



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**  
**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΘΕΜΑ :**

**« Εκτίμηση Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας Κινητήρων Ντίζελ με  
Χρησή Ημι - Εμπειρικών Συσχετίσεων ».**

**“Estimation of Diesel Engine Heat Release Rate Using Semi-Empirical  
Correlations”.**

**ΚΑΙΣ ΤΖΑΓΙΟΥΣΙ ΤΟΥ ΑΧΜΑΝΤ**  
**ΑΡΙΘΜΟΣ ΜΗΤΡΩΟΥ: 02102602**

**ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2014**

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	5
ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ .....	7
ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....	9
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 .....	13
ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΦΑΙΝΟΜΕΝΩΝ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ 2Χ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL .....	13
1.1 ΣΥΜΠΙΕΣΗ, [1].....	13
1.2 ΑΠΟΤΟΝΩΣΗ .....	15
1.3 ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ,[1] .....	16
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 .....	19
ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ 2Χ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL .....	19
2.1 ΒΑΣΙΚΑ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΚΑΙ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ .....	19
2.2 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΤΟΥ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΜΕΣΟΥ .....	21
2.3 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΠΟΛΥΤΡΟΠΙΚΗΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ (ΣΥΜΠΙΕΣΗ) .....	23
2.4 ΜΟΝΤΕΛΟ ΣΥΝΑΛΛΑΓΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ .....	24
2.5 ΜΟΝΤΕΛΟ ΡΥΘΜΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE ΕΝΟΣ ΟΡΟΥ... 25	
2.6 ΜΟΝΤΕΛΟ ΡΥΘΜΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE ΔΥΟ ΟΡΩΝ .... 26	
2.7 ΤΟ ΜΟΝΟΖΩΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ..... 28	
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 .....	31
ΜΕΘΟΔΟΙ ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ.....	31
3.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ 1 <sup>ης</sup> ΠΑΡΑΓΩΓΟΥ.....	31
3.2 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΟΛΟΚΛΗΡΩΣΗ .....	32
3.3 ΕΠΙΛΥΣΗ ΔΙΑΦΟΡΙΚΗΣ ΕΞΙΣΩΣΗΣ 1 <sup>ης</sup> ΤΑΞΗΣ ΜΕ ΤΗΝ ΜΕΘΟΔΟ EULER, [9] .....	35
3.4 ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΕΥΘΕΙΑ ΜΕ ΤΗΝ ΜΕΘΟΔΟ ΕΛΑΧΙΣΤΩΝ ΤΕΤΡΑΓΩΝΩΝ, [9]36	
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 .....	39
ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΞΑΓΩΓΗ ΤΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE ΚΑΙ ΓΙΑ ΤΗ ΛΗΨΗ ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΥ ΔΥΝΑΜΟΔΕΙΚΤΙΚΟΥ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ .....	39
4.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	39
4.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΠΙΣΩΡΕΥΤΙΚΗΣ ΕΚΛΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΚΑΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ... 41	
4.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE .....	43

4.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE ΕΝΟΣ ΟΡΟΥ, [8] .....	44
4.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE ΔΥΟ ΟΡΩΝ, [8].....	46
4.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΑΠΟ ΚΑΘΟΡΙΣΜΕΝΕΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙΣ WIEBE..	48
4.7 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΑΡΧΕΙΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ .....	50
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 .....	53
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΤΟ ΚΛΑΣΜΑ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙΟΜΕΝΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΑΙ ΤΟ ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΛΑΜΒΑΝΟΜΕΝΟ ΔΥΝΑΜΟΔΕΙΚΤΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΠΙΕΣΕΩΝ ΓΙΑ ΚΑΘΕ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΦΟΡΤΙΣΗΣ ΓΙΑ ΚΑΘΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ.....	53
5.1 ΓΕΝΙΚΑ .....	53
5.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 25% .....	54
5.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 35% .....	64
5.4 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 50% .....	73
5.5 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 75% .....	83
5.6 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 100% .....	92
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 .....	103
ΓΕΝΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ .....	103
6.1 ΓΕΝΙΚΑ .....	103
6.2 ΦΟΡΤΙΟ 25%.....	104
6.3 ΦΟΡΤΙΟ 35%.....	107
6.4 ΦΟΡΤΙΟ 50%.....	110
6.5 ΦΟΡΤΙΟ 75%.....	113
6.6 ΦΟΡΤΙΟ 100%.....	116
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 .....	120
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ .....	120
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	122



## **ΠΡΟΛΟΓΟΣ**

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στον Τομέα Θερμότητας του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

Ευχαριστώ τον κ. Δ. Χουντάλα, καθηγητή Ε.Μ.Π. για την ανάθεση αυτής της εργασίας σε εμένα όπως και για την κατανόηση που έδειξε και την βοήθεια που μου προσέφερε μέσω των εύστοχων υποδείξεων του κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της.

ΚΑΙΣ ΤΖΑΓΙΟΥΣΙ

ΑΘΗΝΑ 2014



## ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Οι κινητήρες Diesel αποτελούν το κύριο μέσο για την κίνηση πλοίων, αυτοκινήτων και για την παραγωγή ενέργειας σε μέση κλίμακα μεγέθους.

Η δυσκολία που έχει ανακύψει στην εύρεση κοιτασμάτων πετρελαίου και οι όλο και πιο αυστηροί κανονισμοί για τις εκπομπές καυσίμων έχουν δημιουργήσει την ανάγκη για πιο αποδοτικούς κινητήρες.

Η χρήση των ηλεκτρονικών υπολογιστών και η δυνατότητα πειραμάτων άνοιξαν νέους δρόμους για τη σχεδίαση κινητήρων, όπου μπορεί σε ένα εργαστήριο να έχει υλοποιηθεί δυναμική αλληλεπίδραση μεταξύ θεωρητικού μοντέλου ηλεκτρονικού υπολογιστή και αριθμητικών μετρήσεων λαμβανόμενων από πείραμα με σκοπό τη μελέτη κάποιων παραμέτρων στη λειτουργία ενός κινητήρα.

Στη παρούσα εργασία αναπτύσσεται αρχικά απλή μεθοδολογία εξαγωγής των τιμών των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe ενός και δύο όρων που μοντελοποιούν τον από τη καύση καυσίμου ρυθμό έκλυσης θερμότητας.

Κατόπιν αυτές οι τιμές των παραμέτρων χρησιμοποιούνται σε απλό μονοζωνικό μοντέλο ανάλυσης της λειτουργίας του κλειστού κύκλου της λειτουργίας του κινητήρα για τη λήψη θεωρητικού δυναμοδεικτικού διαγράμματος πιέσεων το οποίο συγκρίνεται με το πειραματικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων.

Είναι φανερό ότι οι δυνατότητες και τα οφέλη που δημιουργούνται από μια τέτοια επεξεργασία είναι μεγάλες γιατί αν γνωρίζουμε από την παραμετρική μελέτη που έχουμε κάνει το πως μεταβάλλονται οι τιμές

των παραμέτρων Wiebe με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα τότε μπορούμε με θεωρητικό μοντέλο να μελετήσουμε την επίδραση πολλών παραγόντων στη λειτουργία του κινητήρα.

Επίσης η απόκλιση των τιμών των παραμέτρων Wiebe από τις αρχικά εξαχθείσες χωρίς μεταβολή των παραμέτρων επηρεασμού τους ή η σημαντική διαφοροποίηση των τιμών τους από κύλινδρο σε κύλινδρο του κινητήρα μπορεί να μαρτυρά ελαττωματική λειτουργία της έγχυσης ή άλλο ελάττωμα στη λειτουργία κάποιων κυλίνδρων και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για διαγνωστικούς σκοπούς.

Έτσι από την παρούσα εργασία δίνεται το πώς μπορούμε με απλό τρόπο από μετρήσεις να αποκτήσουμε τη δυνατότητα λήψης θεωρητικού δυναμοδεικτικού διαγράμματος πιέσεων για διάφορες συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα όπου αυτή η δυνατότητα θα μας βοηθήσει στην ανάλυση της λειτουργίας του κινητήρα και επιπλέον δίνεται πως από τις μετρήσεις μπορούμε να εξετάσουμε την λειτουργία του κινητήρα.



## ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο 2X κινητήρας Diesel αποτελεί μία θερμική μηχανή, δηλαδή μία μηχανή που παράγει μηχανικό έργο από την θερμική ενέργεια που τίθεται στην διάθεσή μας κατά την καύση μιας ποσότητας καυσίμου.

Η συγκρότησή του βασίζεται στον κινηματικό μηχανισμό Εμβόλου – Διωστήρα – Στροφάλου στον οποίο ένα έμβολο υπό την πίεση αερίων στον άνω από αυτό διαμορφωμένο θάλαμο καύσης παλινδρομεί μέσα σε κύλινδρο και μεταφέρει την ισχύ στην στροφαλοφόρο άτρακτο διαμέσου φορέα που καλείται διωστήρας.

Από τη θεώρηση του κινηματικού μηχανισμού το έμβολο ακινητεί σε δύο θέσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου πριν συμβεί αναστροφή της κίνησής του, οι οποίες καλούνται άνω νεκρό σημείο ΑΝΣ και κάτω νεκρό σημείο ΚΝΣ, με την απόσταση μεταξύ αυτών των θέσεων να καλείται “χρόνος” (αντιστοιχεί σε στροφή 180° της στροφαλοφόρου ατράκτου).

Ο κινητήρας καλείται δίχρονος διότι μία περίοδος λειτουργίας του συμβαίνει σε δύο χρόνους της μηχανής δηλαδή σε περιστροφή της ατράκτου κατά 360° .

Όπως είναι ευνόητο, η λειτουργία της μηχανής ως συστήματος που αλληλεπιδρά με το περιβάλλον της δεν μπορεί παρά να επηρεάζεται από διάφορους παράγοντες όπως (για συγκεκριμένο καύσιμο):

- Πίεση περιβάλλοντος και θερμοκρασία περιβάλλοντος
- Ύπαρξη η μη συστήματος υπερπλήρωσης.
- Ταχύτητα περιστροφής
- Θερμοκρασία τοιχωμάτων κυλίνδρου
- Γωνία έναρξης έγχυσης καυσίμου και διάρκεια αυτής.

- Γωνία ανοίγματος και κλεισίματος βαλβίδας ή θυρίδας εισαγωγής, **λειτουργία αυτού του συστήματος.**
- Γωνία ανοίγματος και κλεισίματος βαλβίδας ή θυρίδας εξαγωγής, λειτουργία αυτού του συστήματος.
- Ροή αερίων blow – by μέσω διακένου ελατηρίων εμβόλου.
- Κλπ...

Για τις ανάγκες έρευνας και σχεδίασης η λειτουργία του 2X κινητήρα αναλύεται με τη χρήση θεωρητικών μοντέλων ώστε να μπορούν να εξαχθούν συμπεράσματα για την επίδραση που έχουν διάφοροι παράγοντες στα λειτουργικά μεγέθη της μηχανής και να παρθούν αποφάσεις που αφορούν στη σχεδίαση και τη λειτουργία της.

Τα θεωρητικά μοντέλα ανάλυσης της λειτουργίας του κινητήρα διακρίνονται ανάλογα με την πολυπλοκότητα τους, σε μονοζωνικά – διζωνικά – πολυζωνικά – μοντέλα επίλυσης εξισώσεων ροής, με τα πιο απλά (μονοζωνικά) να δίνουν επαρκή πληροφορία για τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα. Σε αυτά γίνεται χρήση συσχετίσεων που οι παράμετροι τους έχουν συγκεκριμένες τιμές για μια συνθήκη λειτουργίας του κινητήρα και στη συνέχεια μεταβάλλονται με τις συνθήκες λειτουργίας μέσω συγκεκριμένων εξισώσεων.

Τα θεωρητικά μοντέλα μπορεί να χρησιμοποιηθούν και για τον έλεγχο της λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα αν σε ένα κινητήρα μετά από μετρήσεις βρεθεί ότι η συμπεριφορά της αποκλίνει σημαντικά από αυτή ενός θεωρητικού μοντέλου του ίδιου του κινητήρα τότε αυτό αποτελεί ένδειξη δυσλειτουργίας ή μη ορθής ρύθμισης.

Με δεδομένη την ανάγκη της εύρεσης τιμών των μεγεθών που περιγράφουν τη λειτουργία του κινητήρα για οιοσδήποτε συνθήκες, θα πρέπει να εκτελεσθούν μετρήσεις σε ευρύ εύρος λειτουργίας του

κινητήρα. Χρησιμοποιώντας στη συνέχεια τα αποτελέσματα των μετρήσεων αυτών είναι δυνατή η εξαγωγή των σχέσεων που χρησιμοποιούνται σε απλοϊκά μοντέλα και η βαθμονόμηση τους. Αυτό είναι απαραίτητο γιατί τα απλοϊκά αυτά μοντέλα δεν έχουν ικανή προβλεπτική ικανότητα έξω από την περιοχή βαθμονόμησης τους.

Στα απλοϊκά αυτά μοντέλα γίνεται χρήση συσχετίσεων που παρέχουν το ρυθμό έκλυσης θερμότητας ο οποίος στη συνέχεια χρησιμοποιείται για τη προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας. Παράλληλα, όπως έχει ήδη αναφερθεί μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για τον έλεγχο του πειραματικού ρυθμού καύσης και την ανίχνευση πιθανών προβλημάτων στο σύστημα της έγχυσης. Ένα μοντέλο το οποίο χρησιμοποιείται για πρακτικές εφαρμογές ακόμη και σήμερα είναι το μοντέλο Wiebe. Βασικό πλεονέκτημα είναι η απλότητα του ενώ μειονέκτημα αποτελεί η ανάγκη βαθμονόμησης χρησιμοποιώντας σημαντικό πλήθος πειραματικών δεδομένων. Το μοντέλο αυτό παρά το γεγονός ότι είναι απλό μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε περιπτώσεις μελέτης διαφόρων φαινομένων που λαμβάνουν χώρα σε κινητήρες Ντίζελ καθώς παρέχει μια αρκετά ρεαλιστική απεικόνιση του μηχανισμού της καύσης.

Για το σκοπό αυτό στη παρούσα εργασία γίνεται ανάλυση του κλειστού κύκλου της μηχανής δηλαδή των διεργασιών συμπίεσης – καύσης – αποτόνωσης ενός 2X κινητήρα Diesel και αναπτύσσεται μεθοδολογία για το προσδιορισμό των τιμών των παραμέτρων δύο πολύ διαδεδομένων μοντέλων ρυθμού έκλυσης θερμότητας από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα. Αυτά είναι το μοντέλο Wiebe με έναν όρο και το μοντέλο Wiebe με δύο όρους τα οποία χρησιμοποιούνται σε μονοζωνικά μοντέλα καύσης.

Στο πρώτο τμήμα της παρούσας εργασίας γίνεται αρχικά συνοπτική αναφορά στις διεργασίες του κλειστού κύκλου του 2X κινητήρα Diesel. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι βασικές εξισώσεις που χρησιμοποιούνται για την ανάλυση των διεργασιών του κινητήρα και γίνεται η αναφορά στο μονοζωνικό μοντέλο ανάλυσης της λειτουργίας της μηχανής όπως αυτό χρησιμοποιείται στην εργασία. Στην συνέχεια, γίνεται αναφορά σε βασικές αρχές αριθμητικής ανάλυσης όπως αυτές χρησιμοποιούνται.

Στο δεύτερο τμήμα της παρούσας εργασίας γίνεται η επεξεργασία των πειραματικών δεδομένων για να προκύψει ο από τη καύση του καυσίμου ρυθμός έκλυσης θερμότητας και κατόπιν από αυτόν ο ρυθμός καύσης καυσίμου και οι τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe ενός και δύο όρων, δίνονται οι χρησιμοποιούμενοι υπολογισμοί με αναφορά στην μεθοδολογία που ακολουθείται και εξάγονται τα αποτελέσματα αυτής

Σε αυτό το τμήμα οι τιμές των παραμέτρων Wiebe που εξάγονται για συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας από τα πειραματικά ληφθέντα δυναμοδεικτικά διαγράμματα χρησιμοποιούνται στη συνέχεια σε μονοζωνικό μοντέλο από το οποίο προκύπτει το θεωρητικώς λαμβανόμενο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων.

Στο τελευταίο τμήμα της ανάλυσης παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα που προκύπτουν από τις πειραματικές τιμές πίεσης και από τις εξαχθέντες τιμές από τα μονοζωνικά μοντέλα με χρήση των συναρτήσεων Wiebe με έναν / δύο όρους και ερμηνεύονται - συγκρίνονται τα αποτελέσματα.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

### ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΦΑΙΝΟΜΕΝΩΝ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ 2Χ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL

Σε αυτό το κεφάλαιο δίνεται μια περιγραφή της φυσικής των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα στον κλειστό κύκλο λειτουργίας ενός κινητήρα Ντήζελ.

#### 1.1 ΣΥΜΠΙΕΣΗ, [1]

Η φάση της συμπίεσης στον 2Χ κινητήρα αρχίζει όταν κλείνει η θυρίδα ή βαλβίδα εξαγωγής του αερίου μίγματος του κυλίνδρου δηλαδή όταν τερματίσει η φάση της εναλλαγής αερίων στον κύλινδρο.

Αν και στον ιδανικό κύκλο Diesel η διεργασία της συμπίεσης είναι ισεντροπική, [1], κάτι τέτοιο δεν ισχύει στον πραγματικό κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Φυσικά θα πρέπει να τονισθεί ότι με την συμπίεση στον 2Χ κινητήρα Diesel σκοπός είναι το αέριο μίγμα να βρεθεί σε τέτοιες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας ώστε να είναι δυνατή κατόπιν η αυτανάφλεξη του εγχυόμενου καυσίμου σε αυτό και να δημιουργηθεί και διατηρηθεί η καύση του καυσίμου. Επίσης είναι φανερό ότι η συμπίεση σαν διεργασία που περατώνεται περίπου όταν αρχίσει η έγχυση του καυσίμου διαρκεί μέχρι περίπου το ΑΝΣ της μηχανής καθώς δεν θέλουμε να έχουμε έναρξη της καύσης πολύ πριν το ΑΝΣ της μηχανής που θα οδηγούσε σε κακό βαθμό απόδοσης.

Έτσι θεωρώντας ότι η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου διατηρείται με καλή προσέγγιση σταθερή, (της τάξης των 450 K, [1]) έχουμε στην αρχή της συμπίεσης θέρμανση του αερίου μίγματος

από τα τοιχώματα του κυλίνδρου και κατά το τέλος της έχουμε ψύξη του αερίου μίγματος από τα τοιχώματα του κυλίνδρου.

Επίσης κατά τη συμπίεση, καθώς δεν είναι δυνατόν να έχουμε απόλυτη στεγανότητα μεταξύ του θαλάμου του κυλίνδρου και του στροφαλοθάλαμου παρουσιάζεται μικρή διαρροή μίγματος προς τον στροφαλοθάλαμο μέσω του διακένου που εμφανίζεται μεταξύ των ελατηρίων του εμβόλου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου (ροή blow-by).

Για τους ανωτέρω λόγους όπως και λόγω των συνθηκών ροής του αερίου μίγματος μέσα στον θάλαμο του κυλίνδρου η διεργασία της συμπίεσης αποκλίνει από την αντίστοιχη ισεντροπική.

Όμως η μελέτη πολλών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων έχει δείξει ότι η διεργασία της συμπίεσης μπορεί να προσεγγισθεί σε πολύ καλό βαθμό από μια πολυτροπική μεταβολή, με αντίστοιχο πολυτροπικό εκθέτη της τάξης του 1.35, [4], σε βαθμό που η απόκλιση των καμπυλών  $\ln p - \ln V$  ( $p$  η μετρούμενη πίεση και  $V$  ο αντίστοιχος όγκος του θαλάμου) από την ευθεία όπου τα μεγέθη  $p$  και  $V$ , βρίσκονται από την επεξεργασία δυναμοδεικτικού διαγράμματος, αποτελεί ισχυρή ένδειξη έναρξης του φαινομένου καύσης,[7].

Η σύσταση του εργαζόμενου μέσου κατά τη συμπίεση του μίγματος είναι σταθερή και αντιστοιχεί στη σύσταση που έχουμε στην αρχή της συμπίεσης. Για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του μείγματος γίνεται χρήση αέρα που είναι αρκετά κοντά στη πραγματικότητα.

Πρέπει να αναφερθεί ότι η μεταβολή της εντροπίας του εργαζόμενου μέσου όπως αυτή προκύπτει από τα δεδομένα από δυναμοδεικτικό διάγραμμα και από τη θεώρηση της εξίσωσης Gibbs, [7],

αποτελεί από μόνη της μία καλή ένδειξη ανίχνευσης της έναρξης καύσης από την παρατήρηση των μετρήσεων ενός δυναμοδεικτικού διαγράμματος. Συγκεκριμένα έχει παρατηρηθεί ότι η έναρξη της καύσης συμβαίνει στην περιοχή γωνιών στροφάλου όπου η ειδική εντροπία του εργαζόμενου μέσου λαμβάνει την ελάχιστη τιμή της.

## 1.2 ΑΠΟΤΩΝΩΣΗ

Και η διεργασία της αποτόνωσης στον ιδανικό κύκλο Diesel είναι ισεντροπική, κάτι τέτοιο όμως δεν ισχύει στον πραγματικό κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Εδώ το συναλλασσόμενο ποσό θερμότητας έχει μεγαλύτερες τιμές από ότι στην συμπίεση, λόγω των υψηλών τιμών της θερμοκρασίας από το φαινόμενο της καύσης. Επιπλέον η σύσταση του εργαζόμενου μέσου αλλάζει διαρκώς λόγω της ίδιας της καύσης αλλά και της διάστασης των προϊόντων αυτής. Το τελευταίο τερματίζεται όταν η θερμοκρασία του μίγματος μειωθεί κάτω από μια τιμή οπότε η σύσταση του μίγματος παραμένει σταθερή (τιμή “frozen” , [4]).

Η μελέτη πολλών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων έχει δείξει ότι η διεργασία της αποτόνωσης μπορεί να προσεγγισθεί σε πολύ καλό βαθμό από μια πολυτροπική μεταβολή, [7]. Το σημείο έναρξης της συμφωνίας των καμπυλών  $\ln p - \ln V$  ( $p$  η μετρούμενη πίεση και  $V$  ο αντίστοιχος όγκος του θαλάμου) με την ευθεία όπου τα μεγέθη  $p$  και  $V$ , βρίσκονται από την επεξεργασία δυναμοδεικτικού διαγράμματος, αποτελεί ισχυρή ένδειξη πέρατος του φαινόμενου καύσης.

Επίσης πρέπει να αναφερθεί ότι η μεταβολή της εντροπίας του εργαζόμενου μέσου όπως αυτή προκύπτει από τα δεδομένα από δυναμοδεικτικό διάγραμμα και από τη θεώρηση της εξίσωσης Gibbs, [7], αποτελεί από μόνη της μία καλή ένδειξη ανίχνευσης του πέρατος της

καύσης από την παρατήρηση των μετρήσεων ενός δυναμοδεικτικού διαγράμματος. Συγκεκριμένα έχει παρατηρηθεί ότι το πέρας της καύσης συμβαίνει στην περιοχή γωνιών στροφάλου όπου η ειδική εντροπία του εργαζόμενου μέσου λαμβάνει μέγιστη τιμή.

### **1.3 ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ,[1]**

Το φαινόμενο της καύσης στον 2X κινητήρα είναι περίπλοκο και η μεταβολή της πίεσης κατά τη διάρκεια της καύσης εξαρτάται από πολλούς παράγοντες όπως την ένταση των κινήσεων του αέρα, τη χρονική στιγμή εγχύσεως, τον νόμο εγχύσεως, τις ιδιότητες του καυσίμου κλπ. Συνήθως η έναρξη της καύσης ρυθμίζεται κατάλληλα σε θέση λίγο προ του ΑΝΣ ώστε να γίνεται βέλτιστη εκμετάλλευση της ενέργειας του καυσίμου για παραγωγή μηχανικού έργου.

Σε ένα τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel, διακρίνονται τρία στάδια στο μηχανισμό της καύσης όπως φανερώνεται από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης, [1].

Στο 1<sup>ο</sup> στάδιο δεν υπάρχει εμφανής απόκλιση της γραμμής πίεσης από τη γραμμή συμπίεσης χωρίς καύση. Έχουμε δηλαδή μια καθυστέρηση ανάφλεξης που οφείλεται στον απαραίτητο χρόνο που πρέπει να παρέλθει για την φυσική (σταγονοποίηση, εξάτμιση, ανάμειξη) και χημική (διάσπαση των υδρογονανθράκων σε άλλους πιο δραστικούς) προετοιμασία του καυσίμου μέχρι να γίνει η ανάφλεξη. Η διάρκεια αυτού του σταδίου είναι της τάξης 0.1 μέχρι 1 ms στους σύγχρονους κινητήρες και δεν εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής όταν εκφρασθεί χρονικά. Η διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης εξαρτάται από την



πίεση, την θερμοκρασία και τον λόγο αέρα – καυσίμου και μπορεί να εκφρασθεί από μια εξίσωση τύπου Arrhenius ως ακολούθως, [3].

$$\Delta T_{ID} = A \cdot (\lambda/p^2) \cdot \exp(-E/R/T) \quad (1.3.1)$$

Στο 2<sup>ο</sup> στάδιο της καύσης συμβαίνει μια απότομη αύξηση της πίεσης η οποία προκαλείται από την απότομη καύση του προετοιμασμένου στο 1<sup>ο</sup> στάδιο καυσίμου (με μηχανισμό φλόγας προανάμειξης). Εάν η διάρκεια αυτού του σταδίου είναι μεγάλη, τότε λόγω της μεγάλης ποσότητας του προετοιμασμένου καυσίμου η ανύψωση της πίεσης μπορεί να φθάσει σε απαγορευτικές τιμές. Για αυτό το λόγο από τη σχεδίαση του κινητήρα επιδιώκεται να ελαττωθεί η διάρκεια του 1<sup>ου</sup> σταδίου με καλύτερευση των συνθηκών καύσης (υψηλή πίεση και θερμοκρασία, έντονος στροβιλισμός κλπ) ή με χρήση καυσίμου με χαμηλή θερμοκρασία αυτανάφλεξης (υψηλός αριθμός κετανίου).

Στο 3<sup>ο</sup> στάδιο, το εγχυόμενο καύσιμο βρίσκει ιδανικές συνθήκες στον θάλαμο καύσης και καίγεται πρακτικά χωρίς καθυστέρηση σύμφωνα με τον ρυθμό εγχύσεως. Η καύση αυτού του σταδίου είναι τύπου φλόγας τυρβώδους διαχύσεως και συνεχίζεται χωρίς πρόβλημα με την προϋπόθεση ότι βρίσκεται πάντα η απαραίτητη ποσότητα αέρα για ανάμειξη.

Το 1<sup>ο</sup> στάδιο δεν εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής με αποτέλεσμα να αυξάνεται η διάρκεια του σε μοίρες γωνίας στροφάλου με την ταχύτητα περιστροφής. Αυτό θέτει ένα άνω όριο για την ταχύτητα περιστροφής περίπου στα 5000 rpm. Το 2<sup>ο</sup> και 3<sup>ο</sup> στάδιο έχουν περίπου σταθερή διάρκεια καύσης σε μοίρες γωνίας στροφάλου.

Αν και έχουν αναπτυχθεί πολλά φαινομενολογικά μοντέλα για την προσομοίωση του φαινομένου της καύσης, [3], στην παρούσα εργασία σε επόμενο στάδιο θα γίνει αναφορά μόνο στα μοντέλα Wiebe που

περιγράφουν τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας κατά τη διάρκεια της καύσης, [3]. Το μοντέλο αυτό επιλέγεται λόγω της απλοικότητας του και επειδή μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την αξιολόγηση της λειτουργίας του συστήματος της έγχυσης. Παράλληλα μπορεί να χρησιμοποιηθεί μετά το προσδιορισμό των σταθερών του και για τη μελέτη της επίδρασης των υπολοίπων υποσυστημάτων του κινητήρα.

## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2**

### **ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ 2Χ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL**

Σε αυτό το κεφάλαιο δίνονται οι βασικές εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για την ανάλυση των δεδομένων της παρούσας εργασίας όπως αυτές προκύπτουν από την βιβλιογραφία. Δηλαδή παρουσιάζονται οι εξισώσεις και δίνεται το θεωρητικό υπόβαθρο κινηματικής και θερμοδυναμικής που χρησιμοποιήθηκε ώστε από την επεξεργασία των πειραματικών δεδομένων να προκύψουν οι τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe ενός και δύο όρων.

Η παρουσίαση γίνεται ώστε να μπορεί να κατανοηθεί η ροή των υπολογισμών και το θεωρητικό υπόβαθρο και οι παραδοχές που έγιναν για την πραγματοποίηση της εργασίας.

#### **2.1 ΒΑΣΙΚΑ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΚΑΙ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

Η δομή του 2Χ κινητήρα Diesel βασίζεται στον κινηματικό μηχανισμό Εμβόλου – Διωστήρα – Στροφάλου όπου ένα έμβολο κατά την παλινδρομική του κίνηση σε έναν κύλινδρο μεταφέρει ισχύ στην στροφαλοφόρο άτρακτο δια μέσου του διωστήρα.

Από τη μελέτη του κινηματικού μηχανισμού προκύπτει ότι, το έμβολο ακινητεί σε δύο θέσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου πριν συμβεί αναστροφή της κίνησης του. Αυτές καλούνται άνω νεκρό σημείο

(ΑΝΣ) και κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ). Η απόσταση που διανύει το έμβολο μεταξύ αυτών των θέσεων καλείται διαδρομή.

Για την απλή μοντελοποίηση που γίνεται στο κλειστό κύκλο λειτουργίας με χρήση μονοζωνικού μοντέλου χρησιμοποιούνται τα ακόλουθα γεωμετρικά μεγέθη, [1]:

- Η διάμετρος του εμβόλου,  $D$
- Η ακτίνα του στροφάλου,  $r$
- Η διαδρομή του εμβόλου,

$$s = 2 * r \quad (2.1.1)$$

- Το μήκος του διωστήρα,  $l$
- Η γωνία του στροφάλου,  $\varphi$ , μετρούμενη από το ΑΝΣ
- Ο όγκος εμβολισμού,  $V_h$ , δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου που σαρώνεται από το έμβολο σε μία διαδρομή του,

$$V_h = \pi * D^2 / 4 * s \quad (2.1.2)$$

- Ο επιζήμιος όγκος,  $V_c$ , που είναι ο όγκος του θαλάμου όταν το έμβολο είναι στο ΑΝΣ
- Ο βαθμός συμπίεσης,

$$\varepsilon = (V_h + V_c) / V_c \quad (2.1.3)$$

- Η γωνιακή ταχύτητα  $\omega = \pi * n / 30$ , με  $n$  την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε rpm.
- Η μετατόπιση του εμβόλου από το ΑΝΣ που δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση, όπου  $\lambda = r / l$  με  $r$  την ακτίνα του στροφάλου και  $l$  το μήκος του διωστήρα, [1]:

$$\chi = r * (1 - \cos \varphi) + l * (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 * (\sin \varphi)^2}) \quad (2.1.4)$$

- Η ταχύτητα του εμβόλου, [1]

$$c = r * \omega * \sin \varphi * \left( 1 + \frac{\lambda * \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 * (\sin \varphi)^2}} \right) \quad (2.1.5)$$

- Η μέση ταχύτητα του εμβόλου, [1]

$$C_\varepsilon = s \cdot n / 30 \quad (2.1.6)$$

- Ο όγκος του θαλάμου καύσης

$$V = Vh / (\varepsilon - 1) + \pi \cdot D^2 / 4 \cdot \chi \quad (2.1.7)$$

- Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας

$$A = \pi \cdot D \cdot \chi + \pi \cdot D^2 / 2 \quad (2.1.8)$$

## 2.2 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΤΟΥ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΜΕΣΟΥ

Για τις ανάγκες χρήσης απλών μοντέλων ανάλυσης της λειτουργίας του κινητήρα, το εργαζόμενο μέσο θεωρείται σαν μίγμα τελείων αερίων με γραμμομοριακές συστάσεις εξαρτώμενες από την χημεία της καύσης και από την διεργασία της εναλλαγής των αερίων. Έτσι λαμβάνοντας υπόψη τα ανωτέρω θα έπρεπε να χρησιμοποιούνται οι ακόλουθες γενικές εξισώσεις, [4]:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.2.1)$$

$$R = 8314.3 / MB \quad (2.2.2)$$

$$MB = \sum(\xi_i \cdot MB_i) \quad (2.2.3)$$

$$C_p(T) = \sum(\xi_i \cdot C_{p_i}(T)) / MB \quad (2.2.4)$$

$$\gamma(T) = C_p(T) / (C_p(T) - R) \quad (2.2.5)$$

Στις ανωτέρω γενικές εξισώσεις  $P$  είναι η πίεση του εργαζόμενου μέσου σε  $N/m^2$ ,  $V$  είναι ο όγκος του εργαζόμενου μέσου που υπολογίζεται από την εξίσωση (2.1.4),  $m$  είναι η μάζα του εργαζόμενου μέσου σε  $Kg$ ,  $T$  είναι η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου σε  $K$ , και  $R$  είναι η σταθερά αερίων του εργαζόμενου μέσου (μίγμα τελείων αερίων). Το  $MB$  είναι το μοριακό βάρος του εργαζόμενου μέσου, όπου  $\xi_i$  είναι το

γραμμομοριακό κλάσμα της I συνιστώσας στο μίγμα και  $M_{Bi}$  το αντίστοιχο μοριακό της βάρος. Επίσης  $C_p(T)$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του εργαζόμενου μέσου που είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας, λόγω της θερμοχωρητικότητας της I συνιστώσας  $C_{pi}(T)$ , και της γραμμομοριακής σύστασης του μίγματος ενώ  $\gamma(T)$  είναι ο ισεντροπικός εκθέτης του εργαζόμενου μέσου που γενικά είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας.

Σε αυτές τις εξισώσεις χρησιμοποιείται η γραμμομοριακή σύσταση του μίγματος, που για τη παρούσα εργασία αποτελεί άγνωστο. Αυτή θα προσδιορισθεί από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων από το οποίο θα εξαχθεί ο ρυθμός της καύσης του καυσίμου. Στη συνέχεια από αυτόν θα εκτιμηθεί η γραμμομοριακή σύσταση του μείγματος στη διάρκεια της καύσης.

Για τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του μείγματος θεωρείται εξάρτηση μόνο από τη θερμοκρασία και όχι από τη σύσταση.

Επειδή ο λόγος αέρα στον κινητήρα Diesel εν γένει είναι μεγαλύτερος από τη μονάδα και λόγω του χαμηλού κλάσματος μάζας του καυσίμου στο μίγμα για στοιχειομετρική καύση μπορούμε με καλή προσέγγιση να θεωρήσουμε ότι η σταθερά  $R$  του εργαζόμενου μέσου είναι ίση με του αέρα δηλαδή ίση με  $287 \text{ Joule/Kg/K}$ . Επιπλέον για τις ιδιότητες των εξισώσεων (2.2.4) και (2.2.5) μπορούν ικανοποιητικά να χρησιμοποιηθούν οι ακόλουθες συσχετίσεις οι οποίες δεν λαμβάνουν υπόψη τη γραμμομοριακή σύσταση του μίγματος, [5]:

$$\frac{c_p}{R} = A_0 + A_1 * T + A_2 * T^2 + A_3 * T^3 + A_4 * T^4 \quad (2.2.6)$$

$$\gamma = \left(1 - \frac{R}{c_p}\right)^{-1} \quad (2.2.7)$$

Στην εξίσωση (2.2.6) οι σταθερές A<sub>0</sub> μέχρι A<sub>4</sub> δίνονται ως, [5]:

$$A_0 = 3.04473$$

$$A_1 = 1.33805 \text{ E-3}$$

$$A_2 = -4.88256 \text{ E-7}$$

$$A_3 = 8.55475 \text{ E-11}$$

$$A_4 = -5.70132 \text{ E-15}$$

Επιπλέον για την εύρεση της μεταβολής της εντροπίας του μίγματος χρησιμοποιείται η εξίσωση Gibbs, [7]:

$$\Delta S = C_p * \ln \frac{T}{T_0} - R * \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.2.8)$$

Στην εξίσωση (2.2.8) οι πιέσεις είναι σε bar, και οι θερμοκρασίες σε K, το δε C<sub>p</sub> υπολογίζεται από την (2.2.6).

## 2.3 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΠΟΛΥΤΡΟΠΙΚΗΣ ΜΕΤΑΒΟΛΗΣ (ΣΥΜΠΙΕΣΗ)

Πριν αρχίσει η καύση έχουμε τη συμπίεση του εργαζόμενου μέσου, όπου έχει ειπωθεί ότι αυτή η μεταβολή προσεγγίζεται πολύ καλά από την πολυτροπική μεταβολή, με πολυτροπικό εκθέτη της τάξης του 1.35. Αυτό σημαίνει ότι κατά τη διάρκεια της συμπίεσης οι θερμοδυναμικές ιδιότητες μπορούν να βρεθούν από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$p(\varphi + \Delta\varphi) = p(\varphi) * \left\{ \frac{V(\varphi)}{V(\varphi + \Delta\varphi)} \right\}^{1.35} \quad (2.3.1)$$

$$T(\varphi + \Delta\varphi) = \frac{p(\varphi + \Delta\varphi) * V(\varphi + \Delta\varphi)}{m * R} \quad (2.3.2)$$

Στις ανωτέρω εξισώσεις  $p(\varphi)$  είναι η πίεση σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου  $\varphi$ , σε  $N/m^2$  και  $T(\varphi)$  είναι η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου σε  $K$ . Οι όροι  $V(\varphi)$  και  $V(\varphi+\Delta\varphi)$  αντιπροσωπεύουν τον όγκο του εργαζόμενου μέσου που υπολογίζεται σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου  $\varphi$  από την εξίσωση (2.1.4)

## 2.4 ΜΟΝΤΕΛΟ ΣΥΝΑΛΛΑΓΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Και σε αυτή την περίπτωση αναζητήθηκε συσχέτιση για τον συντελεστή συναγωγής η οποία δεν θα περιείχε όρους εξαρτώμενους από την σύσταση του εργαζόμενου μέσου, καθώς η σύσταση αποτελεί άγνωστο μέγεθος στο πρόβλημα μας. Όμως παράλληλα αναζητήθηκε συσχέτιση όπου ο συντελεστής συναγωγής θα είναι συνάρτηση τόσο της πίεσης όσο και της θερμοκρασίας αλλά και της μέσης ταχύτητας του εμβόλου ώστε να λαμβάνει υπόψη την κίνηση του αερίου μέσα στον θάλαμο της μηχανής αλλά και την επίδραση της καύσης στην μετάδοση θερμότητας.

Η εξίσωση που χρησιμοποιήθηκε για τον συντελεστή συναγωγής δίνεται από την ακόλουθη σχέση, [5]:

$$h = 0.00767 * C_{\varepsilon}^{0.333} * (P * T)^{0.5} \quad (2.4.1)$$

Στην εξίσωση (2.4.1),  $C_{\varepsilon}$  είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου που αποτελεί ένδειξη της κίνησης του αερίου στον κύλινδρο, και  $P$ ,  $T$  είναι η πίεση και η απόλυτη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου σε  $N/m^2$  και σε  $K$  αντίστοιχα.

Λαμβάνοντας τον συντελεστή συναγωγής από την (2.4.1), μπορούμε στη συνέχεια να υπολογίσουμε την μετάδοση θερμότητας



μεταξύ των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και του εργαζόμενου μέσου από την εξίσωση, [1]:

$$\frac{dQ_W}{d\theta} = h * A_{WALL} * (T_{WALL} - T)/(6 * n) \quad (2.4.2)$$

Στην εξίσωση (2.4.2),  $A_{WALL}$  και  $T_{WALL}$  είναι η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου αντίστοιχα ενώ  $n$  είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε rpm.

## 2.5 ΜΟΝΤΕΛΟ ΡΥΘΜΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE ΕΝΟΣ ΟΡΟΥ

Ένα αρκετά σύνηθες μοντέλο υπολογισμού του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά την μοντελοποίηση με απλά μοντέλα της λειτουργίας του κινητήρα Diesel αποτελεί η ημιεμπειρική συσχέτιση που δίνεται από τη συνάρτηση Wiebe με έναν όρο, [1]:

$$x_b(\varphi) = 1 - \exp\left(-a * \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\Delta\varphi_b}\right)^{m+1}\right) \quad (2.5.1)$$

Στην εξίσωση (2.5.1),  $x_b$  είναι το κλάσμα μάζας του καυσίμου (έναντι του συνολικού καυσίμου), που έχει καεί μέχρι τη γωνία στροφάλου  $\varphi$ , και  $\varphi_0$  και  $\Delta\varphi_b$  είναι η γωνία έναρξης καύσης και η διάρκεια της καύσης σε μοίρες γωνίας στροφάλου. Οι παράμετροι  $a$  και  $m$  προσδιορίζονται για κάθε κινητήρα από την επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων, όπως θα εκτεθεί στην παρούσα διπλωματική εργασία, ώστε ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας από την εξίσωση (2.5.1) να συμφωνεί σε καλό βαθμό με τον αντίστοιχο πειραματικό που προκύπτει από την επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πιέσεων.

Με βάση την εξίσωση (2.5.1) προκύπτουν και τα ακόλουθα μεγέθη που μας ενδιαφέρουν κατά την ανάλυση της λειτουργίας ενός κινητήρα, ( $H_u$  η θερμογόνο δύναμη του καυσίμου και  $m_k$  το συνολικά καιγόμενο καύσιμο):

- Επισωρευτική έκλυση θερμότητας καύσης, [1]

$$Q_B(\varphi) = m_k * H_u * x_b(\varphi) \quad (2.5.2)$$

- Ρυθμός έκλυσης θερμότητας καύσης, [1]

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = m_k * H_u * \frac{dx_b}{d\varphi} \quad (2.5.3)$$

Οι τιμές των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe ενός όρου κυρίως επηρεάζονται από τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα, από τις στροφές λειτουργίας, από το κλάσμα μάζας καυσίμου στην έναρξη της συμπίεσης και από την πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου στην αρχή της συμπίεσης, [10], [11].

## 2.6 ΜΟΝΤΕΛΟ ΡΥΘΜΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE ΔΥΟ ΟΡΩΝ

Στην περίπτωση όπου έχουμε σημαντικό ποσό καύσης προανάμιξης η μοντελοποίηση του ρυθμού καύσης του καυσίμου με συνάρτηση Wiebe ενός όρου δεν δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα που να συμφωνούν καλά με τα πειραματικά δεδομένα.

Σε αυτή την περίπτωση χρησιμοποιείται αντί της εξίσωσης (2.5.1), μία τροποποίηση της στην οποία εμφανίζονται δύο όροι και τρεις επιπλέον παράμετροι. Αυτό παρέχει πληρέστερη απεικόνιση του μηχανισμού της καύσης.

Η χρησιμοποιούμενη συσχέτιση είναι του μοντέλου Wiebe με δύο όρους όπου έχει την μορφή, [6]:

$$x_b(\varphi) = p * \left( 1 - \exp\left(-\left(\frac{\varphi-\varphi_0}{a_1}\right)^{m_1+1}\right)\right) + (1-p) * \left( 1 - \exp\left(-\left(\frac{\varphi-\varphi_0}{a_2}\right)^{m_2+1}\right)\right) \quad (2.6.1)$$

Σε αυτή την περίπτωση οι παράμετροι που βρίσκονται από την επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος είναι οι  $p$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ .

Με βάση την εξίσωση (2.6.1) προκύπτουν και τα ακόλουθα μεγέθη που μας ενδιαφέρουν κατά την ανάλυση της λειτουργίας ενός κινητήρα ( $H_u$  η θερμογόνο δύναμη του καυσίμου και  $m_k$  το συνολικά καιγόμενο καύσιμο):

- Επισωρευτική έκλυση θερμότητας καύσης, [1]

$$Q_B(\varphi) = m_k * H_u * x_b(\varphi) \quad (2.6.2)$$

- Ρυθμός έκλυσης θερμότητας καύσης, [1]

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = m_k * H_u * \frac{dx_b}{d\varphi} \quad (2.6.3)$$

Οι τιμές των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων κυρίως επηρεάζονται από τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα, από τις στροφές λειτουργίας, από το κλάσμα μάζας καυσίμου στην έναρξη της συμπίεσης, από την πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου στην αρχή της συμπίεσης και από τους παράγοντες που επηρεάζουν την προανάμιξη του καυσίμου με αέρα κατά την έγχυση καυσίμου στο θάλαμο καύσης, [10]-[11] (λειτουργία εγχυτήρα)

## 2.7 ΤΟ ΜΟΝΟΖΩΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Στο μονοζωνικό μοντέλο ο θάλαμος καύσης θεωρείται σαν ένας ενιαίος όγκος μίγματος με ομοιόμορφες ιδιότητες μη εξαρτώμενες από τη θέση. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας καύσης περιγράφεται με τη χρήση συνάρτησης ρυθμού έκλυσης θερμότητας, όπου και εισάγεται η χρήση των κατάλληλων συναρτήσεων Wiebe με έναν ή δύο όρους.

Ο όγκος του εργαζόμενου μέσου μεταβάλλεται συνεχώς με τη γωνία στροφάλου (βλέπε παράγραφο 2.1), ενώ η μάζα του εργαζόμενου μέσου μεταβάλλεται στη διάρκεια της καύσης και της εναλλαγής αερίων.

Στην ανάλυση του κλειστού κύκλου του κινητήρα Diesel η ατμοποίηση του καυσίμου συνήθως δεν λαμβάνεται υπόψη οπότε κατά τον κλειστό κύκλο ο 1<sup>ος</sup> θερμοδυναμικός νόμος για το εργαζόμενο μέσο έχει ως ακολούθως, [3]:

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{dQ_{fuel}}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} - p * \frac{dV}{d\phi} \quad (2.7.1)$$

Επιπλέον η καταστατική εξίσωση του τελείου αερίου δίνει:

$$P * V = m * R * T \quad (2.7.2)$$

Στην εξίσωση (2.7.1), U είναι η συνολική εσωτερική ενέργεια του εργαζόμενου μέσου,  $Q_{fuel}$  είναι η εκλυόμενη θερμότητα από την καύση, η οποία μπορεί να υπολογιστεί από τις συναρτήσεις Wiebe αν οι παράμετροι τους είναι δεδομένες,  $Q_w$  είναι η συναλλασσόμενη θερμότητα μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου όπως υπολογίζεται από τις εξισώσεις της παραγράφου 2.4 και V είναι ο όγκος του εργαζόμενου μέσου (όγκος του θαλάμου καύσης) όπως υπολογίζεται από τις εξισώσεις της παραγράφου 2.1.

Στο δεύτερο τμήμα των υπολογισμών της παρούσας διπλωματικής εργασίας με δεδομένες τις τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe και της αρχής και διάρκειας της καύσης προκύπτει από το μονοζωνικό μοντέλο (εξισώσεις 2.7.1 και 2.7.2) το θεωρητικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κλειστού κύκλου της μηχανής. Για να γίνει ο υπολογισμός αυτός πρώτα μετασχηματίζεται η εξίσωση 2.7.1 σε μια απλούστερη μορφή:

$$\begin{aligned} \frac{dU}{d\phi} &= \frac{dQ_{fuel}}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} - p * \frac{dV}{d\phi} \Rightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{d(m*u)}{d\phi} &= \frac{dQ_{fuel}}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} - p * \frac{dV}{d\phi} \Rightarrow \\ \Leftrightarrow m * \frac{du}{dT} * \frac{dT}{d\phi} + u * \frac{dm}{d\phi} &= \frac{dQ_{fuel}}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} - p * \frac{dV}{d\phi} \Rightarrow \text{(θεωρώντας το} \\ &\text{dm/d}\phi \text{ μικρό σε σχέση με τους άλλους όρους)} \\ \Leftrightarrow m * \frac{R}{\gamma-1} * \frac{dT}{d\phi} &= \frac{dQ_{fuel}}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} - p * \frac{dV}{d\phi} \end{aligned} \quad (2.7.3)$$

Από την καταστατική εξίσωση των τελείων αερίων παίρνουμε με διαφόριση θεωρώντας το  $dm/d\phi$  μικρό την ακόλουθη σχέση:

$$dp * V + p * dv = m * R * dT \quad (2.7.4)$$

Αντικαθιστώντας την (2.7.4) στην (2.7.3) και μετά από πράξεις καταλήγουμε στην εξίσωση που χρησιμοποιούμε στην παρούσα διπλωματική εργασία, [4]:

$$\frac{1}{\gamma-1} * V * \frac{dp}{d\phi} + \frac{\gamma}{\gamma-1} * p * \frac{dV}{d\phi} = \frac{dQ_{fuel}}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} \quad (2.7.5)$$

Η εξίσωση (2.7.5) με κατάλληλη αριθμητική ολοκλήρωση μπορεί να μας δώσει είτε τις τιμές  $p(\phi)$  με δεδομένες τιμές του δεξιού μέλους ή μπορεί να μας δώσει το  $dQ_{fuel}/d\phi$  με δεδομένες τις τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια της καύσης (ρυθμός έκλυσης θερμότητας) από τις οποίες στη συνέχεια μπορούν να υπολογιστούν οι

τιμές των παραμέτρων Wiebe (βέβαια στην εργασία αυτή δίνεται σαν δεδομένο το δεξί μέλος της εξίσωσης (2.7.5) οπότε άμεσα προκύπτει το  $dQ_{\text{fuel}}/d\phi$  και οι τιμές των παραμέτρων Wiebe) . Και οι δύο τρόποι χρήσης της 2.7.5 θα περιγραφούν στις επόμενες παραγράφους της εργασίας.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

### ΜΕΘΟΔΟΙ ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ

Σε αυτό το κεφάλαιο θα δοθεί η θεωρία βάσει της οποίας γίνονται οι αριθμητικοί υπολογισμοί των διαφορών μεγεθών κατά την επεξεργασία των δεδομένων της εργασίας

#### 3.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ 1<sup>ης</sup> ΠΑΡΑΓΩΓΟΥ

Επειδή στα δεδομένα δόθηκαν διακριτές τιμές των μεγεθών για τις διαφορετικές τιμές της γωνίας στροφάλου και επειδή στις χρησιμοποιούμενες εξισώσεις γίνεται χρήση της 1ης παραγώγου των μεγεθών αυτών, έπρεπε να βρεθεί ένας τρόπος αριθμητικού υπολογισμού της 1ης παραγώγου για αυτά τα μεγέθη καθώς δεν υπήρχαν αναλυτικές εξισώσεις που να τα περιγράφουν. Ακολουθεί μια σύντομη αναφορά στη θεωρία που χρησιμοποιήθηκε.

Υπάρχουν διάφορες εξισώσεις που βασίζονται σε αριθμητική ανάλυση για τον υπολογισμό της 1<sup>ης</sup> παραγώγου ενός μεγέθους σε κάποιο σημείο έστω  $x_0$ . Στην παρούσα διπλωματική εργασία ο υπολογισμός της 1<sup>ης</sup> παραγώγου οιασδήποτε συνάρτησης  $f(\varphi)$  για οιαδήποτε γωνία στροφάλου « $\varphi$ » έγινε με τη χρήση της σειράς Taylor της οποίας το ανάπτυγμα στη θέση  $\varphi_0$  δίνει για  $\varphi = \varphi_0 + h$ , [9]:

$$F(\varphi_0 + h) = F(\varphi_0) + \frac{dF}{d\varphi}_{\varphi=\varphi_0} * h + 0.5 * \frac{d^2F}{d\varphi^2}_{\varphi=\xi_1} * h^2 \quad (3.1.1)$$

Επιλυόμενη η (3.1.1) ως προς τη τιμή της 1<sup>ης</sup> παραγώγου για  $\varphi = \varphi_0$  δίνει:

$$\frac{dF}{d\varphi}_{\varphi=\varphi_0} = (F(\varphi_0 + h) - F(\varphi_0))/h \quad (3.1.2)$$

Το σφάλμα από τη χρήση της 3.1.2 είναι της τάξης του  $h$  και για μικρό  $h$  δίνει καλά αποτελέσματα.

## 3.2 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΟΛΟΚΛΗΡΩΣΗ

Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται στους υπολογισμούς ο σωρευτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας που αποτελεί το ορισμένο ολοκλήρωμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας ο οποίος δίνεται με διακριτές τιμές για διαφορετικές τιμές της γωνίας στροφάλου. Ακολουθεί μια σύντομη αναφορά στη θεωρία που χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό αυτού του ορισμένου ολοκληρώματος (σωρευτικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας).

Αν μια συνάρτηση  $f(\varphi)$  είναι συνεχής στο διάστημα  $[a, \beta]$  και το αόριστο ολοκλήρωμα της  $F(\varphi)$  είναι γνωστή συνάρτηση, τότε το ορισμένο ολοκλήρωμα της συνάρτησης αυτής στο διάστημα αυτό υπολογίζεται από το γνωστό τύπο:

$$\int_a^\beta f(\varphi) d\varphi = F(\beta) - F(a) \quad (3.2.1)$$

Όμως πολλές φορές το αόριστο ολοκλήρωμα δεν είναι εύκολο να βρεθεί, ή και αν βρεθεί είναι εξαιρετικά πολύπλοκη συνάρτηση. Σε τέτοια περίπτωση ο υπολογισμός του ορισμένου ολοκληρώματος από την (3.2.1) είναι αρκετά δύσκολος. Αυτό οδήγησε σε διάφορες μεθόδους προσέγγισης για τον υπολογισμό του ορισμένου ολοκληρώματος, οι οποίοι αναφέρονται κατωτέρω, [9]:



- **Κανόνας του ορθογωνίου**

Έστω ότι η συνάρτηση  $y = f(\varphi)$  είναι ορισμένη και συνεχής στο διάστημα  $[\alpha, \beta]$ . Για να υπολογίσουμε το ορισμένο ολοκλήρωμα

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(\varphi) d\varphi$$

Υποδιαιρούμε το διάστημα  $[\alpha, \beta]$  σε  $n$  ίσα υποδιαστήματα με τα σημεία  $\alpha = x_0, x_1, x_2, \dots, x_n = \beta$ . Το κάθε ένα από τα υποδιαστήματα αυτά θα έχει μήκος

$$h = (\beta - \alpha) / n.$$

Θεωρούμε τώρα το άθροισμα

$$f(\varphi_0) \cdot h + f(\varphi_1) \cdot h + \dots + f(\varphi_{n-1}) \cdot h$$

Το άθροισμα αυτό παριστάνει μια προσέγγιση στο εμβαδόν που επιζητούμε, με ενδιάμεσα παραλληλόγραμμα. Έτσι προσεγγιστική έκφραση του ολοκληρώματος της  $f(\varphi)$  στο  $[\alpha, \beta]$  αποτελεί η έκφραση:

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(\varphi) d\varphi = f(\varphi_0) \cdot h + f(\varphi_1) \cdot h + \dots + f(\varphi_{n-1}) \cdot h \quad (3.2.2)$$

Αυτός είναι ο σύνθετος τύπος του ορθογωνίου. Η απλούστερη μορφή αυτού είναι:

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(\varphi) d\varphi = f(\varphi_a) \cdot (\beta - \alpha) \quad (3.2.3)$$

που λέγεται απλός κανόνας ή απλός τύπος του Ορθογωνίου.

Είναι φανερό ότι όσο λεπτότερη γίνει η διαμέριση του διαστήματος  $[\alpha, \beta]$  τόσο μικρότερο είναι το σφάλμα από την αριθμητική ολοκλήρωση.

- **Κανόνας του τραπεζίου**

Έστω ότι η συνάρτηση  $y = f(\varphi)$  είναι ορισμένη και συνεχής στο διάστημα  $[\alpha, \beta]$ . Για να υπολογίσουμε το ορισμένο ολοκλήρωμα

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(\varphi) d\varphi$$

Υποδιαιρούμε το διάστημα  $[\alpha, \beta]$  σε  $n$  ίσα υποδιαστήματα με τα σημεία  $\alpha = x_0, x_1, x_2, \dots, x_n = \beta$ . Το κάθε ένα από τα υποδιαστήματα αυτά θα έχει μήκος

$$h = (\beta - \alpha) / n.$$

Επιπλέον η τιμή της συνάρτησης στα ανωτέρω σημεία έστω ότι είναι  $y_0, y_1, y_2, \dots, y_n$ .

Αν η καμπύλη  $y = f(\varphi)$ , προσεγγιστεί από την τεθλασμένη γραμμή που σχηματίζεται από τα σημεία  $(x_0, y_0), (x_1, y_1), \dots, (x_n, y_n)$ , τότε το ορισμένο ολοκλήρωμα της  $f$  στο διάστημα  $[\alpha, \beta]$ , προσεγγίζεται από ένα άθροισμα ορθογώνιων τραπεζίων  $S_1, S_2, \dots, S_n$  όπου

$$S_1 = (y_0 + y_1) / 2 * h$$

$$S_2 = (y_1 + y_2) / 2 * h$$

.

.

$$S_n = (y_{n-1} + y_n) / 2 * h$$

Οπότε προκύπτει ο ακόλουθος προσεγγιστικός τύπος για τον υπολογισμό του ορισμένου ολοκληρώματος:

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(\varphi) d\varphi = h * \left( \frac{y_0 + y_n}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1} \right) \quad (3.2.4)$$

Η εξίσωση (3.2.4) αποτελεί τον σύνθετο τύπο του τραπεζίου. Η απλούστερη μορφή αυτού είναι

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(\varphi) d\varphi = h * \frac{y_{\alpha} + y_{\beta}}{2} \quad (3.2.5)$$

που λέγεται απλός κανόνας ή απλός τύπος του τραπεζίου.

Με αυτό τον τύπο επιτυγχάνεται καλύτερη προσέγγιση από εκείνη που επιτυγχάνεται με τον κανόνα του ορθογωνίου και αυτός ο τύπος χρησιμοποιείται στη εργασία μας για τον υπολογισμό του

σωρευτικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας από τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

### 3.3 ΕΠΙΛΥΣΗ ΔΙΑΦΟΡΙΚΗΣ ΕΞΙΣΩΣΗΣ 1<sup>ης</sup> ΤΑΞΗΣ ΜΕ ΤΗΝ ΜΕΘΟΔΟ EULER, [9]

Στην παρούσα εργασία οι τιμές της θερμοκρασίας που δίνονται διαπιστώθηκε ότι δεν συμφωνούν με αυτές που προκύπτουν από την καταστατική εξίσωση. Για αυτό χρησιμοποιήθηκε η καταστατική εξίσωση στη μορφή

$$\{P^*(dV/d\phi) + V^*(dP/d\phi)\}/(m^*R) = (dT/d\phi) \quad (3.3.1)$$

Από την εξίσωση (3.3.1) προέκυψαν οι τιμές της θερμοκρασίας για διάφορες τιμές της γωνίας στροφάλου με την μέθοδο που αναλύεται ακολούθως:

Το αντικείμενο της μεθόδου Euler είναι να ληφθεί μία προσέγγιση για τη συνάρτηση  $y$  στο καλώς ορισμένο πρόβλημα αρχικών τιμών:

$$y' = f(x, y), \quad a \leq x \leq b, y(a) = y_0 \quad (3.3.2)$$

Βεβαίως δεν θα ληφθεί μια συνεχής προσέγγιση της λύσης  $y(x)$ . Αντί για αυτό οι προσεγγίσεις της  $y$  θα παραχθούν σε διακεκριμένα σημεία που λέγονται κόμβοι του διαστήματος  $[a, \beta]$ . Μόλις βρεθεί η κατά προσέγγιση λύση στα σημεία αυτά, η κατά προσέγγιση λύση σε άλλα σημεία στο διάστημα αυτό μπορεί να ληφθεί με παρεμβολή.

Για την λύση του προβλήματος θεωρούμε ότι οι κόμβοι  $\{x_0, x_1, x_2, \dots, x_n\}$  κατανέμονται εξίσου σε όλο το διάστημα  $[a, \beta]$ , όπου:

$$x_i = a + i \cdot h, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, n$$

Η κοινή απόσταση μεταξύ των κόμβων,  $h = (\beta - \alpha)/n$ , ονομάζεται μέγεθος βήματος.

Θα χρησιμοποιηθεί το θεώρημα του Taylor για να οδηγηθούμε στην μέθοδο του Euler.

Υποθέτουμε ότι η  $y(x)$ , μοναδική λύση της (3.3.2) έχει δύο συνεχείς παραγώγους στο διάστημα  $[\alpha, \beta]$  ώστε για κάθε  $i=0,1,2,\dots,n-1$  να είναι:

$$y(x_{i+1}) = y(x_i) + (x_{i+1} - x_i) * y'(x_i) + (x_{i+1} - x_i)^2 / 2 * y''(\xi_i) \quad (3.3.3)$$

για κάποιο αριθμό  $\xi_i$  στο  $(x_i, x_{i+1})$

Αν  $h = x_{i+1} - x_i$ , τότε

$$y(x_{i+1}) = y(x_i) + h * y'(x_i) + h^2 / 2 * y''(\xi_i) \quad (3.3.4)$$

Αφού η  $y(x)$  ικανοποιεί την εξίσωση (3.3.2) θα έχουμε:

$$y(x_{i+1}) = y(x_i) + h * f'(x_i, y(x_i)) + h^2 / 2 * y''(\xi_i) \quad (3.3.5)$$

Η μέθοδος του Euler δημιουργεί την προσέγγιση  $y_i = y(x_i)$  για κάθε  $i = 0, 1, 2, \dots, n$ , διαγράφοντας τον τρίτο όρο από την (3.3.5), έτσι έχουμε:

$$y_0 = y(\alpha)$$

$$y_{i+1} = y_i + h * f'(x_i, y(x_i)), \quad i=0, 1, 2, \dots, n-1 \quad (3.3.6)$$

### **3.4 ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΕΥΘΕΙΑ ΜΕ ΤΗΝ ΜΕΘΟΔΟ ΕΛΑΧΙΣΤΩΝ ΤΕΤΡΑΓΩΝΩΝ, [9]**

Σε πολλά πειράματα παρατηρείται μια γραμμική συσχέτιση ανάμεσα στα μετρούμενα μεγέθη. Για παράδειγμα, η ταχύτητα ενός

σώματος το οποίο εκτελεί ελεύθερη πτώση, μεταβάλλεται γραμμικά με το χρόνο, εφόσον αγνοήσουμε την αντίσταση του αέρα. Τοποθετώντας τα σημεία σε ένα διάγραμμα, βλέπουμε ότι αυτά προσεγγίζουν μια ευθεία γραμμή. Το επόμενο βήμα είναι να βρεθεί η κλίση της ευθείας η οποία προσεγγίζει περισσότερο αυτά τα σημεία, και το σημείο στο οποίο αυτή τέμνει τον άξονα  $y$  (τεταγμένη). Σε κάθε περίπτωση δεν περιμένουμε η ευθεία να διέρχεται από όλα τα σημεία, λόγω της παρουσίας τυχαίων σφαλμάτων. Μπορούμε να βρούμε προσεγγιστικές τιμές τόσο για τη κλίση όσο και για τη τεταγμένη, εάν σχεδιάσουμε μια ευθεία η οποία να διέρχεται ανάμεσα από τα διεσπαρμένα σημεία. Η ακριβέστερη όμως μέθοδος για να το πετύχουμε αυτό είναι η μέθοδος των ελαχίστων τετραγώνων.

Έστω λοιπόν ότι τα σημεία μας ακολουθούν μία κανονική κατανομή Gauss. Έστω επιπλέον ότι για κάθε τιμή της μεταβλητής  $x$ , οι αντίστοιχες τιμές του  $y$  κατανέμονται γύρω από μία μέση τιμή με κάποια απόκλιση. Παρά το γεγονός ότι για κάθε τιμή του  $x$  θα υπάρχει μια διαφορετική τιμή του  $y$ , υποθέτουμε ότι η απόκλιση των τιμών του  $y$  είναι η ίδια για κάθε τιμή του  $x$ .

Η διαδικασία μέσω της οποίας βρίσκουμε την ευθεία με την βέλτιστη προσέγγιση είναι η ακόλουθη:

Εάν δεν υπάρχουν καθόλου τυχαία σφάλματα, όλες οι πειραματικές τιμές του  $y$  θα βρίσκονται σε μια ευθεία με εξίσωση

$$y = m \cdot x + b \quad (3.4.1)$$

Για μία δεδομένη τιμή του  $x$  (την οποία συμβολίζουμε με  $x_i$ ) η αντίστοιχη τιμή του  $y$  (η οποία συμβολίζεται με  $y_i$ ) θα διαφέρει από την ιδανική τιμή, η οποία δεν περιέχει σφάλμα, κατά μια ποσότητα

$$y_i - (m * x_i + b) \quad (3.4.2)$$

Με την μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων υπολογίζονται κατάλληλες τιμές των σταθερών  $m$  και  $b$  για τις οποίες ελαχιστοποιείται η ακόλουθη παράσταση:

$$\Phi(m, b) = \sum (y_i - (m * x_i + b))^2 \quad (3.4.3)$$

Με βάση τα παραπάνω παίρνουμε τις τιμές των  $m$  και  $b$  οι οποίες δίνονται από τις εξισώσεις:

$$m = \frac{N * \sum (x_i * y_i) - (\sum x_i) * \sum y_i}{N * \sum (x_i^2) - (\sum x_i)^2} \quad (3.4.4)$$

Και

$$b = \frac{\sum y_i - m * \sum x_i}{N} \quad (3.4.5)$$

Ένας εύκολος τρόπος με τον οποίο μπορούμε να βρούμε την ευθεία ελαχίστων τετραγώνων είναι να κάνουμε το γράφημα των σημείων με το πρόγραμμα Microsoft Excel και στη συνέχεια στο γράφημα να προσθέσουμε μια γραμμή τάσης (trendline).

## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4**

### **ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΞΑΓΩΓΗ ΤΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΤΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE ΚΑΙ ΓΙΑ ΤΗ ΛΗΨΗ ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΥ ΔΥΝΑΜΟΔΕΙΚΤΙΚΟΥ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ**

Σε αυτό το κεφάλαιο δίνεται η ροή των υπολογισμών που ακολουθήθηκε στην παρούσα εργασία προς προσδιορισμό των ζητούμενων μεγεθών.

#### **4.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ**

Πριν αναπτυχθούν η μεθοδολογία και οι υπολογισμοί της εργασίας είναι σκόπιμο να αναφερθούν τα δεδομένα της εργασίας και τα ζητούμενα από αυτήν.

Η παρούσα εργασία αναφέρεται σε ένα δίχρονο ναυτικό κινητήρα με τα ακόλουθα γεωμετρικά δεδομένα:

- Αριθμός κυλίνδρων – 6
- Διάμετρος εμβόλου – 700 mm
- Διαδρομή εμβόλου – 2800 mm
- Μήκος διωστήρα – 2850.2 mm
- Λόγος συμπίεσης – 18.5
- Τύπος μηχανής – 6S70MC- C8
- Άνοιγμα εξαγωγής – 71 μοίρες προ του ΚΝΣ
- Κλείσιμο εξαγωγής – 85 μοίρες μετά το ΚΝΣ

- Άνοιγμα εισαγωγής – 55 μοίρες πριν το ΚΝΣ
- Κλείσιμο εισαγωγής – 55 μοίρες μετά το ΚΝΣ

Για αυτή τη μηχανή για φορτίο 25%, 35%, 50%, 75% και 100%, για Καύσιμο με θερμογόνο δύναμη 9469.3 Kcal/Kg και για ταχύτητα περιστροφής 60 rpm, 60 rpm, 75 rpm, 86 rpm και 94 rpm αντίστοιχα δόθηκαν για κάθε ένα από τους έξι κυλίνδρους αρχεία που περιέχουν 7 στήλες μέτρησης όπου έχουμε:

- 1<sup>η</sup> στήλη – Γωνία στροφάλου μετρούμενη από ΚΝΣ
- 2<sup>η</sup> στήλη – Πίεση σε bar
- 4<sup>η</sup> στήλη – Συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας σε Joule/deg
- 5<sup>η</sup> στήλη – Μέση θερμοκρασία σε °C
- 6<sup>η</sup> στήλη – η παράγωγος της πίεσης (bar/deg)
- 7<sup>η</sup> στήλη – Η επισωρευτική συνολική έκλυση θερμότητας (ολοκλήρωμα της 4<sup>ης</sup> στήλης)

Επιπλέον για κάθε μία από τις ανωτέρω περιπτώσεις ήταν γνωστή σαν δεδομένο η θερμοκρασία κάθε κυλίνδρου της μηχανής.

Στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας τέθηκαν δύο προβλήματα:

Στο 1<sup>ο</sup> που θα το καλούμε ευθύ με βάση τα δεδομένα και τις μετρήσεις υπολογίσθηκαν:

- Η επισωρευτική έκλυση θερμότητας από τη καύση καυσίμου
- Η εξ αυτής εξαγόμενες σταθερές Wiebe για κάθε μία από τις περιπτώσεις που διαθέτουμε μετρήσεις.

Στο 2<sup>ο</sup> που θα το καλέσουμε αντίστροφο με βάση το μονοζωνικό μοντέλο για κάθε μία από τις περιπτώσεις που έχουν εξαχθεί οι σταθερές Wiebe προσδιορίστηκε θεωρητικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων



και συγκρίθηκε με το αντίστοιχο πειραματικό. Από τη σύγκριση τους όπως είναι φυσικό θα φανεί κατά πόσο είναι επιτυχής η θεώρηση της εξίσωσης Wiebe για την μοντελοποίηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας από την καύση καυσίμου.

Στις επόμενες παραγράφους θα αναλυθούν οι υπολογισμοί που έγιναν για το ευθύ πρόβλημα και στη συνέχεια οι υπολογισμοί που έγιναν για το αντίστροφο πρόβλημα.

## **4.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΠΙΣΩΡΕΥΤΙΚΗΣ ΕΚΛΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΚΑΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ**

Από κάθε αρχείο μετρήσεων από όλα τα μετρούμενα μεγέθη χρησιμοποιήθηκαν τα ακόλουθα βασικά μεγέθη:

- Γωνία στροφάλου
- Πίεση
- Ρυθμός έκλυσης θερμότητας
- Θερμοκρασία από τη γωνία που μας δίνεται ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας (150°)

Τα υπόλοιπα μεγέθη προκύπτουν από τα βασικά ως εξής:

- Η παράγωγος της πίεσης από την παράγραφο 3.1 με βήμα μία μοίρα
- Η θερμοκρασία από την διαφορική εξίσωση
$$dp/p + dV/V = dT/T \quad (4.2.1)$$

με εφαρμογή της μεθόδου Euler, παράγραφος 3.3, με βήμα μία μοίρα, με δεδομένη αρχική θερμοκρασία στην αρχή των υπολογισμών.

- Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση με NHRR δεδομένο.

$$dQ_{ch}/d\varphi = NHRR - dQ_w/d\varphi \quad (4.2.2)$$

όπου το  $dQ_w/d\varphi$  υπολογίζεται με χρήση των εξισώσεων της παραγράφου 2.4.

- Ο επισωρευτικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας από την καύση καυσίμου προκύπτει από την αριθμητική ολοκλήρωση με τη μέθοδο του τραπεζίου σύμφωνα με την παράγραφο 3.2 του αντίστοιχου ρυθμού έκλυσης θερμότητας θεωρώντας ότι η αρχική του τιμή δηλ. στην αρχή της καύσης είναι ίση με μηδέν.

Στη συνέχεια θα γίνει αναφορά στη μεθοδολογία προσδιορισμού της αρχής και του τέλους της καύσης.

Για την αρχή της καύσης χρησιμοποιήθηκε ως κριτήριο η ικανοποίηση των ακόλουθων συνθηκών 1 – 3, ή η ικανοποίηση των 2 και 3 αν δεν εμφανίζεται το 1:

1. Γωνία αρχής καύσης > Γωνία όπου η εντροπία πιάνει τοπικό ελάχιστο
2. Γωνία αρχής καύσης τέτοια ώστε το  $dQ_{ch}/d\varphi > 0$
3. Γωνία αρχής καύσης τέτοια ώστε η παράσταση  $dQ_{ch}/d\varphi$  να είναι γνησίως αύξουσα συνάρτηση του  $\varphi$  για αρκετές μοίρες γωνίας στροφάλου μετά την γωνία έναρξης της καύσης.

Για το τέλος της καύσης χρησιμοποιήθηκε το ακόλουθο απλό κριτήριο:

- Γωνία τέλους καύσης > Γωνία αρχής καύσης και για την επόμενη γωνία από την γωνία τέλους της καύσης το  $dQ_{ch}/d\varphi$  να γίνεται για 1<sup>η</sup> φορά αρνητικό μετά την αρχή της καύσης.

Η χρήση αυτών των κριτηρίων για την εύρεση της αρχής και του τέλους της καύσης είχε σαν αποτέλεσμα τα  $dQ_{ch}/d\phi$  και  $Q_{ch}$  μετά την επεξεργασία τους να δώσουν παραμέτρους Wiebe με τις οποίες τα αποτελέσματα στο αντίστροφο πρόβλημα ήταν ικανοποιητικά.

### 4.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE

Το προφίλ του κλάσματος μάζας του καυσίμου που έχει καεί σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου χρησιμοποιείται για να συνδέσει το ρυθμό καύσης με χαρακτηριστικά του κινητήρα όπως τον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης και την ισχύ. Η συνάρτηση Wiebe ταιριάζει με το χαρακτηριστικό «S» προφίλ που απεικονίζει το καιόμενο κλάσμα της μάζας καυσίμου σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου και χρησιμοποιείται ευρύτατα στη μοντελοποίηση κινητήρων. Σε πολλές περιπτώσεις καθώς ο ρυθμός καύσης μεταβάλλεται με τη γωνία στροφάλου η συνάρτηση Wiebe ενός όρου δεν ταιριάζει ικανοποιητικά με το προφίλ του κλάσματος μάζας του καιόμενου καυσίμου. Για να λάβουμε σε αυτές τις περιπτώσεις καλύτερη συμφωνία με τα πειραματικά αποτελέσματα χρησιμοποιείται συνάρτηση Wiebe δύο όρων ειδικά στις περιπτώσεις που το προφίλ της καύσης δεν είναι συμμετρικό.

Σε σύγκριση με τη συνάρτηση Wiebe ενός όρου που έχει δύο παραμέτρους η συνάρτηση Wiebe δύο όρων έχει πέντε παραμέτρους. Στη πράξη συνδυάζονται δύο συνάρτησεις Wiebe ενός όρου και μία παράμετρος που καθορίζει τη συμμετοχή κάθε μιας στη διαμόρφωση του προφίλ του καιόμενου κλάσματος μάζας του καυσίμου.

Τονίζεται ότι η εύρεση συνάρτησης που δίνει ακριβή αποτελέσματα για το κλάσμα μάζας καιόμενου καυσίμου κάνει δυνατή

τη μοντελοποίηση της διεργασίας της καύσης και τη συνολική μοντελοποίηση της μηχανής για σκοπούς σχεδιασμού και βελτιστοποίησης της λειτουργίας της.

## 4.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE ΕΝΟΣ ΟΡΟΥ, [8]

Σε αυτό το τμήμα των υπολογισμών γνωρίζουμε τις τιμές του κλάσματος μάζας του καιόμενου καυσίμου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου και επιχειρούμε να προσδιορίσουμε τις τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe ενός όρου έτσι ώστε το λαμβανόμενο από τη συνάρτηση Wiebe κλάσμα μάζας καιόμενου καυσίμου να συμφωνεί καλά με τις πειραματικές τιμές.

Η συνάρτηση Wiebe ενός όρου δίνεται από την εξίσωση

$$x_b(\varphi) = 1 - \exp\left(-a * \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\Delta\varphi_b}\right)^{m+1}\right) \quad (4.4.1)$$

Όπου:

$a$  – παράμετρος απόδοσης

$m$  – παράμετρος μορφής

$x_b$  – κλάσμα μάζας καιόμενου καυσίμου

$\varphi$  – γωνία στροφάλου

$\varphi_0$  – γωνία στροφάλου όπου έχουμε έναρξη καύσης

$\Delta\varphi_b$  – διάρκεια καύσης

Έχει παρατηρηθεί ότι ο όρος « $a$ » της ανωτέρω εξίσωσης συνδέεται άμεσα με τη διάρκεια της καύσης  $\Delta\varphi_b$ . Σε αυτή την εργασία τα  $a$  και  $\Delta\varphi_b$  έχουν αντικατασταθεί από την παράμετρο « $a_1$ », ως ακολούθως:

$$x_b(\varphi) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{\varphi - \varphi_0}{a_1}\right)^{m+1}\right) \quad (4.4.2)$$

$$\text{Όπου } \alpha_1 = \alpha^{-1/(m+1)} * \Delta\varphi_b \quad (4.4.3)$$

Στην εξίσωση 4.4.2 το  $\varphi_0$  έχει καθοριστεί όπως περιγράφεται στην παράγραφο 4.2.

Αναδιατάσσοντας την εξίσωση 4.4.2 έχουμε:

$$1 - \chi b = \frac{1}{\exp\left(\left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\alpha_1}\right)^{m+1}\right)} \Rightarrow -\ln(1 - \chi b) = \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\alpha_1}\right)^{m+1} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \ln(-\ln(1 - \chi b)) = (m + 1) * \ln(\varphi - \varphi_0) - (m + 1) * \ln(\alpha_1) \quad (4.4.4)$$

Η εξίσωση 4.4.4 είναι της μορφής:

$$Y = A_1 * X + A_2 \quad (4.4.5)$$

Όπου:

$$Y = \ln(-\ln(1 - \chi b)) \quad (4.4.6)$$

$$X = \ln(\varphi - \varphi_0). \quad (4.4.7)$$

Έχοντας εκτιμήσει τα μεγέθη  $Y$  και  $X$  της (4.4.5) μπορεί να γίνει προσαρμογή της ευθείας των ελαχίστων τετραγώνων στα πειραματικά δεδομένα οπότε το  $m+1$  είναι η κλίση αυτής της ευθείας και το  $\alpha_1$  θα υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$\alpha_1 = \exp\left(\frac{(m+1)*\ln(\varphi_1 - \varphi_0) - \ln(-\ln(1 - \chi b_1))}{m+1}\right) \quad (4.4.8)$$

Όπου το  $\chi b_1$  βρίσκεται από τη τιμή του  $\varphi_1$  μέσω της εξίσωσης 4.4.5.

## 4.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΝ WIEBE ΔΥΟ ΟΡΩΝ, [8]

Σε αυτό το τμήμα των υπολογισμών γνωρίζουμε τις τιμές του κλάσματος μάζας του καιόμενου καυσίμου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου και επιχειρούμε να προσδιορίσουμε τις τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe δύο όρων έτσι ώστε το λαμβανόμενο από τη συνάρτηση Wiebe κλάσμα μάζας καιόμενου καυσίμου να συμφωνεί καλά με τις πειραματικές τιμές.

Οι παράμετροι της συνάρτησης Wiebe δύο όρων εκτιμώνται αναλυτικά ταιριάζοντας το προφίλ του κλάσματος καιόμενου καυσίμου για διακεκριμένες τιμές του στη συνάρτηση Wiebe δύο όρων.

Σε αυτή την εργασία έχουμε τον υπολογισμό πέντε παραμέτρων,  $a_1$ ,  $a_2$  – (παράμετροι απόδοσης),  $m_1$  και  $m_2$  (παράμετροι μορφής) και  $p$  (παράμετρος βάρους) στην ακόλουθη συνάρτηση:

$$x_b(\varphi) = p * \left( 1 - \exp\left(-\left(\frac{\varphi-\varphi_0}{a_1}\right)^{m_1+1}\right)\right) + (1-p) * \left( 1 - \exp\left(-\left(\frac{\varphi-\varphi_0}{a_2}\right)^{m_2+1}\right)\right) \quad (4.5.1)$$

Στην εργασία αυτή χρησιμοποιήθηκαν τα ακόλουθα πέντε σημεία του κλάσματος μάζας καιόμενου καυσίμου :

10% - 25% - 50% - 75% - 90%

Με τις αντίστοιχες γωνίες στροφάλου και βρέθηκαν δύο συναρτήσεις Wiebe ενός όρου:

Η 1<sup>η</sup> έχει χαμηλότερο ρυθμό στο πρώτο μισό της περιόδου καύσης σε σύγκριση με το 2<sup>ο</sup> μισό της περιόδου καύσης ενώ η 2<sup>η</sup> έχει ταχύτερη καύση στο 1<sup>ο</sup> μισό της περιόδου καύσης από ότι έχει στο 2<sup>ο</sup> μισό.

Με δεδομένα τα σημεία 10%, 25%, 50%, 75%, 90% οι παράμετροι Wiebe μπορούν να βρεθούν από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$m = \frac{\ln\left(\frac{\ln(1-xb1)}{\ln(1-xb2)}\right)}{\ln\left(\frac{\varphi1-\varphi0}{\varphi2-\varphi0}\right)} - 1 \quad (4.5.2)$$

$$\alpha = \exp\left(\frac{(m+1)*\ln(\varphi1-\varphi0)-\ln(-\ln(1-xb1))}{m+1}\right) \quad (4.5.3)$$

Αυτό είναι παρόμοιο με το να σχεδιαστεί το γράφημα  $\ln(-\ln(1-xb))$  συναρτήσει του  $\ln(\varphi-\varphi0)$  για τα πέντε υπόψη σημεία.

Η εκτίμηση των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων ξεκινά υποθέτοντας ότι υπάρχουν δύο χωριστά σύνολα μεταξύ των πέντε σημείων. Το 1<sup>ο</sup> σύνολο περιέχει τα σημεία 10% και 25% που περιγράφουν το 1<sup>ο</sup> μισό της περιόδου καύσης και τα σημεία 75% και 90% περιέχονται στο 2<sup>ο</sup> σύνολο που περιγράφει το 2<sup>ο</sup> μισό της περιόδου καύσης.

Έτσι από τις εξισώσεις 4.5.2 και 4.5.3 βρίσκονται τα  $m1$  και  $a1$  για  $xb1 = 10\%$  και  $xb2 = 25\%$  και αντίστοιχες γωνίες τις  $\varphi1$  και  $\varphi2$  όπως έχουμε από τους μέχρι τώρα υπολογισμούς.

Ομοίως από τις ίδιες εξισώσεις βρίσκονται τα  $m2$  και  $a2$  για  $xb1 = 75\%$  και  $xb2 = 90\%$  και αντίστοιχες γωνίες τις από τους υπολογισμούς  $\varphi1$  και  $\varphi2$ .

Η παράμετρος βάρους προκύπτει τώρα από την εξίσωση:

$$p = 1 - \exp\left(-\exp\left(\frac{(m1+1)*(m2+1)*(\ln(a1)-\ln(a2))}{(m1+1)-(m2+1)}\right)\right) \quad (4.5.4)$$

Αν και μπορούν οι υπολογισμοί να συνεχιστούν όπως αναφέρεται στη βιβλιογραφία, ([7]), για τους σκοπούς της εργασίας σταματούμε τους

υπολογισμούς στην εξίσωση 4.5.4 καθώς οι τιμές των παραμέτρων Wiebe δύο όρων που προκύπτουν δίνουν καλά αποτελέσματα.

## **4.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΑΠΟ ΚΑΘΟΡΙΣΜΕΝΕΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙΣ WIEBE**

Μετά την εύρεση των τιμών των παραμέτρων Wiebe για κάθε κύλινδρο του κινητήρα και για κάθε περίπτωση φόρτισης, υπολογίστηκε το από το μονοζωνικό μοντέλο δυναμοδεικτικό διάγραμμα και συγκρίθηκε με το αντίστοιχο πειραματικό. Αυτός ο υπολογισμός αποτέλεσε ένα είδος δοκιμής για το πόσο καλά οι ευρεθείσες συναρτήσεις Wiebe έδιναν προσέγγιση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Αυτό έγινε γιατί οι παράμετροι των συναρτήσεων Wiebe βρέθηκαν θεωρώντας την επισωρευτική έκλυση θερμότητας καύσης, και όχι το ρυθμό έκλυσης θερμότητας καθώς το τελευταίο μπορούσε να γίνει μόνο με επίλυση σιστήματος μη γραμμικών εξισώσεων εξαχθέντων από τη προσέγγιση με ελάχιστα τετράγωνα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας καύσης.

Ο υπολογισμός του θεωρητικού δυναμοδεικτικού διαγράμματος έγινε από πρόγραμμα H/Y με τα ακόλουθα δεδομένα σε κάθε περίπτωση:

- Γεωμετρικά μεγέθη του κινητήρα
- Αρχική τιμή πίεσης και θερμοκρασίας για αρχική τιμή γωνίας στροφάλου
- Γωνία έναρξης καύσης (από ευθύ πρόβλημα)
- Γωνία λήξης καύσης (από ευθύ πρόβλημα)
- Τιμή παραμέτρων Wiebe (από ευθύ πρόβλημα)
- Τιμή μάζας καιόμενου καυσίμου (από ευθύ πρόβλημα)



Όπως είναι αναμενόμενο ο υπολογισμός γίνεται για τρεις

διακεκριμένες περιοχές:

### 1. ΣΥΜΠΙΕΣΗ

Γίνεται χρήση των εξισώσεων,

$$P(\varphi + \Delta\varphi) = P(\varphi) + \frac{1}{V(\varphi)} * \left\{ (\gamma(T(\varphi)) - 1) * \frac{dQw(\varphi)}{d\varphi} - \gamma(T(\varphi)) * P(\varphi) * \frac{V(\varphi+0.1) - V(\varphi)}{0.1} \right\} \quad (4.6.1)$$

$$T(\varphi + \Delta\varphi) = \frac{P(\varphi+\Delta\varphi)*V(\varphi+\Delta\varphi)}{287*(MAZA\ ME\Sigma OY)} \quad (4.6.2)$$

### 2. ΚΑΥΣΗ

Γίνεται χρήση των εξισώσεων,

$$P(\varphi + \Delta\varphi) = P(\varphi) + \frac{1}{V(\varphi)} * \left\{ \left[ \frac{WIEBE(\varphi+0.1) - WIEBE(\varphi)}{0.1} \right] * (\gamma(T(\varphi)) - 1) + (\gamma(T(\varphi)) - 1) * \frac{dQw(\varphi)}{d\varphi} - \gamma(T(\varphi)) * P(\varphi) * \frac{V(\varphi+0.1) - V(\varphi)}{0.1} \right\} \quad (4.6.3)$$

$$m(\varphi + \Delta\varphi) = m(\varphi) + \frac{WIEBE(\varphi+\Delta\varphi)}{H_u} \quad (4.6.4)$$

$$T(\varphi + \Delta\varphi) = \frac{P(\varphi+\Delta\varphi)*V(\varphi+\Delta\varphi)}{287*m(\varphi+\Delta\varphi)} \quad (4.6.5)$$

Στις ανωτέρω εξισώσεις ο όρος  $WIEBE(\varphi) = m_f * H_u * x_b(\varphi)$  προκύπτει από τη σχέση της παραγράφου (4.6), όπου  $m_f$  είναι η συνολική μάζα του καιόμενου καυσίμου,  $H_u$  είναι η θερμογόνο δύναμη του και  $x_b(\varphi)$  το κλάσμα μάζας του καιόμενου καυσίμου όπως αυτό δίνεται από την κατάλληλη συνάρτηση  $WIEBE$ . Τα άλλα μεγέθη ( $\gamma$ ,  $V$  κλπ) εξάγονται από τους τύπους του κεφαλαίου 2.

### 3. ΑΠΟΤΟΝΩΣΗ

Γίνεται χρήση των εξισώσεων,

$$P(\varphi + \Delta\varphi) = P(\varphi) + \frac{1}{V(\varphi)} * \left\{ (\gamma(T(\varphi)) - 1) * \frac{dQw(\varphi)}{d\varphi} - \gamma(T(\varphi)) * P(\varphi) * \frac{V(\varphi+0.1) - V(\varphi)}{0.1} \right\} \quad (4.6.7)$$

$$T(\varphi + \Delta\varphi) = \frac{P(\varphi+\Delta\varphi)*V(\varphi+\Delta\varphi)}{287*(MAZA\ ME\S\S OY)} \quad (4.6.8)$$

Στις ανωτέρω εξισώσεις τα μεγέθη ( $\gamma$ ,  $V$  κλπ) εξάγονται από τους τύπους του κεφαλαίου 2 και η MAZA MEΣOY είναι η μάζα του εργαζόμενου μέσου στο τέλος της καύσης.

## 4.7 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΑΡΧΕΙΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ

Ο υπολογισμός για κάθε έναν από τους κυλίνδρους 1 – 6 και για κάθε μία από τις περιπτώσεις φορτίου 25%, 35%, 50%, 75% και 100% έγινε για λόγους απλότητας (βασικός σκοπός της εργασίας η ανάπτυξη απλοϊκής μεθοδολογίας για πρακτική εφαρμογή) σε αρχείο EXCEL. Τα αρχεία αυτά ονομάστηκαν με τον ακόλουθο τρόπο EXP(ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ)TOTAL(ΦΟΡΤΙΟ) π.χ. το αρχείο EXP2TOTAL35% είναι το αρχείο υπολογισμού για τον κύλινδρο 2 για φορτίο 35%.

Σε κάθε ένα από τα αρχεία αυτά οι υπολογισμοί γίνονται από γωνία στροφάλου 150 μοίρες για την οποία εμφανίζεται για 1<sup>η</sup> φορά μη μηδενική τιμή για τον όρο NHRR μέχρι γωνία στροφάλου 289 μοίρες. Στο αρχείο αυτό γίνονται οι υπολογισμοί τόσο για το ευθύ όσο και για το αντίστροφο πρόβλημα. Για να έχει κάποιος πρόσβαση στο περιεχόμενο του COMMAND BUTTON (στον κώδικα δηλαδή του αντίστροφου προβλήματος) θα πρέπει πρώτα να έχει ενεργοποιήσει το αντίστοιχο τμήμα μέσω του «OPTIONS» που εμφανίζεται με το άνοιγμα του αρχείου στην ένδειξη «SECURITY WARNING» κάτω από τη γραμμή εργαλείων.

Οι υπολογισμοί για το ευθύ πρόβλημα εμφανίζονται με δεδομένα στις στήλες A, B, J και στο κελί H3. Τα δεδομένα αυτά είναι η γωνία στροφάλου μετρούμενη από το ΚΝΣ, η πίεση, η μεταβολή της πίεσης ανά μοίρα και η αρχική θερμοκρασία. Ακολουθούν οι υπολογισμοί:

- Όγκος συναρτήσει της γωνίας στροφάλου από τον τύπο του ΚΕΦ. 2 – στήλη C
- Μεταβολή του όγκου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου με προς τα εμπρός διαφορά – βλέπε ΚΕΦ 3 – στήλη D.
- Θερμοκρασία αερίου και μεταβολή της στις στήλες H και I, βλέπε ΚΕΦ. 4
- Μέγεθος CP/RG για τις υπολογιζόμενες τιμές της θερμοκρασίας, βλέπε ΚΕΦ 2, στη στήλη E.
- Ισεντροπικός εκθέτης  $\gamma$  από το CP/RG, βλέπε ΚΕΦ 2, στη στήλη F
- Τιμή του NHRR από τα δεδομένα, στη στήλη G
- Τιμές των μεγεθών  $\ln(p)$ ,  $d\ln(p)$ ,  $\ln(V)$ ,  $d\ln(V)$  προς εύρεση του πολυτροπικού εκθέτη στη συμπίεση στις στήλες K μέχρι N.
- Τιμή του μέγεθους  $n = d\ln(p)/d\ln(V)$  το οποίο στη συμπίεση είναι περίπου σταθερό και παρέχει ένδειξη για τον πολυτροπικό εκθέτη στη στήλη O.
- Τιμή της μεταβολής της εντροπίας από την εξίσωση GIBBS,  $\Delta S$  και της αντίστοιχης τιμής της εντροπίας  $S$  στις στήλες P και Q.
- Τιμές των μεγεθών  $dQ_w/d\phi$  και  $dQ_{ch}/d\phi$  στις στήλες R και S, βλέπε ΚΕΦ. 2 και 4.
- Υπολογισμός των μεγεθών  $Q_{ch}$  και  $x_b$ , βλέπε ΚΕΦ 4 στις στήλες T και U.
- Υπολογισμός του μεγέθους  $\ln(-\ln(1-x_b))$  και του μεγέθους  $\ln(\phi-\phi_0)$  από τις οποίες γίνεται η προσέγγιση με ελάχιστα τετράγωνα

για τον υπολογισμό των παραμέτρων Wiebe ενός όρου στις στήλες V, W

- Υπολογισμός του μεγέθους  $\ln(-\ln(1-xb))$  όπως προκύπτει από την ευθεία ελαχίστων τετραγώνων στη στήλη Y
- Υπολογισμός των παραμέτρων Wiebe ενός όρου και δύο όρων από τις εξισώσεις του ΚΕΦ 4 στα κελιά AC 18-19 και AF 18-22 αντίστοιχα
- Υπολογισμός των  $x_b$  όπως προκύπτουν από τις εξισώσεις Wiebe στις στήλες Z και AA
- Εμφάνιση των τιμών γωνίας στροφάλου και  $x_b$  (πειραματικό) όπως και  $x_b$  από εξισώσεις Wiebe ενός και δύο όρων στις στήλες AB έως AE για να γίνουν γραφικές παραστάσεις.

Για το αντίστροφο πρόβλημα οι υπολογισμοί γίνονται μέσω προγράμματος H/Y που ενεργοποιείται με το command button «ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ». Τα δεδομένα είναι στη στήλη A και B από τη γραμμή 147 και κάτω ενώ τα αποτελέσματα εμφανίζονται στις ίδιες γραμμές στις στήλες C και D, πίεση από εξίσωση Wiebe ενός όρου και πίεση από εξίσωση Wiebe δύο όρων. Ο τρόπος υπολογισμού έχει περιγραφεί στην παράγραφο 4.6.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

# ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΤΟ ΚΛΑΣΜΑ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙΟΜΕΝΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΑΙ ΤΟ ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΛΑΜΒΑΝΟΜΕΝΟ ΔΥΝΑΜΟΔΕΙΚΤΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΠΙΕΣΕΩΝ ΓΙΑ ΚΑΘΕ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΦΟΡΤΙΣΗΣ ΓΙΑ ΚΑΘΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

### 5.1 ΓΕΝΙΚΑ

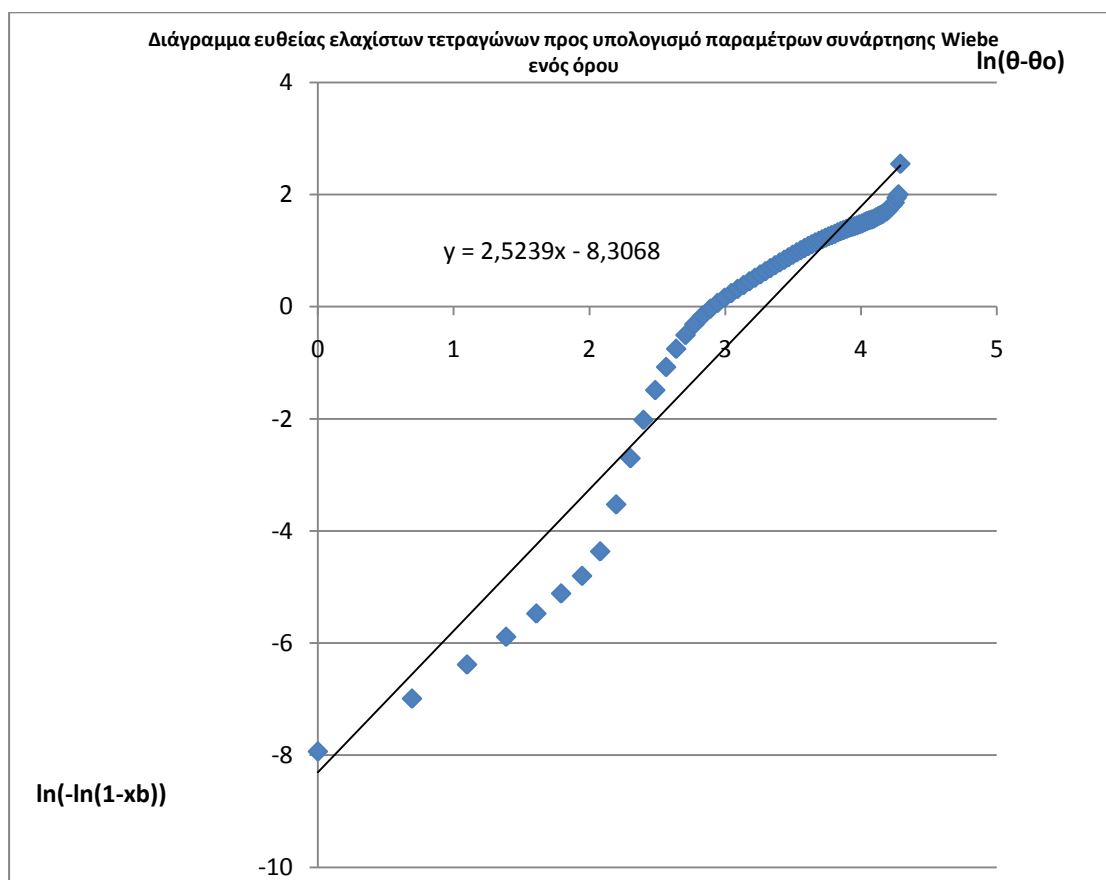
Ακολουθεί η παράθεση των διαγραμμάτων που προέκυψαν από τους υπολογισμούς για το ευθύ και το αντίστροφο πρόβλημα. Όπως έχουμε ήδη αναφέρει στο ευθύ πρόβλημα από τις πειραματικές τιμές πιέσεων και συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας λήφθηκαν οι τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe ενός και δύο όρων που περιγράφουν τον από τη καύση ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Στο αντίστροφο πρόβλημα οι τιμές των παραμέτρων Wiebe χρησιμοποιούνται σε μονοζωνικό μοντέλο ανάλυσης της λειτουργίας του κλειστού κύκλου του κινητήρα ώστε να μπορεί να προκύψει το θεωρητικά λαμβανόμενο δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων στο οποίο μπορεί κατόπιν να επιδράσει ο μελετητής βλέποντας την επίδραση σε αυτό της μεταβολής των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα που τον ενδιαφέρουν.

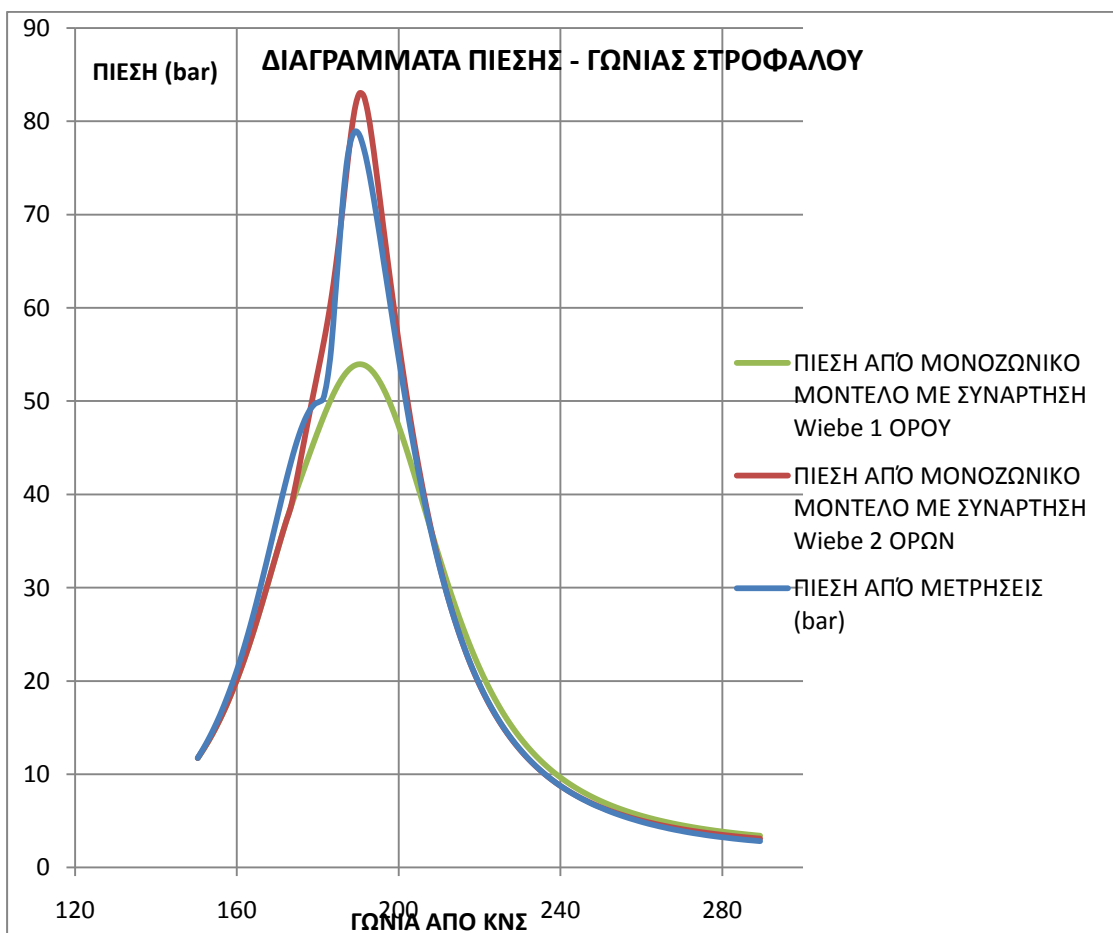
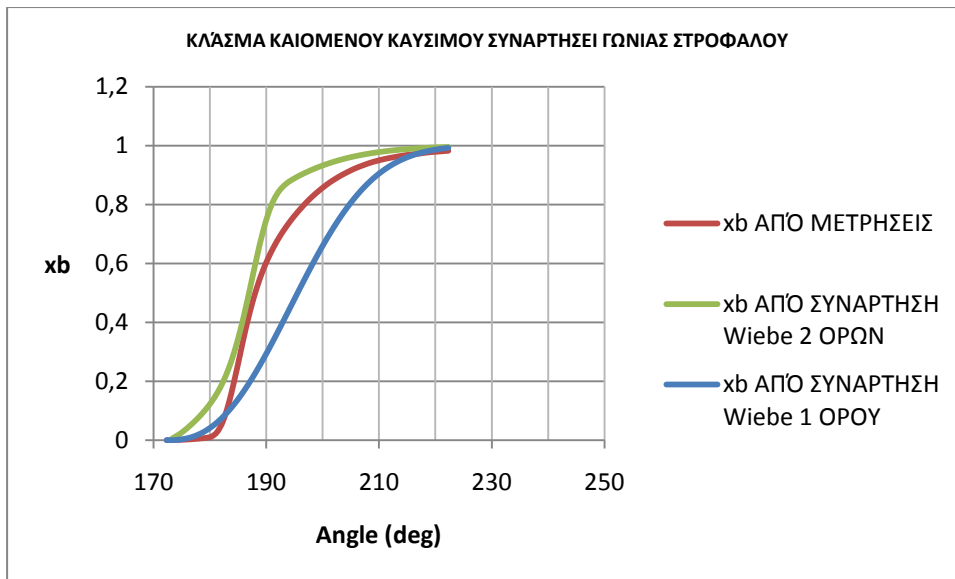
Η παράθεση θα γίνει ανά φορτίο για να μπορεί να γίνει η σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων που αφορούν στους κυλίνδρους 1 έως 6. Ανά κύλινδρο δίνονται τρία διαγράμματα. Το 1<sup>ο</sup> είναι το διάγραμμα της ποσότητας  $\ln[-\ln(1-x_b)]$  συναρτήσεως του  $\ln(\theta-\theta_0)$  όπου το  $x_b$  είναι το κλάσμα μάζας καιόμενου καυσίμου και  $\theta$  είναι η γωνία στροφάλου με  $\theta_0$  να αποτελεί τη γωνία έναρξης της καύσης. Σε αυτό φαίνεται η

προσαρμογή ευθείας ελαχίστων τετραγώνων για την εύρεση των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe ενός όρου όπου αν τα πειραματικά σημεία προσεγγίζουν την ευθεία προκύπτει ότι από τη συνάρτηση Wiebe ενός όρου επιτυγχάνεται καλή προσέγγιση των τιμών του κλάσματος καϊόμενου καυσίμου. Στο 2<sup>ο</sup> διάγραμμα δίνεται το κλάσμα καϊόμενου καυσίμου όπως προκύπτει από το πείραμα και από τις συναρτήσεις Wiebe ενός και δύο όρων. Στο 3<sup>ο</sup> διάγραμμα δίνεται το πειραματικό διάγραμμα πιέσεων μαζί με τα θεωρητικά διαγράμματα πιέσεων που προκύπτουν από τις συναρτήσεις Wiebe ενός και δύο όρων.

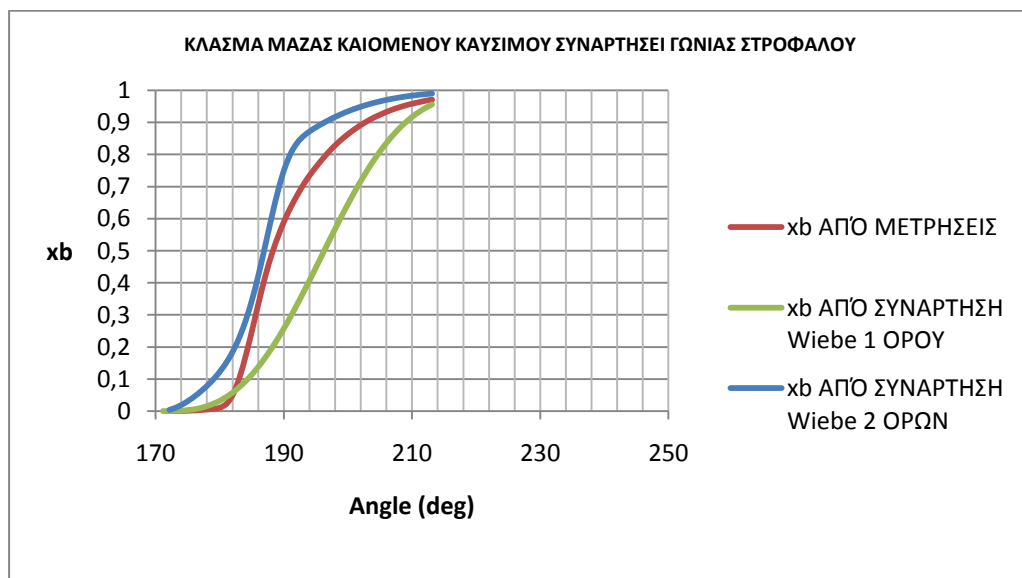
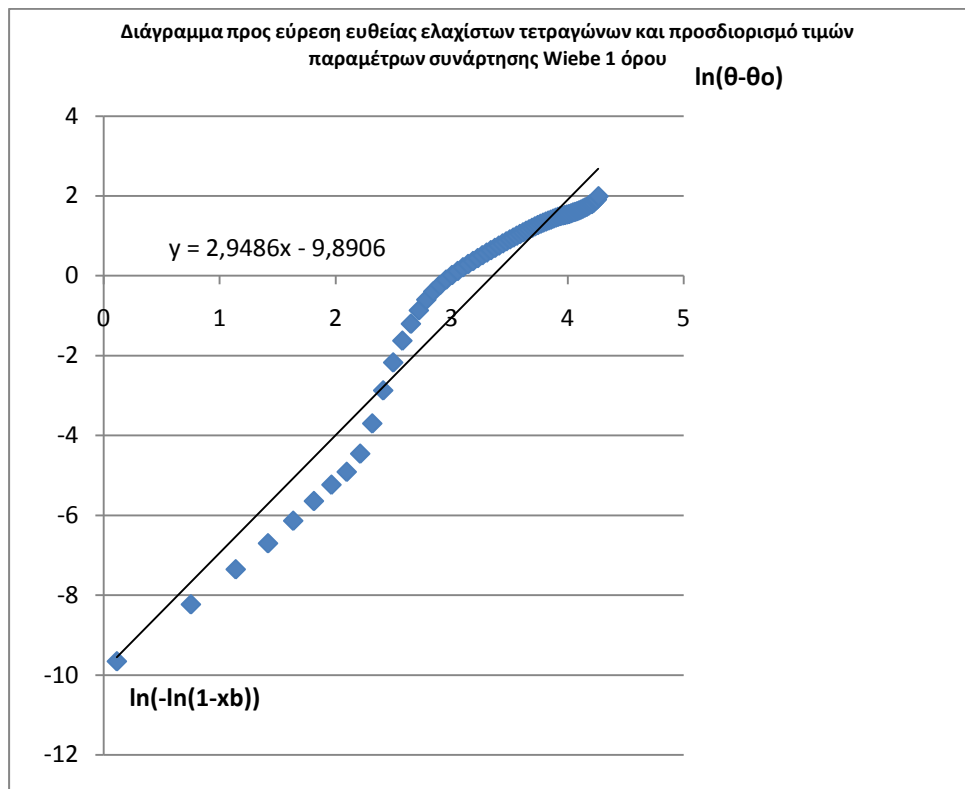
## 5.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 25%

- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 1

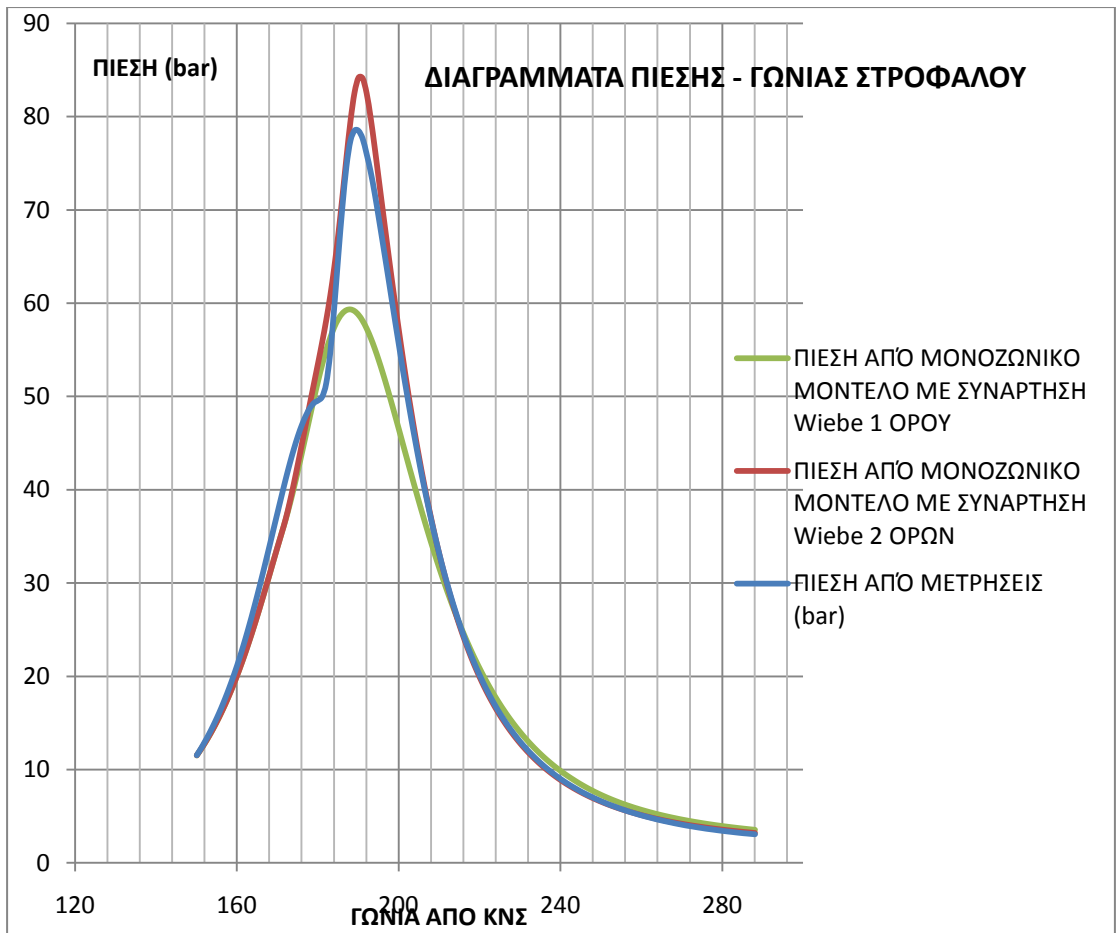




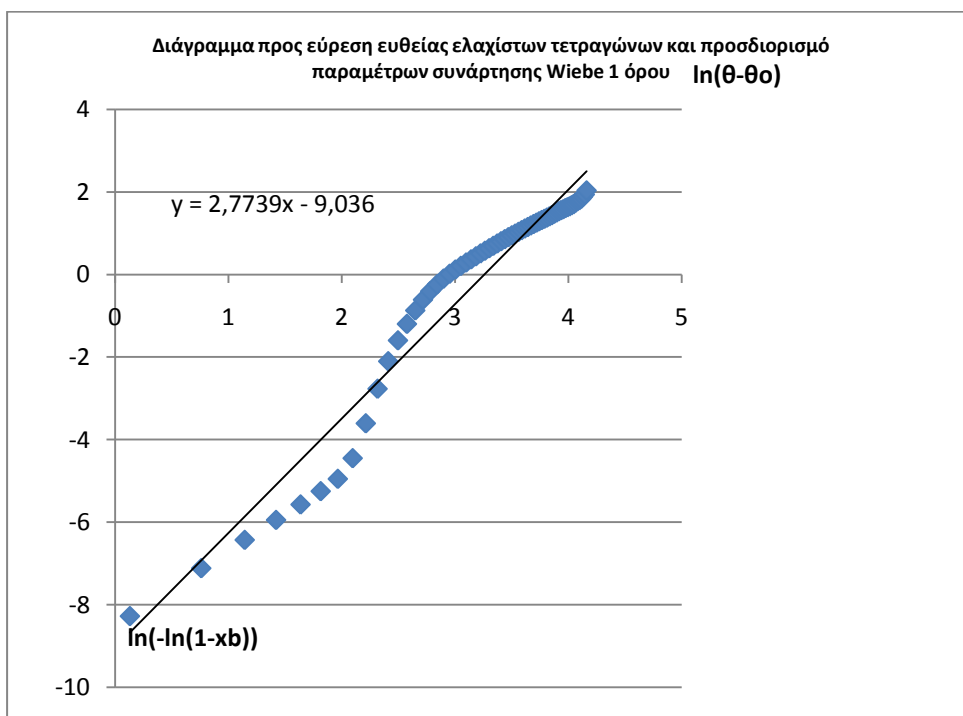
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 2

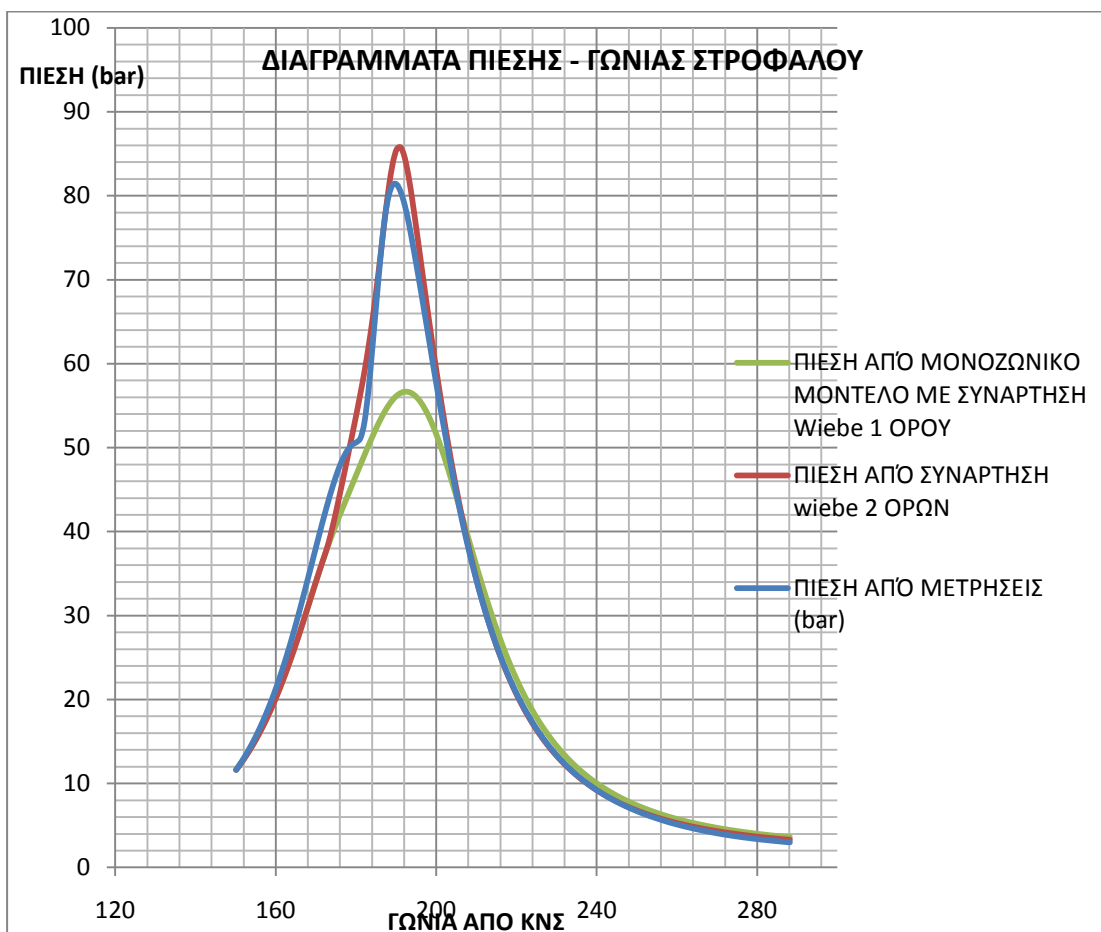
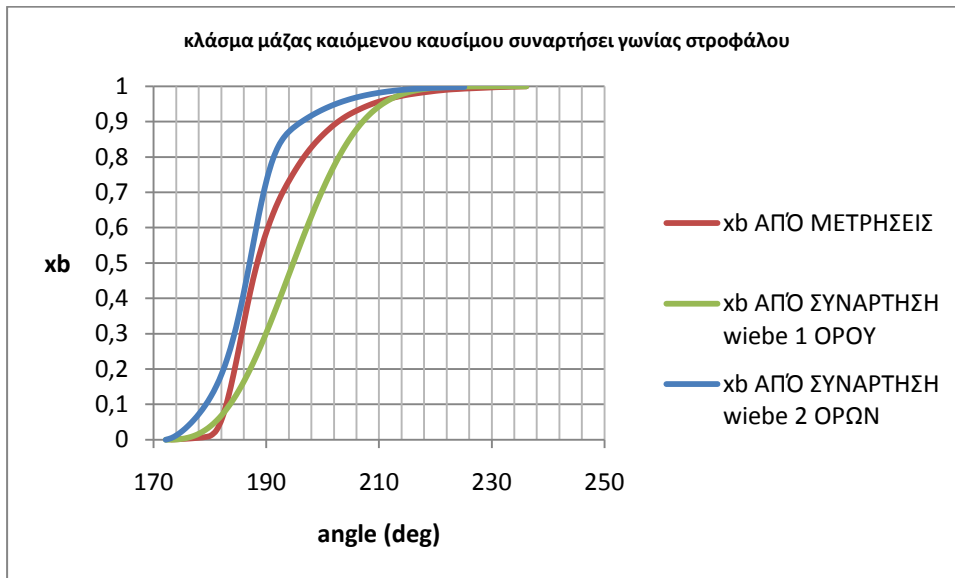




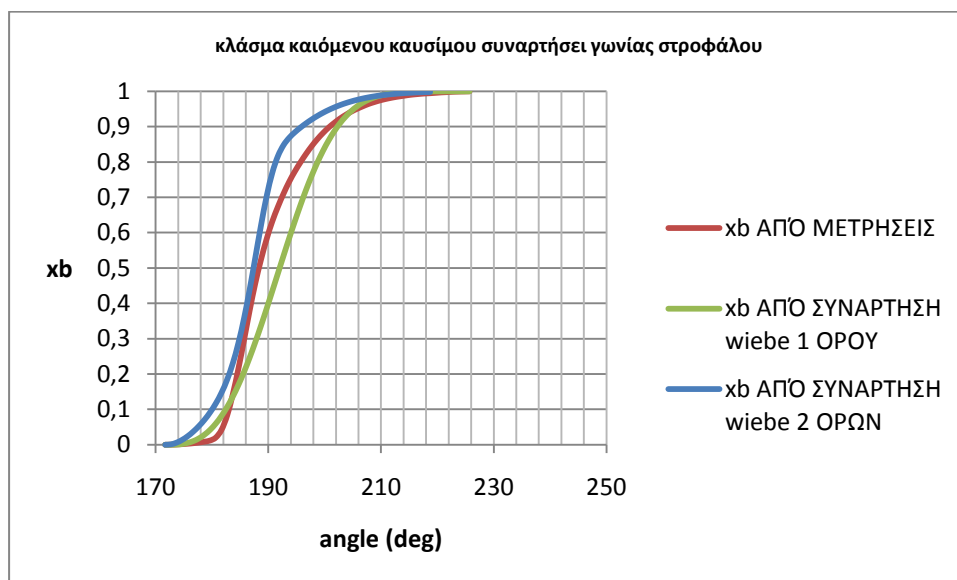
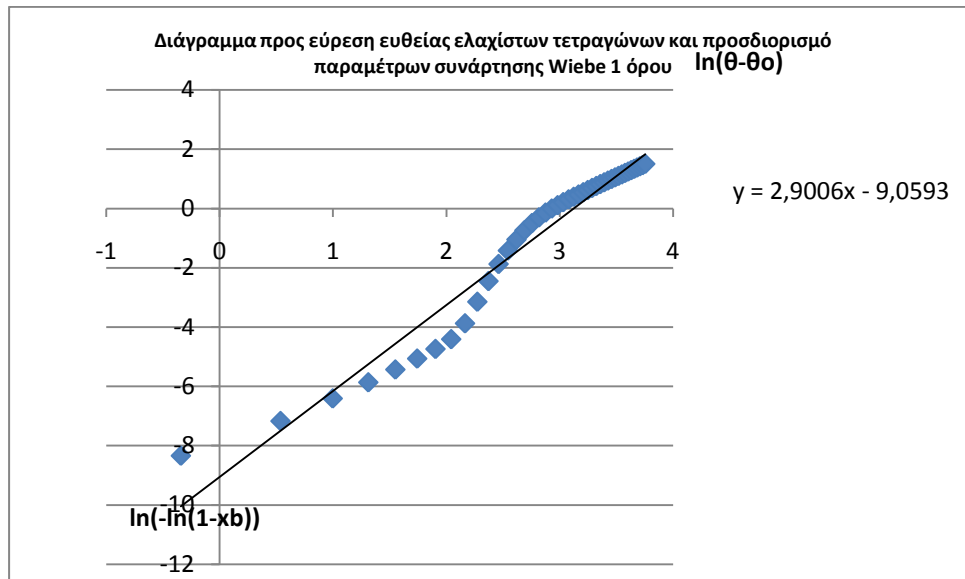


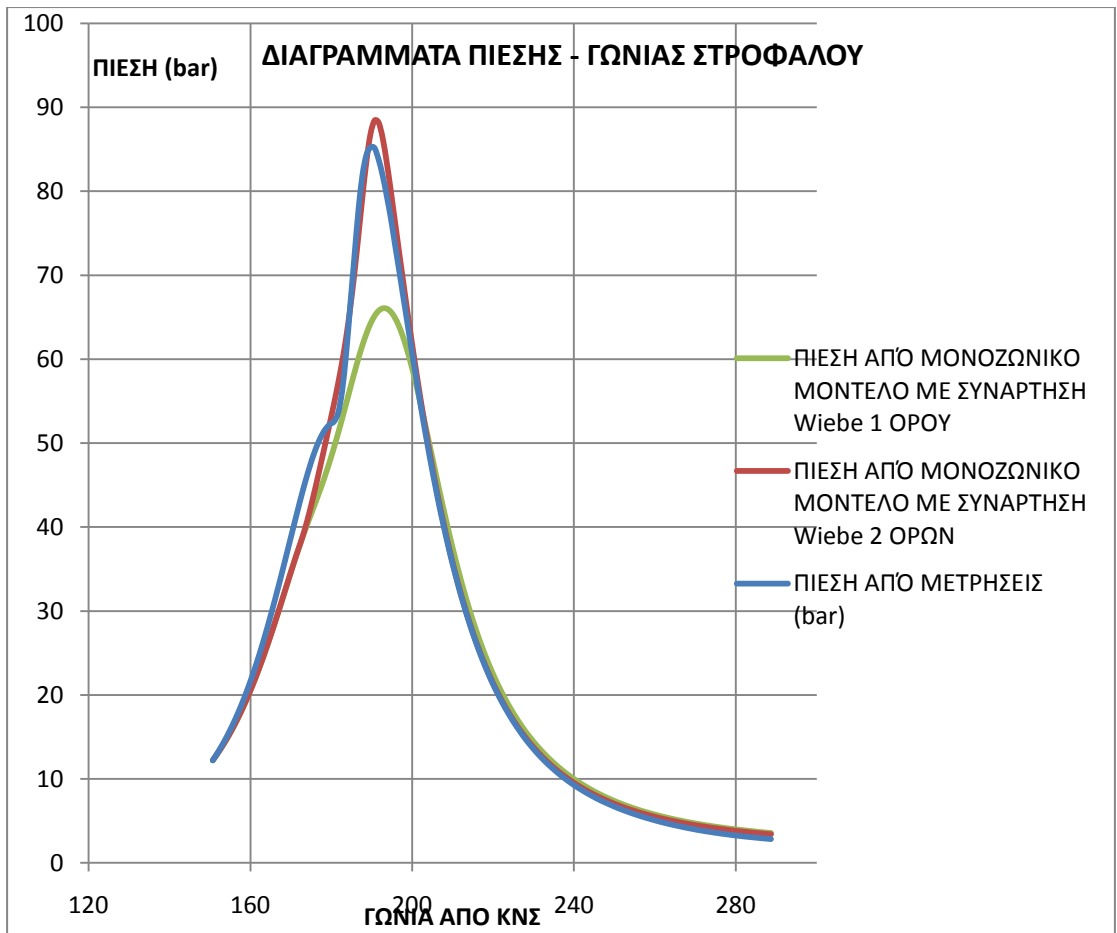
- **ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 3**



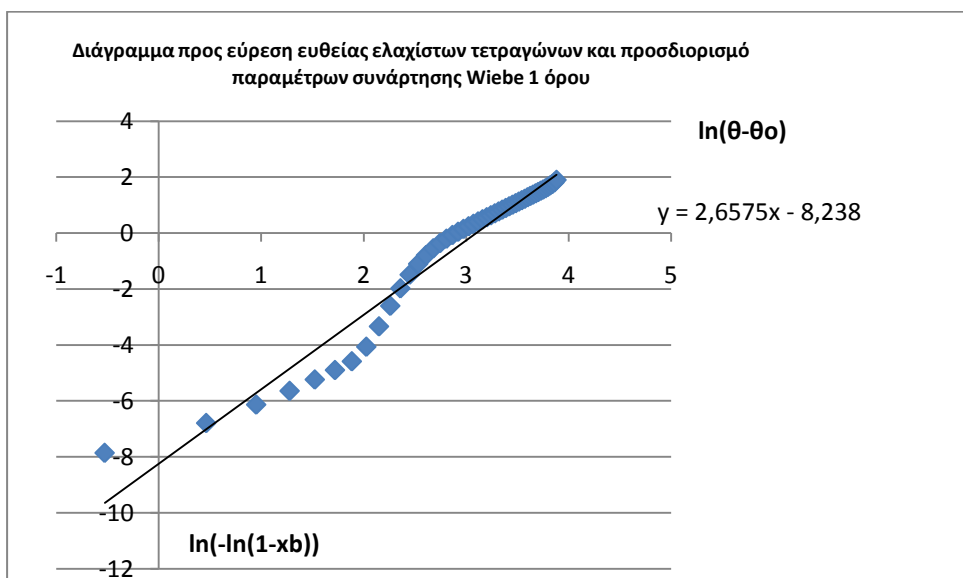


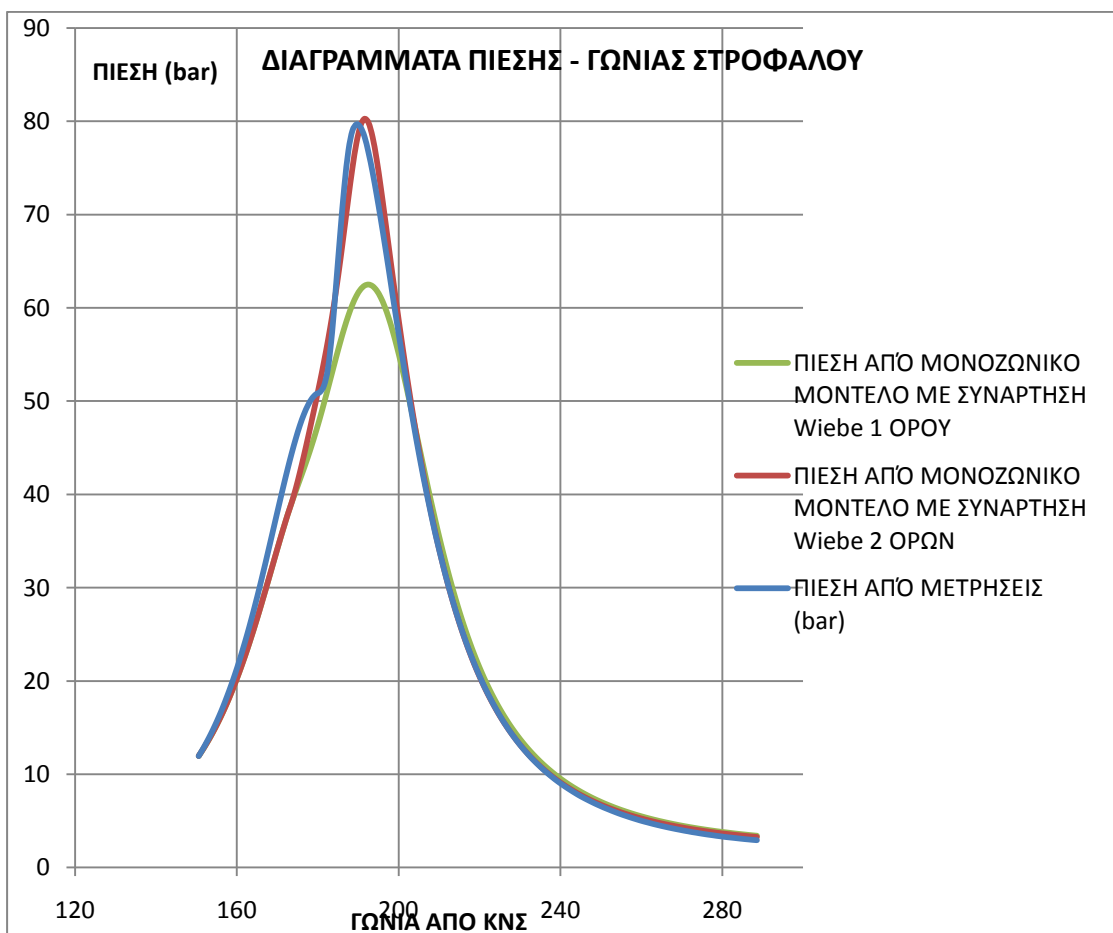
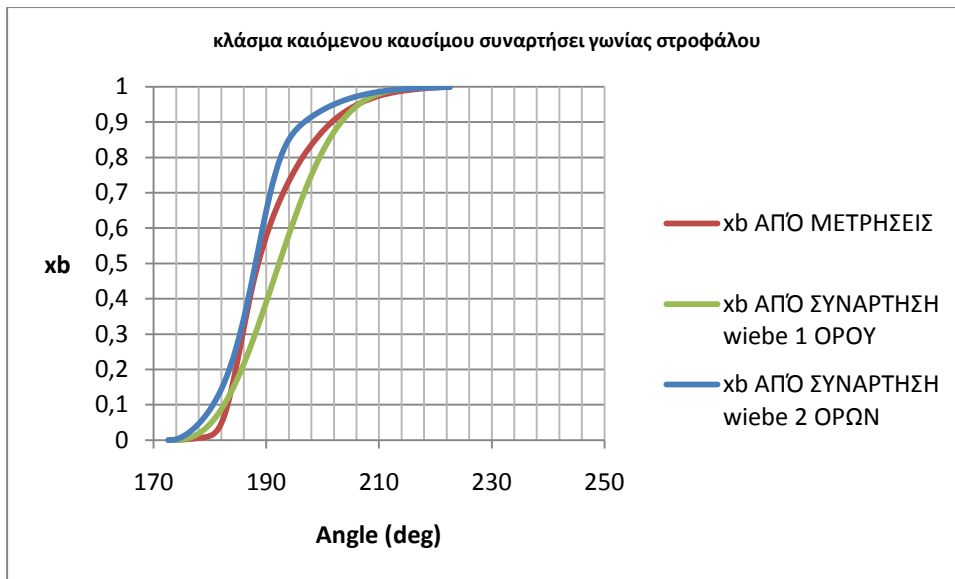
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 4



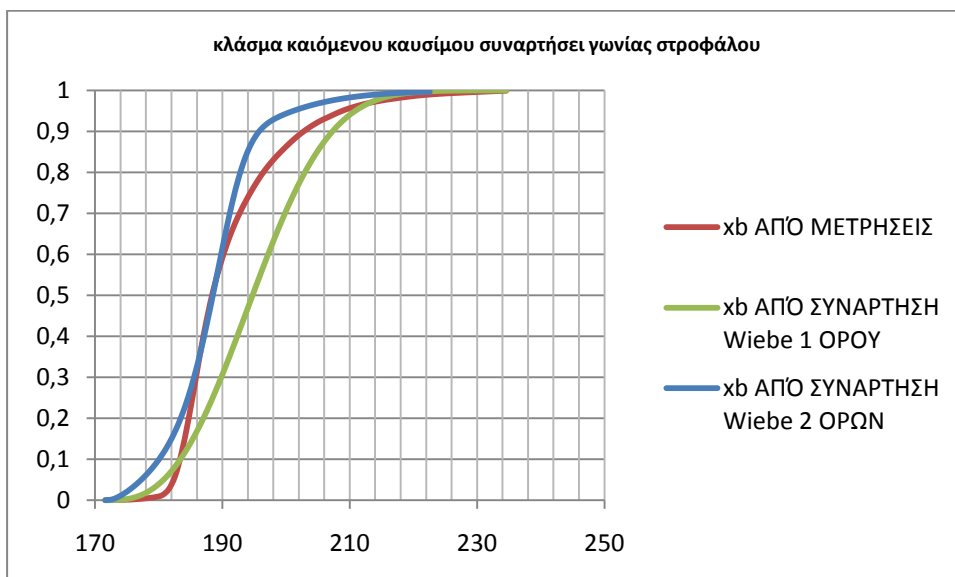


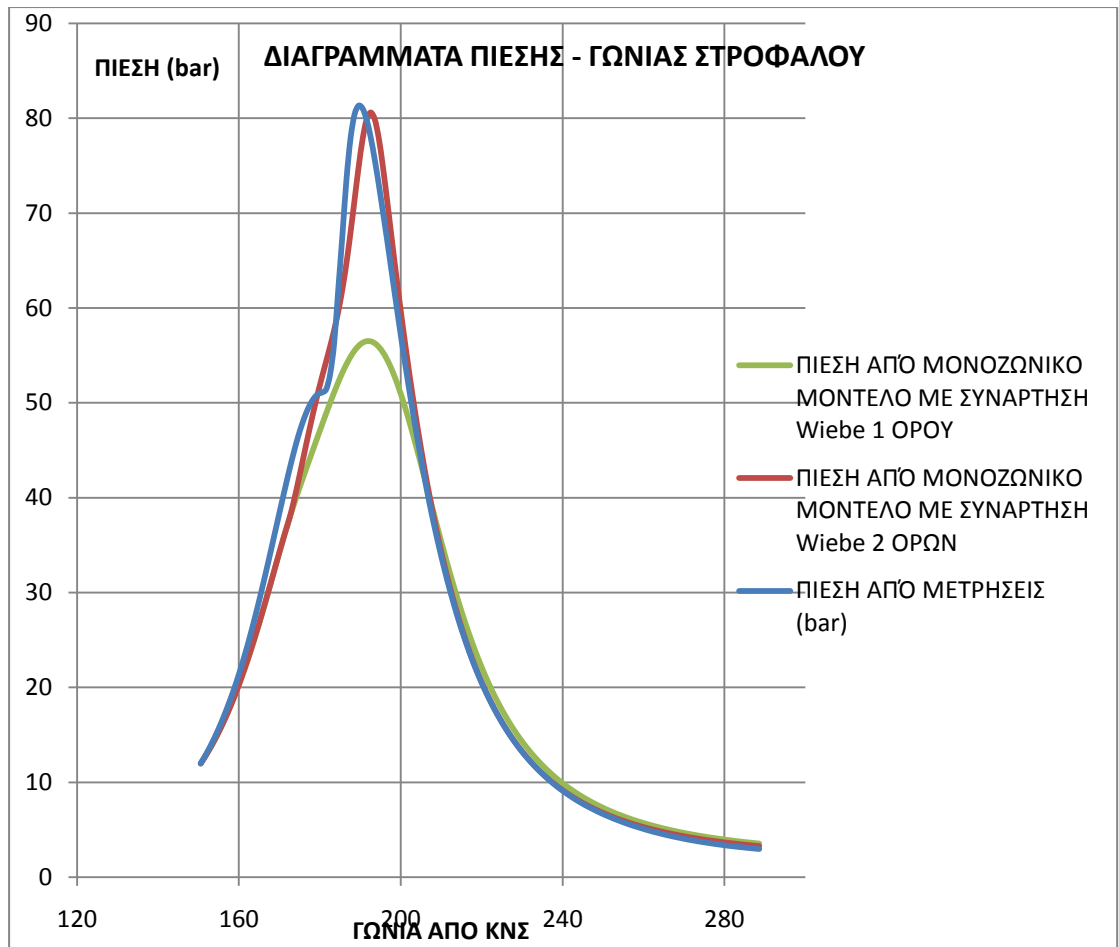
- **ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 5**





- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 6

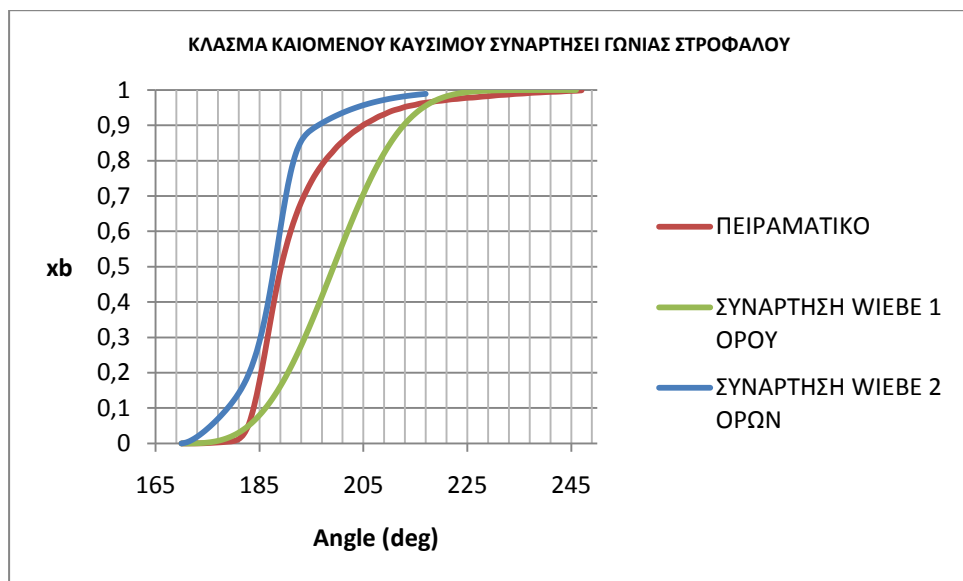
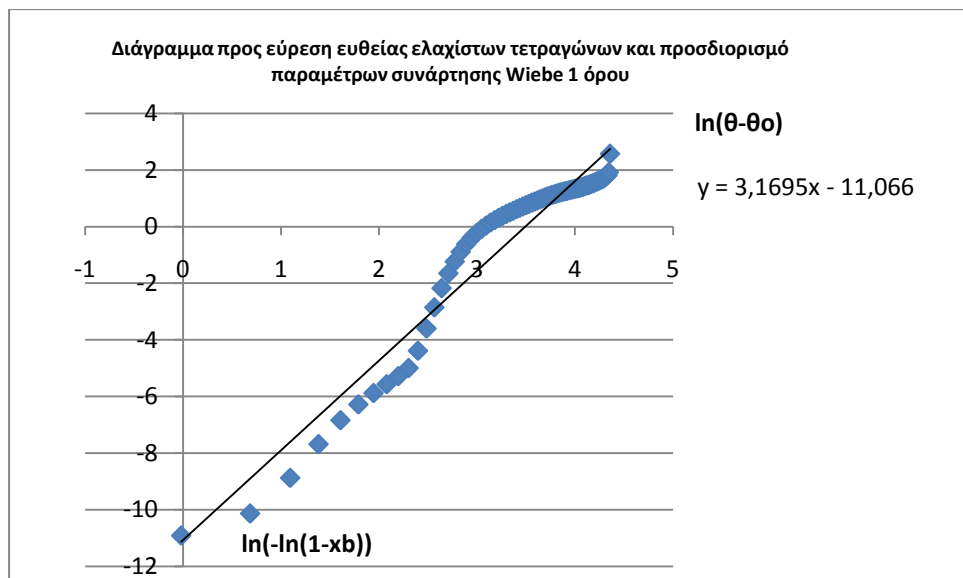




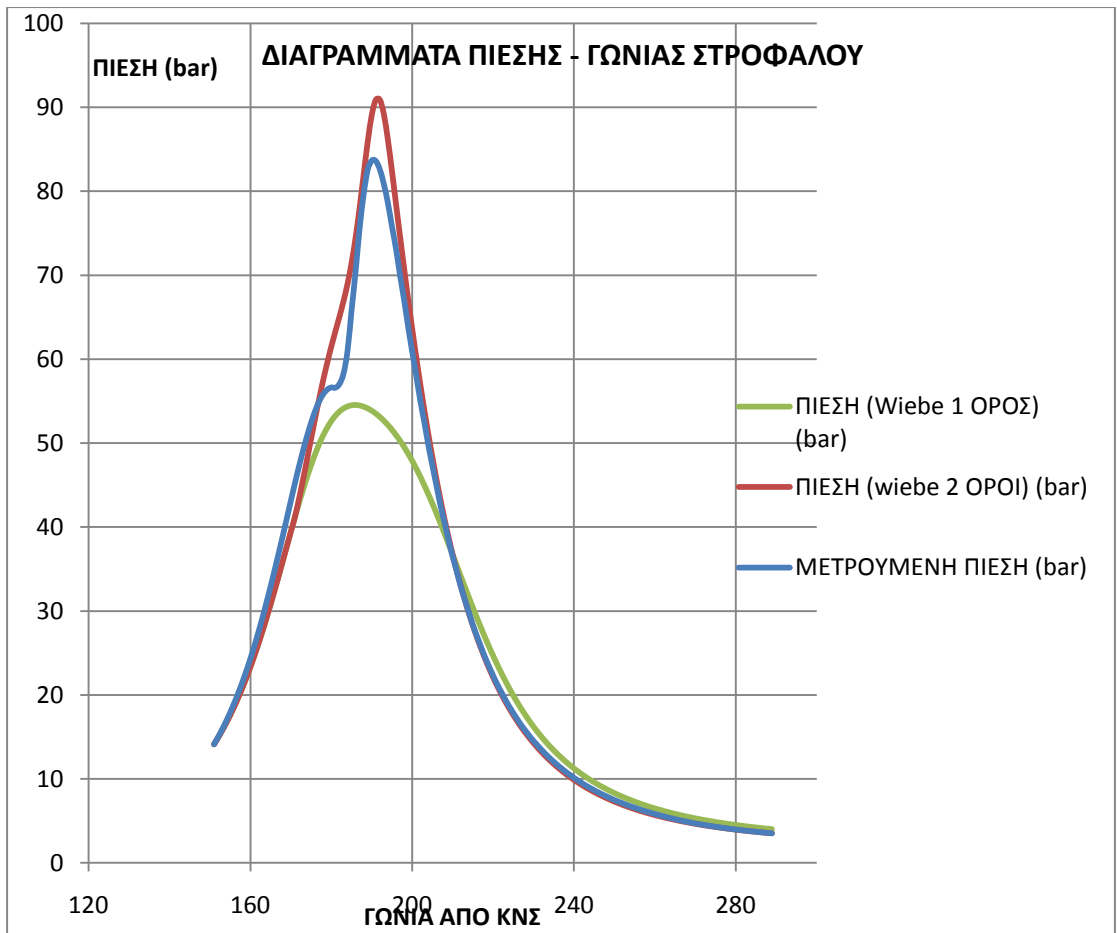
Παρατηρώντας τα ανωτέρω διαγράμματα δεν προκύπτει καλή συμφωνία του πειράματος με τα αποτελέσματα από τη χρήση συνάρτησης Wiebe 1 όρου και αυτό γιατί με τη συνάρτηση αυτή δεν επιτυγχάνεται συμφωνία με τους μεγάλους ρυθμούς έκλυσης θερμότητας που έχουμε κατά τη καύση μετά το 1<sup>ο</sup> στάδιο της. Αρκετά καλύτερη συμφωνία με το πείραμα δίνουν τα αποτελέσματα από τη χρήση της συνάρτησης Wiebe 2 όρων. Επίσης παρατηρούμε αρκετά καλή συμφωνία των αποτελεσμάτων με το πείραμα για τη φάση της συμπίεσης και της αποτόνωσης κάτι που δηλώνει ότι επιτυχώς έχει χρησιμοποιηθεί η συνάρτηση μεταφοράς θερμότητας που έχει επιλεγθεί στην εργασία.

## 5.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 35%

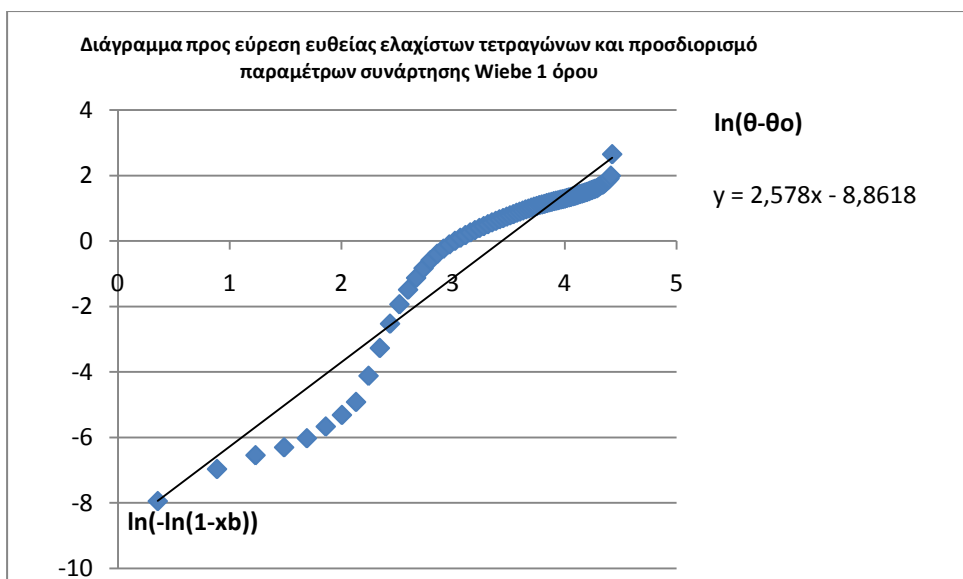
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 1

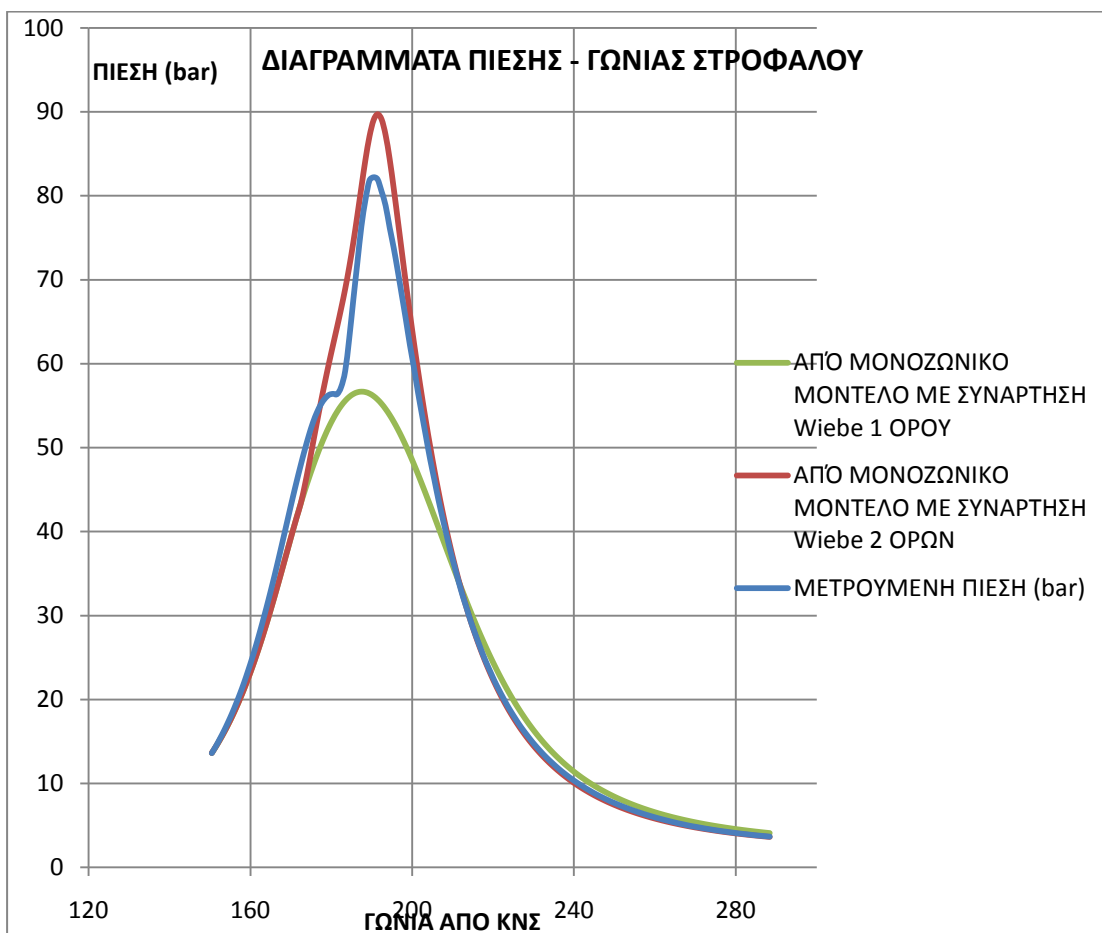
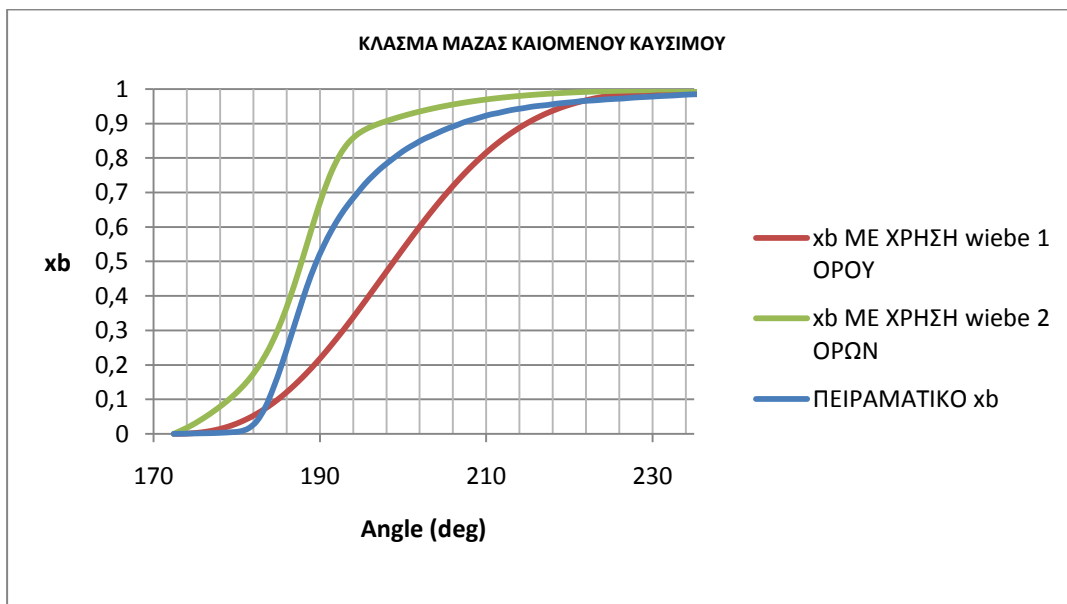




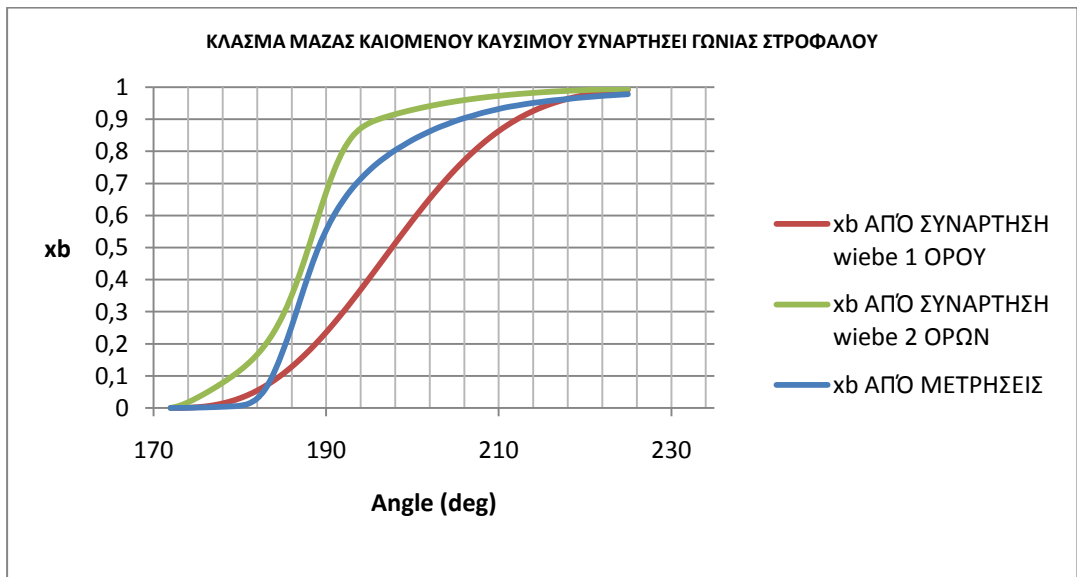
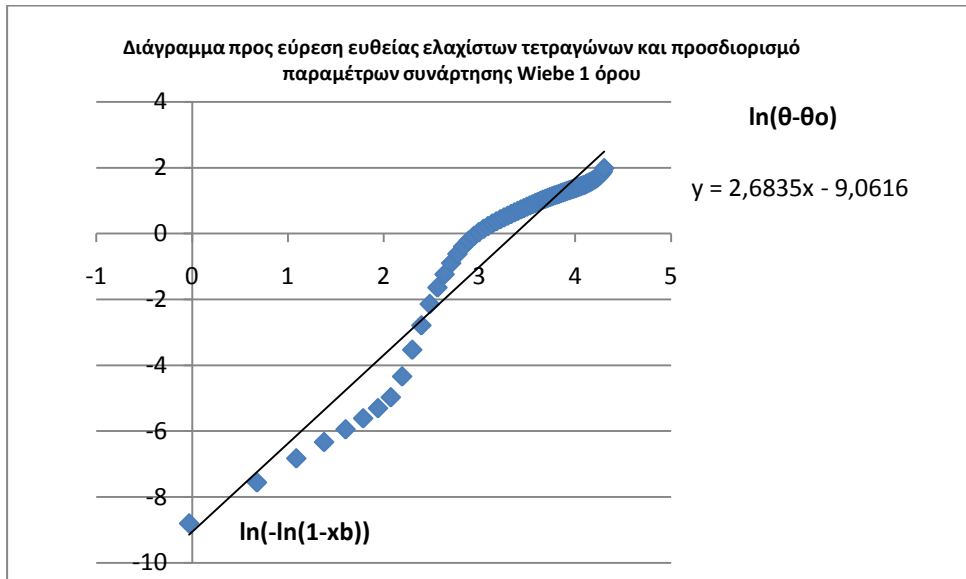


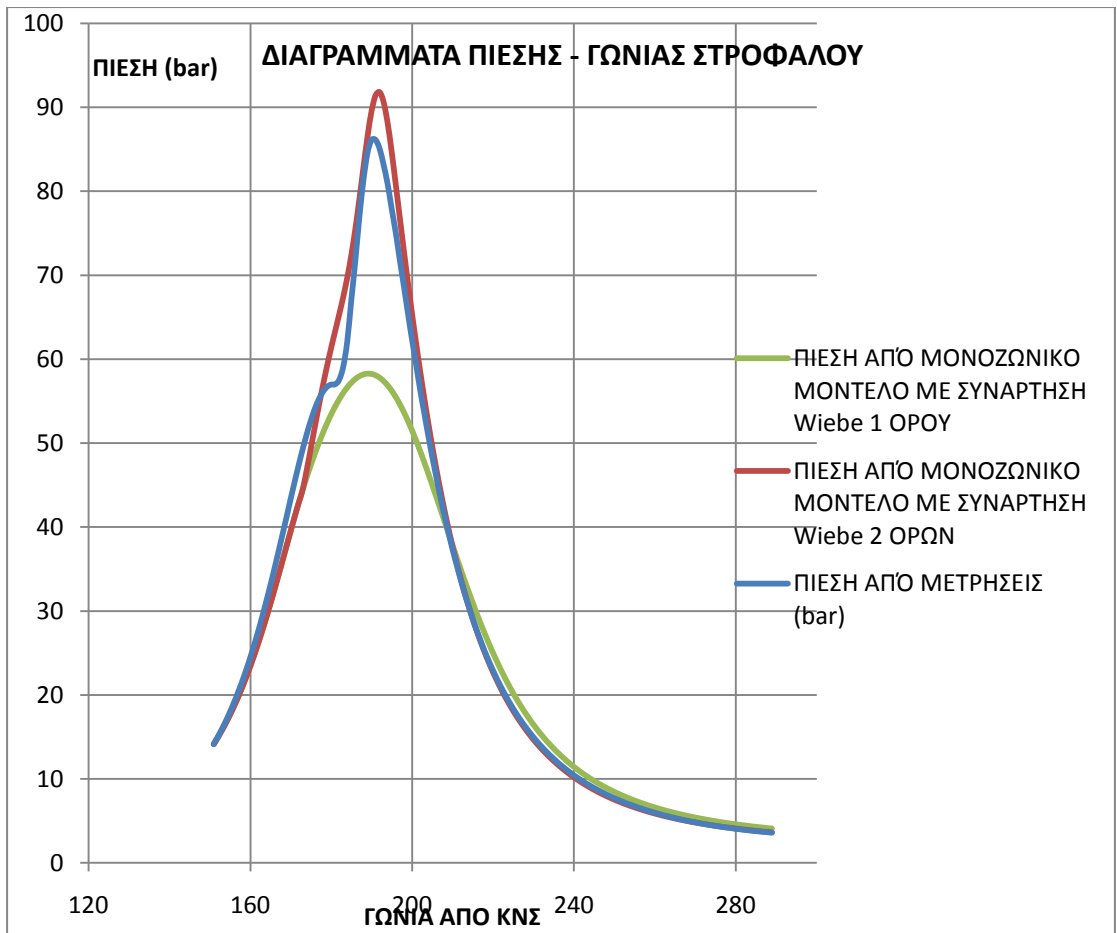
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 2



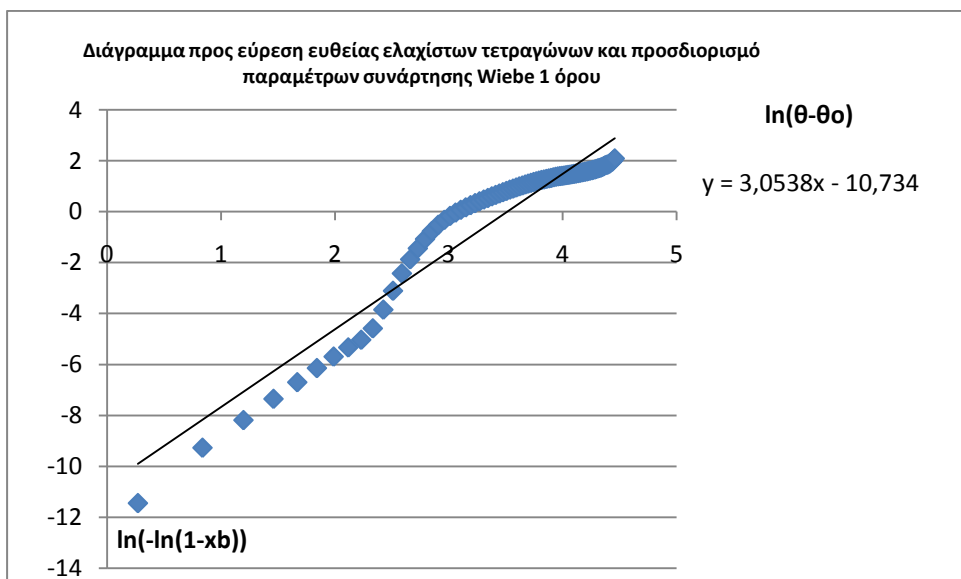


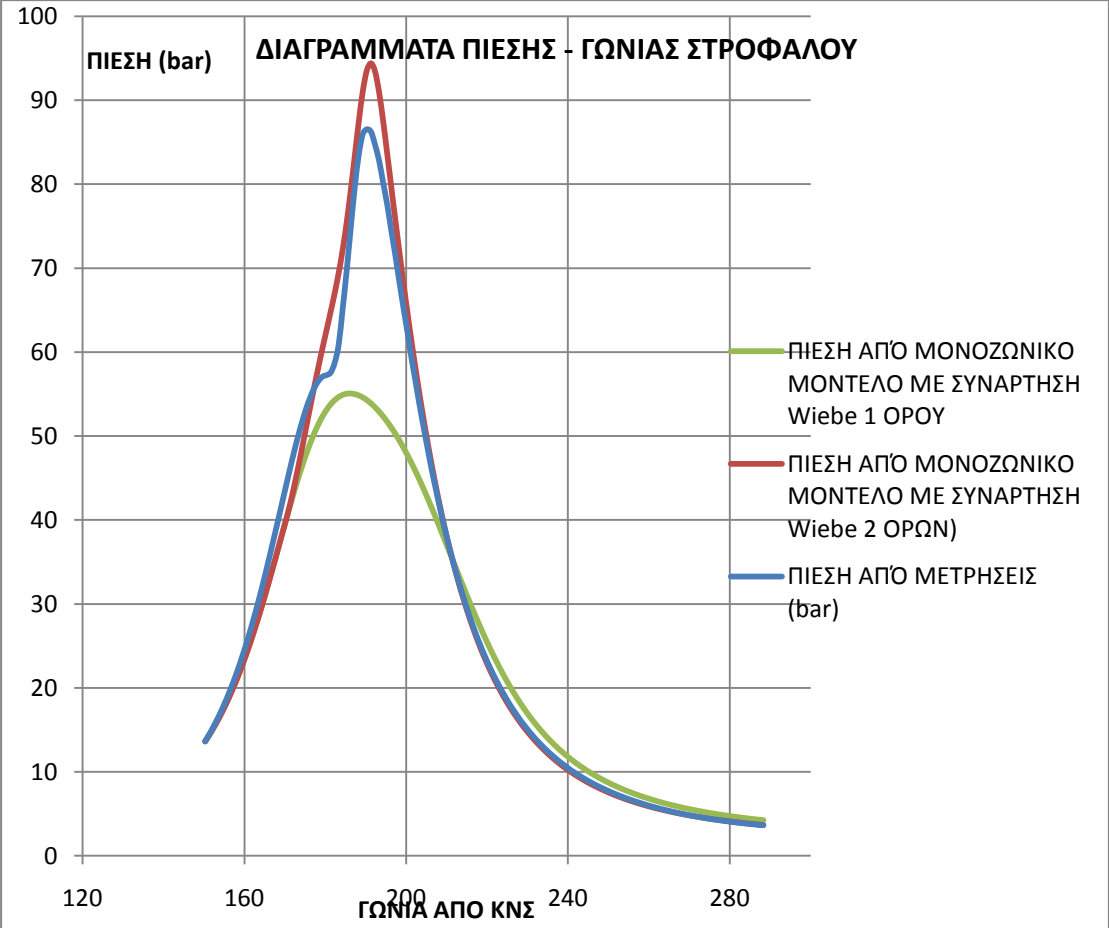
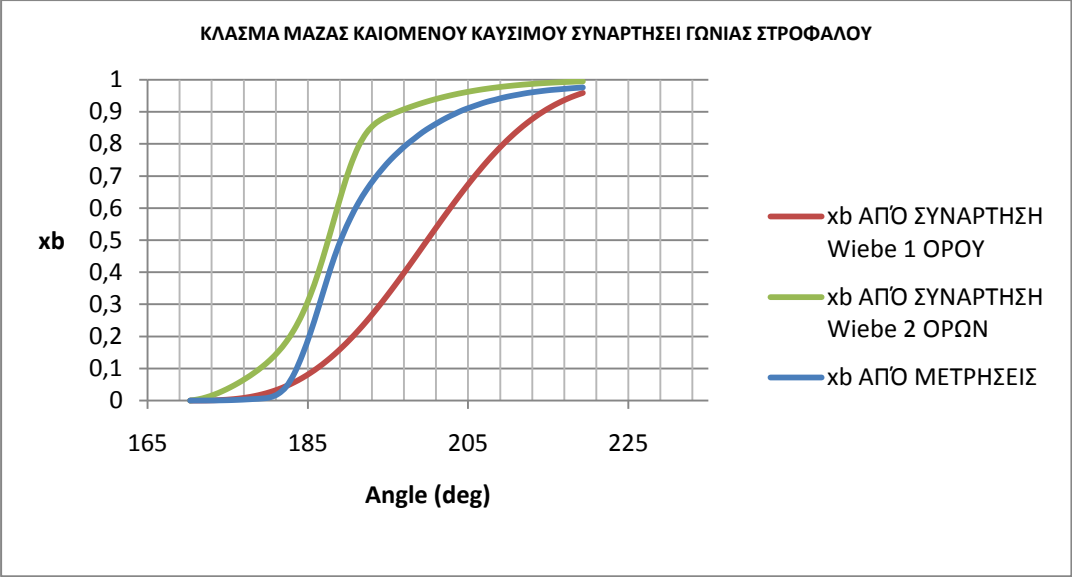
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 3



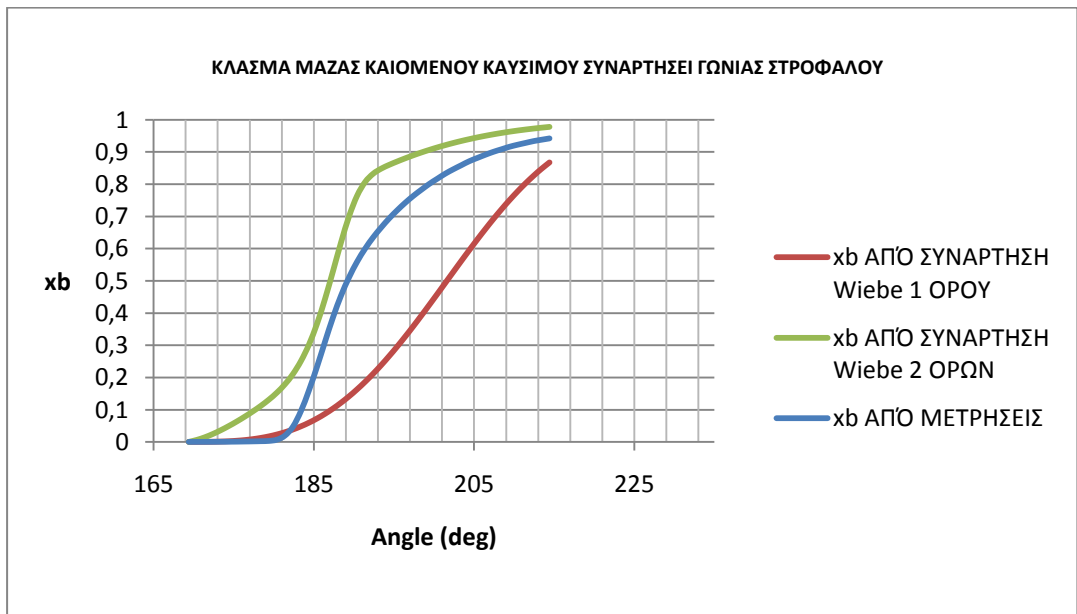
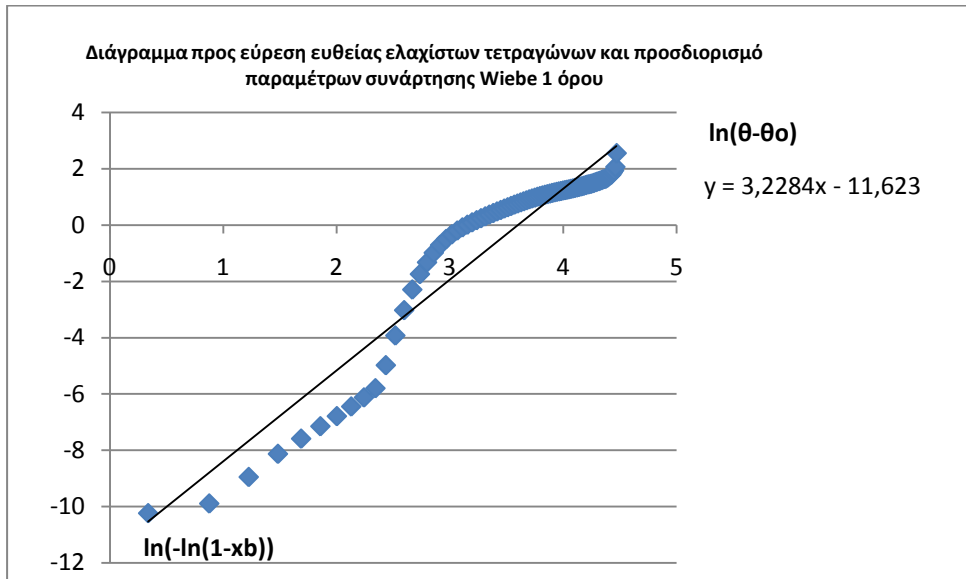


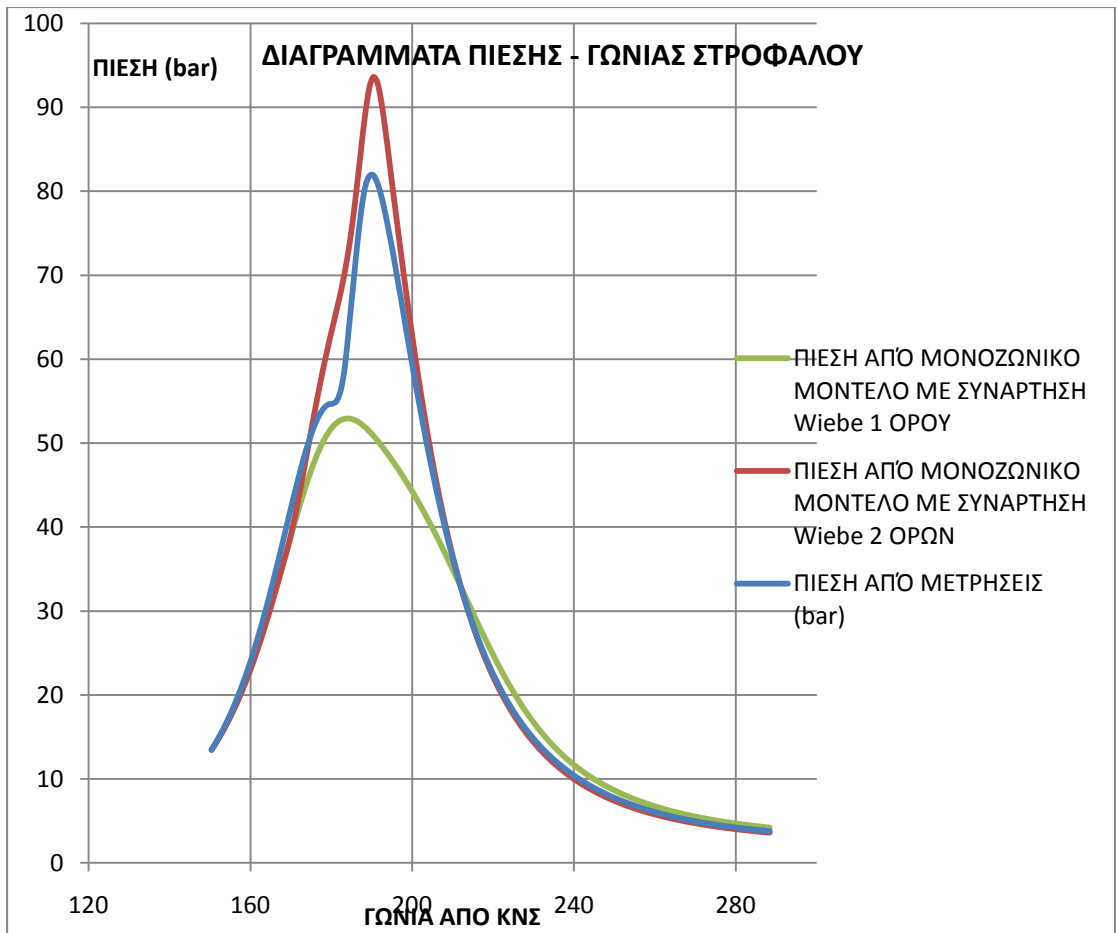
- **ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 4**



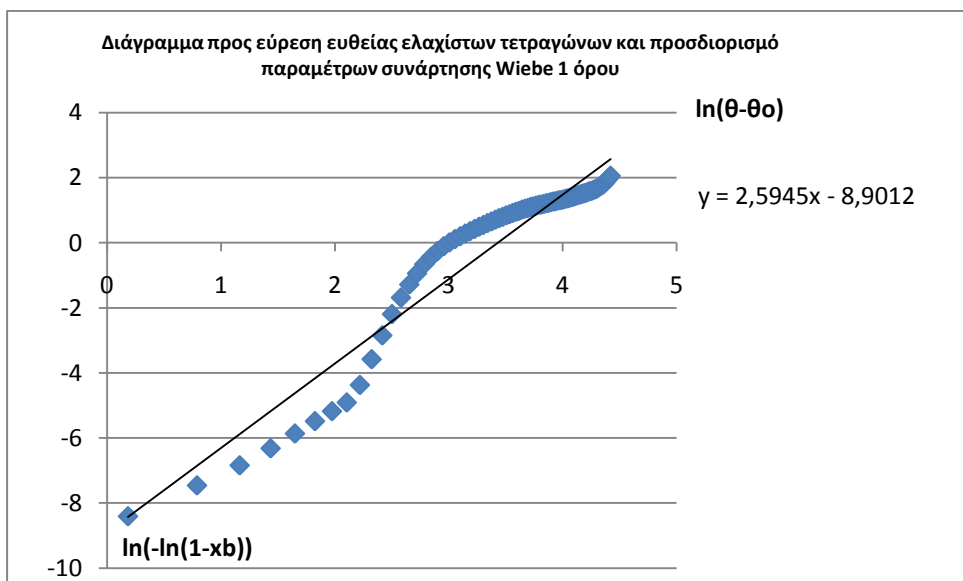


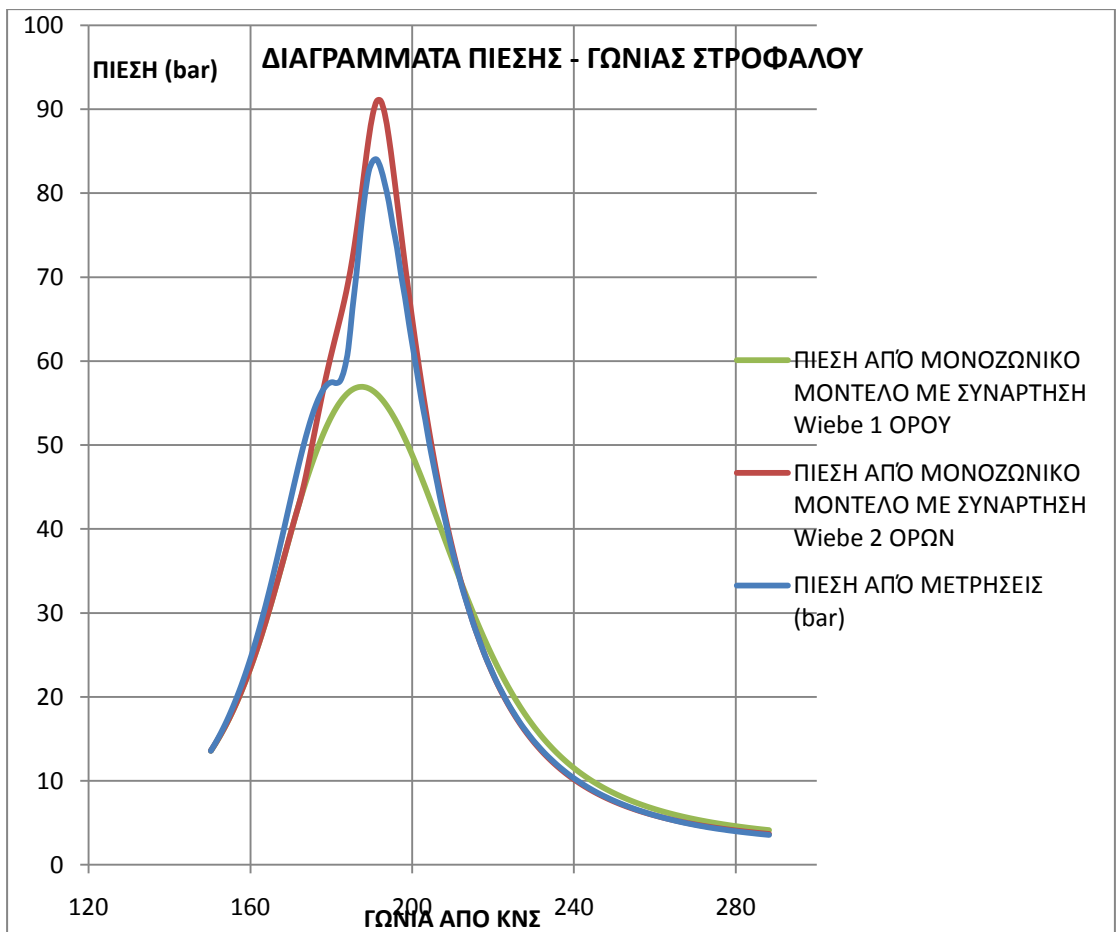
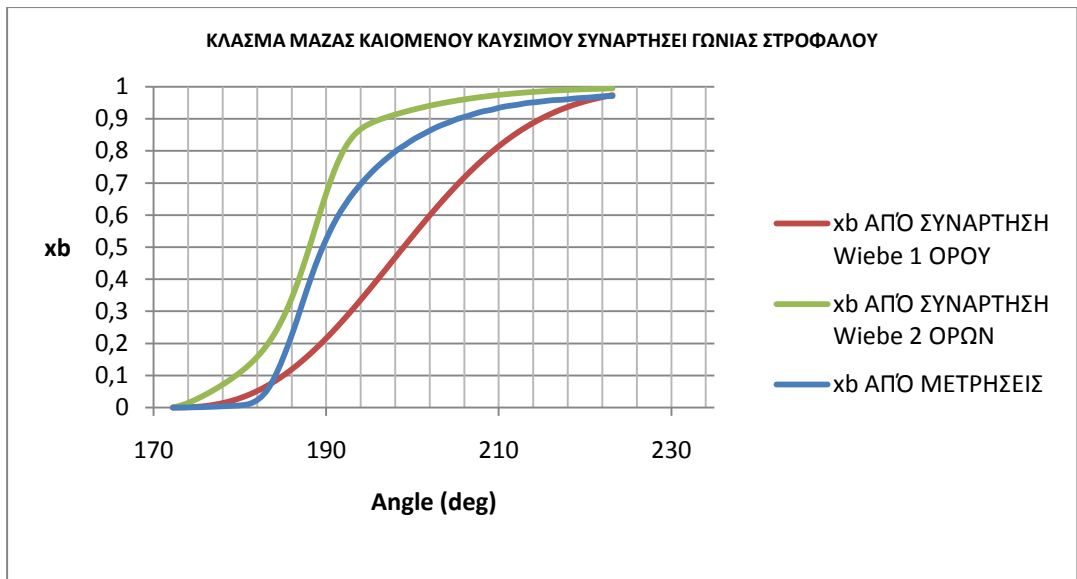
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 5





- **ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 6**





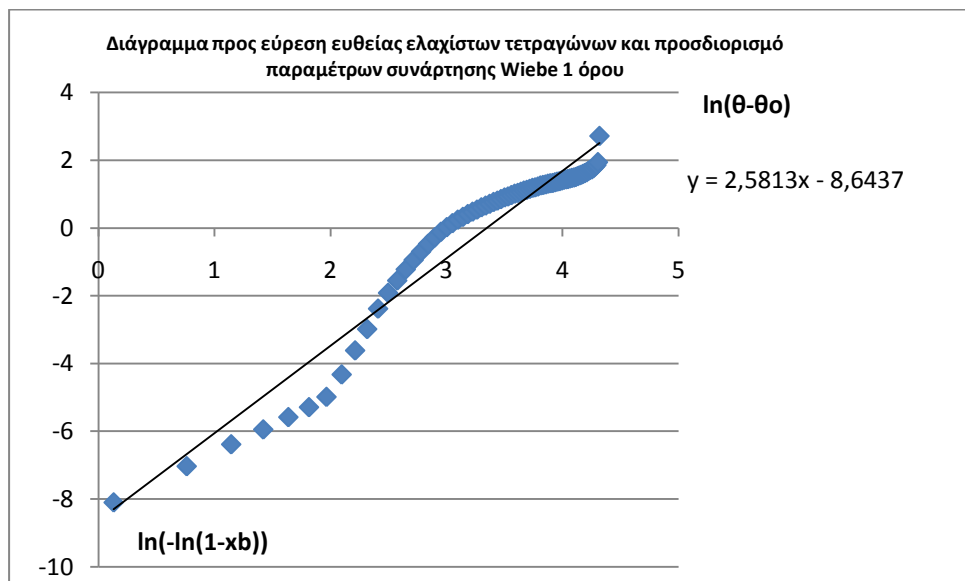
Και σε αυτή τη περίπτωση φορτίου παρατηρώντας τα ανωτέρω διαγράμματα δεν προκύπτει καλή συμφωνία του πειράματος με τα αποτελέσματα από τη χρήση συνάρτησης Wiebe 1 όρου και αυτό γιατί με τη συνάρτηση αυτή δεν επιτυγχάνεται συμφωνία με το

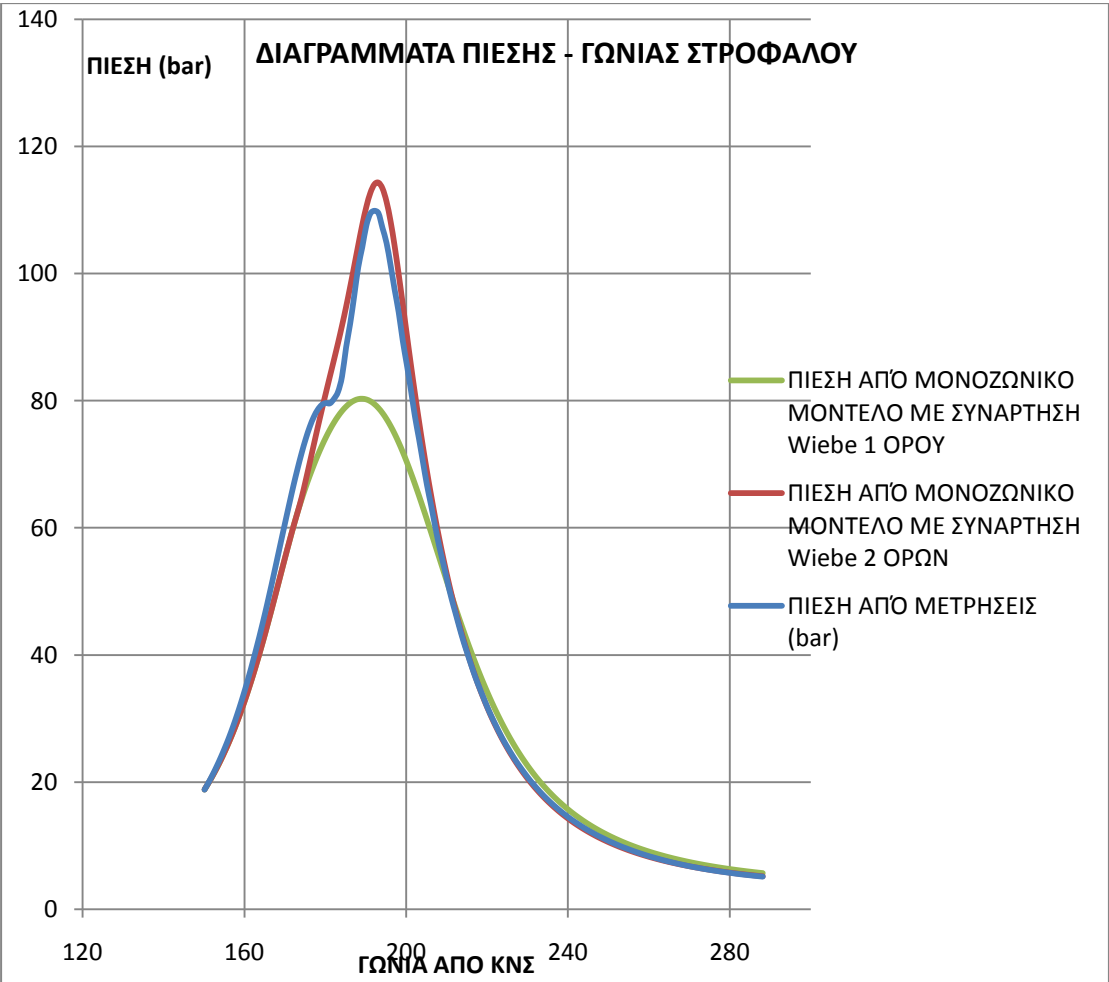
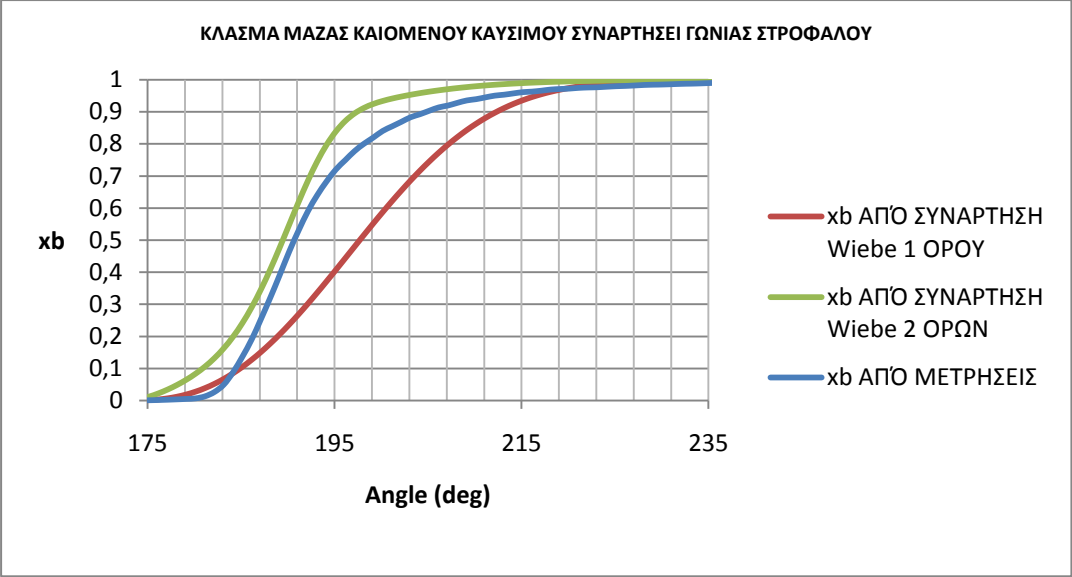


μεγάλο ρυθμό έκλυσης θερμότητας που έχουμε για τη καύση μετά το στάδιο προανάμιξης στον κινητήρα. Αρκετά καλύτερη συμφωνία με το πείραμα δίνουν τα αποτελέσματα από τη χρήση της συνάρτησης Wiebe 2 όρων. Επίσης παρατηρούμε αρκετά καλή συμφωνία των αποτελεσμάτων με το πείραμα για τη φάση της συμπίεσης και της αποτόνωσης κάτι που δηλώνει ότι επιτυχώς έχει χρησιμοποιηθεί η συνάρτηση μεταφοράς θερμότητας που έχει επιλεγθεί στην εργασία.

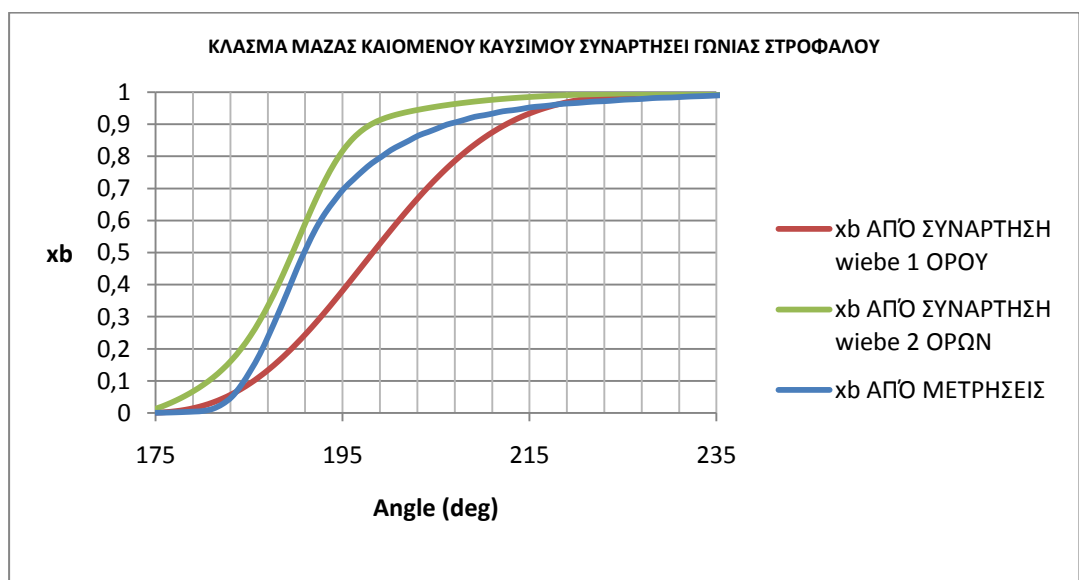
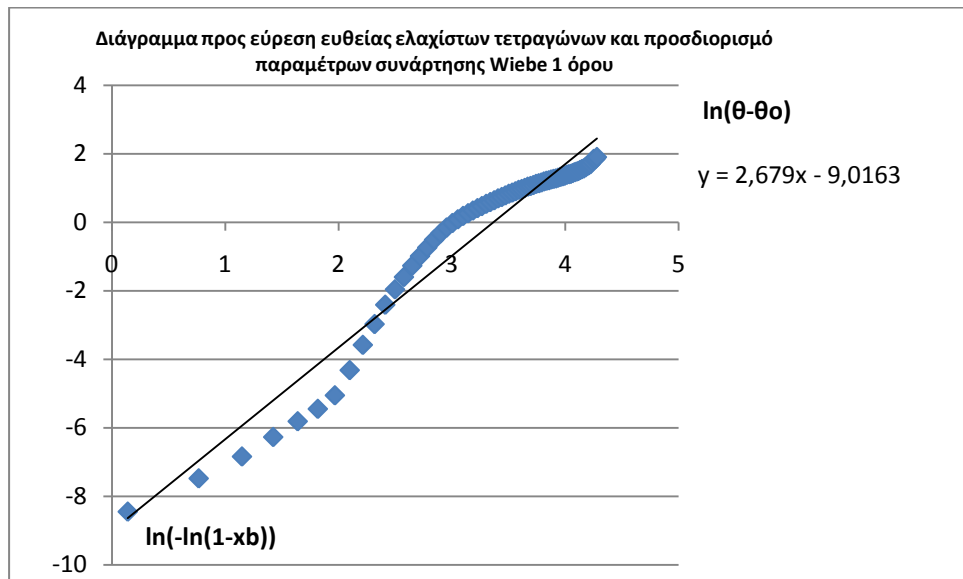
## 5.4 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 50%

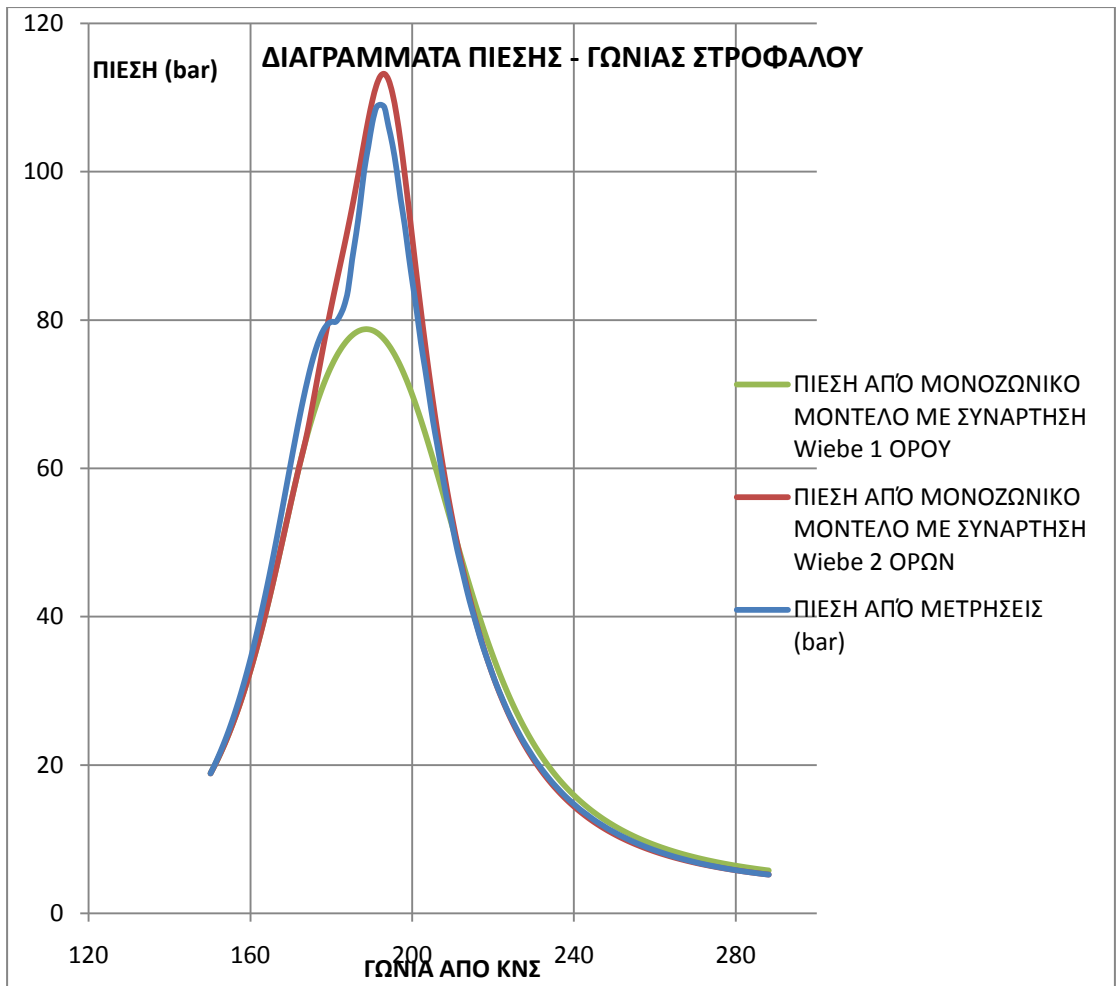
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 1



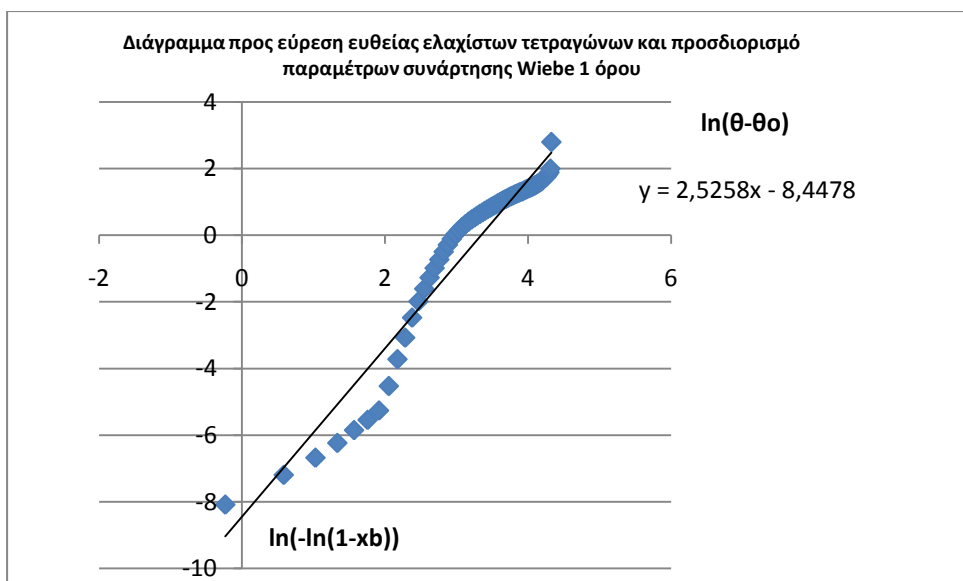


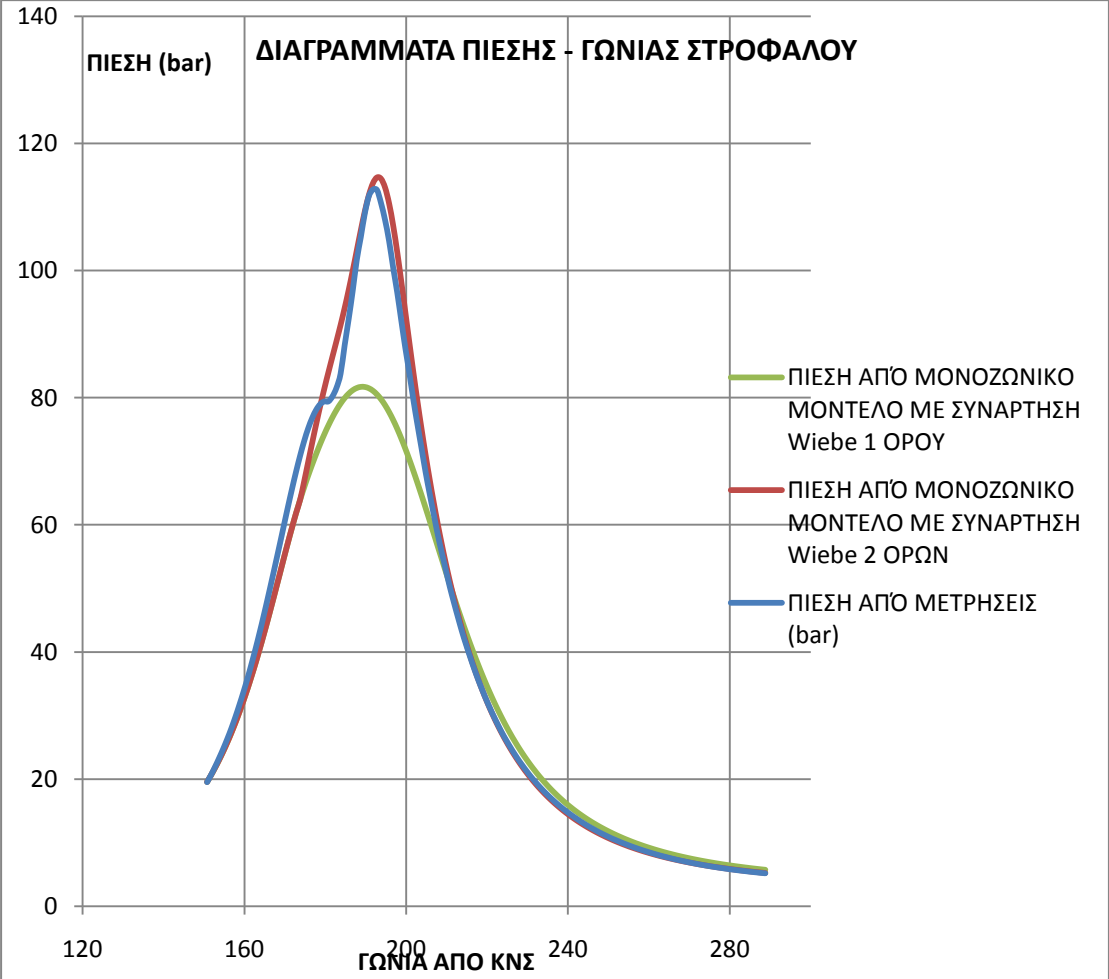
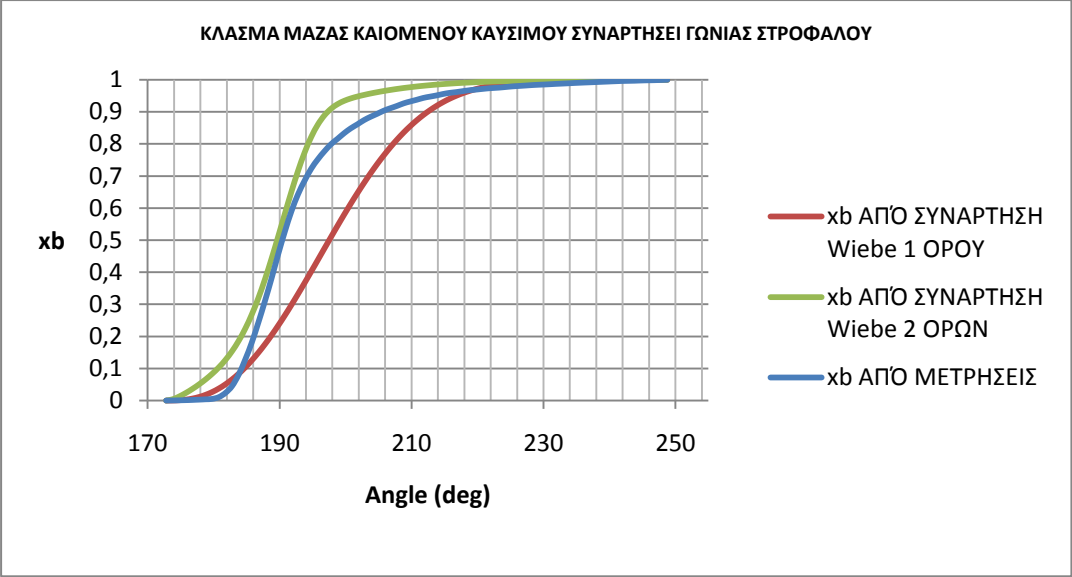
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 2



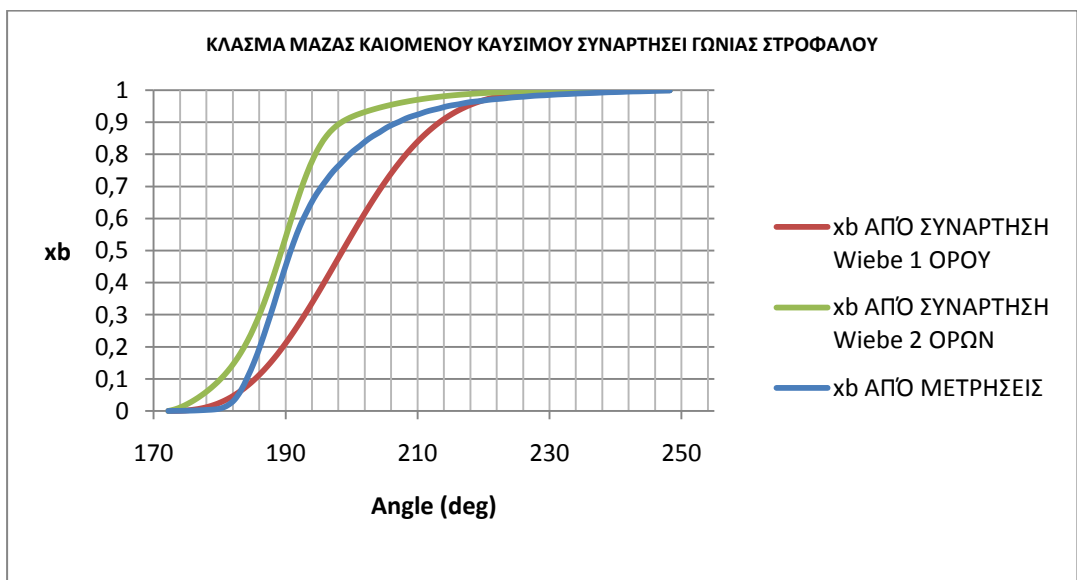
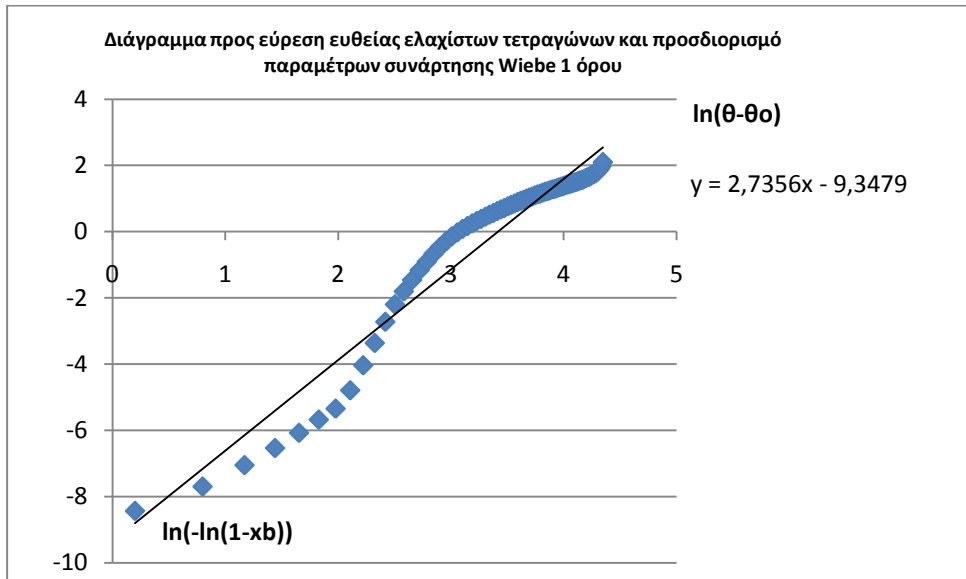


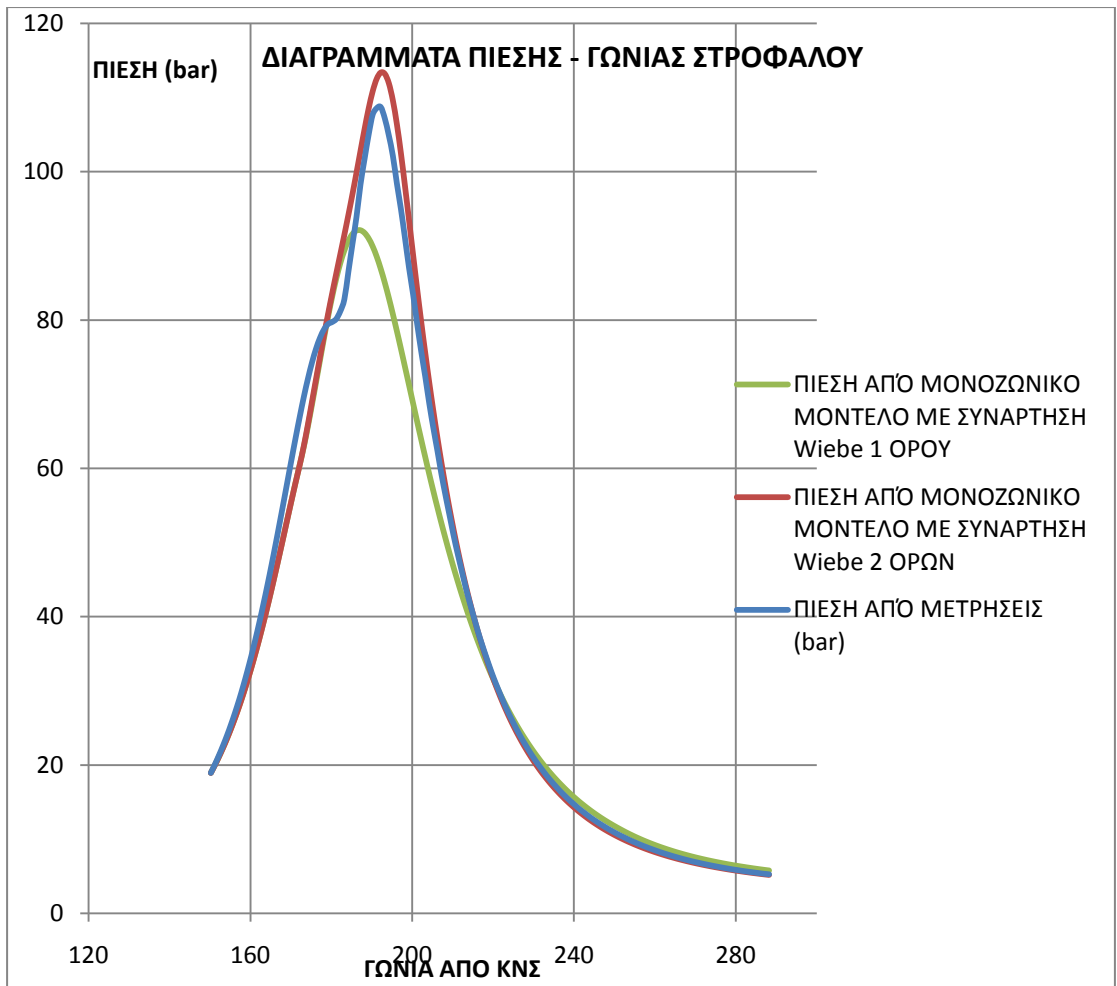
- **ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 3**



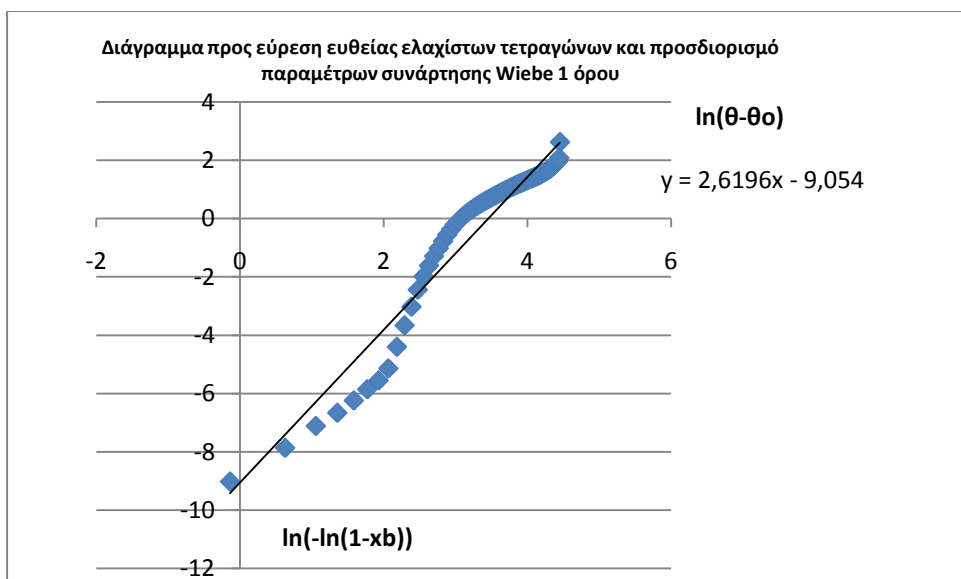


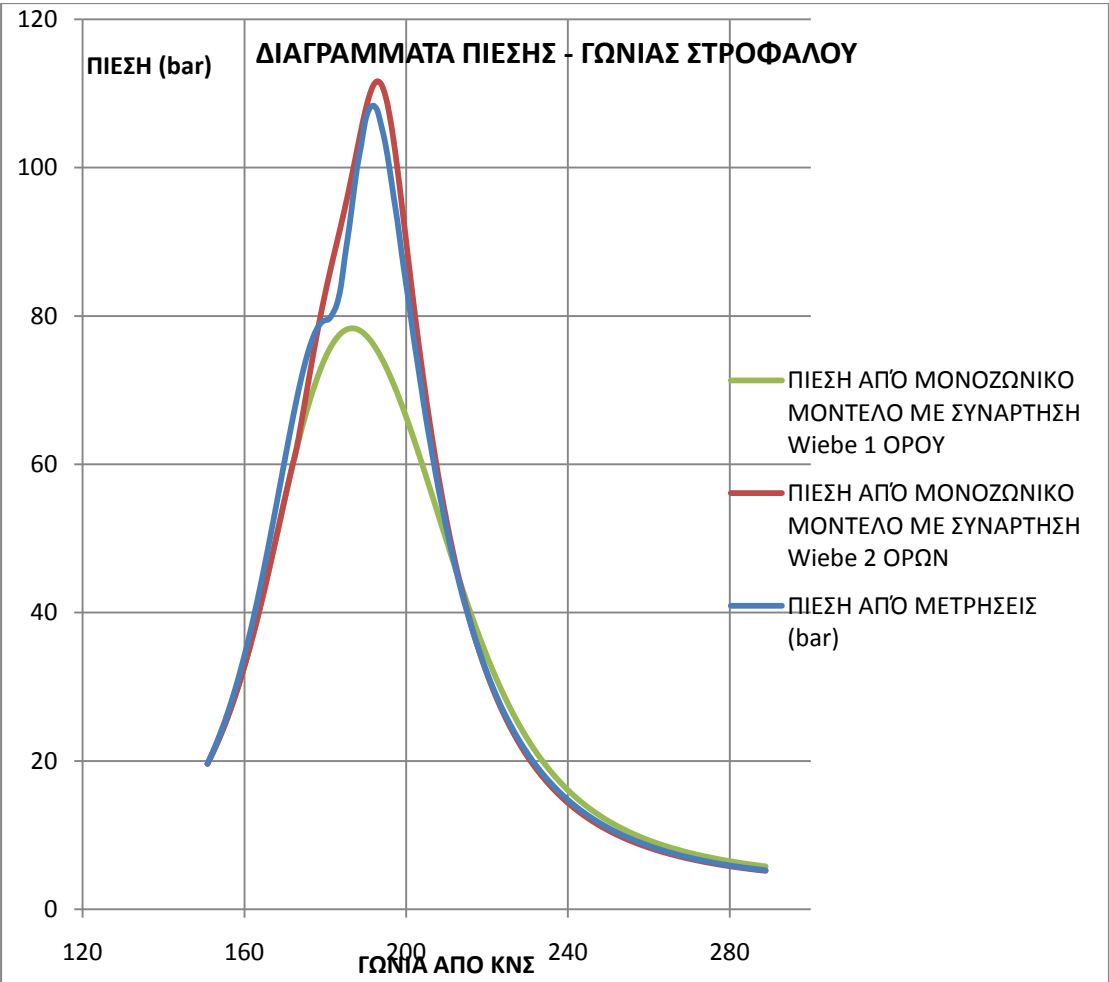
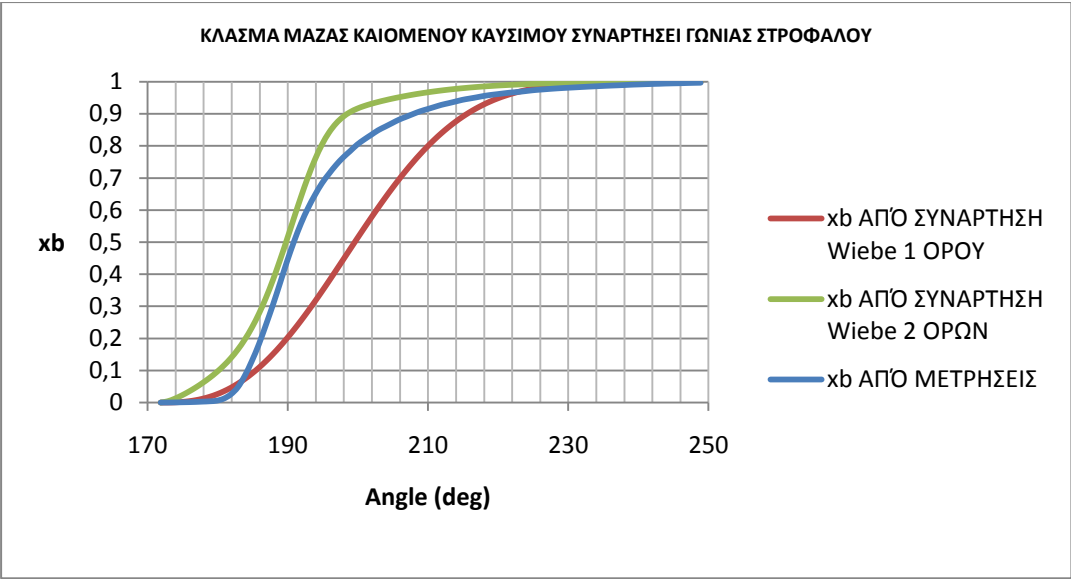
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 4





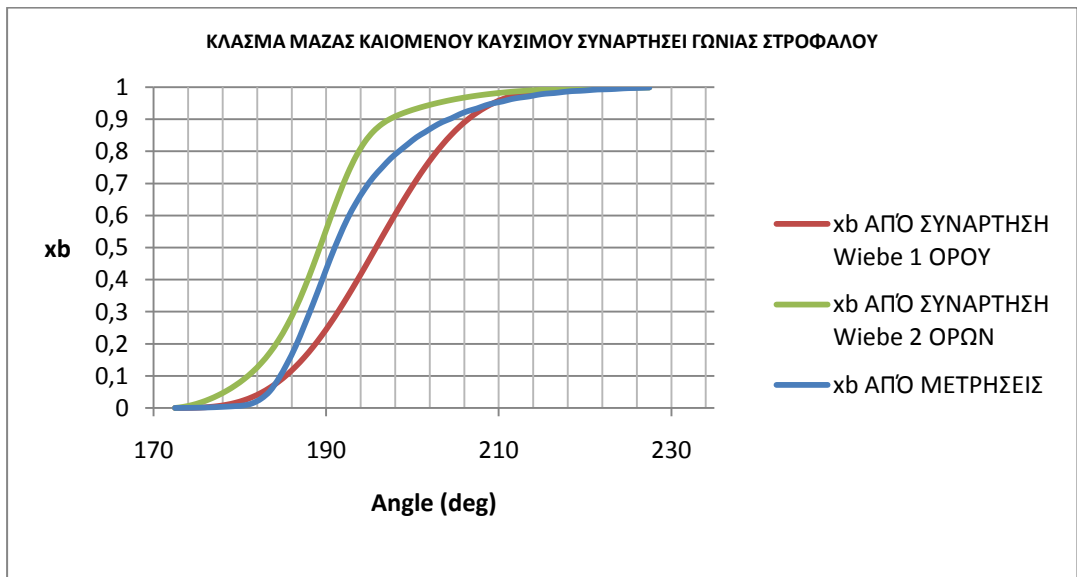
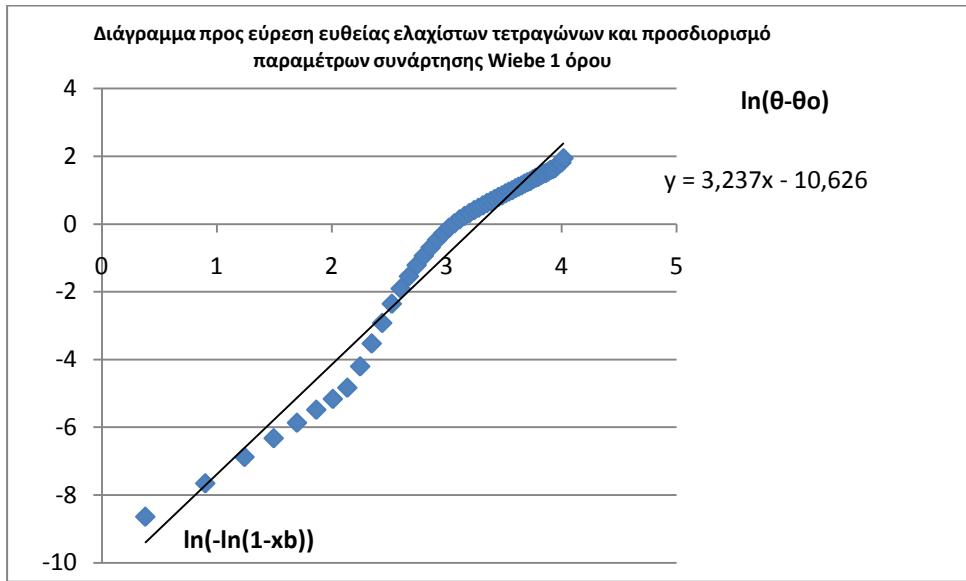
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 5

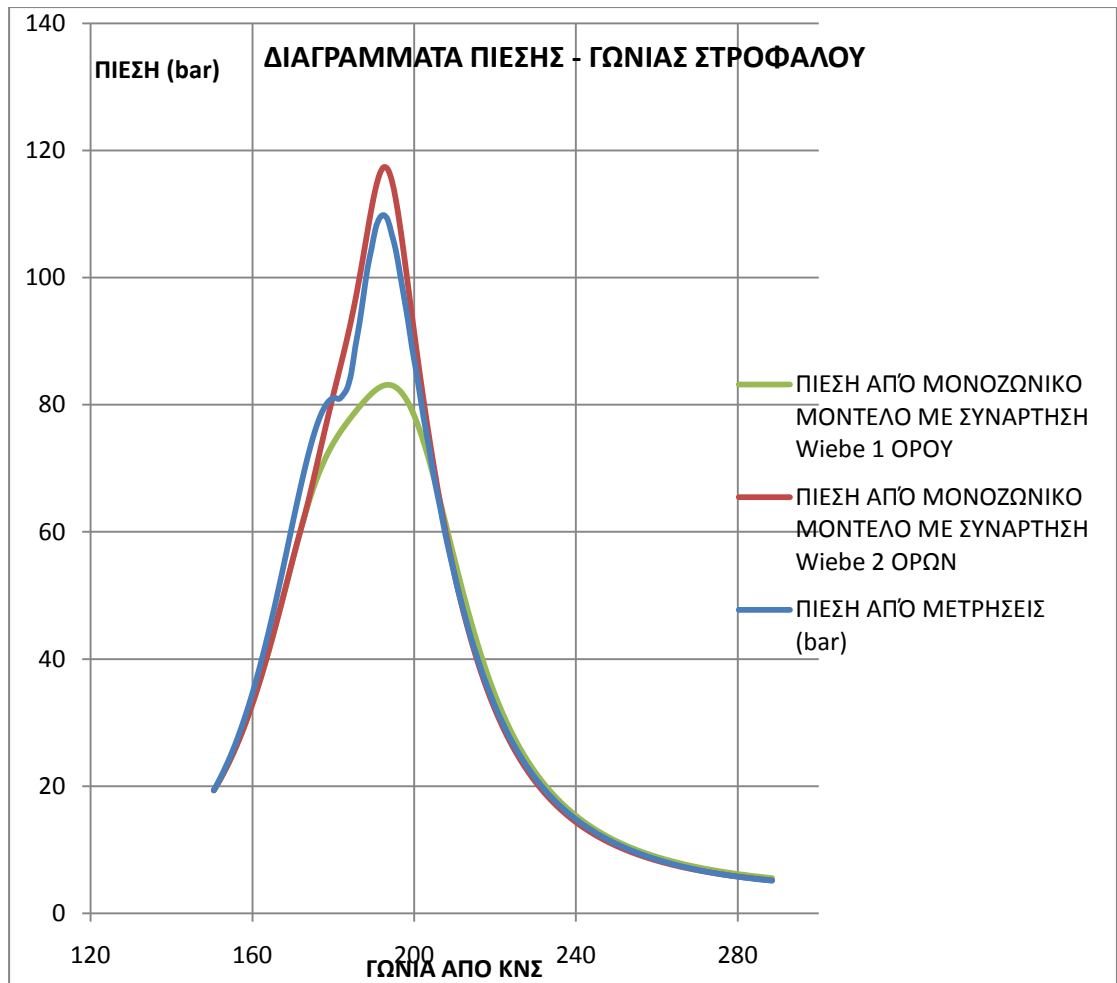






- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 6



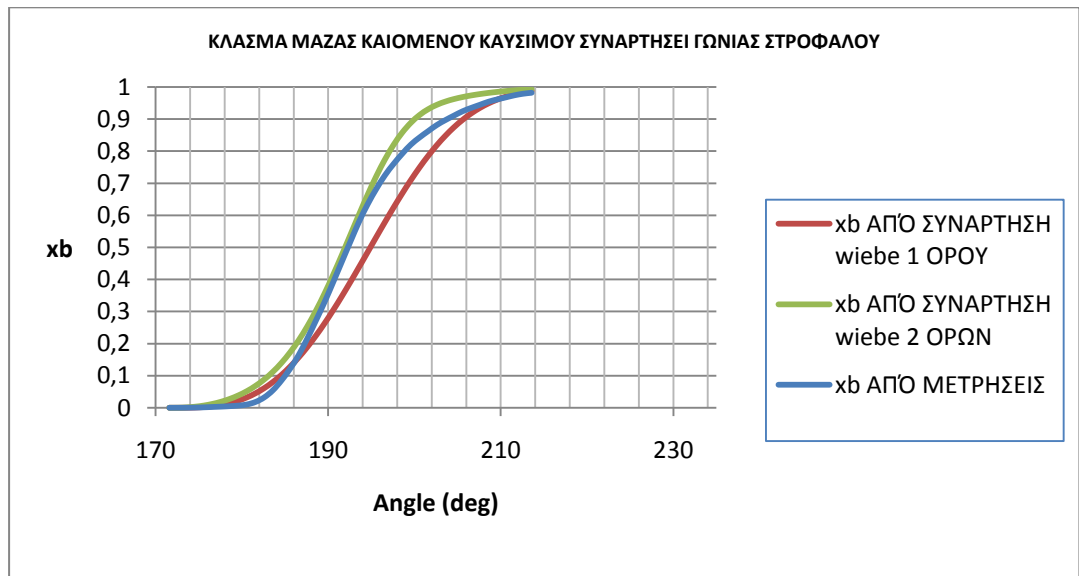
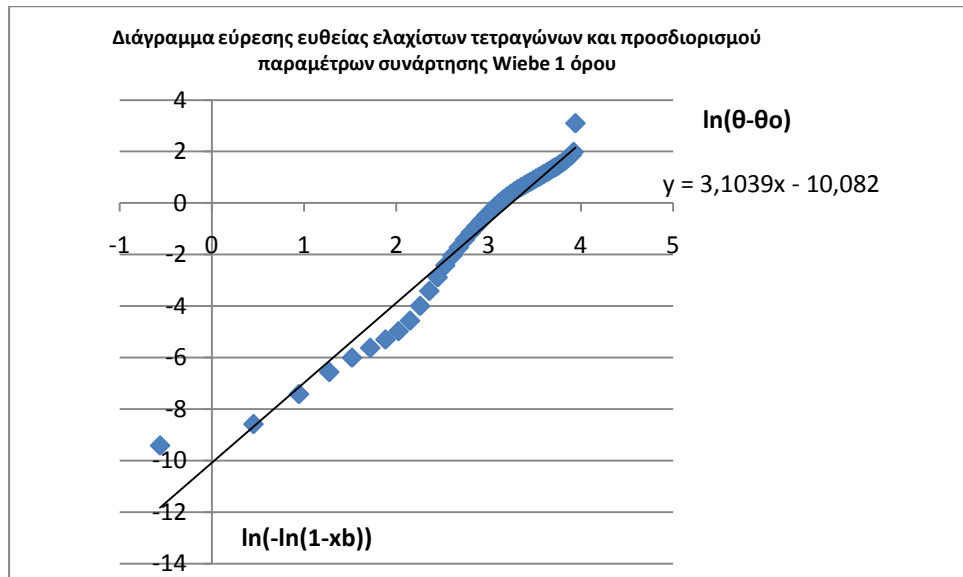


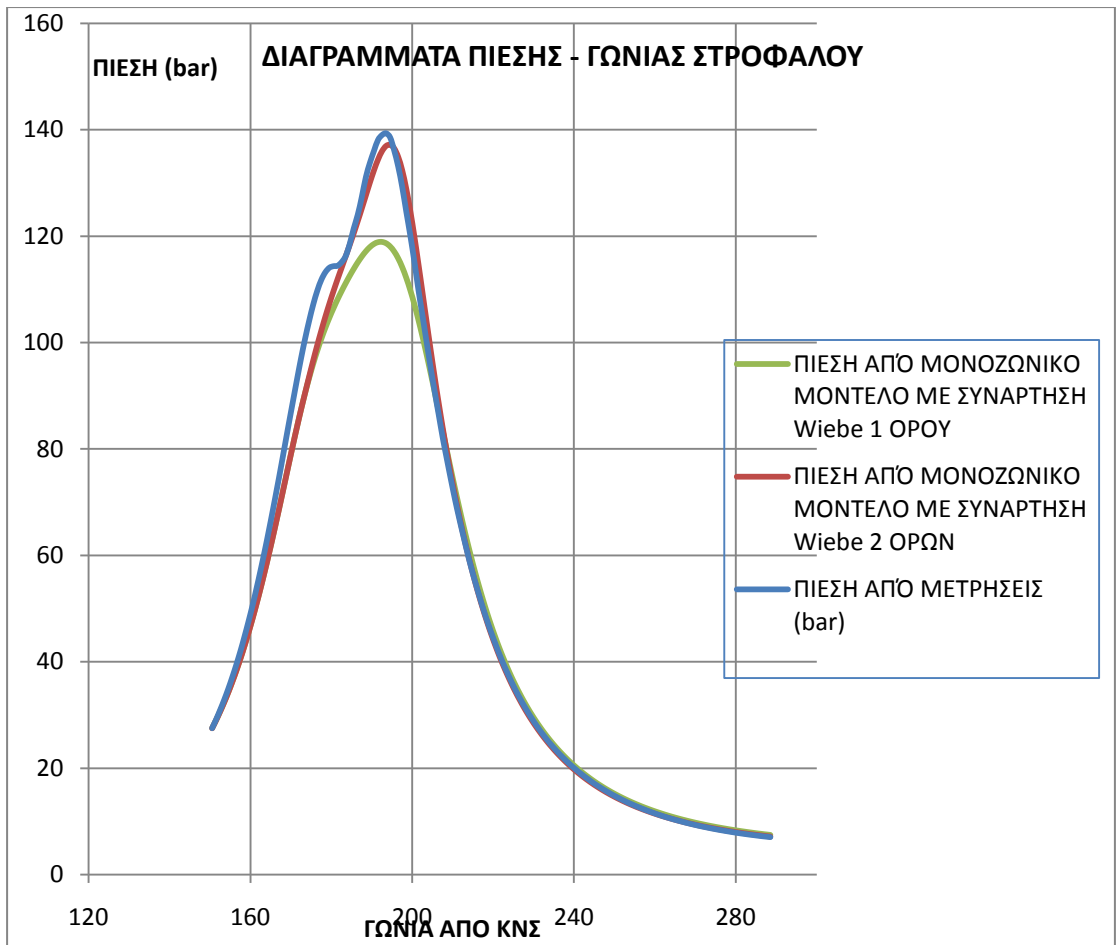
Σε αυτή τη περίπτωση φορτίου παρατηρώντας τα ανωτέρω διαγράμματα δεν προκύπτει καλή συμφωνία του πειράματος με τα αποτελέσματα από τη χρήση συνάρτησης Wiebe 1 όρου και αυτό γιατί με τη συνάρτηση αυτή δεν επιτυγχάνεται συμφωνία με το μεγάλο ρυθμό έκλυσης θερμότητας που έχουμε για τη καύση μετά το στάδιο προανάμιξης στον κινητήρα. Αρκετά καλύτερη συμφωνία με το πείραμα δίνουν τα αποτελέσματα από τη χρήση της συνάρτησης Wiebe 2 όρων. Η συμφωνία που έχουμε σε αυτή τη περίπτωση φορτίου είναι καλύτερη από ότι σε μικρότερο φορτίο. Επίσης παρατηρούμε αρκετά καλή συμφωνία των αποτελεσμάτων με το πείραμα για τη φάση της συμπίεσης και της αποτόνωσης κάτι που δηλώνει ότι επιτυχώς έχει χρησιμοποιηθεί η

συνάρτηση μεταφοράς θερμότητας που έχει επιλεχθεί στην εργασία.

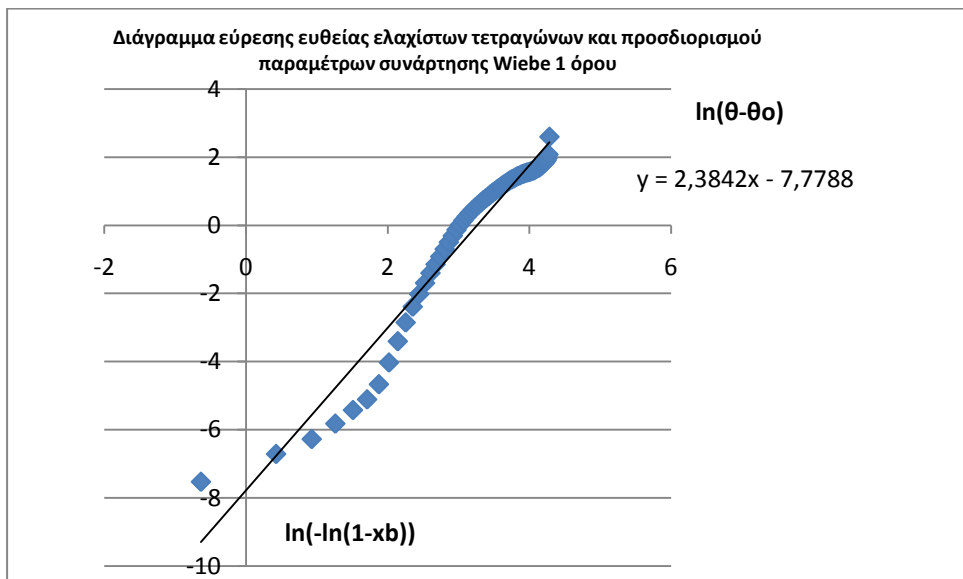
## 5.5 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 75%

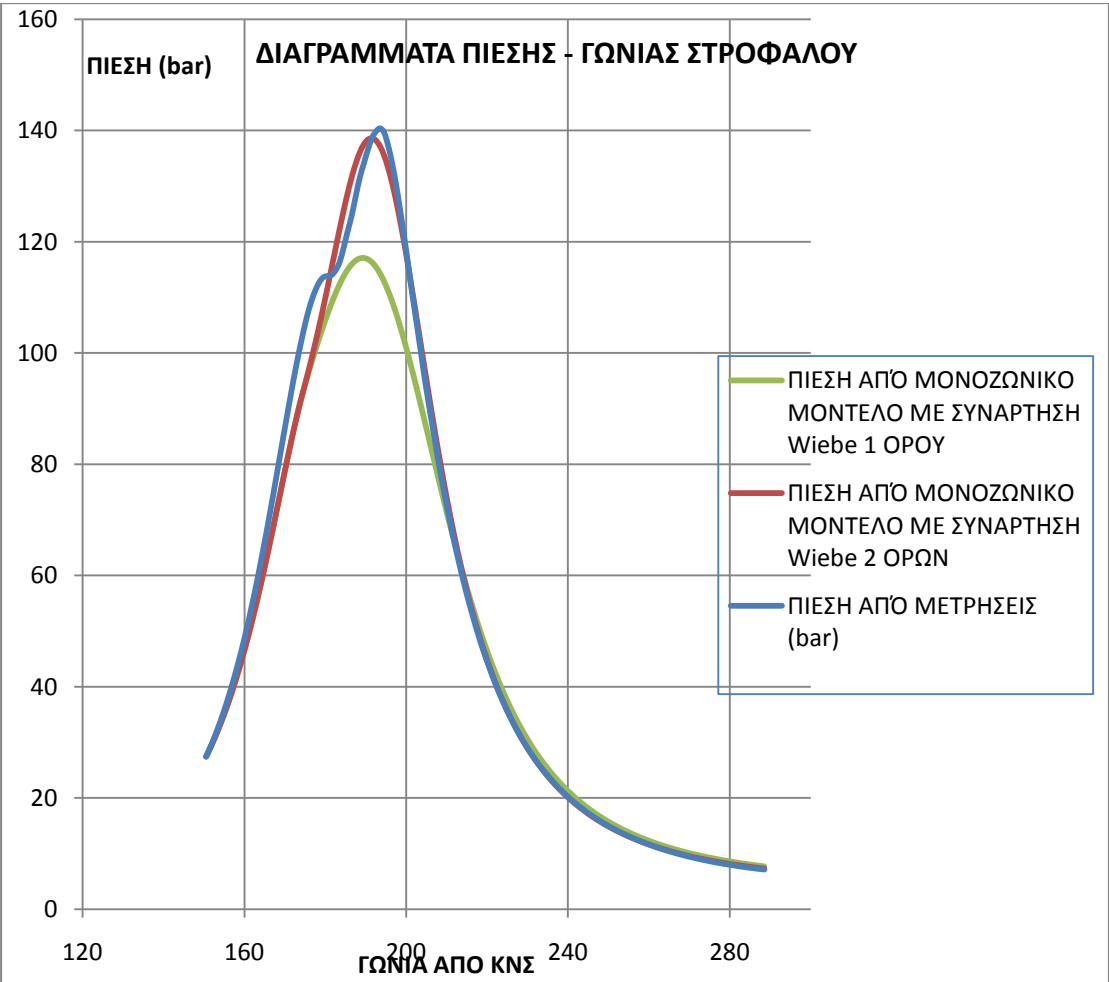
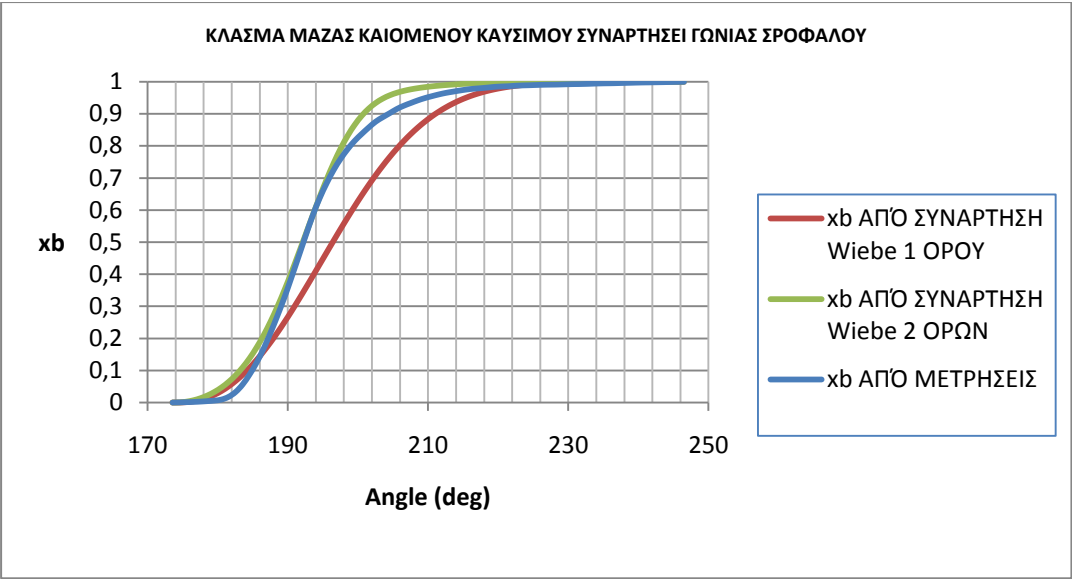
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 1



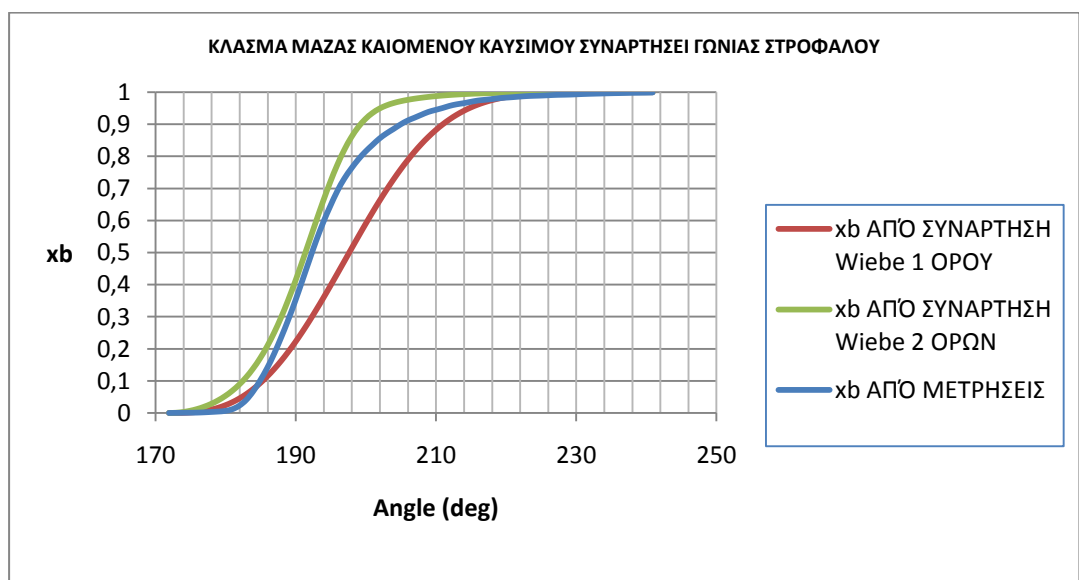
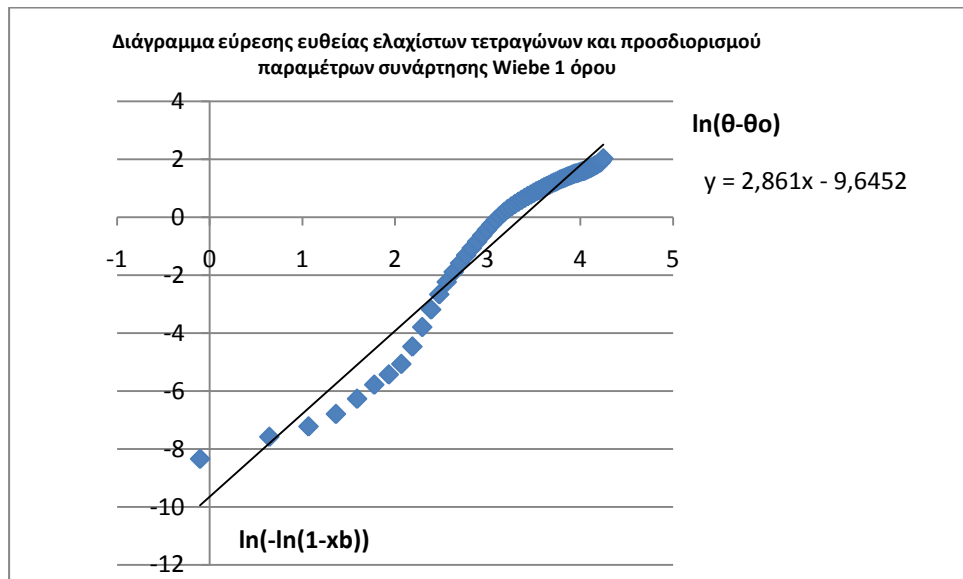


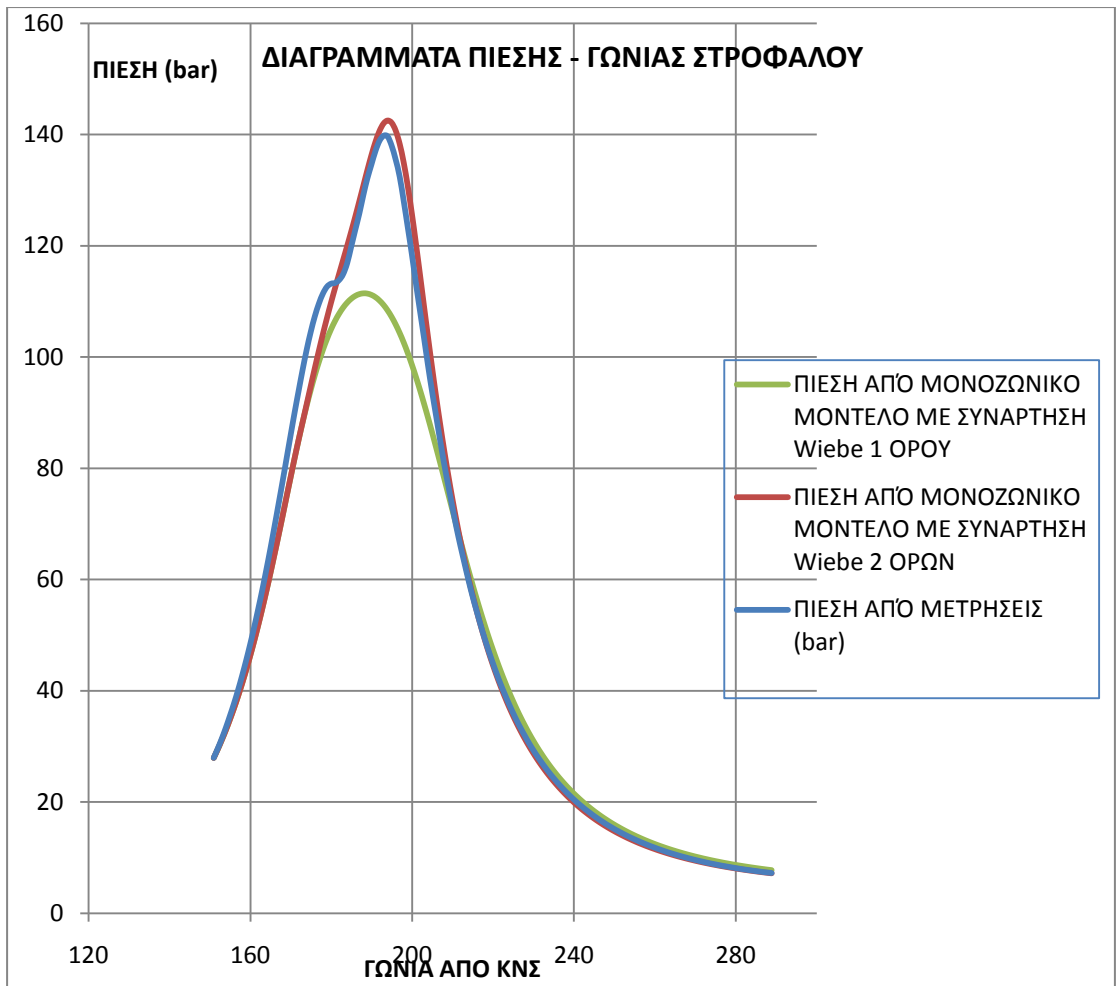
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 2



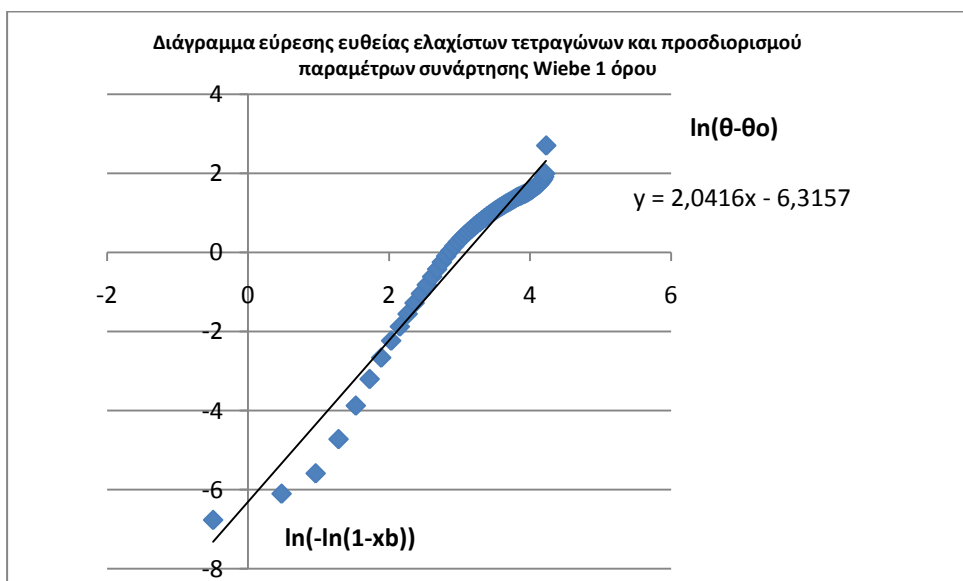


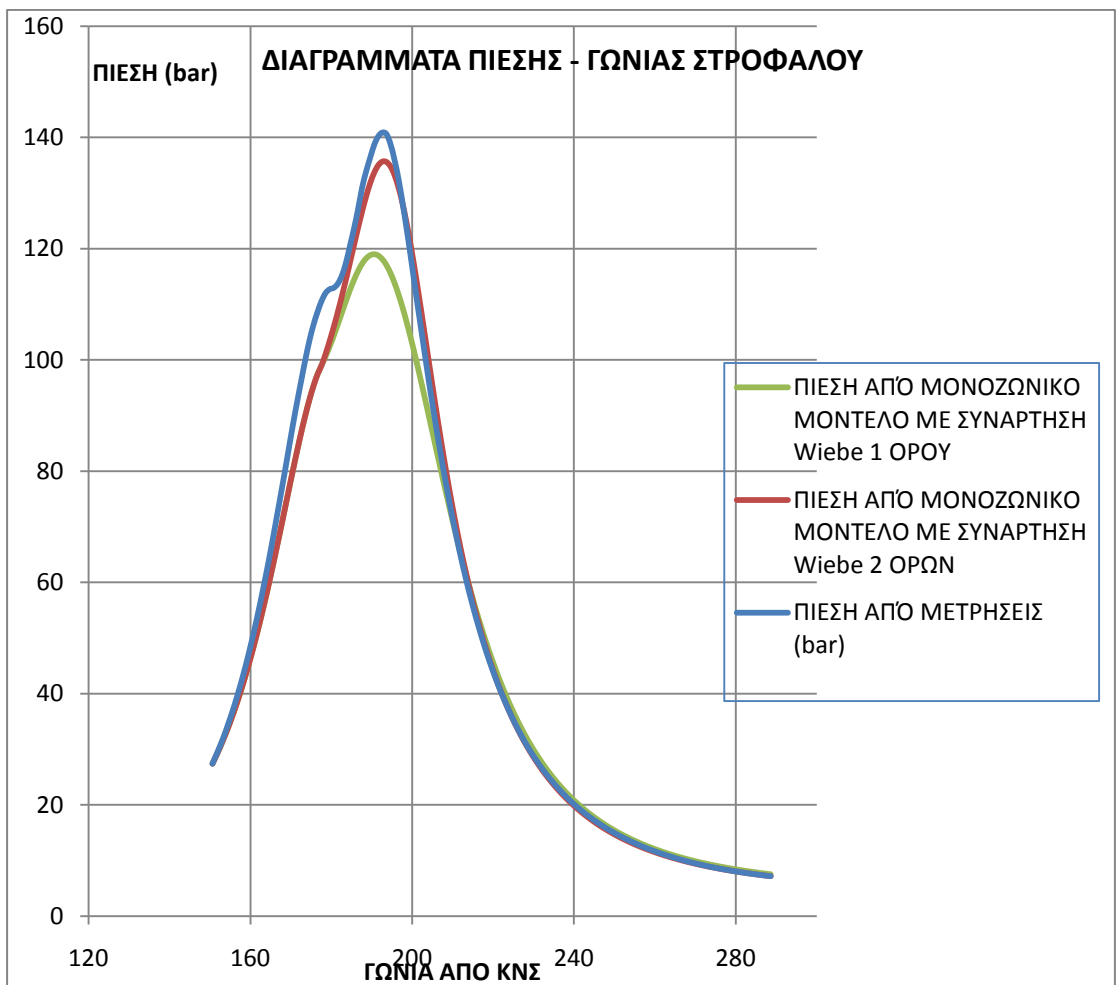
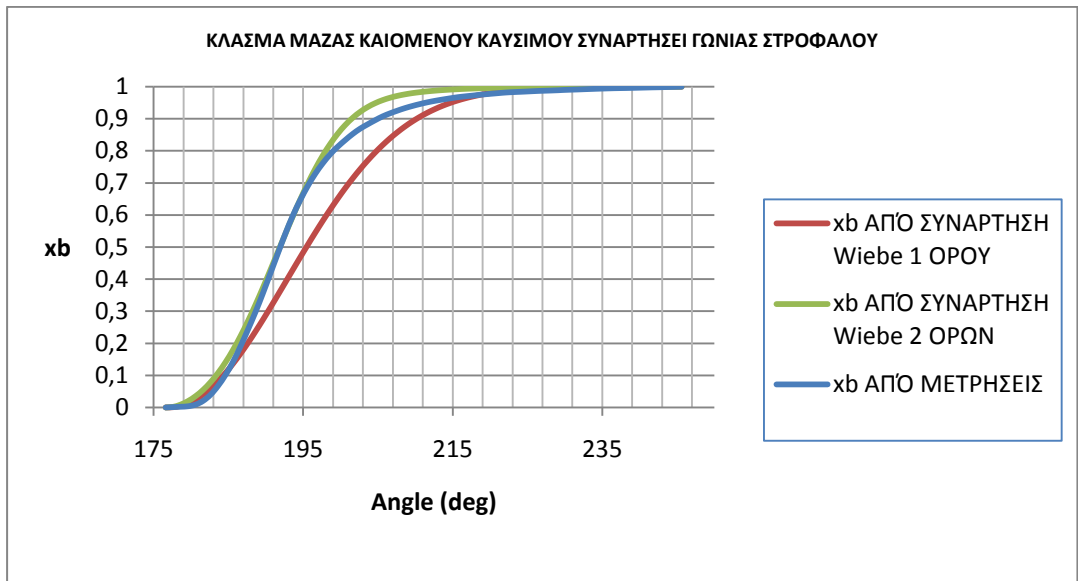
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 3





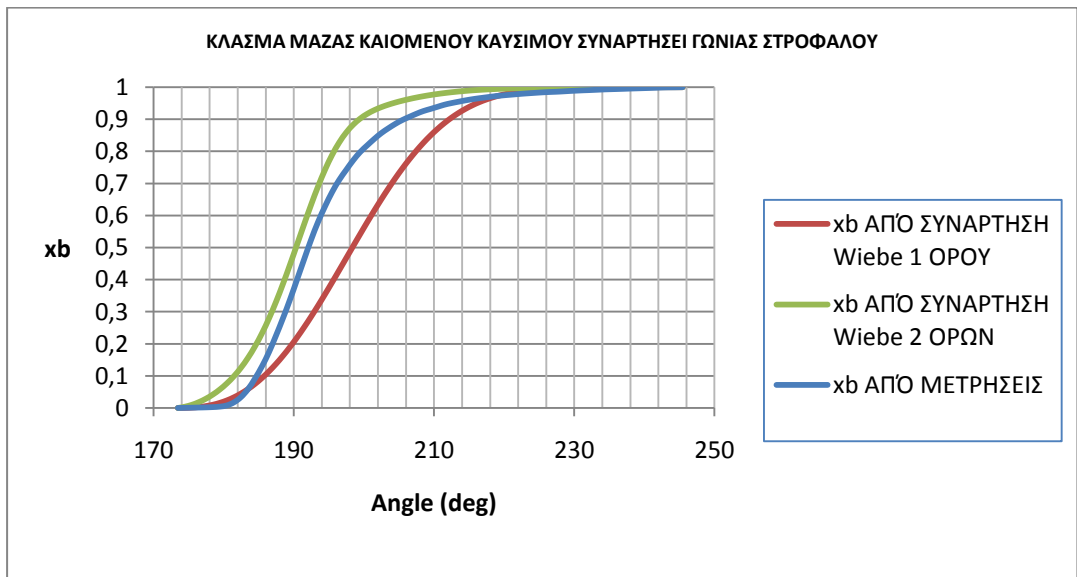
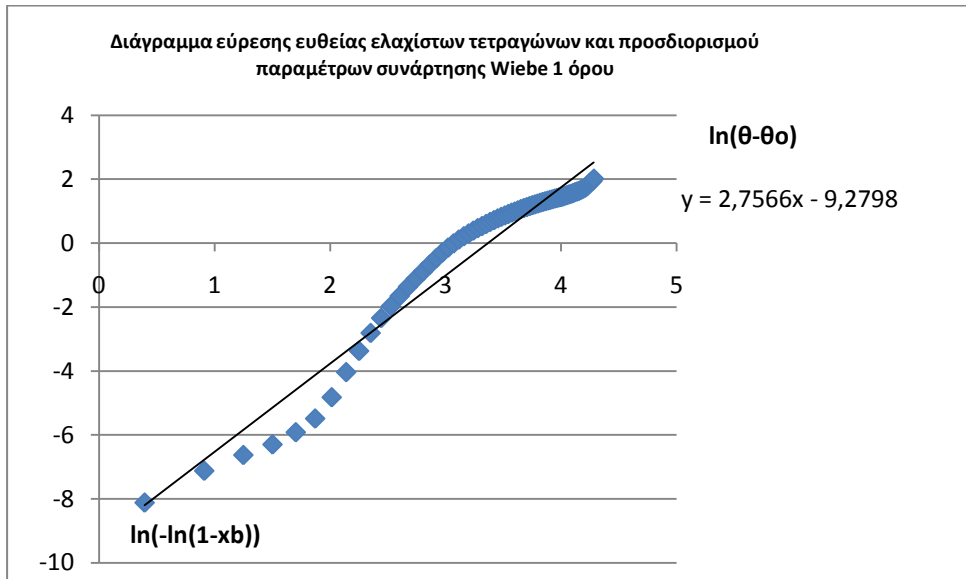
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 4

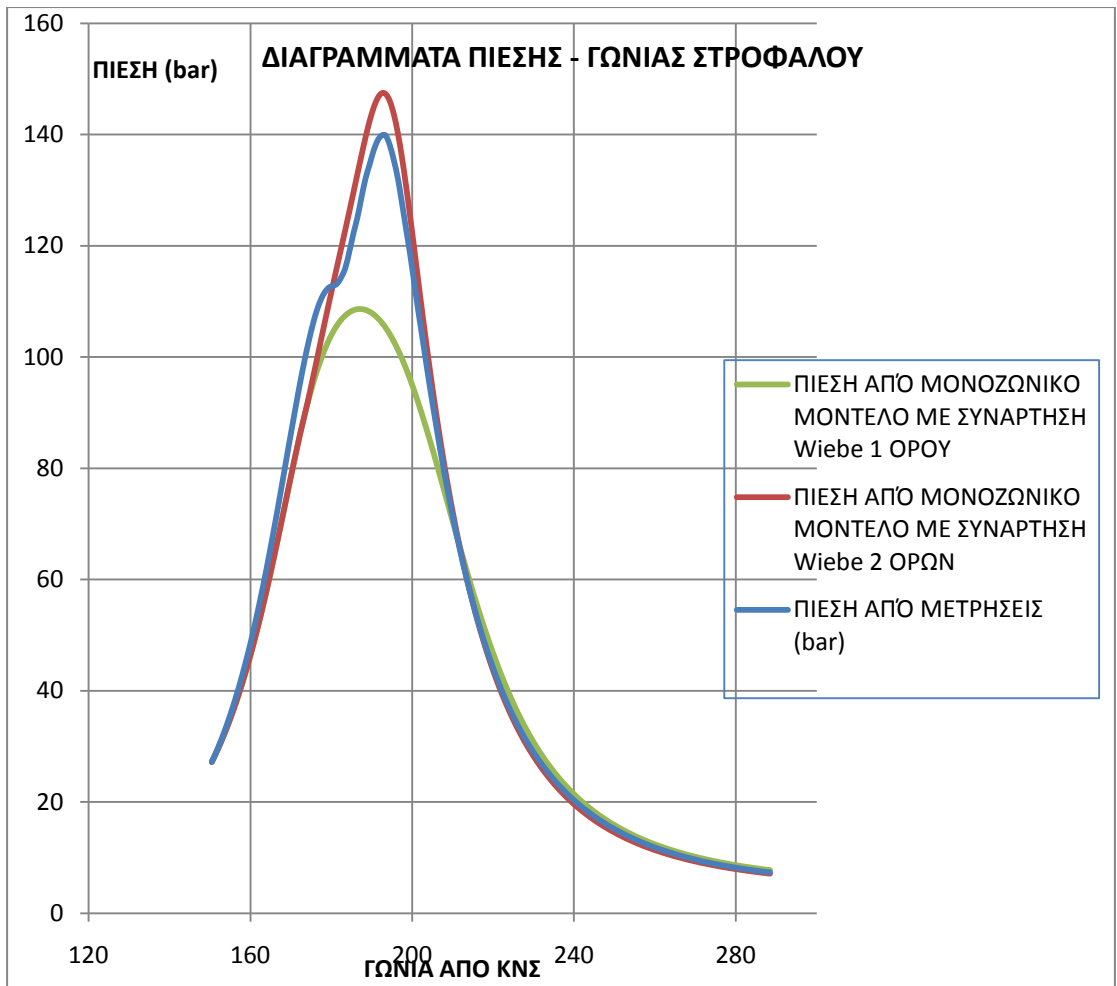






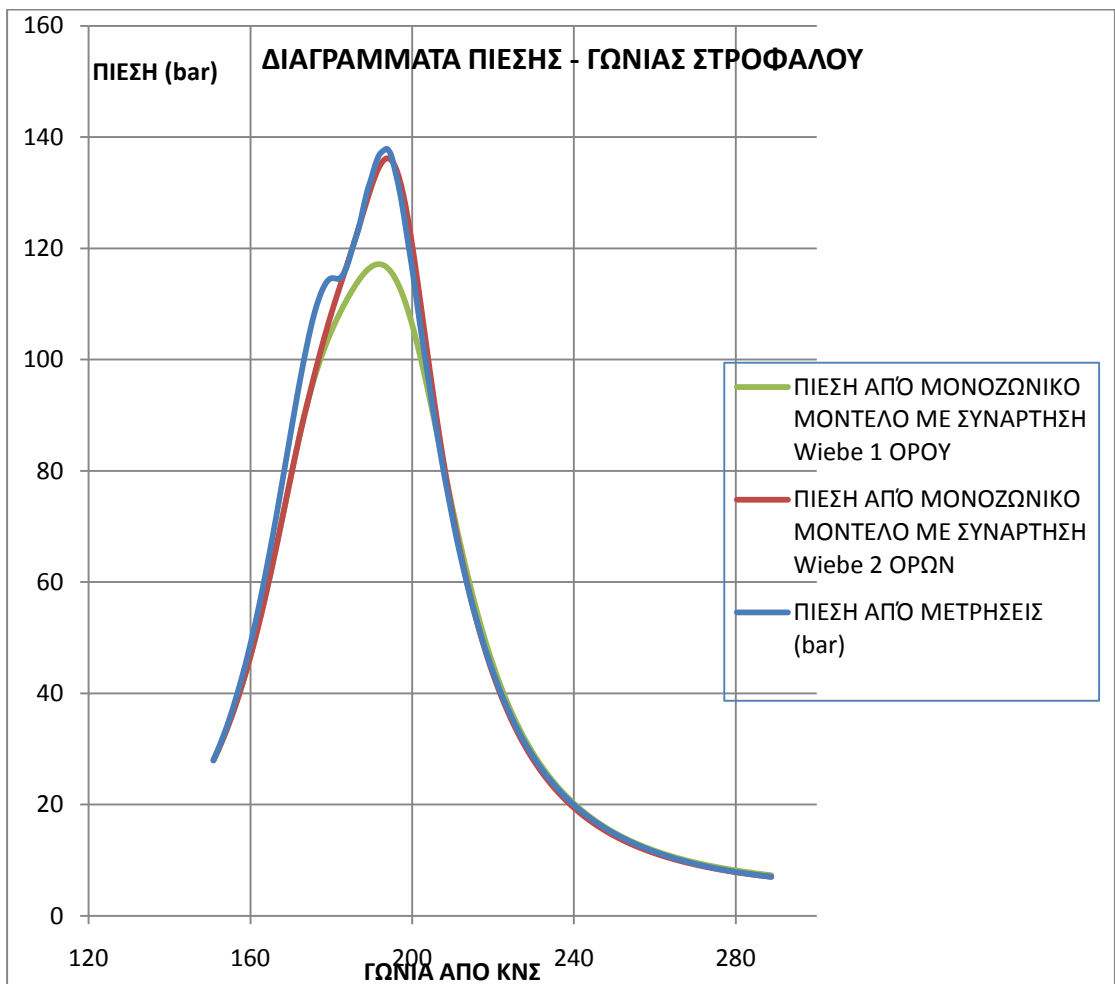
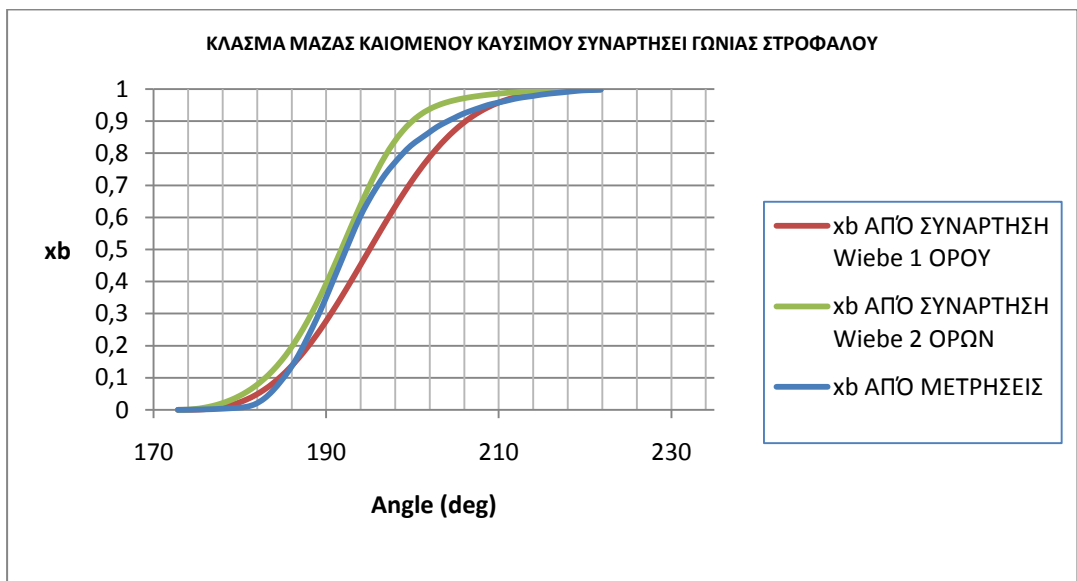
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 5





- **ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 6**



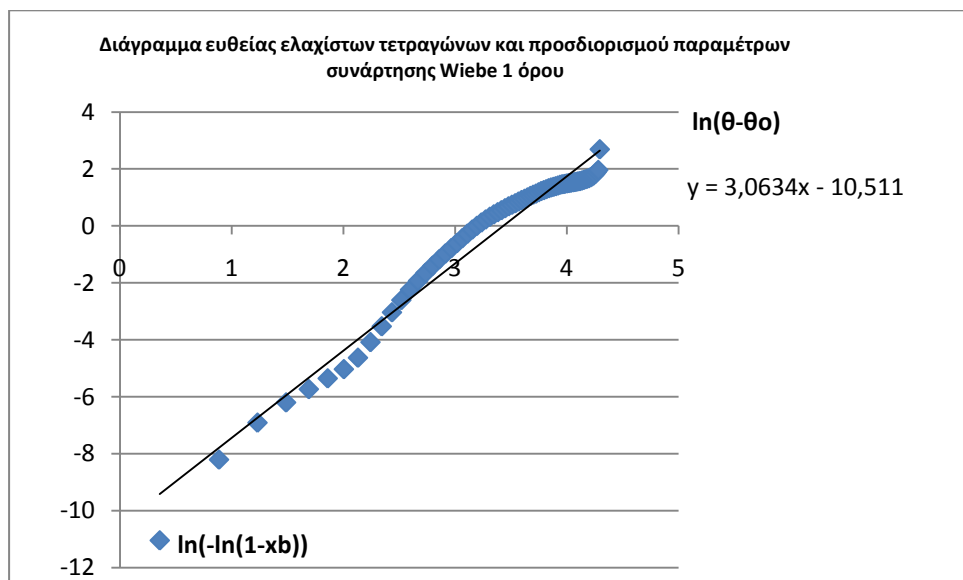


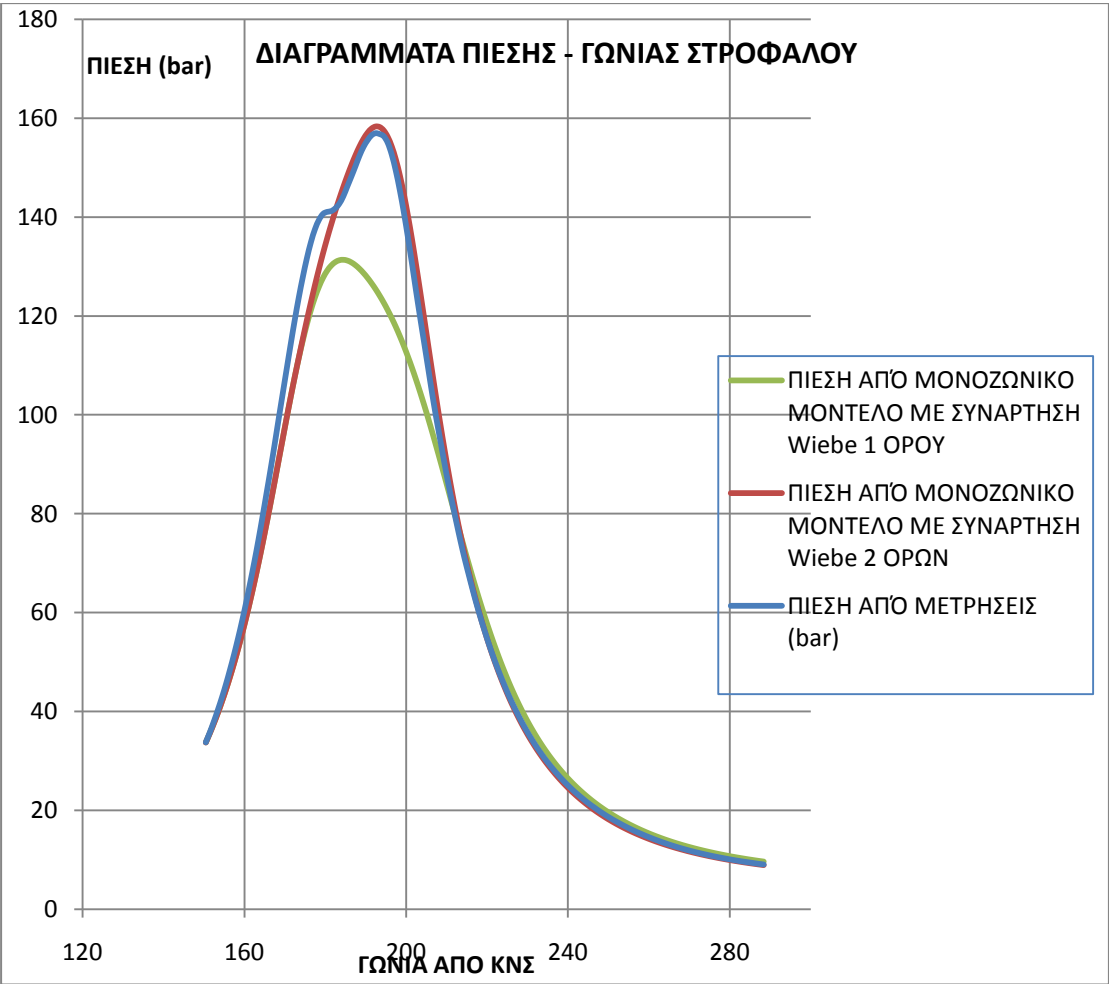
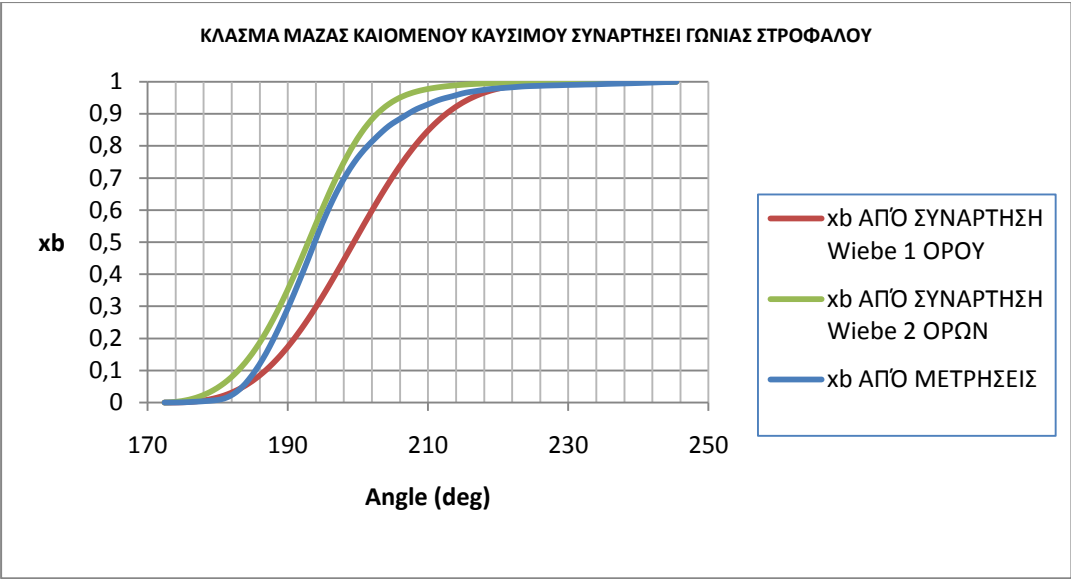
Σε αυτή τη περίπτωση φορτίου παρατηρώντας τα ανωτέρω διαγράμματα δεν προκύπτει καλή συμφωνία του πειράματος με τα

αποτελέσματα από τη χρήση συνάρτησης Wiebe 1 όρου και αυτό γιατί με τη συνάρτηση αυτή δεν επιτυγχάνεται συμφωνία με το μεγάλο ρυθμό έκλυσης θερμότητας που έχουμε για τη καύση μετά το στάδιο προανάμιξης στον κινητήρα. Αρκετά καλύτερη συμφωνία με το πείραμα δίνουν τα αποτελέσματα από τη χρήση της συνάρτησης Wiebe 2 όρων. Επιπλέον τα αποτελέσματα από τη χρήση της συνάρτησης Wiebe 2 όρων είναι ποιοτικά καλύτερα από ότι στις περιπτώσεις μικρότερου φορτίου. Επίσης παρατηρούμε αρκετά καλή συμφωνία των αποτελεσμάτων με το πείραμα για τη φάση της συμπίεσης και της αποτόνωσης κάτι που δηλώνει ότι επιτυχώς έχει χρησιμοποιηθεί η συνάρτηση μεταφοράς θερμότητας που έχει επιλεγθεί στην εργασία.

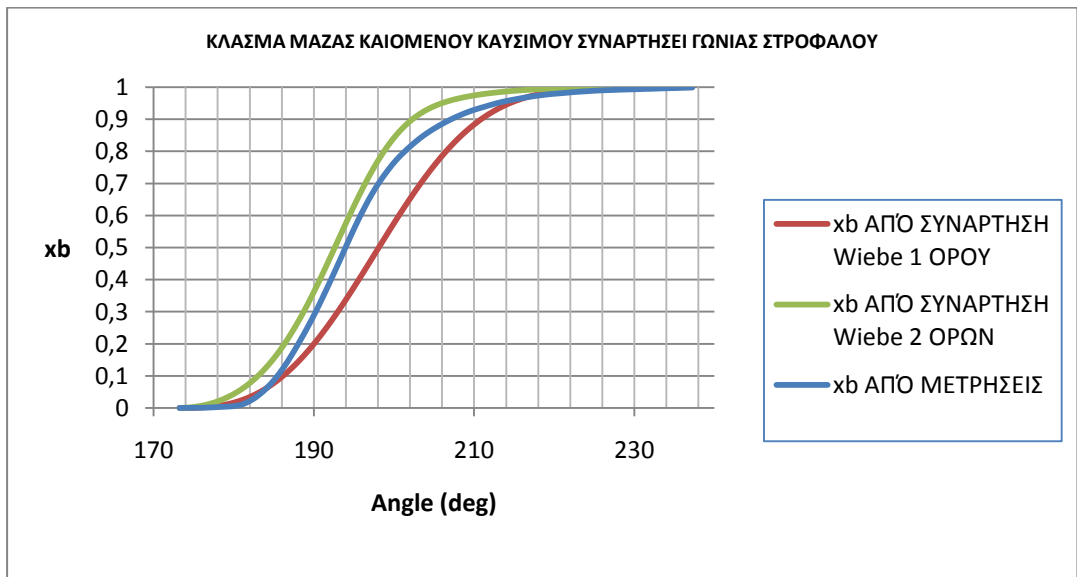
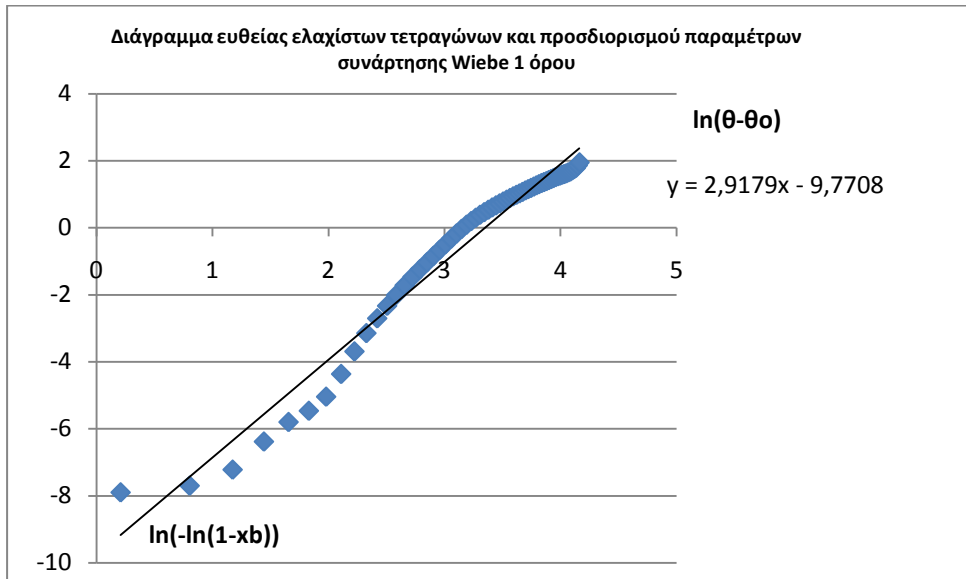
## 5.6 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ ΦΟΡΤΙΟ 100%

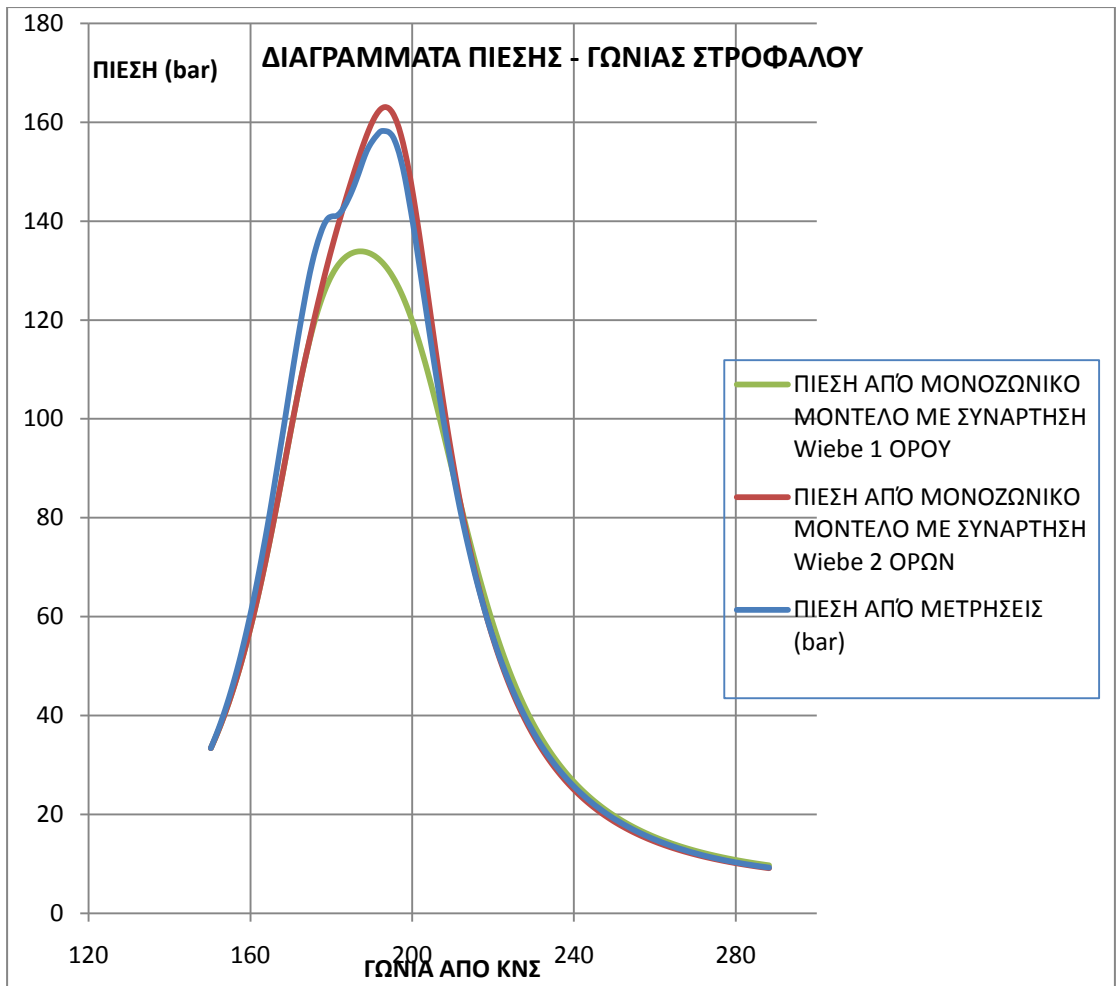
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 1





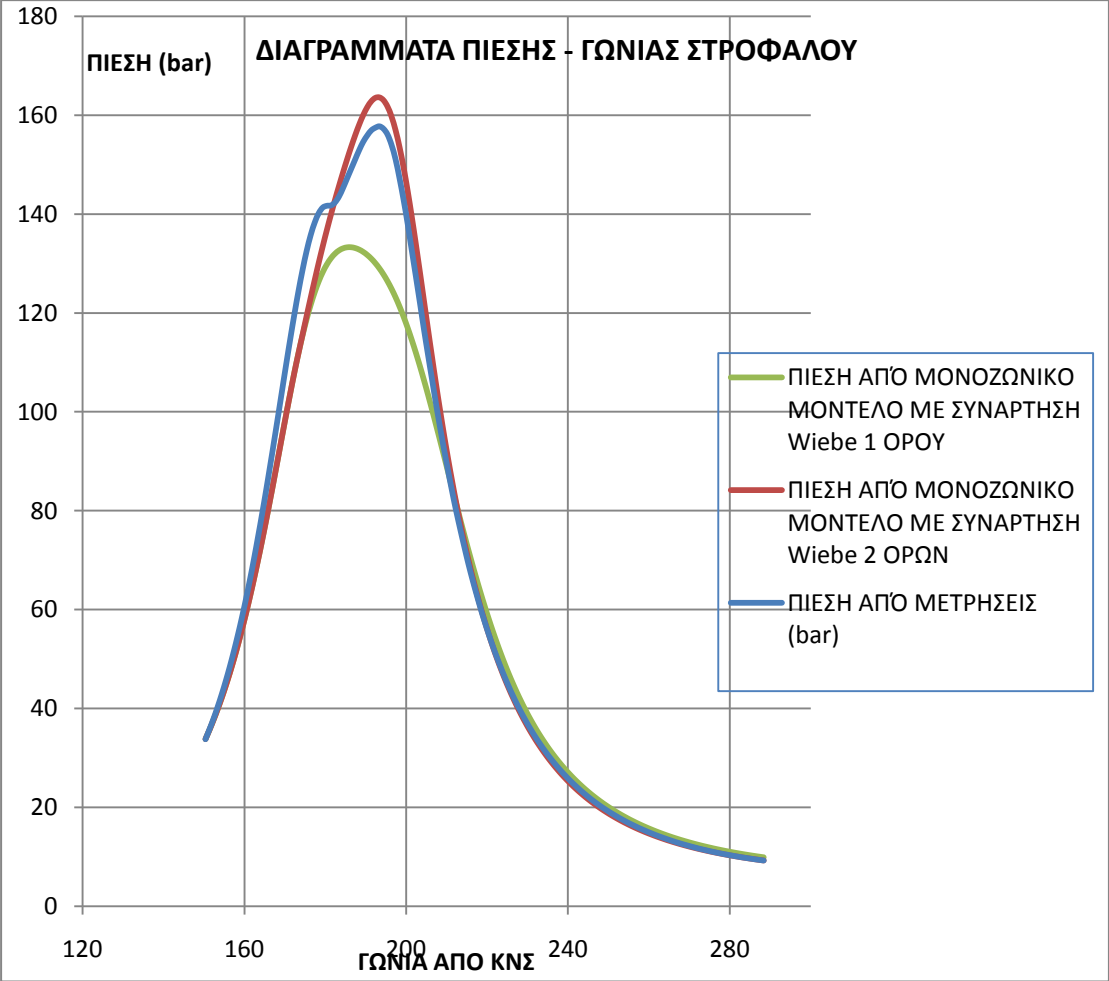
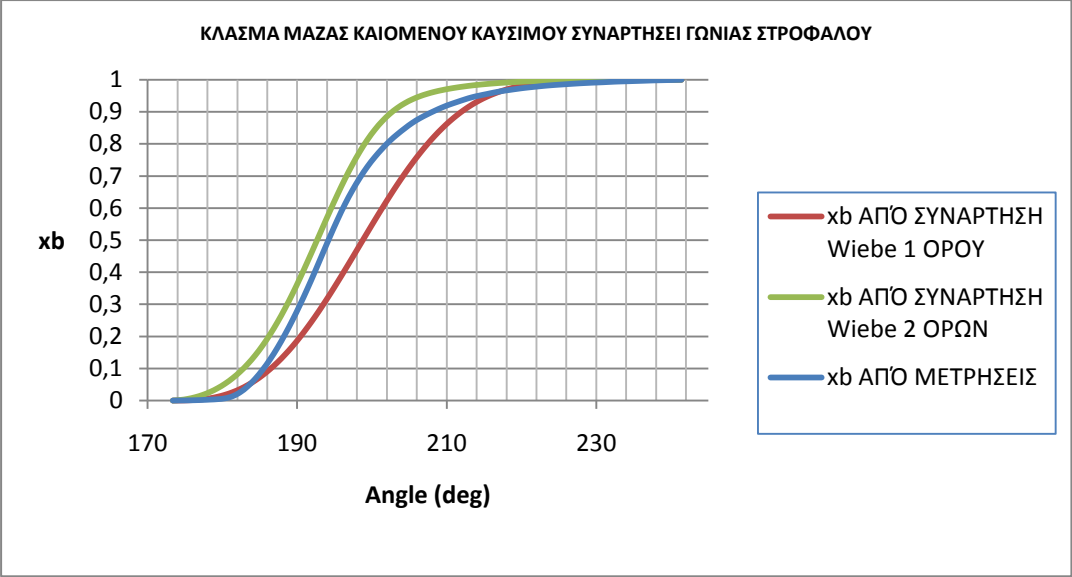
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 2





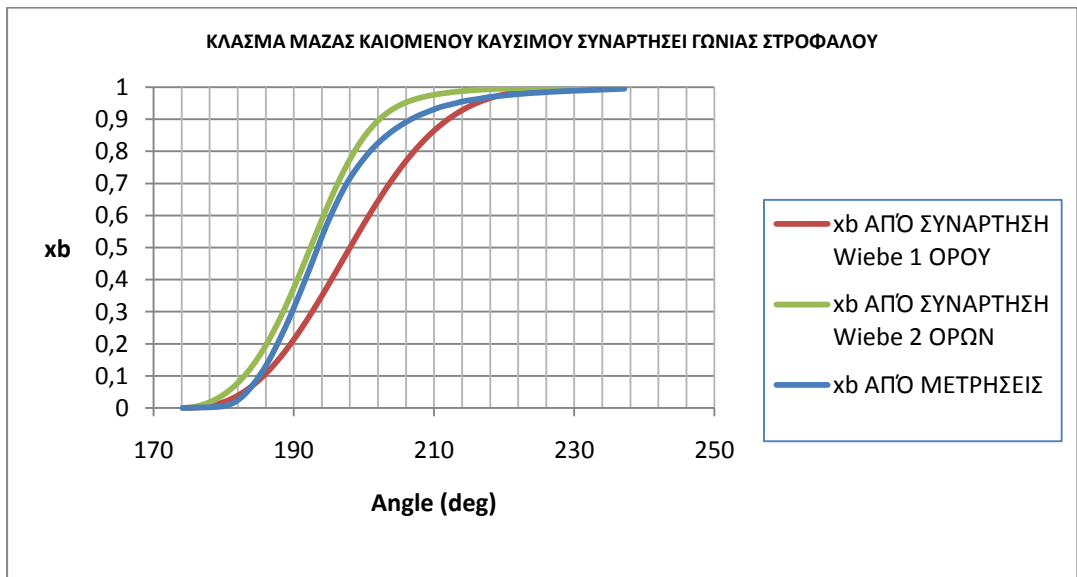
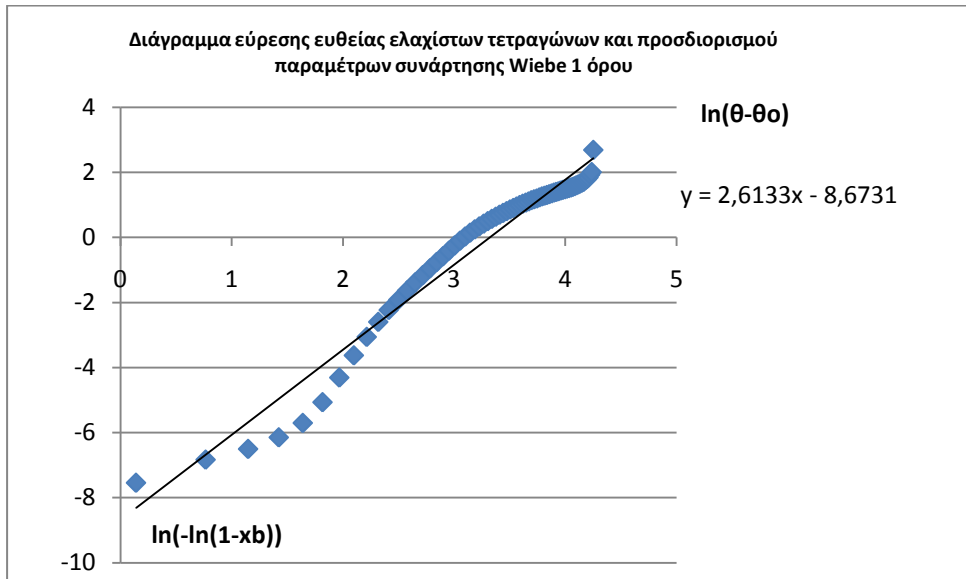
- **ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 3**

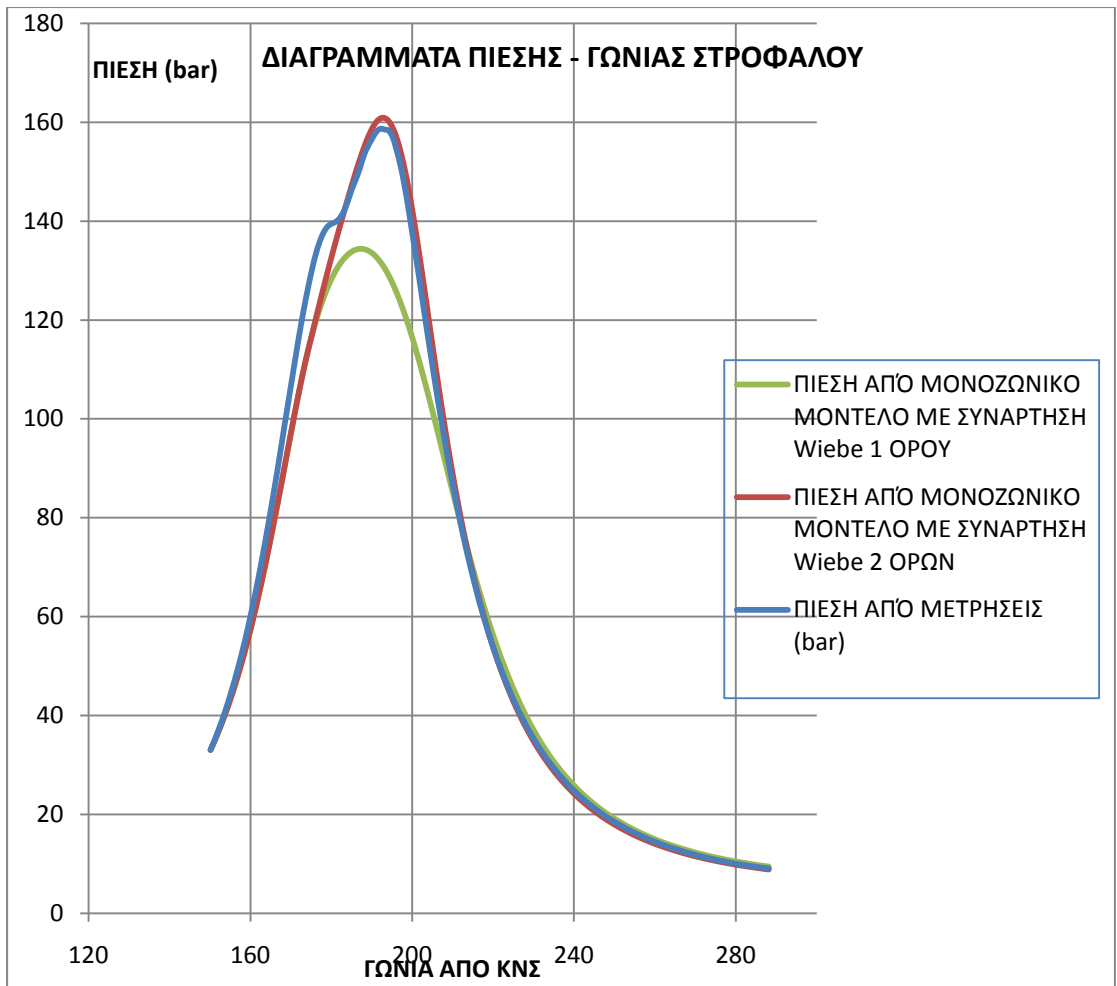




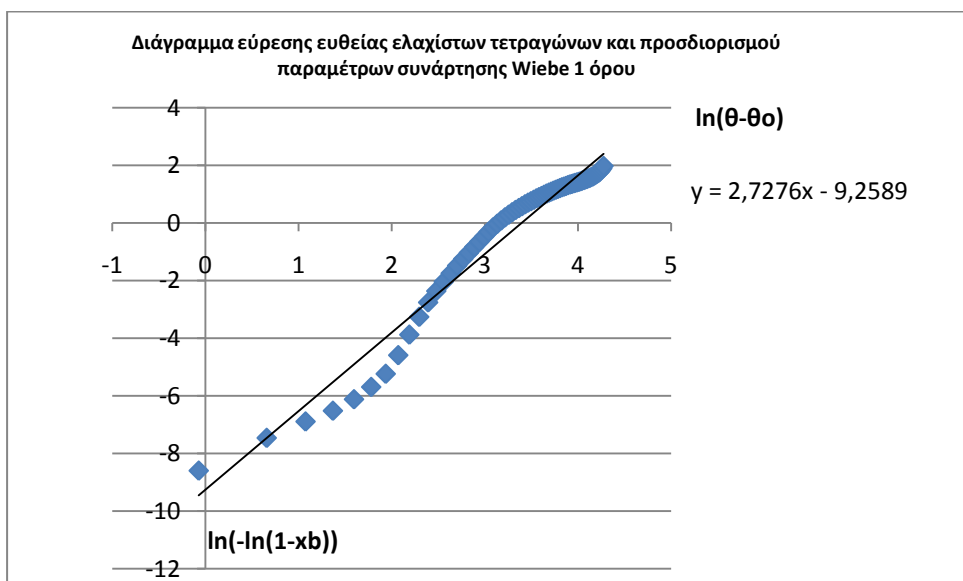


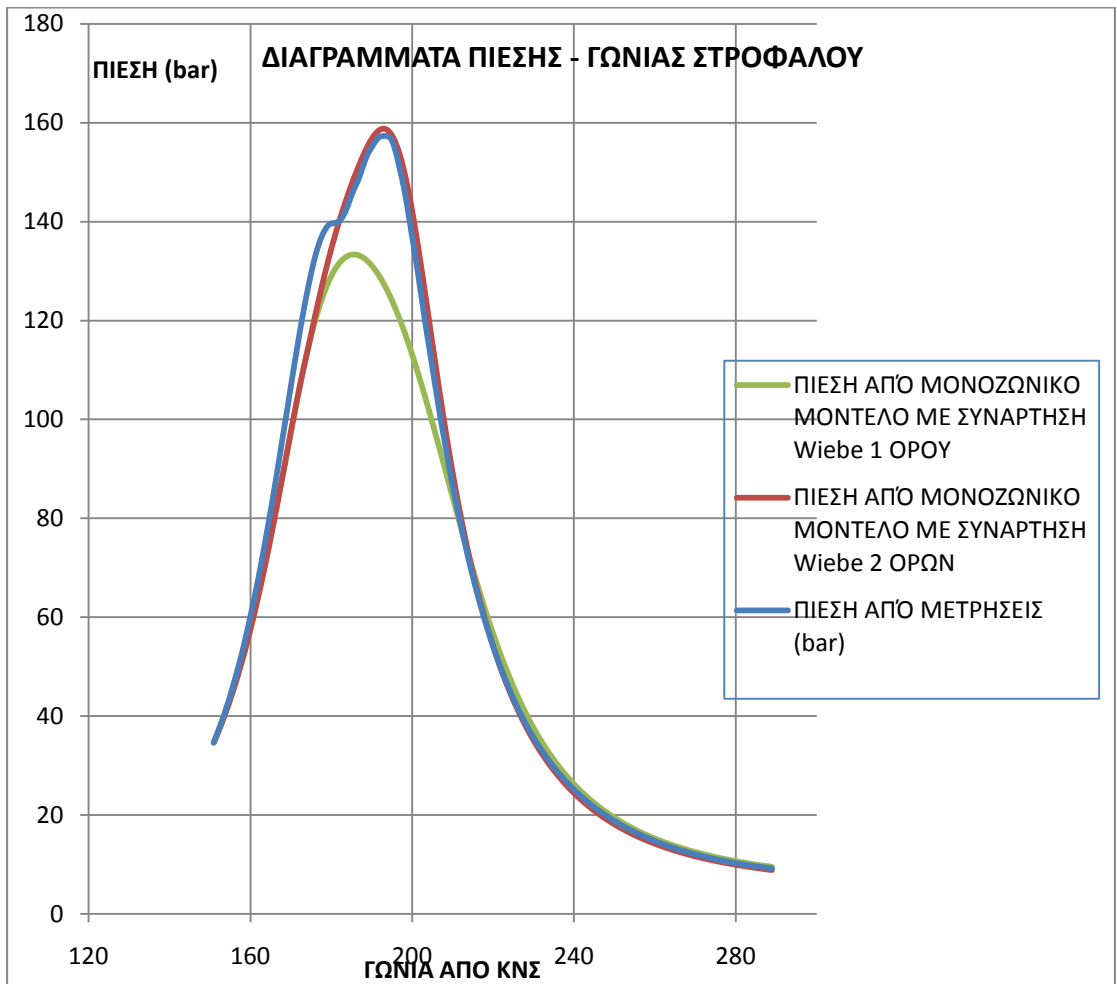
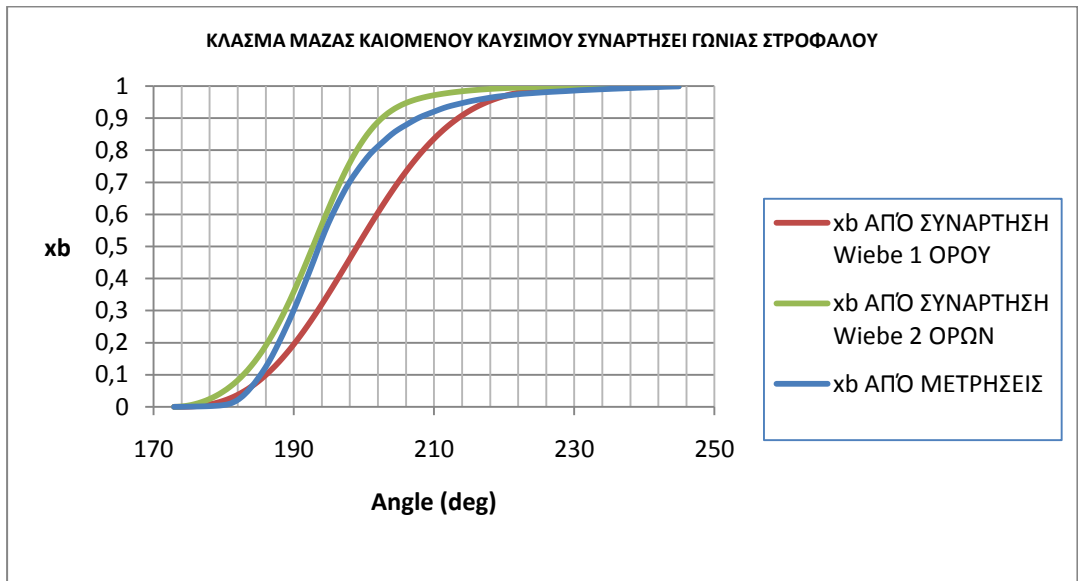
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 4



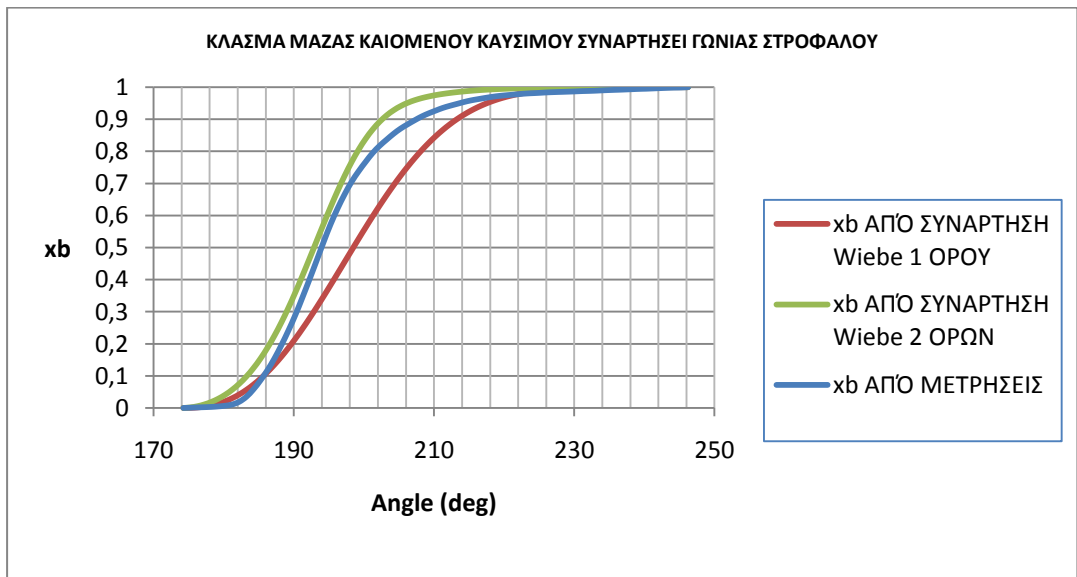
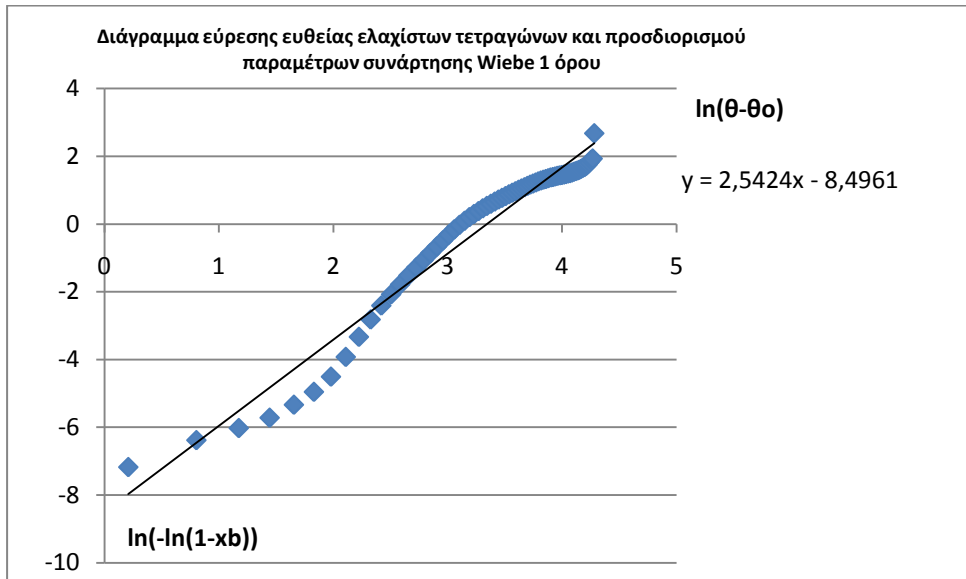


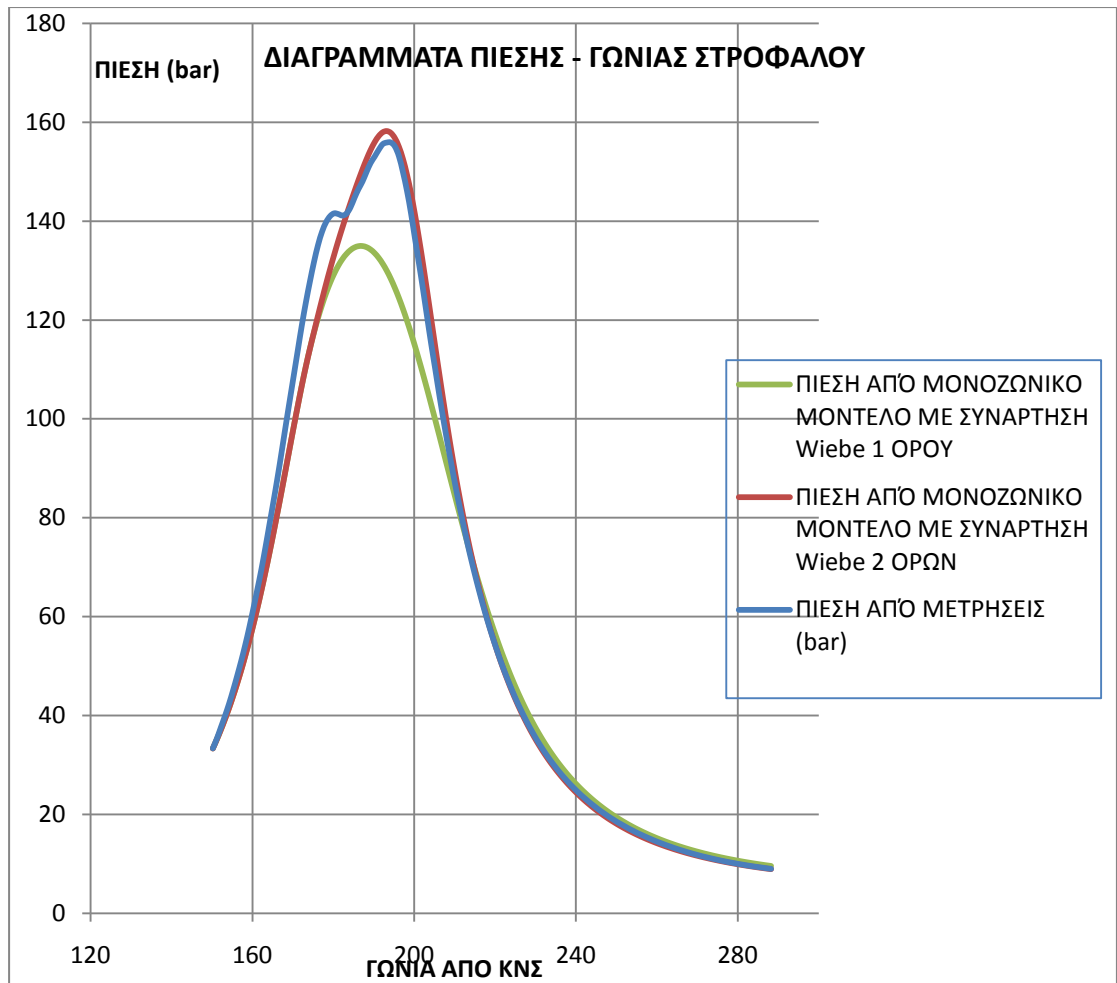
- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 5





- ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ 6





Παρατηρώντας τα ανωτέρω διαγράμματα δεν προκύπτει καλή συμφωνία του πειράματος με τα αποτελέσματα από τη χρήση συνάρτησης Wiebe 1 όρου και αυτό γιατί με τη συνάρτηση αυτή δεν επιτυγχάνεται συμφωνία με το μεγάλο ρυθμό έκλυσης θερμότητας που έχουμε για τη καύση μετά το στάδιο προανάμιξης στον κινητήρα. Αρκετά καλύτερη συμφωνία με το πείραμα δίνουν τα αποτελέσματα από τη χρήση της συνάρτησης Wiebe 2 όρων. Επίσης έχουμε καλύτερη συμφωνία των αποτελεσμάτων από τη χρήση της συνάρτησης Wiebe 2 όρων με το πείραμα από ότι σε μικρότερα φορτία. Επίσης παρατηρούμε αρκετά καλή συμφωνία των αποτελεσμάτων με το πείραμα για τη φάση της συμπίεσης και της αποτόνωσης κάτι που δηλώνει ότι επιτυχώς έχει

χρησιμοποιηθεί η συνάρτηση μεταφοράς θερμότητας που έχει επιλεγθεί στην εργασία.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

### ΓΕΝΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

#### 6.1 ΓΕΝΙΚΑ

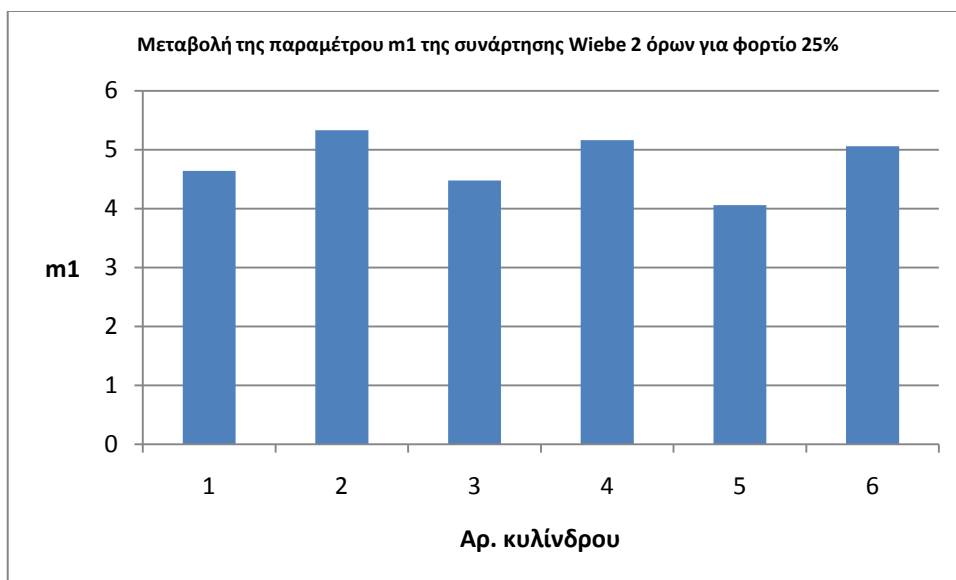
Από τα διαγράμματα του ΚΕΦ 5, προκύπτει ότι γενικά καλύτερη πρόβλεψη των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων πίεσης, ώστε να χρησιμοποιηθεί μετά ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας που δίνεται από τις συναρτήσεις Wiebe σε μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα, για τον υπόψη κινητήρα επιτυγχάνεται με τη χρήση της συνάρτησης Wiebe δύο όρων. Παρατηρούνται σε αρκετές περιπτώσεις διαφορές μεταξύ των θεωρητικών διαγραμμάτων πίεσης από τη χρήση των συναρτήσεων Wiebe και των διαγραμμάτων από το πείραμα οι οποίες όμως αν θεωρήσουμε την συνάρτηση Wiebe δύο όρων δεν είναι σημαντικές. Παρατηρούμε ότι σε όλες τις περιπτώσεις για τη συμπίεση και την αποτόνωση έχουμε καλή συμφωνία με το πείραμα από το μονοζωνικό μοντέλο. Υπάρχουν βέβαια διαφορές που οφείλονται στο ότι με τις συναρτήσεις Wiebe δεν έγινε προσαρμογή στο ρυθμό έκλυσης θερμότητας από τη καύση καυσίμου, αλλά όπως περιγράφεται και σε αντίστοιχη βιβλιογραφία έγινε προσαρμογή στην επισωρευτική έκλυση θερμότητας από την καύση καυσίμου.

Στις επόμενες παραγράφους θα διερευνηθεί η διαφορά στις συναρτήσεις Wiebe μεταξύ των κυλίνδρων της μηχανής για όλα τα φορτία που εξετάστηκαν. Αυτό θα επιτευχθεί παρατηρώντας τις τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe για τους κυλίνδρους σε κάθε φορτίο. Η τεχνική αυτή θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την

ανάπτυξη διαγνωστικής διαδικασίας για τον έλεγχο του συστήματος της έγχυσης του κινητήρα.

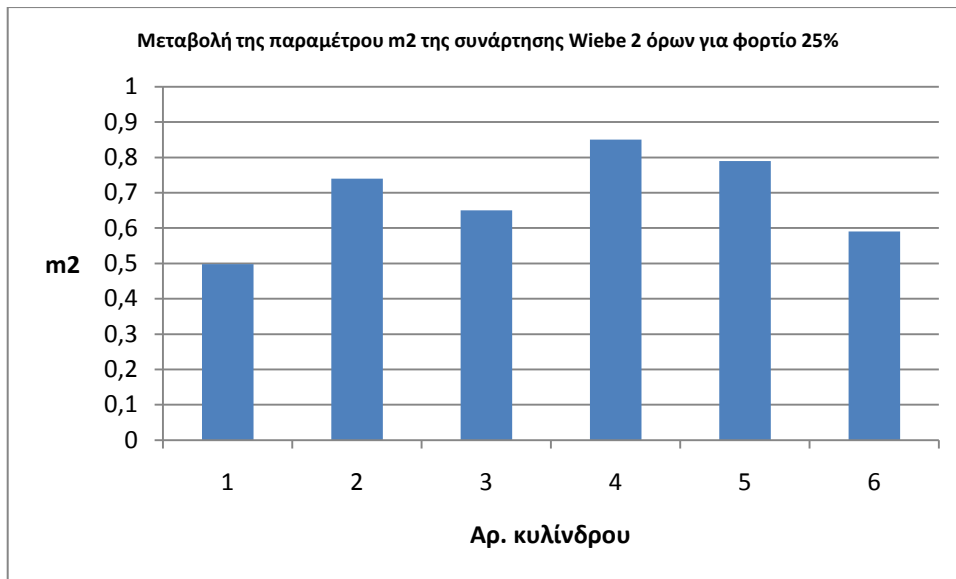
## 6.2 ΦΟΡΤΙΟ 25%

Παρουσιάζονται τα διαγράμματα των τιμών των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων για το φορτίο του 25% όπου σε κάθε διάγραμμα δίνεται η τιμή της υπ' όψη παραμέτρου για κάθε κύλινδρο του κινητήρα :



**ΣΧΗΜΑ 6.2.1 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ m1**  
**(ΕΞΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

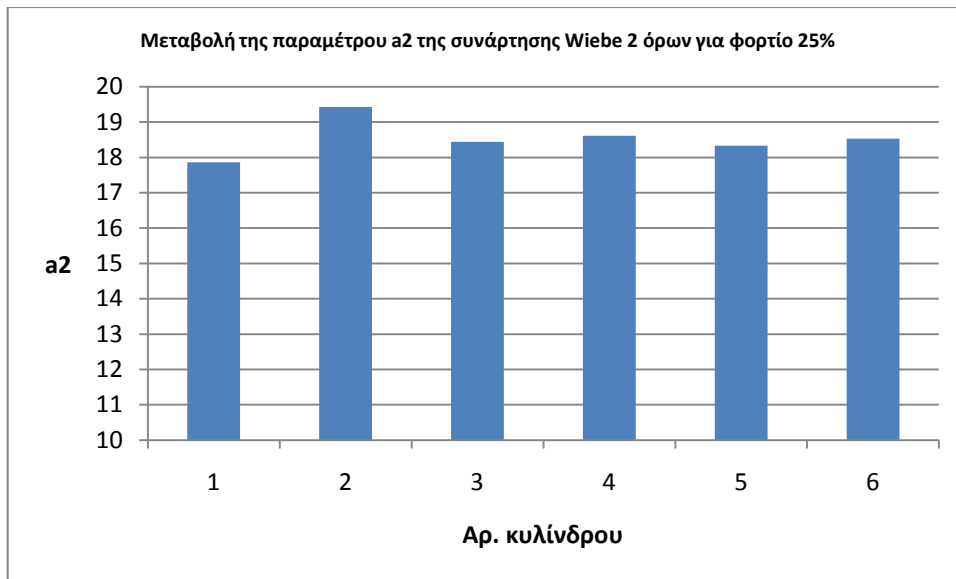




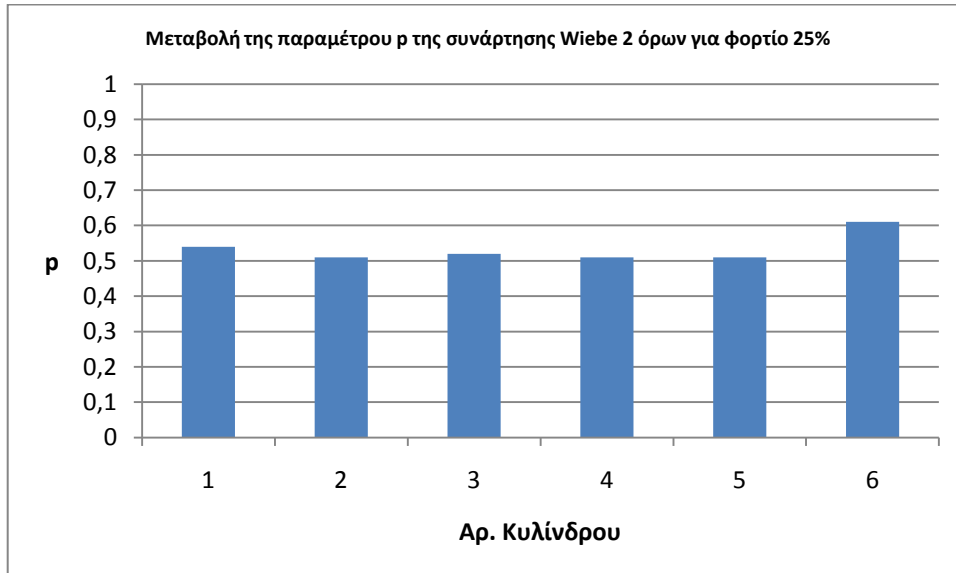
**ΣΧΗΜΑ 6.2.2 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $m_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.2.3 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_1$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.2.4 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

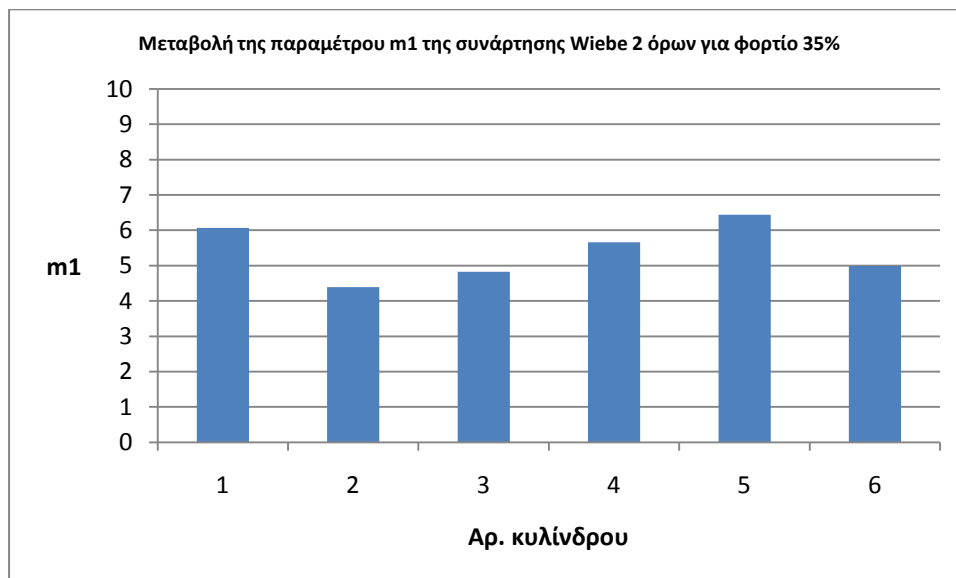


**ΣΧΗΜΑ 6.2.5 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $p$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

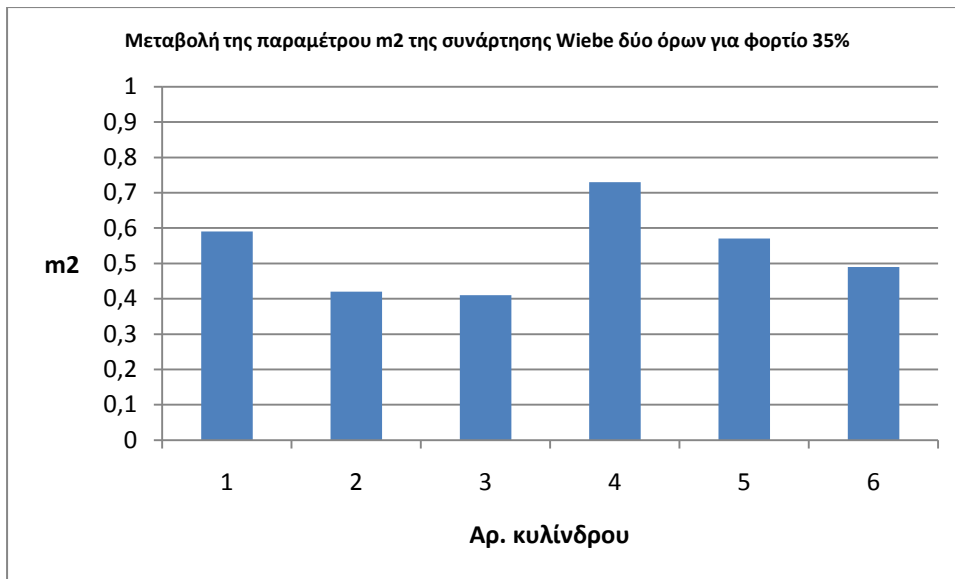
Από τη μελέτη αυτών των διαγραμμάτων προκύπτει ότι σε όλους τους κυλίνδρους του κινητήρα έχουμε παρόμοιες συνθήκες κατά την καύση (προανάμιξη, ρυθμός έκλυσης θερμότητας – διάρκεια καύσης).

### 6.3 ΦΟΡΤΙΟ 35%

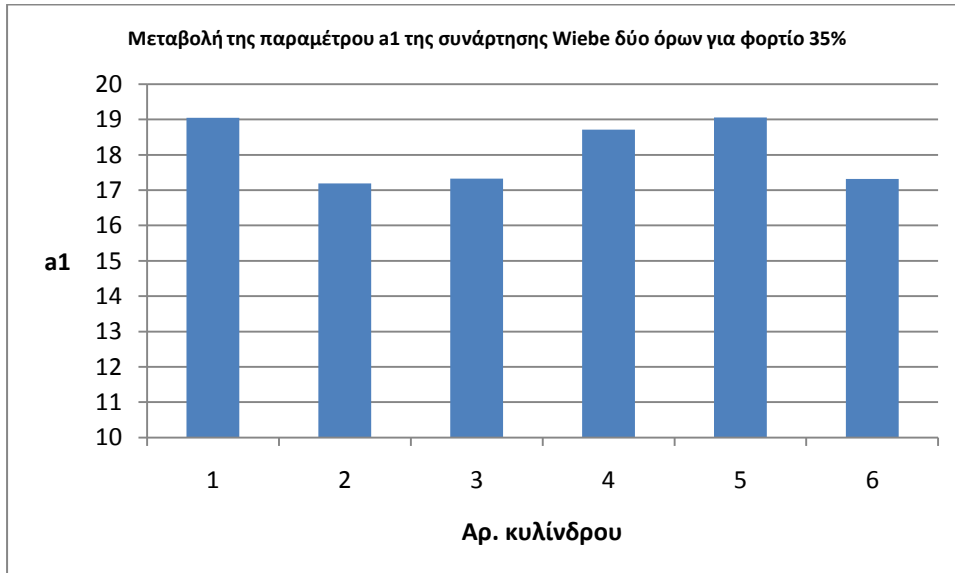
Παρουσιάζονται τα διαγράμματα των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων για το φορτίο του 35% όπου σε κάθε διάγραμμα δίνεται η τιμή της υπ' όψη παραμέτρου για κάθε κύλινδρο του κινητήρα:



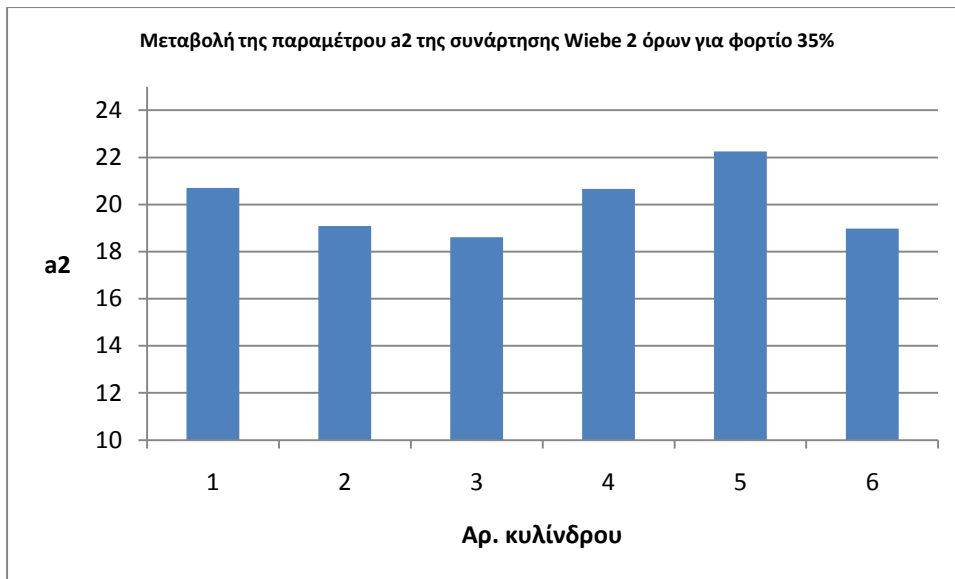
**ΣΧΗΜΑ 6.3.1 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ m1**  
**(ΕΞΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



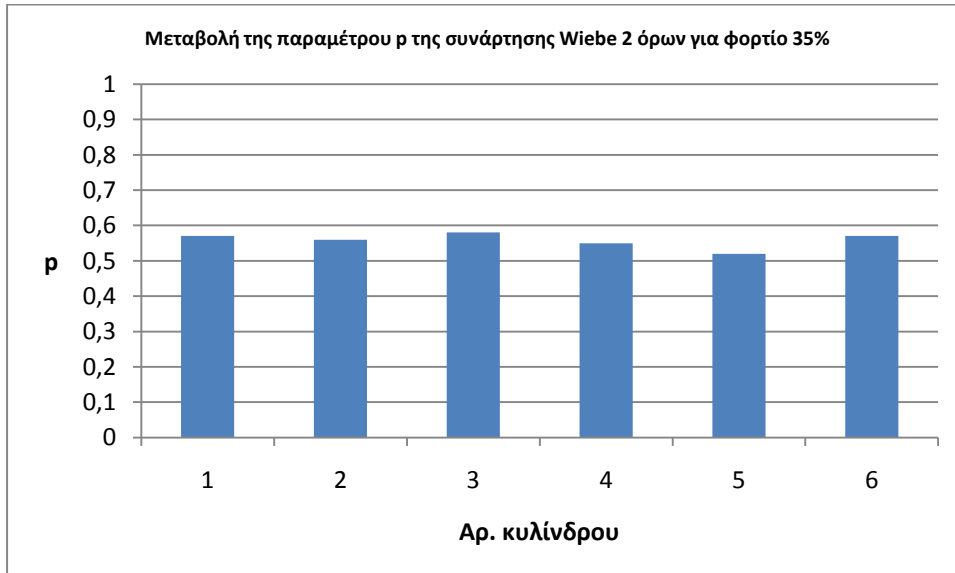
**ΣΧΗΜΑ 6.3.2 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $m_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.3.3 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_1$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.3.4 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

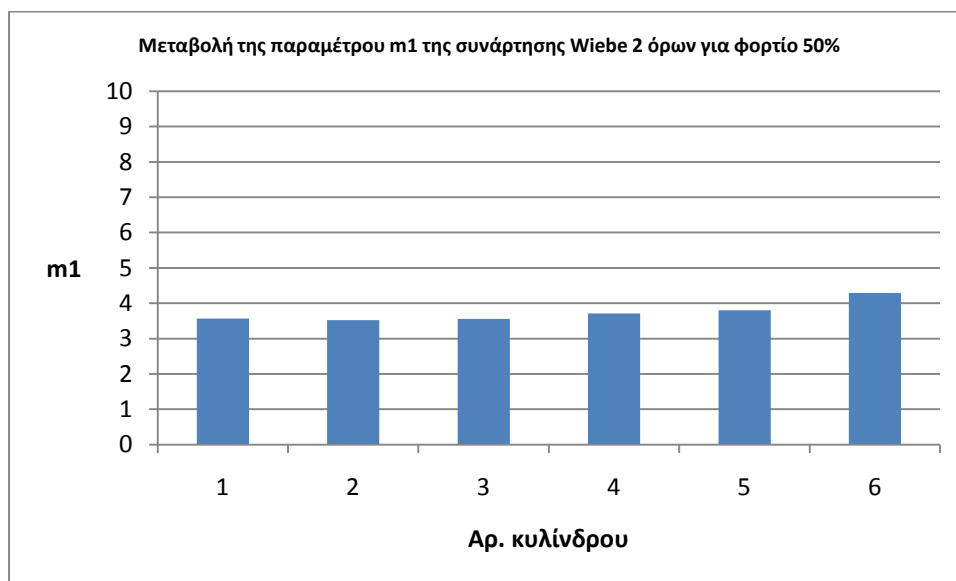


**ΣΧΗΜΑ 6.3.5 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $p$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

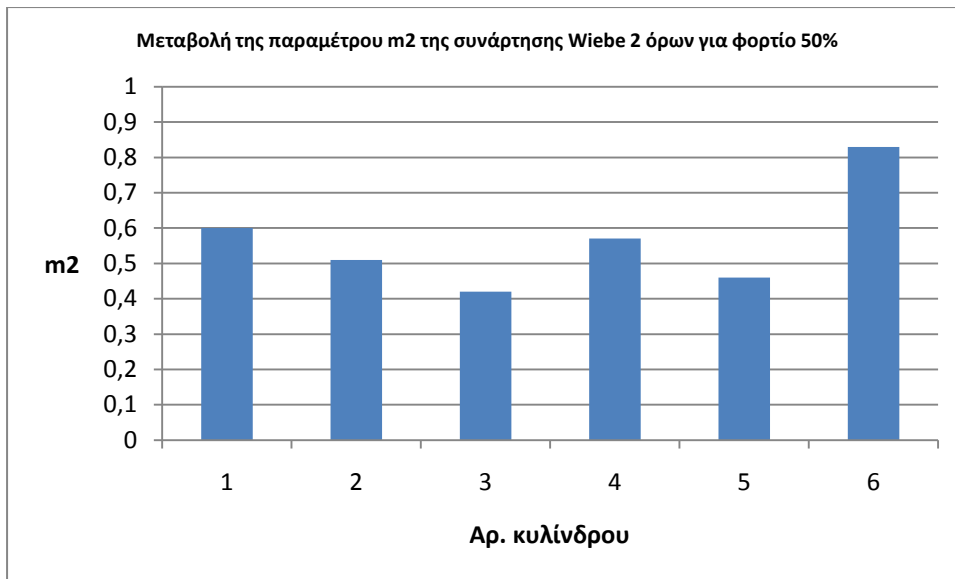
Από τη μελέτη αυτών των διαγραμμάτων προκύπτει ότι σε όλους τους κυλίνδρους έχουμε παρόμοιες συνθήκες κατά την καύση.

## 6.4 ΦΟΡΤΙΟ 50%

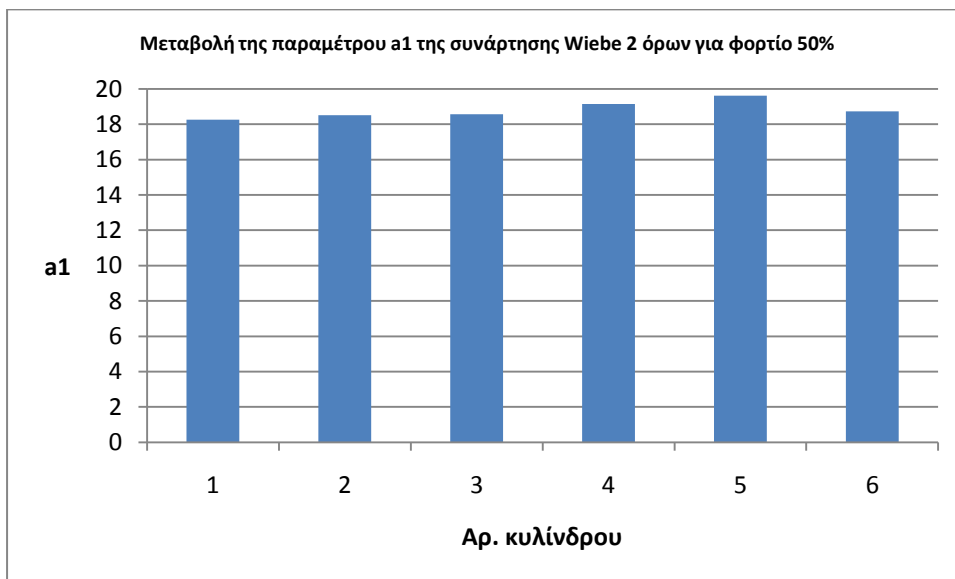
Παρουσιάζονται τα διαγράμματα των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων για το φορτίο του 50% όπου σε κάθε διάγραμμα δίνεται η τιμή της υπ' όψη παραμέτρου για κάθε κύλινδρο του κινητήρα:



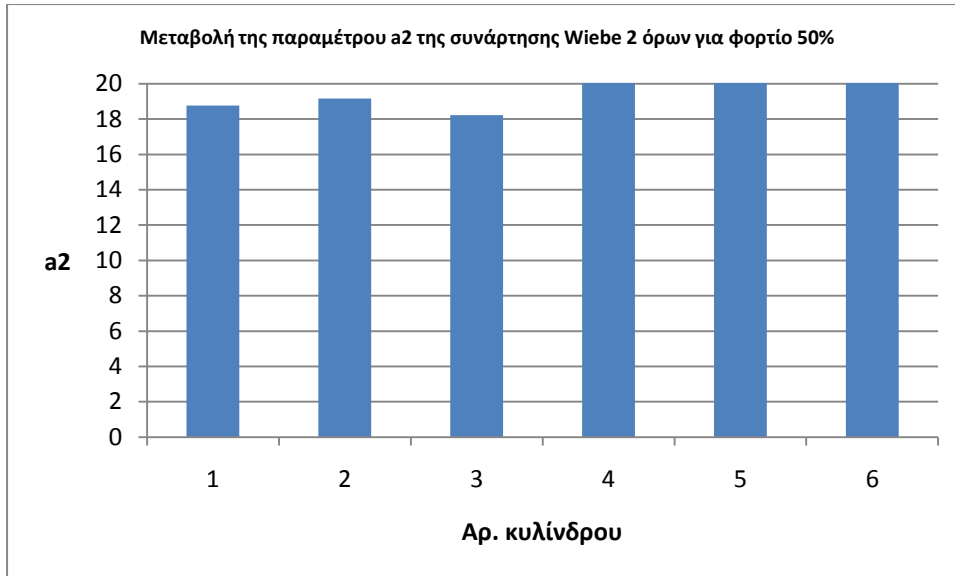
**ΣΧΗΜΑ 6.4.1 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $m_1$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



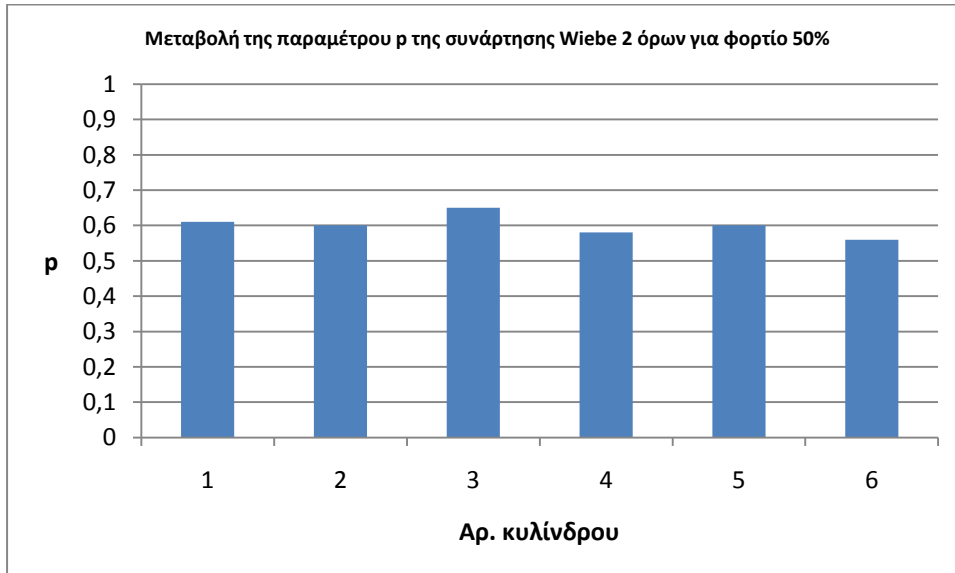
**ΣΧΗΜΑ 6.4.2 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $m_2$**   
**(ΕΞΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.4.3 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_1$**   
**(ΕΞΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.4.4 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



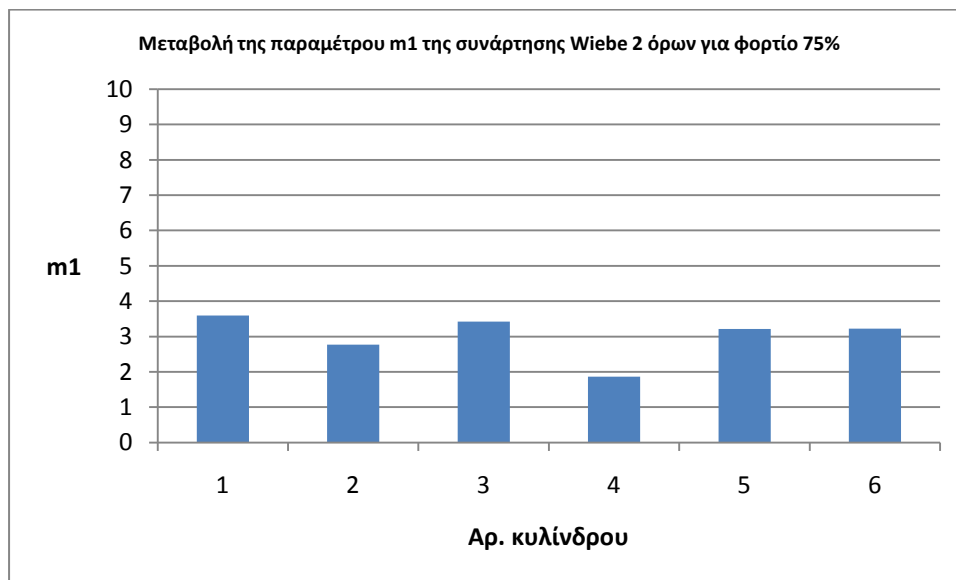
**ΣΧΗΜΑ 6.4.5 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $p$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



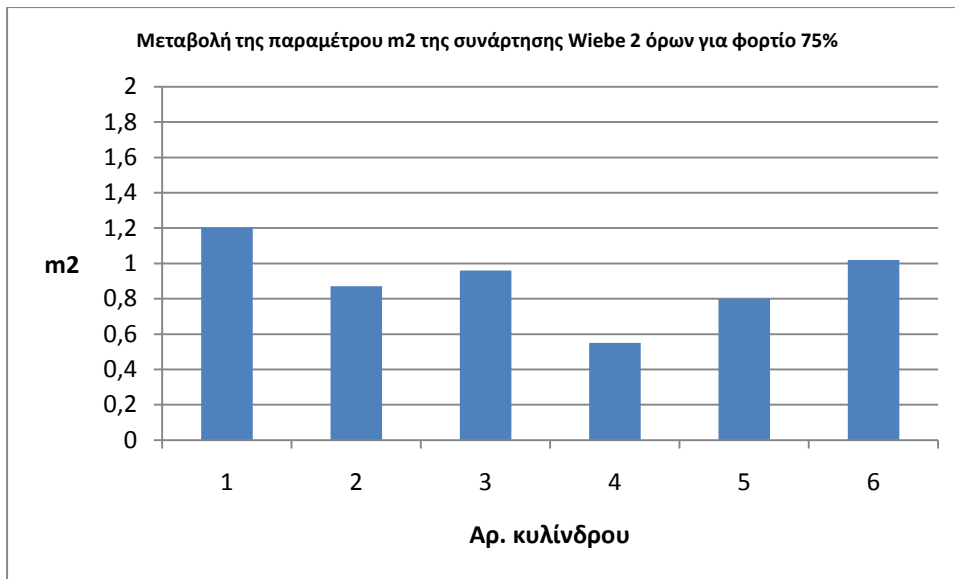
Από τη μελέτη αυτών των διαγραμμάτων προκύπτει ότι σε όλους τους κυλίνδρους έχουμε παρόμοιες συνθήκες κατά την καύση.

## 6.5 ΦΟΡΤΙΟ 75%

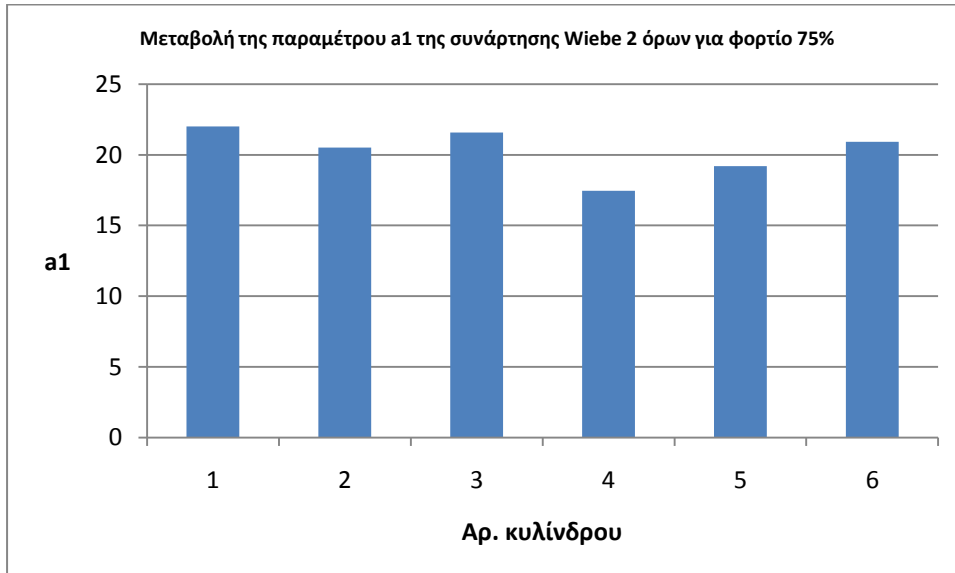
Παρουσιάζονται τα διαγράμματα των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων για το φορτίο του 75% όπου σε κάθε διάγραμμα δίνεται η τιμή της υπ' όψη παραμέτρου για κάθε κύλινδρο του κινητήρα:



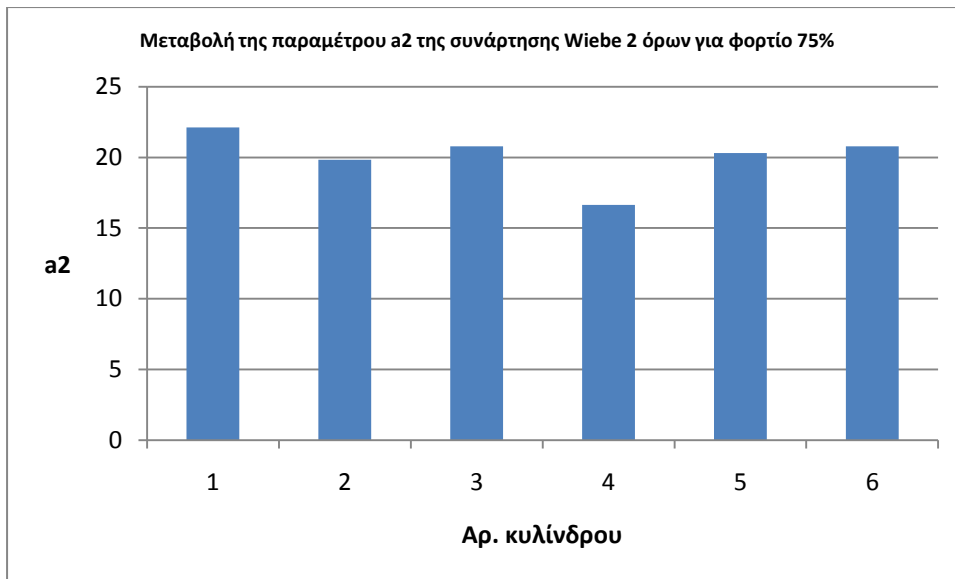
**ΣΧΗΜΑ 6.5.1 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ m1**  
**(ΕΞΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



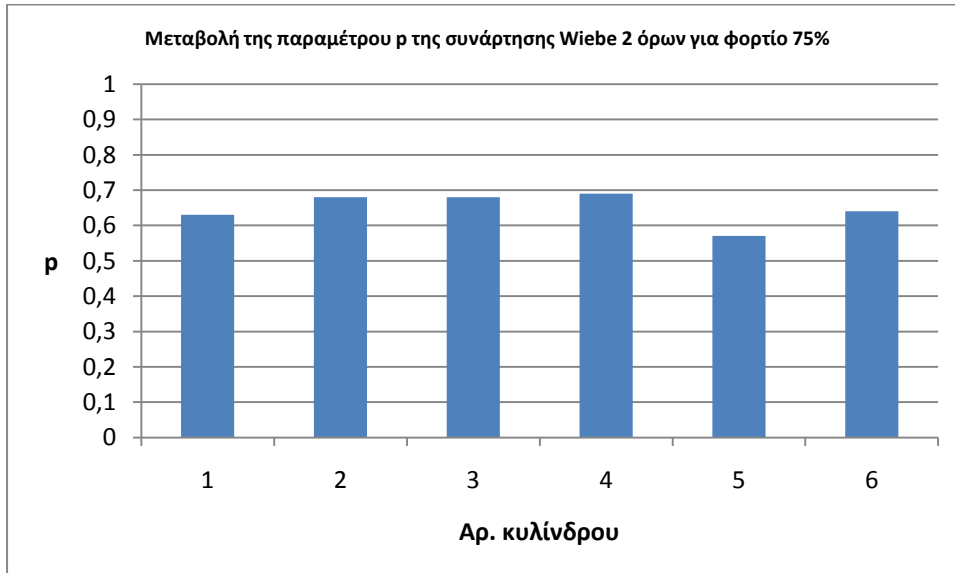
**ΣΧΗΜΑ 6.5.2 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $m_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.5.3 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_1$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.5.4 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

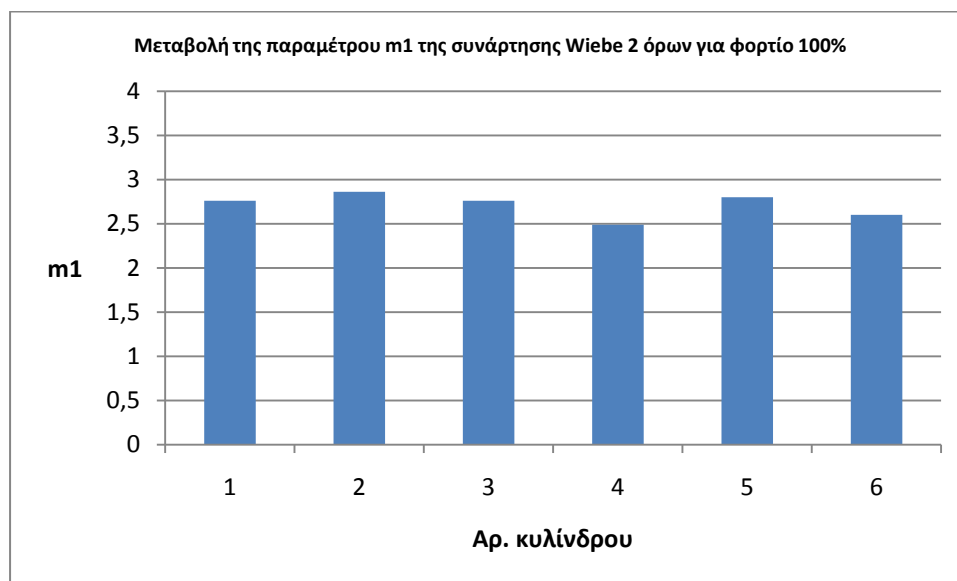


**ΣΧΗΜΑ 6.5.5 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $p$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

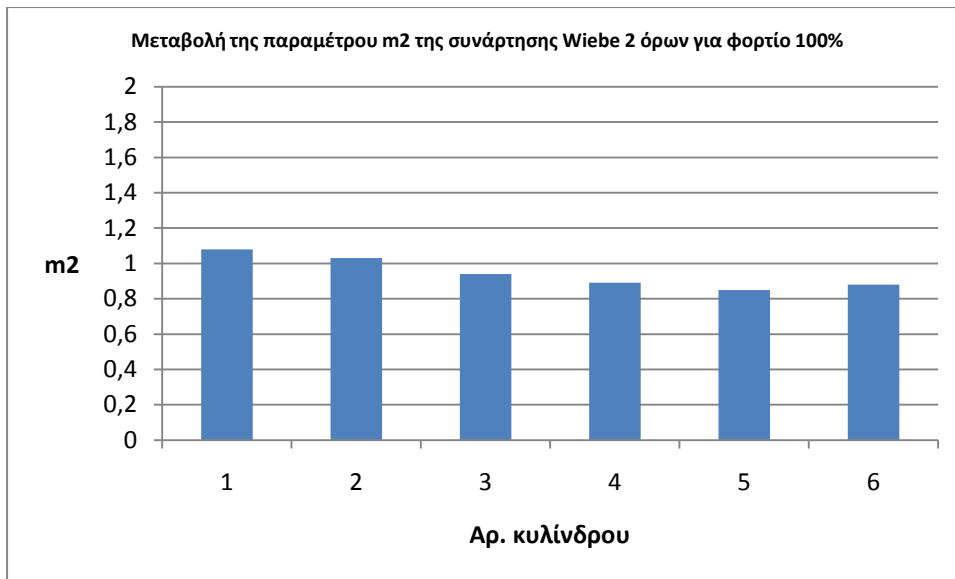
Από τη μελέτη αυτών των διαγραμμάτων προκύπτει ότι οι κύλινδροι δεν χωρίζονται σε διακριτές ομάδες ως προς τη διεργασία της καύσης.

## 6.6 ΦΟΡΤΙΟ 100%

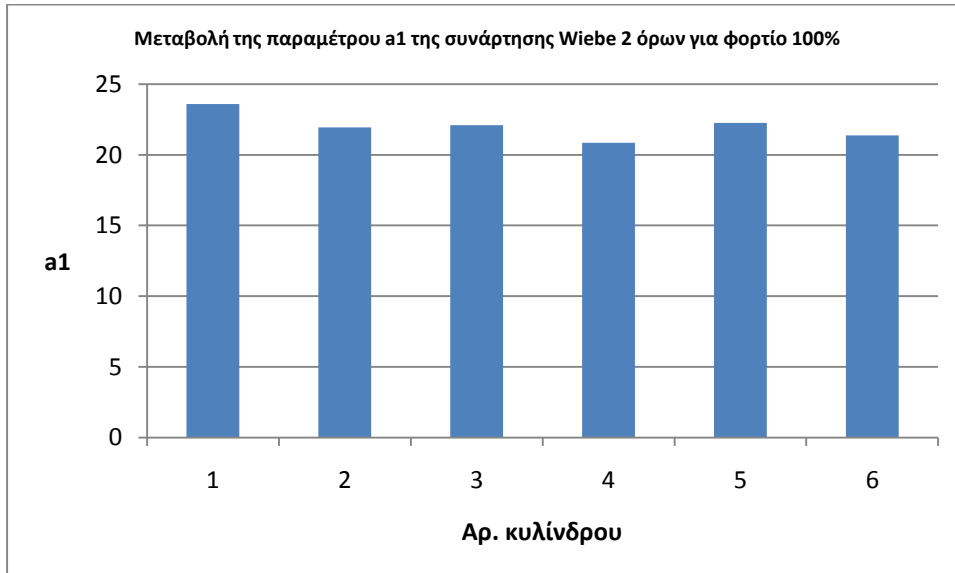
Παρουσιάζονται τα διαγράμματα των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων για το φορτίο του 100% όπου σε κάθε διάγραμμα δίνεται η τιμή της υπ' όψη παραμέτρου για κάθε κύλινδρο του κινητήρα:



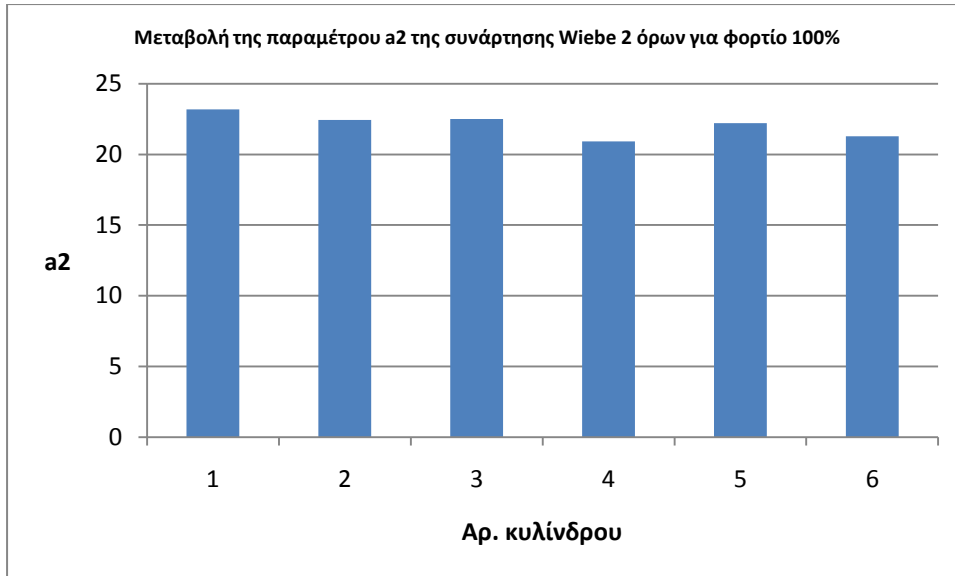
**ΣΧΗΜΑ 6.6.1 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ m1**  
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



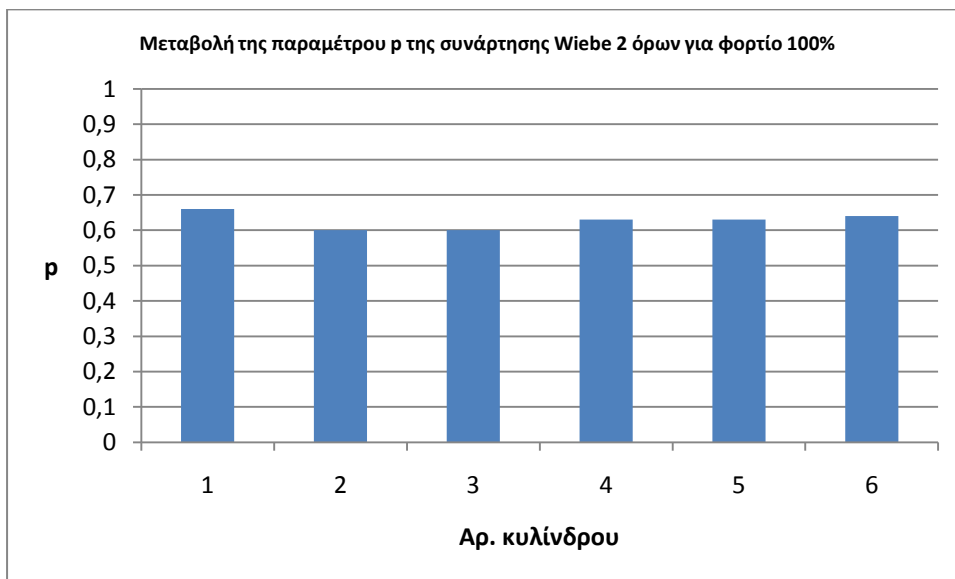
**ΣΧΗΜΑ 6.6.2 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $m_2$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.6.3 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_1$**   
**(ΕΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.6.4 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $a_2$**   
**(ΕΞΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**



**ΣΧΗΜΑ 6.6.5 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥ  $p$**   
**(ΕΞΙΣΩΣΗ 2.6.1) ΤΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗΣ WIEBE 2 ΟΡΩΝ ΑΠΟ**  
**ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΣΕ ΚΥΛΙΝΔΡΟ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ**

Από τη μελέτη αυτών των διαγραμμάτων προκύπτει ότι οι κύλινδροι δεν χωρίζονται σε διακριτές ομάδες ως προς τη διεργασία της καύσης.

Σε αυτό το σημείο αναφέρουμε πάλι ότι οι τιμές των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe 2 όρων εξαρτώνται από, [10]-[11]:

- ❖ Το κλάσμα μάζας καυσαερίου στην αρχή της συμπίεσης
- ❖ Το λόγο ισοδυναμίας αέρα καυσίμου
- ❖ Τις στροφές λειτουργίας
- ❖ Τις παραμέτρους που επηρεάζουν την προανάμιξη καυσίμου-αέρα κατά την έγχυση καυσίμου (λειτουργία του εγχυτήρα)
- ❖ Την πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου στην αρχή της συμπίεσης

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

### ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε η θεωρητική μελέτη των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων για κάθε έναν από τους έξι κυλίνδρους ενός Ναυτικού Κινητήρα σε διάφορα φορτία αυτού. Σκοπός της διερεύνησης ήταν να διαπιστωθεί εάν μπορούν να εκτιμηθούν οι τιμές των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe ενός και δύο όρων και αν μπορούν αυτές οι τιμές να χρησιμοποιηθούν για την πρόβλεψη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας από την καύση καυσίμου σε μονοζωνικά μοντέλα καύσης, που θα χρησιμοποιηθούν για την εκτέλεση διερεύνησης με σκοπό την ανάλυση της λειτουργικής συμπεριφοράς δίχρονων κινητήρων Diesel.

Στα πλαίσια της εργασίας αναπτύχθηκε μεθοδολογία για τον προσδιορισμό του ρυθμού έκλυσης θερμότητας από τη καύση καυσίμου και κυρίως υπολογισμού των παραμέτρων των συναρτήσεων Wiebe ενός και δύο όρων.

Όπως προκύπτει για τον υπόψη κινητήρα, σε όλα τα φορτία είναι καλύτερα τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τη συνάρτηση Wiebe δύο όρων σε σχέση με τα αποτελέσματα από τη συνάρτηση Wiebe ενός όρου.

Στα υψηλά φορτία, 75% και 100% βρέθηκε ότι η συνάρτηση Wiebe 2 όρων δίνει καλύτερα αποτελέσματα από ότι δίνει στα χαμηλά φορτία.

Τέλος μέσω της μελέτης των τιμών των παραμέτρων της συνάρτησης Wiebe δύο όρων επιχειρήθηκε η ομαδοποίηση των



κυλίνδρων όσον αφορά την διεργασία της καύσης όπου βρέθηκε ότι η κάυση γίνεται με παρόμοιο τρόπο σε όλους τους κυλίνδρους του κινητήρα για κάθε εξεταζόμενο φορτίο.

Όπως προκύπτει είναι δυνατόν να γίνει βαθμονόμηση των συναρτήσεων Wiebe χρησιμοποιώντας πειραματικά δεδομένα δηλ. δυναμοδεικτικά διαγράμματα πιέσεων και χρήση τους για την πρόβλεψη του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης. Αυτό μπορεί να βρει εφαρμογή στην περιοχή της διαγνωστικής των ναυτικών κινητήρων Ντήζελ καθώς μπορεί να γίνει χρήση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας από τη συνάρτηση Wiebe για να προσδιορισθεί η κατάσταση άλλων υποσυστημάτων όπως ο υπερπληρωτής, το ψυγείο του αέρα κλπ. Παράλληλα μπορεί να χρησιμοποιηθεί η συγκεκριμένη συνάρτηση ώστε μέσω των συντελεστών να προσδιορισθεί η κατάσταση του συστήματος έγχυσης.

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ**

1. ΑΡΧΕΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΕΩΣ. ΕΙΣΑΓΩΓΗ – ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΩΝΣΤ. Δ. ΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ
2. INTERNAL COMBUSTION ENGINE MODELING  
J. I. RAMOS
3. SIMULATING COMBUSTION  
GUNTER P. MERKER, CHRISTIAN SCHWARZ, GUNNAR STIECH, FRANK OTTO
4. INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS  
JOHN B. HEYWOOD
5. ENGINE HEAT RELEASE VIA SPREAD SHEET  
C.E. GOERING. TRANSACTIONS OF THE ASAE VOL 41 (5):  
1249 – 1253
6. WIEBE FUNCTION PARAMETER DETERMINATION FOR MASS FRACTION BURN CALCULATION IN AN ETHANOL – GASOLINE FUELLED SI ENGINE  
YELIANA, C. COONEY, J. WORM, D. MICHALEK, J. NABER  
JOURNAL OF KONES POWERTRAIN AND TRANSPORT,  
VOL 15, NO 3, 2008
7. A NEW METHOD TO DETERMINE THE START AND END OF COMBUSTION IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE USING ENTROPY CHANGES  
MOHAND TAZEROUT, OLIVIER LE CORRE, A. RAMESH  
INT. J. APPLIED THERMODYNAMICS, VOL. 3 (NO 2), PP. 49-55 JUNE – 2000.
8. PARAMETRIC COMBUSTION MODELING FOR ETHANOL – GASOLINE FUELLED SPARK IGNITION ENGINES  
YELIANA

A DISSERTATION SUBMITTED IN PARTIAL FULFILMENT  
OF THE REQUIREMENTS FOR THW DEGREE OF DOCTOR  
OF PHILOSOPHY  
MECHANICAL ENGINEERING – ENGINEERING  
MECHANICS  
MICHIGAN TECHNOLOGICAL UNIVERSITY 2010

9. ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ (ΘΕΩΡΙΑ ΚΑΙ ΑΥΜΕΝΕΣ  
ΑΣΚΗΣΕΙΣ). [http: // dap.mech.ntua.gr](http://dap.mech.ntua.gr)
  
10. CONDITION MONITORING OF CI ENGINE RUNNING ON  
BIODIESEL USING TRANSIENT PROCESS. B. TESFA, R.  
MISHRA, F. GU AND A. BALL. UNIVERSITY OF  
HUDDERSFIELD, QUEENSGATE, HUDDERSFIELD HD1  
3DH UK
  
11. CORRELATIONS FOR WIEBE FUNCTION PARAMETERS  
FOR COMBUSTION SIMULATION IN TWO STROKE SMALL  
ENGINES. J. CALINDO, H. CLIMENT, B. PLA, V.D. JIMENEZ.  
CMT – MOTORES TERNICOS UNIVERSIDAD POLITECNICA  
DE VALENCIA, SPAIN

