάρκειας Έγχυσης για Διάφορες Προπορείες Έγχυσης Κανσίμου.

6.2.5 Επίδραση στη Μέγιστη Πίεση Καύσης.

Τέλος, στο Σχ.6, δίδεται η επίδραση των δύο αυτών παραμέτρων, στη μέγιστη πίεση καύσης. Φαίνεται ότι, αυτή είναι περισσότερο ευαίσθητη στις μεταβολές της προπορείας εγχύσεως καυσίμου παρά στη μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης. Επομένως, είναι προτιμότερη η μεταβολή και των δύο παραμέτρων ταυτόχρονα, δηλ. προπορείας έγχυσης καυσίμου και πίεσης υπερπλήρωσης, για την επίτευξη της βελτίωσης του πραγματικού βαθμού απόδοσης.

6.3 Επίδραση του Ρυθμού Έγχυσης Κανσίμου.

Για το συγκεκριμένο κινητήρα, η κανονική διάρκεια έγχυσης είναι 32 μοίρες γωνίας στροφάλου στις 1800

σαλ και το πλήρες φορτίο του. Στην παρούσα διερεύνηση, μελέτησαμε διάρκειες έγχυσης από 32 έως και 20 μοίρες γωνίας στροφάλου. Η διερεύνηση αυτή έγινε χρησιμοποιώντας πρόγραμμα προσομοίωσης της έγχυσης, με το οποίο έγινε μεταβολή βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος, ώστε η μέση πίεση έγχυσης να διατηρηθεί στα ίδια περίπου επίπεδα. Αυτό ήταν απαραίτητο για να διασφαλισθεί η ίδια περίπου ποιότητα διασκορπισμού του καυσίμου.

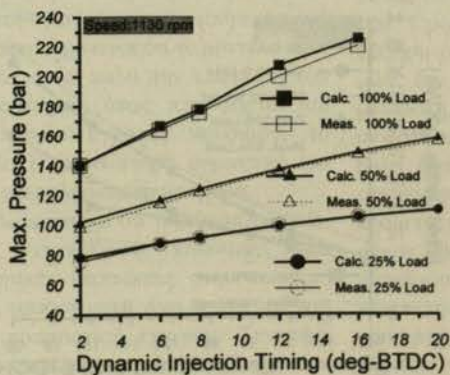
6.3.1 Επίδραση του Ρυθμού Έγχυσης στον Μηχανισμό της Καύσης.

Στο Σχ.7α, δίδεται η επίδραση του ρυθμού έγχυσης στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων και στο ρυθμό έκλυσης θερμότητας [24-25]. Παρατηρούμε ότι η αύξηση του ρυθμού έγχυ-

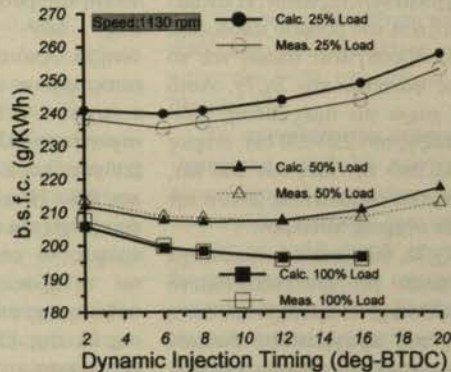
σης, προκαλεί σημαντική ενίσχυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, η διάρκεια καύσης μειώνεται και μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου καίγεται περί το ΑΝΣ. Ο ρυθμός έγχυσης έχει επίσης σημαντική επίδραση και στην μέγιστη πίεση καύσης, προκαλώντας αύξησή της.

6.3.2 Επίδραση στο Πραγματικό και στον Ενδεικνύμενο Βαθμό Απόδοσης.

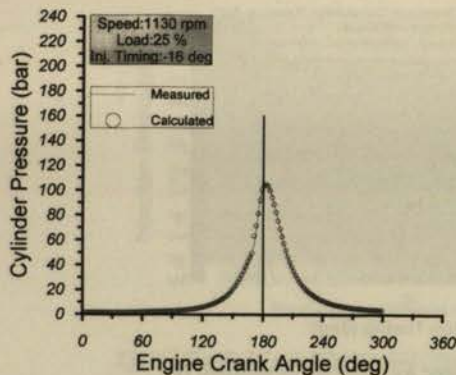
Στο Σχ.7β, δίδεται η επίδραση του ρυθμού έγχυσης για διάφορες προπορείες έγχυσης στον πραγματικό βαθμό απόδοσης. Όπως προκύπτει, η αύξηση του ρυθμού έγχυσης, αυξάνει τον πραγματικό βαθμό απόδοσης, όμως μειώνεται παράλληλα η δυνατότητα αύξησης της προπορείας έγχυσης καυσίμου, λόγω αύξησης της μέγιστης πίεσης καύσης. Επομένως, η αύξηση του ρυθ-



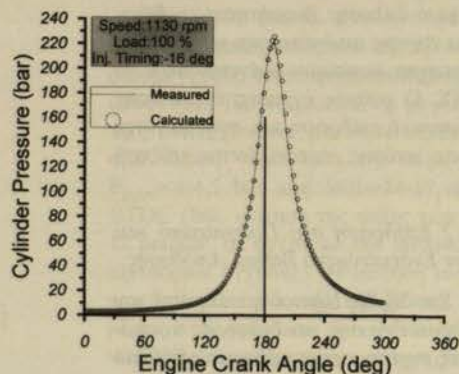
Σχ.9: Σύγκριση Προβλεπόμενων και Πειραματικών Τιμών Πίεσης Καύσεως σε Διάφορα Φορτία και Προπορείες Έγχυσης του Πρότυπου Κινητήρα.



Σχ.10: Σύγκριση Προβλεπόμενων και Πειραματικών Τιμών Ειδικής Κατανάλωσης Κανσίμου σε Διάφορα Φορτία και Προπορείες Έγχυσης του Πρότυπου Κινητήρα.



Σχ.11: Σύγκριση Προβλεπόμενου και Μετρούμενου Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος Πίεσης του Πρότυπου Κινητήρα στο 25% του Φορτίου στις 1130 σαλ.



Σχ.12: Σύγκριση Προβλεπόμενου και Μετρούμενου Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος Πίεσης του Πρότυπου Κινητήρα στο 100% του Φορτίου στις 1130 σαλ.

μού έγχυσης, έχει σημαντική επίδραση, σε μερικές δε περιπτώσεις, ίσως και καλλίτερη, συγκρινόμενη με αυτή των δύο προηγούμενων τεχνικών. Η αναμενόμενη αύξηση του βαθμού απόδοσης, μπορεί να προσεγγίσει ακόμη και το 7%, όπως φαίνεται στο Σχ.7γ. Αυτό λαμβάνει χώρα για τιμές πίεσης καύσης, της τάξης των 220-230 bar, σαφώς μικρότερες από την τιμή των 280 bar, που προκύπτει αυξάνοντας μόνον την προπορεία έγχυσης καυσίμου.

Στο Σχ.7δ, δίδονται τα αντίστοιχα αποτελέσματα για τον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης. Παρατηρούμε ότι η βελτίωση του πραγματικού βαθμού απόδοσης, οφείλεται μόνον στην βελτίωση του ενδεικνύμενου, μέσω της αύξησης του ρυθμού έγχυσης καυσίμου. Η εξήγηση προκύπτει από το γεγονός ότι, ο αυξημένος ρυθμός έγχυ-

σης, συγκεντρώνει την καύση περί το ANΣ, βελτιώνοντας σημαντικά τον βαθμό απόδοσης του αντίστοιχου θερμοδυναμικού κύκλου.

6.3.3 Επίδραση στη Μέγιστη Πίεση Καύσης.

Η επίδραση του ρυθμού έγχυσης στη μέγιστη πίεση καύσης, δίδεται στο Σχ.8, όπου παρατηρείται σημαντική αύξησή της, με την αύξηση του ρυθμού έγχυσης. Όμως, ο ρυθμός αύξησης είναι μικρότερος, συγκρινόμενος με αυτόν που προκύπτει, λόγω της μεταβολής της προπορείας έγχυσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, την επίτευξη της ίδιας περίπου βελτίωσης του βαθμού απόδοσης, με αυτή στην περίπτωση αύξησης της προπορείας έγχυσης αλλά έχοντας μικρότερες τιμές μέγιστης πίεσης καύσης.

Λαμβάνοντας υπόψη τα ανωτέρω, φαίνεται ότι είναι προτιμότερη η αύξηση του ρυθμού έγχυσης. Όμως, αυτό είναι παραπλανητικό, διότι κάτι τέτοιο κρύβει σημαντικές δυσκολίες, λειτουργικές και κατασκευαστικές, καθώς απαιτούνται σημαντικές μετατροπές στο σύστημα έγχυσης. Επιπλέον, κάτι τέτοιο μπορεί να εφαρμοσθεί μόνον αφού μελετήσουμε και την επίδραση όλων των ανωτέρω παραμέτρων, στην εκπομπή ρύπων.

7. Σύντομη αξιολόγηση του θεωρητικού μοντέλου από τα αποτελέσματα του πρότυπου κινητήρα.

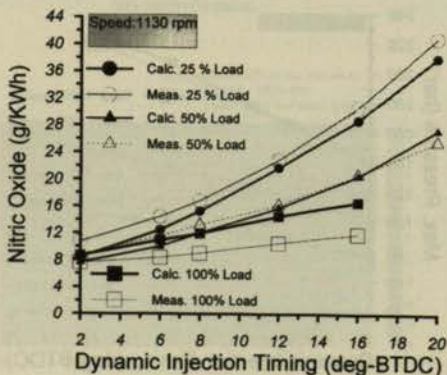
Στην έως τώρα ανάλυσή μας, μελετήθηκαν διάφοροι τρόποι για την βελτίωση του βαθμού απόδοσης των κινητήρων Ντήζελ. Από την ανάλυση αυτή, γίνεται φανερό ότι, υπάρχει δυνατότητα σημαντικής βελτίωσης του βαθμού απόδοσης, έως και 9%. Η αύξηση αυτή όμως, έχει και ένα σοβαρό τίμημα, το οποίο πρέπει να πληρώσουμε. Την αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης. Όταν ξεκινήσει η εργασία, στα πλαίσια του ερευνητικού προγράμματος, δεν ήταν γνωστά ούτε τα δυνατά ποσοστά μείωσης της ειδικής κατα-

νώλωσης καυσίμου ούτε και η συνεπαγόμενη αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης. Επιπλέον, δεν ήταν γνωστές οι επιπτώσεις στην εκπομπή ρύπων και, εάν υπήρχε δυνατότητα ελέγχου τους.

Με την χρήση του προγράμματος προσομοίωσης, αυτό έγινε δυνατόν και όπως θα δούμε στη συνέχεια οι αρχικές προβλέψεις ήταν αρκετά ακριβείς. Στην συνέχεια, θα δοθεί μια σύγκριση μεταξύ θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων που εξήχθησαν όταν κατασκευάστηκε ο κινητήρας και προσαρμόστηκε στο δοκιμαστήριο. Τα αποτελέσματα αυτά είναι ιδιαίτερα συνοπτικά και φανερώνουν τις δυνατότητες χρήσης της προσομοίωσης για θέματα ανάπτυξης και έρευνας κινητήρων Ντήζελ. Στο σημείο αυτό, πρέπει να τονισθεί ότι, οι προβλέψεις του μοντέλου εξήχθησαν, χρησιμοποιώντας μόνον τα δεδομένα του κινητήρα (γεωμετρικά) καθώς αυτός ακόμη δεν είχε κατασκευασθεί. Αποτελούν συνεπώς, προβλέψεις.

Στο Σχ.9, δίδεται μια σύγκριση των πιέσεων καύσης που προβλέφθηκαν και αυτών που μετρήθηκαν στη Στουτγάρδη, σε μια ταχύτητα περιστροφής για διάφορα φορτία και προπορείες έγχυσης καυσίμου. Η ακρίβεια του μοντέλου είναι εμφανής.

Αντίστοιχα στο Σχ.10, δίδεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, όπως προβλέφθηκε από το μοντέλο και όπως ευρέθη κατά τη διάρκεια των δοκιμών του κινητήρα. Παρατηρούμε ότι, η βέλτιστη προπορεία έγχυσης καυσίμου, όσον αφορά



Σχ.13: Σύγκριση μεταξύ Θεωρητικών και Πειραματικών Τιμών του NO για Διάφορα Φορτία και Προπορείες Έγχυσης Καυσίμου.

στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, είχε προβλεφθεί με ικανοποιητική ακρίβεια, πριν ακόμη προχωρήσει η κατασκευή του κινητήρα. Η βέλτιστη προπορεία στο 100% του φορτίου, είναι περίπου 14-15 μοίρες προ του ΑΝΣ στην συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής, ενώ η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, είναι περίπου 6 % μόνο με μεταβολή της προπορείας, ενώ η μέγιστη πίεση καύσης, δεν χρειάζεται να υπερβεί τα 230 bar, όπως είχε αρχικά προβλεφθεί.

Τέλος, στα Σχ.11,12, δίδεται μια σύγκριση μεταξύ μετρούμενου και προβλεπόμενου δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης, σε δύο ακραία φορτία, ήτοι 25% και 100%, απ' όπου φαίνεται η ικανότητα πρόβλεψης του μοντέλου [26].

Όπως βλέπουμε, η πειραματική μελέτη, επιβεβαίωσε τις αρχικές προβλέψεις που είχαν γίνει για τον κινητήρα. Όμως, απομένει να εξετασθεί η επίδραση των παραμέτρων που συμβάλλουν στην βελτίωση του βαθμού απόδοσης και στην εκπομπή ρυπαντών. Στα πλαίσια του προγράμματος, έγινε εκτεταμένη μελέτη των επιπτώσεων μέσω της προσομοίωσης, η οποία δεν μπορεί να αναφερθεί εδώ λόγω χώρου, αλλά κύρια διότι, δεν είναι αυτός ο σκοπός της ανάλυσης. Για λόγους πληρότητας, δίδεται στο Σχ.13, η σύγκριση μεταξύ προβλεπόμενων και πειραματικών τιμών, για τα οξειδία του αζώτου στην εξαγωγή του κινητήρα. Παρατηρώντας το σχήμα αυτό, βλέπουμε ότι οι ποιοτικές προβλέψεις για όλες τις συνθήκες που μελετήθηκαν είναι ικανοποιητικές, ενώ το κυριότερο είναι ότι το μοντέλο προβλέπει πολύ καλά την επίδραση των παραμέτρων, όπως π.χ. φορτίο και προπορεία έγχυσης καυσίμου, το οποίο είναι ιδιαίτερα σημαντικό για ένα υπερπληρωμένο κινητήρα.

Διαφάνεται ότι η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, έχει αρνητικές επιπτώσεις στην εκπομπή ΝΟ, εφόσον αυτή γίνει με την αύξηση της προπορείας έγχυσης. Συνεπώς, προκύπτει ανάγκη για τον έλεγχο των εκπομπών του ΝΟ, που επιβάλλει, λόγω του ποσοστού αύξησης, τη χρήση κατασταλακτικών τεχνικών. Στην συγκεκριμένη έρευνα, μελετήσαμε τη

χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίου και προσδιορίσαμε τις ποσότητες που απαιτούνται για την διατήρηση του ΝΟ στα ίδια επίπεδα με την κανονική λειτουργία.

8. Συμπεράσματα.

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκαν, με την βοήθεια ενός προγράμματος προσομοίωσης της λειτουργίας εμβολοφόρων κινητήρων Ντήζελ, οι δυνατότητες για την αύξηση του βαθμού απόδοσης σύγχρονων κινητήρων Ντήζελ βαρέων οχημάτων. Με την βοήθεια του μοντέλου, μελετήθηκαν, η επίδραση του βαθμού συμπίεσης, της προπορείας έγχυσης, του ρυθμού έγχυσης και της συγκέντρωσης ισχύος, διατηρώντας στην περίπτωση αυτή, τον λόγο αέρα στα ίδια επίπεδα τιμών με την κανονική λειτουργία. Από την ανάλυση των αποτελεσμάτων, προκύπτει ως γενικό συμπέρασμα ότι, κάθε προσπάθεια βελτίωσης του βαθμού απόδοσης, έχει ως τίμημα, την αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης.

Όπως προκύπτει, η αύξηση του βαθμού συμπίεσης, πέραν της κανονικής τιμής του 17.25, για τον υπόψιν κινητήρα, ελάχιστα συμβάλλει στην βελτίωση του βαθμού απόδοσης, ενώ προκαλεί ανεπιθύμητη αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης.

Από την άλλη, η αύξηση της προπορείας έγχυσης, προκαλεί σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοσης, που οφείλεται αποκλειστικά στην αύξηση του ενδεικνύμενου βαθμού απόδοσης. Η βέλτιστη προπορεία έγχυσης, είναι της τάξης των 20 μοιρών προ του ΑΝΣ, συγκρινόμενη με την κανονική των 5 μοιρών, προ του ΑΝΣ. Όμως, αύξηση αυτής πέραν των 15-16 μοιρών, δεν προκαλεί πλέον σημαντική μεταβολή, ενώ αυξάνει δυσανάλογα η μέγιστη πίεση καύσης. Σημαντική συμβολή έχει επίσης και η αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα, μέσω της αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης, διατηρώντας τον λόγο αέρα καυσίμου στα ίδια επίπεδα με την κανονική λειτουργία (καύση μεγαλύτερων ποσοτήτων καυσίμου). Παρατηρείται ότι η βέλτιστη κατάσταση αντιστοιχεί σε πίεση υπερπλήρωσης, της τάξης των 4-4,5 bar, όμως αυτή η τεχνική, απαιτεί εξελιγμένα συστήματα υπερπλήρωσης και συστήματα έγχυ-

σης, για την παροχή των αυξημένων ποσοτήτων καυσίμου.

Η μέγιστη αναμενόμενη αύξηση του πραγματικού βαθμού απόδοσης, είναι της τάξης του 9% και αποδίδεται κατά 55% στην βελτίωση του ενδεικνύμενου βαθμού απόδοσης και κατά 45% στην βελτίωση του μηχανικού.

Η αύξηση του ρυθμού έγχυσης, συμβάλλει και αυτή σημαντικά στην βελτίωση του ενδεικνύμενου βαθμού απόδοσης και άρα, του πραγματικού. Η μέγιστη δυνατή βελτίωση, είναι της τάξης του 6-7%. Η τιμή αυτή μπορεί να επιτευχθεί μόνο με σημαντική αύξηση του ρυθμού έγχυσης καυσίμου, η οποία με την υπάρχουσα τεχνολογία, δεν είναι ρεαλιστική ή με την αύξηση του ρυθμού έγχυσης κατά 20% και παράλληλη αύξηση της προπορείας έγχυσης, κατά περίπου 10 μοίρες, στις 15 μοίρες προ του ΑΝΣ. Στην περίπτωση αυτή, φαίνεται ότι δεν απαιτείται αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης, πέραν των 230 bar, συγκρινόμενη με την τιμή των 280 bar, που προκύπτει με την αύξηση της προπορείας. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό, λαμβάνοντας υπόψιν τα διάφορα κατασκευαστικά προβλήματα που προκύπτουν.

Οι τιμές που δίδονται στην παρούσα ανάλυση, προβλέφθηκαν στα αρχικά στάδια του ερευνητικού προγράμματος και στη συνέχεια, μετά την κατασκευή του μονοκύλινδρου προτύπου κινητήρα, έγιναν δοκιμές, οι οποίες επιβεβαίωσαν τις αρχικές προβλέψεις. Παρατηρήθηκε ότι η βελτίωση του πραγματικού βαθμού απόδοσης μετά τα 230 bar, δεν είναι σημαντική, ενώ η ποσοστιαία αύξηση του βαθμού απόδοσης που προέκυψε, είναι της τάξης του 8-9%, ενώ αρχικά είχε προβλεφθεί 9%.

Τα αποτελέσματα φανερώνουν τη σημαντική συμβολή προγραμμάτων εξομοίωσης λειτουργίας κινητήρων στα στάδια έρευνας και ανάπτυξης, καθώς με πολύ μικρό κόστος, είναι δυνατόν να εξαχθούν σημαντικότερα συμπεράσματα, που βοηθούν τους κατασκευαστές κινητήρων. Με την βοήθεια του προγράμματος εξομοίωσης, έγιναν προβλέψεις και για την επίδραση που έχει η αύξηση της πίεσης καύσης στην εκπομπή ΝΟ και Αιθάλης, ενώ μελετήθηκε και η χρήση

τεχνικών, για τον έλεγχο τους. Οι αρχικές προβλέψεις, επιβεβαιώθηκαν κατά σημαντικό ποσοστό, από τις μετρήσεις του κινητήρα, ο οποίος, σημειωτέον, ευρίσκεται πλέον στις εγκαταστάσεις του ΕΜΠ, καθώς δωρήθηκε από την DaimlerChrysler, ως αναγνώριση της συμβολής του ΕΜΠ, στο υπόψιν ερευνητικό πρόγραμμα.

9. Βιβλιογραφία.

1. Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw - Hill, New York, 1988.

2. Ρακόπουλος, Κ.Δ. και Χουντάλας, Δ.Θ., Καύση Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. Εκδόσεις Φούντας, 1998.

3. Ramos, J.I., Internal Combustion Engine Modelling, Hemisphere, New York, 1989.

4. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., "Thermodynamic analysis of indirect injection diesel engines by two-zone modeling of combustion", Trans. ASME, J. Engng for Gas Turbines and Power, 112, 138-149, 1990.

5. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., "Multi-zone combustion modelling for the prediction of pollutants emissions and performance of DI diesel engines", SAE Transactions, Paper No 970635, 1997.

6. Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., "Development and validation of a 3-D multi-zone combustion model for the prediction of a DI diesel engine performance and pollutants emissions", SAE Transactions, No. 981021, 1998.

7. D.T. Hountalas and R.G. Papagiannakis, "Simulation Model for the Combustion Process of Natural Gas Engines with Pilot Diesel Fuel as an Ignition Source", SAE Paper, No.2001-01-238, 2001.

8. D.T. Hountalas and E.G. Pariotis, "A Simplified Model for the Spatial Distribution of Temperature in a Motored DI Diesel Engine", SAE Paper, No. 2001-01-240, 2001.

9. "High Fuel Efficiency Diesel Engine With Significantly Increased

Peak Pressure", BRYTE-EURAM II, BRPR-CT97-00451, 1997.

10. Hountalas, D.T., "Available Strategies for Improving the Efficiency of DI Diesel Engines - A Theoretical Investigation", SAE Paper No.2000-01-1176, 2000.

11. Hountalas, D.T. and Kouremenos, A.D., "Development and Application of a Fully Automatic Troubleshooting Method for Large Marine Diesel Engines", Int. Journal Applied Thermal Engineering, Elsevier Sci. Ltd., Vol. 19, 299-324, 1999.

12. Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T. and Agaliotis, N., "Application of a Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of Large Scale Marine Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions", SAE Paper, No.1999-01-0227, 1999.

13. Launder, B.E. and Spalding, D.B., Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London & New York, 1972.

14. Annand, W.J.D., "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines", Proc. Inst. Mech. Engrs, 177, 973-990, 1963.

15. Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C. and Kouremenos, A.D., "Evaluation of Various Heat Transfer Models for IC Engines by Comparison to Experimentally Determined Heat Flux Rates", Proceedings, 13th IASTED International Conference, Modeling Identification and Control, Grindelwald Switzerland, Feb.21-23, pp. 173-176, 1994. Elsevier Science Ltd., Vol.29, pp.13-28, 1998.

16. Gosman, A.D. and Harvey, P.S., "Computer analysis of fuel-air mixing and combustion in axisymmetric D.I. diesel engine", SAE Paper No 820036, 1982.

17. Borman, G.L. and Johnson, J.H., "Unsteady vaporisation histories and trajectories of fuel drops injected into swirling air", SAE Paper No. 598C, National Powerplant Meeting, Philadelphia PA, 1962.

18. Kadota, T., Hiroyasu, H. and Oya, H., "Spontaneous ignition delay of a fuel droplet in high pressure and high temperature gaseous environ-

ments", Bulletin JSME, 19 (130), 1976.

19. Hountalas, D.T. and Papagiannakis, R.G., "Development of a Simulation Model for Direct Injection Dual Fuel Diesel-natural Gas Engines", SAE Paper, No.2000-01-0286, SP-1527, 2000.

20. Hountalas, D.T. and Kouremenos, A.D., "Development of a fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines", Advances in Engng Software, 29, 13-28, 1997.

21. Kouremenos, D.A., Hountalas, D.T. and Kouremenos, A.D., "Development and Validation of a Detailed Fuel Injection System Simulation Model for Diesel Engines", SAE Paper, No. 1999-01-0527, SP-1415, 1999.

22. Kouremenos, D.A., Hountalas, D.T. and Kotsiopoulos, P.N., "Computer simulation of turbocharged marine diesel engines and its application for engine and turbocharger diagnosis", 5th Intern. Conf. on "Turbocharging and Turbochargers", Inst. Mech. Engrs, Paper C484/008/94, pp.13-20, 1994.

23. Hountalas, D.T., Kouremenos, A.D., Daniolos, S. P., and Bourboulis, S.D., "A Diagnosis Method for Marine Diesel Engines", Accepted for publication to ANALEKTA, Journal of the Hellenic Mechanical Engng Association, 2000.

24. Austen, A.E. and Lyn, W.T., "Relation between fuel injection and heat release in a direct injection engine and the nature of the combustion processes", Proc. Inst. Mech. Engrs (AD), 1, 47-62, 1960-61.

25. Hountalas, D.T., "The effect of operating parameters on the net and gross heat release rates of a direct injection diesel engine", Proc. 2nd Biennial ASME-ESDA Intern. Conf. on "Design of Energy Systems", London, Vol.64-3, pp.27-34, 1994.

26. Hountalas, D.T. and Anestis, A., "Effect of Pressure Transducer Position on Measured Cylinder Pressure Diagram of High Speed Diesel Engines", Energy Convers. Mgmt., Vol. 39, No.7, pp.589-607, 1998.