

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Υπολογισμός «κρύας ροής» εντός κυλίνδρου
σε συμβατική τετράχρονη εμβολοφόρα
μηχανή εσωτερικής καύσης

ΛΑΖΑΡΟΣ ΤΙΓΚΙΡΙΔΗΣ ΑΕΜ 1702

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:

Δρ. ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ ΚΟΛΟΚΟΤΡΩΝΗΣ

ΚΟΖΑΝΗ(ΙΟΥΛΙΟΣ, 2019)

Περίληψη.....	7
Abstract.....	8
Ευχαριστίες	9
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1ο ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ.....	10
1.1 Προσομοίωση κρύας ροής σε μηχανή εσωτερικής καύσης.....	10
1.2 Φαινόμενα ροής στον θάλαμο καύσης.....	11
1.3 Εγκάρσια περιδίνηση(swirl), αξονική περιδίνηση(tumble).....	11
1.4 Σύντομη περιγραφή του φαινομένου της τύρβης	13
1.5 Η συνεκτική δομή ενός τυρβώδους οριακού στρώματος.....	14
1.6 Διαφορετικές προσεγγίσεις υπολογιστικών προβλημάτων κρύας ροής σύμφωνα με την βιβλιογραφία.....	16
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2ο ΜΕΘΟΔΟΙ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ	21
2.1 Προσδιορισμός παραμέτρων και γεωμετρίας του κινητήρα.....	21
2.2 Οριακές συνθήκες	26
2.3 Διακριτοποίηση και ανεξαρτητοποίηση πλέγματος	27
2.3.1 Μεθοδολογία δημιουργίας πλέγματος.....	27
2.3.2 Ανεξαρτητοποίηση πλέγματος.....	30
2.4 Εξισώσεις επίλυσης.....	31
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3ο ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	34
3.1 Η κατανομή της πίεσης στον κύλινδρο	34
3.1.1 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1000 rpm.....	34
3.1.2 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1500 rpm.....	36
3.2 Το διανυσματικό πεδίο της ταχύτητας στον κύλινδρο	38
3.2.1 Το μέσο πεδίο ταχυτήτων για το σενάριο εισαγωγής σε ατμοσφαιρική πίεση για 1000 rpm και 1500 rpm.....	38
3.2.1 Το μέσο πεδίο ταχυτήτων για το σενάριο εισαγωγής σε πίεση 0.5 bar για 1000 rpm και 1500 rpm	51
3.3 Η τυρβώδης κινητική ενέργεια στον κύλινδρο	65
3.3.1 Η τυρβώδης κινητική ενέργεια για εισαγωγή αέρα 1 atm και 0.5 atm για 1000 rpm.....	66

3.3.2 Η τυρβώδης κινητική ενέργεια για εισαγωγή αέρα 1 atm και 0.5 atm για 1500 rpm.....	67
3.4 Η κατανομή της θερμοκρασίας στον κύλινδρο	69
3.4.1 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1000 rpm	69
3.4.2 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1500 rpm	71
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ^ο ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ	73
4.1 Συμπεράσματα	73
4.2 Προτάσεις για μελλοντικές μελέτες	73
Παράρτημα.....	75
Βιβλιογραφία.....	76

Εικόνα 1 – Γραφική αναπαράσταση εγκάρσιας περιδίνησης(swirl), [2].....	12
Εικόνα 2 – Γραφική αναπαράσταση αξονικής περιδίνησης(tumble), [2]	12
Εικόνα 3 - Σύγκριση ταχυτήτων για διαφορετικές βυθίσεις βαλβίδων [7]	17
Εικόνα 4 - Γεωμετρίες του θαλάμου καύσης.....	17
Εικόνα 5 - Swirl ratio συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα [8]	18
Εικόνα 6 - Tumble ratio συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα [8].....	19
Εικόνα 7 - Υπολογιστικό μοντέλο ελικοειδών αυλών εισαγωγής [3].....	20
Εικόνα 8 - Προφίλ βαλβίδων εισαγωγής/εξαγωγής	22
Εικόνα 9 - Πρόσοψη κινητήρα ως προς τους άξονες ZZ' και YY'	24
Εικόνα 10 - Επιφάνεια εισαγωγής (δεξιά), εξαγωγής (αριστερά)	24
Εικόνα 11 - Βαλβίδα εισαγωγής (δεξιά), βαλβίδα εξαγωγής (αριστερά).....	25
Εικόνα 12 - Έδρες των βαλβίδων εισαγωγής (δεξιά), εξαγωγής (αριστερά)	25
Εικόνα 13 - Κυλινδρικές επιφάνειες κεφαλής, θαλάμου καύσης και εμβόλου (απο τα δεξιά προς τα αριστερά).....	25
Εικόνα 14 - Συμμετρικές όψεις κινητήρα	25
Εικόνα 15 – Κυλινδροκεφαλή, θάλαμος καύσης, έμβολο, αυλός εξαγωγής, αυλός εισαγωγής (από το δεξιά προς τα αριστερά)	26
Εικόνα 16 - Κατανομή πλέγματος	29
Εικόνα 17 - Κατανομή πλέγματος στον αυλό εισαγωγής δεξιά (inlet port) και στον αυλό εξαγωγής αριστερά (outlet port)	29
Εικόνα 18 - Κατανομή πλέγματος invalve ib δεξιά και exvalve ib αριστερά.....	29

Εικόνα 19 - Κατανομή πλέγματος in valve layer δεξιά και ex valve layer αριστερά.....	30
Εικόνα 20 - Κατανομή πλέγματος cylinder head επάνω δεξιά, combustion chamber επάνω αριστερά και piston κάτω	30
Εικόνα 21 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1000 rpm.....	35
Εικόνα 22 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1000 rpm.....	36
Εικόνα 23 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1500 rpm.....	37
Εικόνα 24 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1500 rpm.....	38
Εικόνα 25 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης για τα τέσσερα σενάρια που μελετήθηκαν	Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.
Εικόνα 26 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1000 rpm.....	39
Εικόνα 27 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1500 rpm.....	39
Εικόνα 28 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1000 rpm.....	40
Εικόνα 29 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1500 rpm.....	40
Εικόνα 30 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1000 rpm.....	41
Εικόνα 31 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1500 rpm.....	42
Εικόνα 32 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1000 rpm.....	42
Εικόνα 33 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1500 rpm.....	42
Εικόνα 34 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1000 rpm.....	43
Εικόνα 35 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1500 rpm.....	43
Εικόνα 36 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1000 rpm	45
Εικόνα 37 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1500 rpm	45
Εικόνα 38 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1000 rpm	46
Εικόνα 39 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1500 rpm	46
Εικόνα 40 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1000 rpm	47
Εικόνα 41 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1500 rpm	47
Εικόνα 42 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1000 rpm	48
Εικόνα 43 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1500 rpm	48
Εικόνα 44 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 660° για 1000 rpm	49
Εικόνα 45 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 660° για 1500 rpm	49
Εικόνα 46 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1000 rpm	50
Εικόνα 47 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1500 rpm	50
Εικόνα 48 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1000 rpm	51
Εικόνα 49 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1500 rpm	51

Εικόνα 50 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1000 rpm (0.5 bar)	52
Εικόνα 51 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1500 rpm (0.5 bar)	52
Εικόνα 52 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1000 rpm (0.5 bar)	53
Εικόνα 53 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1500 rpm (0.5 bar)	53
Εικόνα 54 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1000 rpm (0.5 bar)	54
Εικόνα 55 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1500 rpm (0.5 bar)	55
Εικόνα 56 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1000 rpm (0.5 bar)	56
Εικόνα 57 Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1500 rpm (0.5 bar)	56
Εικόνα 58 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1000 rpm (0.5 bar)	57
Εικόνα 59 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1000 rpm (0.5 bar)	57
Εικόνα 60 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1000 rpm (0.5 bar)	58
Εικόνα 61 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1500 rpm (0.5 bar)	58
Εικόνα 62 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1000 rpm (0.5 bar)	59
Εικόνα 63 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1500 rpm (0.5 bar)	60
Εικόνα 64 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1000 rpm (0.5 bar)	60
Εικόνα 65 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1500 rpm (0.5 bar)	61
Εικόνα 66 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1000 rpm (0.5 bar)	61
Εικόνα 67 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1500 rpm (0.5 bar)	62
Εικόνα 68 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 660° για 1000 rpm (0.5 bar)	62
Εικόνα 69 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1000 rpm (0.5 bar)	63
Εικόνα 70 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1000 rpm (0.5 bar)	63
Εικόνα 71 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1500 rpm (0.5 bar)	64
Εικόνα 72 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1000 rpm (0.5 bar)	64
Εικόνα 73 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1500 rpm (0.5 bar)	65
Εικόνα 74 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 0.5 atm για 1000 rpm	66
Εικόνα 75 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 1 atm για 1000 rpm	67
Εικόνα 76 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 1 atm για 1500 rpm	67
Εικόνα 77 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 0.5 atm για 1500 rpm	68
Εικόνα 78 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1000 rpm	70
Εικόνα 79 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1000 rpm.....	71
Εικόνα 80 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1500 rpm	72
Εικόνα 81 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1500 rpm.....	72

Πίνακας 1 - Γεωμετρικές παράμετροι κινητήρα.....	22
Πίνακας 2 - Υπο-χώροι υπολογιστικού πεδίου	27
Πίνακας 3 - Κατηγοριοποίηση του skewness [15]	28
Πίνακας 4 - Ανεξαρτητοποίηση πλέγματος σύμφωνα με την μεταβολή της πίεσης στις 720 μοίρες όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ	31
Πίνακας 5 - Καταγραφή κίνησης βαλβίδας εισαγωγής και πιστονιού στον κύλινδρο	34

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την μελέτη του πεδίου ροής για κρύα ροή σε τετράχρονη εμβολοφόρα μηχανή εσωτερικής καύσης. Οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν με τη μέθοδο Computational Fluid Dynamics (CFD) με την χρήση του λογισμικού ANSYS FLUENT 18.2. Για την εξαγωγή αποτελεσμάτων μελετήθηκαν τέσσερα διαφορετικά σενάρια εισαγωγής του φρέσκου αέρα στον θάλαμο καύσης. Για την βέλτιστη εξαγωγή αποτελεσμάτων βασικό χαρακτηριστικό ήταν η δημιουργία κατάλληλου πλέγματος της γεωμετρίας της εμβολοφόρας μηχανής που μελετήθηκε. Σκοπός της μελέτης ήταν η εξαγωγή του διανυσματικού πεδίου της ταχύτητας, των τιμών της θερμοκρασίας και της πίεσης, αλλά και ο υπολογισμός της τυρβώδους κινητικής ενέργειας. Τα σενάρια διαφοροποιήθηκαν ως προς την ταχύτητα του στροφαλοφόρου άξονα (1500 rpm, 1000 rpm) και τις συνθήκες εισαγωγής φρέσκου αέρα στον κύλινδρο (0.5 bar, 1 bar).

Abstract

This diploma thesis deals with the study of the flow field for cold flow conditions in a four stroke internal combustion engine. The computations were conducted using the Computational Fluid Dynamics (CFD) method and more specifically the ANSYS FLUENT 18.2 software. Four different scenarios were studied. A key characteristic was the creation of a suitable mesh of the geometry of the piston engine studied. The purpose of the study was to extract the velocity vector field, temperature and pressure values, and calculate turbulent kinetic energy. The scenarios varied with the crankshaft speed (1500 rpm, 1000 rpm) and the fresh air inlet conditions (0.5 bar, 1 bar).

Ευχαριστίες

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου στα μέλη της οικογένειάς μου, γιατί χωρίς τη στήριξή τους και την συνεχή πίστη τους σε μένα, δεν θα είχα καταφέρει τίποτα από όλα όσα έχω πετύχει στη μέχρι τώρα ζωή μου.

Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Δρ. Κολοκοτρώνη, τον υποψήφιο Διδάκτορα του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών κ. Τσιόγκα, τον Διδάκτορα και καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών κ. Βαφειάδη και τον κ. Τσαβλίδη για τις χρήσιμες συμβουλές του όσο αναφορά το λογισμικό ANSYS FLUENT 18.2.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1ο ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ

1.1 Προσομοίωση κρύας ροής σε μηχανή εσωτερικής καύσης

Η ανάλυση της κρύας ροής περιλαμβάνει τον υπολογισμό της ροής του αέρα στον κύκλο του κινητήρα χωρίς χημικές αντιδράσεις για τους χρόνους εισαγωγής και συμπίεσης. Ο στόχος είναι να μελετηθεί η διαδικασία σχηματισμού μίγματος με ακριβή καταγραφή της αλληλεπίδρασης της κινούμενης γεωμετρίας και της δυναμικής του ρευστού. Μέσω μιας προσομοίωσης κρύας ροής, μπορούν να προσδιοριστούν τα κύρια χαρακτηριστικά της ροής του αέρα από το άνοιγμα μέχρι και το κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής. Τα τρία αυτά χαρακτηριστικά, που ονομάζονται εγκάρσια, αξονική περιδίνηση (swirl και tumble αντίστοιχα) και αναρρόφηση (squish) θα αναλυθούν περαιτέρω σε παρακάτω κεφάλαιο.

Τέτοιου είδους πληροφορίες είναι πολύ χρήσιμες ώστε να εξασφαλιστεί ότι οι συνθήκες στον κύλινδρο στο τέλος της διαδρομής συμπίεσης είναι κατάλληλες για την καύση και τη διάδοση της φλόγας. Τα υψηλά επίπεδα τύρβης διευκολύνουν την ταχεία διάδοση της φλόγας και την πλήρη καύση.

Για την υλοποίηση τέτοιου είδους υπολογιστικών προβλημάτων ρευστομηχανικής, απαιτείται η γνώση κάποιων παραμέτρων. Μία από τις σημαντικότερες είναι η γεωμετρία του εκάστοτε κινητήρα που τίθεται προς μελέτη. Αναλυτικότερα, το σύμπλεγμα αποτελούμενο από το έμβολο, τις βαλβίδες εισαγωγής-εξαγωγής και τους αυλούς εισαγωγής-εξαγωγής.

Έμβολο (piston) ονομάζεται το έμβολο στον θάλαμο καύσεως το οποίο μεταφέρει έργο στον στροφαλοφόρο άξονα (crankshaft) και στον χρόνο συμπίεσης μεταφέρει έργο στο αέριο. Περιμετρικά αποτελείται από ελασματικά δαχτυλίδια τα οποία εφραπτόμενα με τα τοιχώματα του κυλίνδρου εξασφαλίζουν στεγανότητα στον θάλαμο καύσης. Στροφαλοφόρος άξονας ονομάζεται το εξάρτημα που μετατρέπει την παλινδρομική κίνηση που δέχεται από το έμβολο σε περιστροφική. Η σύνδεση των παραπάνω εξαρτημάτων επιτυγχάνεται με την μπιέλα (connecting rod). Αντίστοιχα μέσω του αυλού εισαγωγής μεταφέρονται τα αέρια προς τον κινητήρα ενώ μέσω του αυλού εξαγωγής οδηγούνται τα καυσαέρια στο σημείο απαγωγής. Εν τέλη αξίζει να σημειωθεί ο ρόλος των βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής (inlet-outlet valves). Απαιτείται τουλάχιστον μία βαλβίδα εισαγωγής και μία βαλβίδα εξαγωγής σε έναν θάλαμο καύσης. Ρόλος τους είναι η εισαγωγή μίγματος αέρα/καυσίμου ή μόνο αέρα αν πρόκειται για κινητήρα απ' ευθείας έγχυσης στον θάλαμο καύσης και η εξαγωγή των καυσαερίων μετά το πέρας της διεργασίας της καύσης. Αξίζει να

σημειωθεί πως τα βυθίσματα των βαλβίδων ποικίλουν από κινητήρα σε κινητήρα και ο χρονισμός τους αποτελεί σημαντικό στοιχείο της βαθμονόμησης του κινητήρα.

Χαρακτηριστικό τέτοιου είδους μοντέλων υπολογιστικής ρευστομηχανικής, είναι πως υπάρχουν μεταβολές στον όγκο του ρευστού στον θάλαμο καύσης που οδηγούν στην χρήση πλέγματος το οποίο θα μεταβάλλεται εξίσου κατά την διάρκεια του υπολογισμού. Η γεωμετρική αυτή μεταβολή στο πλέγμα, οφείλεται στην περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα. Για την εκτέλεση των προσομοιώσεων λοιπόν είναι αναγκαία η ύπαρξη ενός μεταβαλλόμενου υπολογιστικού πλέγματος.

1.2 Φαινόμενα ροής στο θάλαμο καύσης

Η ροή του ρευστού στο θάλαμο καύσης διακρίνεται από διαφορετικές φάσεις. Αρχικά οι γεωμετρικές προδιαγραφές του αυλού και της βαλβίδας εισαγωγής σε συνδυασμό, δημιουργούν μία δέσμη αερίου jet. Επίσης συμβάλλουν στην δημιουργία των φαινομένων εγκάρσιας και αξονικής περιδίνησης. Οι συγκεκριμένες δέσμες αερίου χαρακτηρίζονται ακέραια τυρβώδης, και κατά συνέπεια προκαλούν υψηλά επίπεδα τύρβης κατά την εισαγωγή των αερίων στον κύλινδρο.

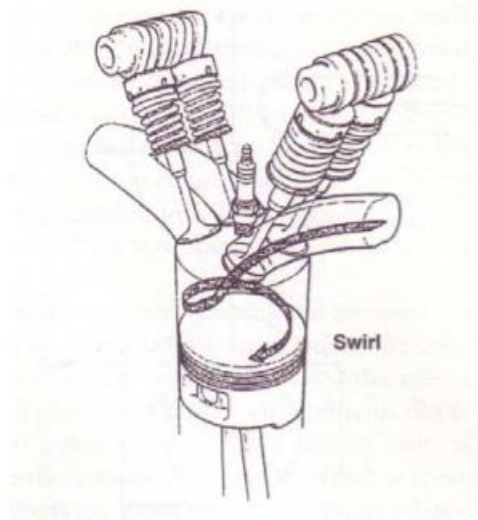
Κατά την δεύτερη φάση της εισαγωγής του ρευστού στον κύλινδρο, παρατηρείται μείωση της έντασης της τύρβης και εν συνεχεία διάλυση της τυρβώδους ροής. Αυτό οφείλεται στην επίδραση του ιξώδους του ρευστού αλλά και επειδή η δέσμη αερίου jet διασπάται. Εν συνεχεία η τυρβώδης ροή και η ορμή διαδίδονται σε όλο τον όγκο του θαλάμου καύσης συμβάλλοντας στην μεταφορά των μάζας και ενέργειας του ρευστού . Σκοπός είναι η καλύτερη ανάμιξη του αέρα με τα μόρια εξαμιζόμενου καυσίμου αλλά και σταγονιδίων καυσίμου.

Την φάση της εισαγωγής διαδέχεται αυτή της συμπίεσης του ρευστού. Κατά την φάση αυτή παρατηρείται ενίσχυση στα φαινόμενα της εγκάρσιας και αξονικής περιδίνησης, αύξηση της πυκνότητας και ενίσχυση της εναπομείνουσας τύρβης. Ευθύνη για αυτό φέρει η αλλαγή της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης καθόλη την διάρκεια των υπολογισμών καθώς και το ρευστό που συμπιέζεται. [2]

1.3 Εγκάρσια περιδίνηση(swirl), αξονική περιδίνηση(tumble)

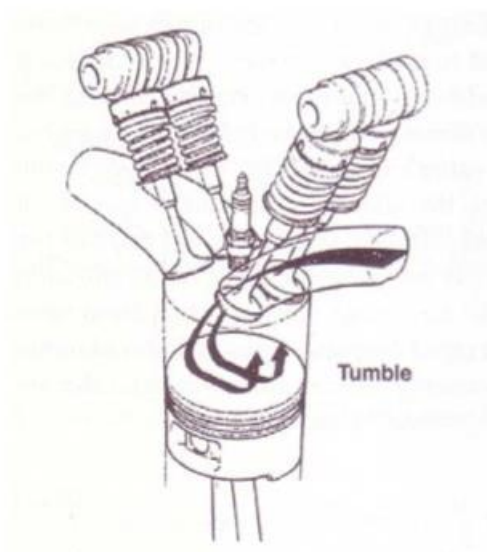
Με τον όρο εγκάρσια περιδίνηση, εννοείται η περιστροφική ροή του ρευστού μέσα στον κύλινδρο γύρω από τον άξονά του. Η συγκεκριμένη δίνη συμβάλλει ραγδαία στην ανάμιξη αέρα/καυσίμου, δημιουργείται κατά την εισαγωγή και δυναμώνει κατά την διάρκεια της συμπίεσης. [3]

Πρακτικά θεωρείται ανέφικτο να παρατηρηθεί φαινόμενο ροής swirl χωρίς παράλληλα να προκληθεί πτώση tumble, όπως επίσης είναι δυνατό να εμφανιστεί tumble χωρίς να εμφανιστεί swirl. Γενικά η μέση ταχύτητα της ροής του ρευστού κατά την εισαγωγή του στον κύλινδρο επηρεάζεται άμεσα από την γεωμετρία των βαλβίδων αλλά αυλών εισαγωγής. [2]



Εικόνα 1 – Γραφική αναπαράσταση εγκάρσιας περιδίνησης(swirl), [2]

Σημαντικό είναι να κατανοηθούν οι λόγοι για τους οποίους μελετάται η παραγωγή swirl και tumble. Η παραγωγή υψηλών επιπέδων τύρβης σε περιπτώσεις στοιχειομετρικού μίγματος, έχει ως αποτέλεσμα την παραγωγή υψηλότερων ταχυτήτων διάδοσης φλόγας κατά την ανάφλεξη μίγματος γεγονός που οδηγεί σε πιο αποδοτική καύση καυσίμου δίνοντας υψηλότερες τιμές ταχύτητας στο μέτωπο της φλόγας. Ως αποτέλεσμα επιτυγχάνεται καλύτερη ανάμιξη αέρα-καυσίμου χωρίς αυτανάφλεξη καυσίμου.



Εικόνα 2 – Γραφική αναπαράσταση αξονικής περιδίνησης(tumble), [2]

Τόσο η εγκάρσια όσο και η αξονική περιδίνηση σύμφωνα με την [2] καθορίζονται από τον λόγο εγκάρσιας και αξονικής περιδίνησης αντίστοιχα. Συγκεκριμένα οι μαθηματικές σχέσεις σύμφωνα με την [2] είναι οι εξής Εξίσωση 1:

$$R_s = \frac{\omega_s}{2\pi N}$$

Εξίσωση 1

όπου ω_s η γωνιακή ταχύτητα του ρευστού και N οι στροφές/δευτερόλεπτο του στροφαλοφόρου άξονα (ο παρονομαστής εκφράζει τη γωνιακή ταχύτητα του στροφαλοφόρου άξονα). Ομοίως για την αξονική περιδίνηση από την Εξίσωση 2 προκύπτει:

$$R_t = \frac{\omega_t}{2\pi N}$$

Εξίσωση 2

Η θεώρηση που οδήγησε στους παραπάνω τύπους είναι πως η ροή μελετάται ως ένα στερεό σώμα του οποίου η γωνιακή ταχύτητα ισούται με το μέγεθος της στροφορμής της ροής. Ολοκληρώνοντας έχει υπολογιστεί πως οι τιμές R_s και R_t σε κινητήρες παραγωγής κυμαίνονται μεταξύ 1.0 και 2.0 ενώ στους πειραματικούς κινητήρες σημειώνουν τιμές έως και 6.0. [3]

1.4 Σύντομη περιγραφή του φαινομένου της τύρβης

Μία τυρβώδης ροή προκύπτει όταν οι αστάθειες της ροής δεν καταστέλλονται αποτελεσματικά από τα ιξώδη φαινόμενα, και η ταχύτητα του ρευστού παρουσιάζει σε κάθε σημείο τυχαίες διακυμάνσεις [4]. Τα κύρια χαρακτηριστικά της τυρβώδους ροής είναι τα εξής:

- ακανόνιστη και μη μόνιμη ροή
- έντονη ανάμιξη διαφόρων μεγεθών (θερμοκρασίας, ορμής)
- ύπαρξη στροβίλων
- κατανάλωση ενέργειας

Η κινητική ενέργεια η οποία είναι απαραίτητη για την δημιουργία των διακυμάνσεων της ταχύτητας (και την δημιουργία στροβίλων) αποθηκεύεται με την βοήθεια στροβίλων μεγάλου μεγέθους L οι οποίοι μετατρέπονται διαδοχικά σε μικρότερους στροβίλους φθίνοντος μεγέθους. Αυτή η διαδικασία συνεχίζεται, ουσιαστικά χωρίς απώλεια ενέργειας,

μέχρι την εμφάνιση στροβίλων ενός (ελάχιστου) κρίσιμου μεγέθους h (κλίμακες Kolmogorov) οι οποίοι μετατρέπουν την κινητική ενέργεια της τύρβης σε θερμότητα και ουσιαστικά ευθύνονται για την απώλεια ενέργειας.

Μία εκτίμηση για το μέγεθος των «μεγάλων» στροβίλων δίνεται από την Εξίσωση 3:

$$L \propto k^{\frac{3}{2}} / \epsilon$$

Εξίσωση 3 [5]

όπου k είναι η τυρβώδης κινητική ενέργεια και ϵ το ιξώδες των δινών. Αντίστοιχα μία εκτίμηση για το μέγεθος των μικρών στροβίλων οι οποίοι ευθύνονται για τη μετατροπή της κινητικής ενέργειας σε θερμότητα (μικροκλίμακα Kolmogorov) δίνεται από την Εξίσωση 4:

$$h \propto (v^3 / \epsilon)^{1/4}$$

Εξίσωση 4 [5]

όπου v το κινηματικό ιξώδες. Με τις παραπάνω σχέσεις γίνεται μια μικρή εισαγωγή τόσο στην έννοια της κινητικής ενέργειας αλλά και του ιξώδους των δινών.

1.5 Η συνεκτική δομή ενός τυρβώδους οριακού στρώματος

Η πρώτη πειραματική έρευνα, για την μελέτη μετάβασης από στρωτή ελασματοειδή ροή του ρευστού (συγκεκριμένα νερού) σε τυρβώδη ροή διεκπεραιώθηκε από τον Osborne Reynolds το 1883. Η εναλλαγή στρωτής ροής σε τυρβώδη, είναι φαινόμενο που παρατηρείται στην εισαγωγή του αέρα εντός κυλίνδρου. Το πείραμα έδειξε πως οι στρωτές ροές μεταβαίνουν σε τυρβώδης ροές για υψηλές τιμές του αριθμού Reynolds και συγκεκριμένα η μετάβαση αυτή συμβαίνει για τιμές άνω του κρίσιμου αριθμού Reynolds ο οποίος προσδιορίζεται στην Εξίσωση 5:

$$RE_{cr} = \left(\frac{U_{\infty} d}{\nu} \right)_{cr}$$

Εξίσωση 5

Σε πολλά πρακτικά προβλήματα τυρβώδους ροής είναι σκόπιμο να μην εξετάσουμε τα στιγμιαία μεγέθη που υπεισέρχονται λόγω του χαοτικού χαρακτήρα του φαινομένου, αλλά μέσες τιμές των μεγεθών αυτών. Οι μέσες τιμές αναφέρονται σε μία κατάλληλη ολοκλήρωση στον χρόνο, παραδείγματος χάρη στη μέση ταχύτητα μπορεί να οριστεί σύμφωνα με την Εξίσωση 6 ως:

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u dt$$

Εξίσωση 6

όπου u η στιγμιαία ταχύτητα και T ο χρόνος ολοκλήρωσης, ο οποίος πρέπει να είναι αρκετά μεγάλος για να μην επηρεάζει το εξεταζόμενο μέγεθος. Σύμφωνα με τον Reynolds η τυρβώδης κίνηση ανήκει σε τάξη ροών που περιγράφονται από τις εξισώσεις Navier-Stokes. Οι μέσες εξισώσεις κατά Reynolds για την περιγραφή τυρβώδους οριακού στρώματος είναι οι εξής, Εξίσωση 7:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} - \frac{\partial(\overline{uv'})}{\partial y}$$

Εξίσωση 7

Στην παραπάνω εξίσωση οι όροι $\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}$, $\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y}$ και $\nu \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2}$ συντάσσουν την εξίσωση της ταχύτητας σε τυρβώδη ροή πάνω σε επίπεδη πλάκα δύο διαστάσεων, p η εξωτερική πίεση, η οποία μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση Bernoulli όσο δεν υπάρχουν επιδράσεις στροβίλων έξω από το οριακό στρώμα.

Το σύστημα εξισώσεων που προκύπτει, δεν είναι πια ένα κλειστό σύστημα εξισώσεων επειδή εμφανίζονται επιπλέον άγνωστοι όροι όπως οι τυρβώδεις τάσεις. Οι τάσεις αυτές μπορούν να εκτιμηθούν για αρκετές ροές πρακτικού ενδιαφέροντος εφαρμόζοντας την υπόθεση του τυρβώδους ιξώδους η οποία δίνεται από την Εξίσωση 8:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

Εξίσωση 8

όπου ρ η πυκνότητα και δ_{ij} το δέλτα του Kronecker.

Ο συντελεστής μ_t καλείται τυρβώδης ιξώδης (turbulent viscosity) και εξαρτάται από την δομή της τυρβώδους ροής. Επειδή τα χαρακτηριστικά της ροής αυτής μεταβάλλονται στον χώρο, η τιμή του συντελεστή του τυρβώδους ιξώδους δεν μπορεί να θεωρηθεί σταθερή.

Το τυρβώδες ιξώδες μ_t περιγράφει την αυξημένη μεταφορά ορμής λόγω του φαινομένου της τύρβης. Για τους λόγους αυτούς έχει προταθεί προσομοίωση του με βάση διάφορα χαρακτηριστικά μεγέθη που περιγράφουν την τύρβη: της κινητικής ενέργειας k και του μεγέθους των μεγάλων στροβίλων L : Μία προσέγγιση είναι λοιπόν να χρησιμοποιηθεί μία σχέση του τύπου $\mu_t = k^m L^n$, όπου οι εκθέτες m και n παίρνουν διαφορετικούς συνδυασμούς από τιμές. Ένα από τα μοντέλα που έχουν επικρατήσει στην πράξη είναι η χρήση της σχέσης που είχαμε δει προηγουμένως στο υποκεφάλαιο 1.4 (Εξίσωση 3). Με βάση αυτή την εξίσωση το τυρβώδες ιξώδες προσομοιώνεται με το γνωστό μοντέλο **k-ε** (μοντέλο τύρβης το οποίο θα αναλυθεί στο επόμενο κεφάλαιο), Εξίσωση 9:

$$\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$$

Εξίσωση 9

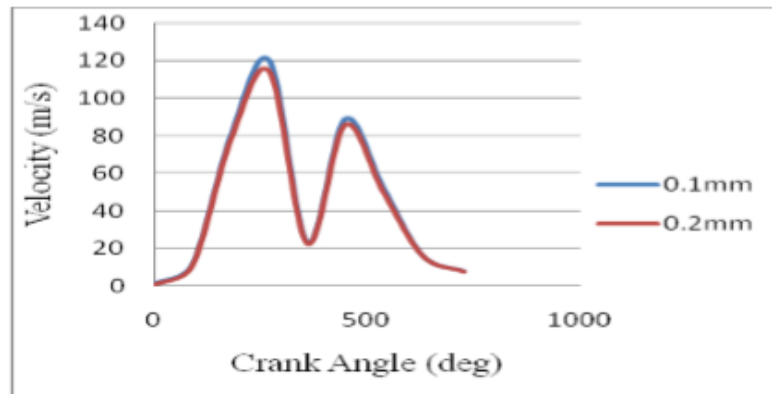
Όπου C_μ μία σταθερά που εκτιμάται πειραματικά, ρ η πυκνότητα του ρευστού, ε το ιξώδες των δινών και k η κινητική ενέργεια του ρευστού. Ολοκληρώνοντας με την χρήση κατάλληλων αριθμητικών μεθόδων σε συνδυασμό με τις διαφορικές εξισώσεις μεταφοράς, την εξίσωση συνέχειας και τις εξισώσεις Navier Stokes δημιουργείται ένα επιλύσιμο σύστημα εξισώσεων.

1.6 Διαφορετικές προσεγγίσεις υπολογιστικών προβλημάτων κρύας ροής σύμφωνα με την βιβλιογραφία

Για την εκπόνηση της συγκεκριμένης εργασίας, σημαντικό παράγοντα αποτέλεσαν παρόμοιες υπολογιστικές μελέτες τόσο για την καθοδήγηση όσο και για το στήσιμο του μοντέλου. Κοινός παρονομαστής των προαναφερόμενων εργασιών αποτέλεσε η μελέτη μοντέλων τύρβης k-ε RANS. Σκοπός ήταν να μελετηθούν σχετικά απλουστευμένα μοντέλα τύρβης και να εξαχθούν αποτελέσματα όσο αναφορά την ταχύτητα καθώς και οι δείκτες εγκάρσιας και αξονικής περιδίνησης συγκρινόμενοι πάντα με διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά το οποία αφορούν διαφορετική γεωμετρία εμβόλου, είτε διαφορετικούς αυλούς εισαγωγής είτε διαφορετικές διαστάσεις κυλίνδρου.

Παράμετρος η οποία μπορεί να επηρεάσει μεγέθη όπως την ταχύτητα σε αναλύσεις τέτοιας φύσης είναι η βύθιση των βαλβίδων εισαγωγής. Σύμφωνα με την [7] συγκρίθηκαν

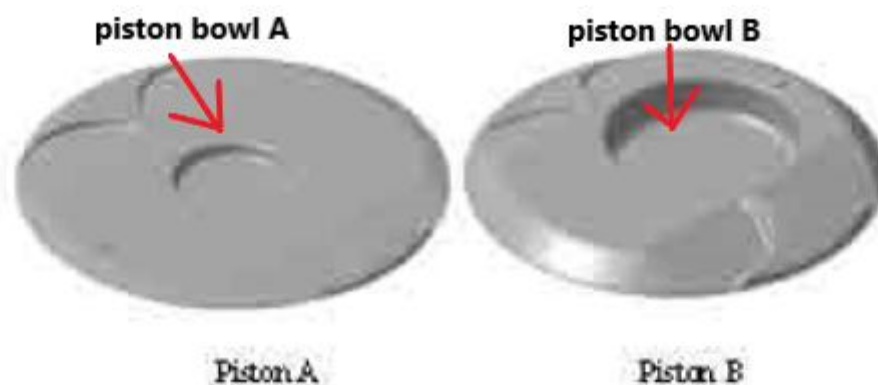
οι τιμές ελάχιστης βύθισης βαλβίδων (minimum valve lift) 0.1mm και 0.2mm, για την ροή σε μονοκύλινδρο τετράχρονο κινητήρα για 2000 στροφές του στροφαλοφόρου άξονα(rpm).



Εικόνα 3 - Σύγκριση ταχυτήτων για διαφορετικές βυθίσεις βαλβίδων [7]

Από την Εικόνα 3 προκύπτει πως παρόλο που οι διακυμάνσεις και το ίχνος που ακολουθεί η ταχύτητα του ρευστού στον κύλινδρο είναι παρόμοια και στις δύο περιπτώσεις, όσο αυξάνεται η βύθιση των βαλβίδων τόσο μειώνεται το μέτρο της ταχύτητας. Επίσης η μέγιστη τιμή της ταχύτητας και στις δύο περιπτώσεις εμφανίζεται την χρονική στιγμή που οι βαλβίδες εισαγωγής βρίσκονται στην μέγιστη βύθισή τους.

Η κεφαλή του πιστονιού είναι το γεωμετρικό στοιχείο που διαμορφώνει το κάτω μέρος του θαλάμου καύσης σε εμβολοφόρες μηχανές. Κάτω από την κεφαλή είναι τοποθετημένα τα ελασματικά δαχτυλίδια λαδιού και συμπίεσης. Η επιφάνεια που έρχεται σε επαφή με τον ρευστό ποικίλει ως γεωμετρία και εξαρτάται αποκλειστικά από τις ανάγκες του κάθε κινητήρα. Το επάνω μέρος του πιστονιού σχεδιάζεται ώστε να προσδώσει στροβιλότητα στο μίγμα αέρα/καυσίμου. Οι δύο διαφορετικές κεφαλές πιστονιού που ερευνήθηκαν στην [8] είναι οι εξής και για λόγους ευκολίας θα ονομαστούν Piston A και Piston B:



Εικόνα 4 - Γεωμετρίες του θαλάμου καύσης

Η μελέτη διεξήχθη για τετράχρονο κινητήρα απευθείας έγχυσης καυσίμου για 2000 rpm και σκοπός ήταν η σύγκριση των διαφορετικών λόγων εγκάρσιας και αξονικής περιδίνησης. Οι

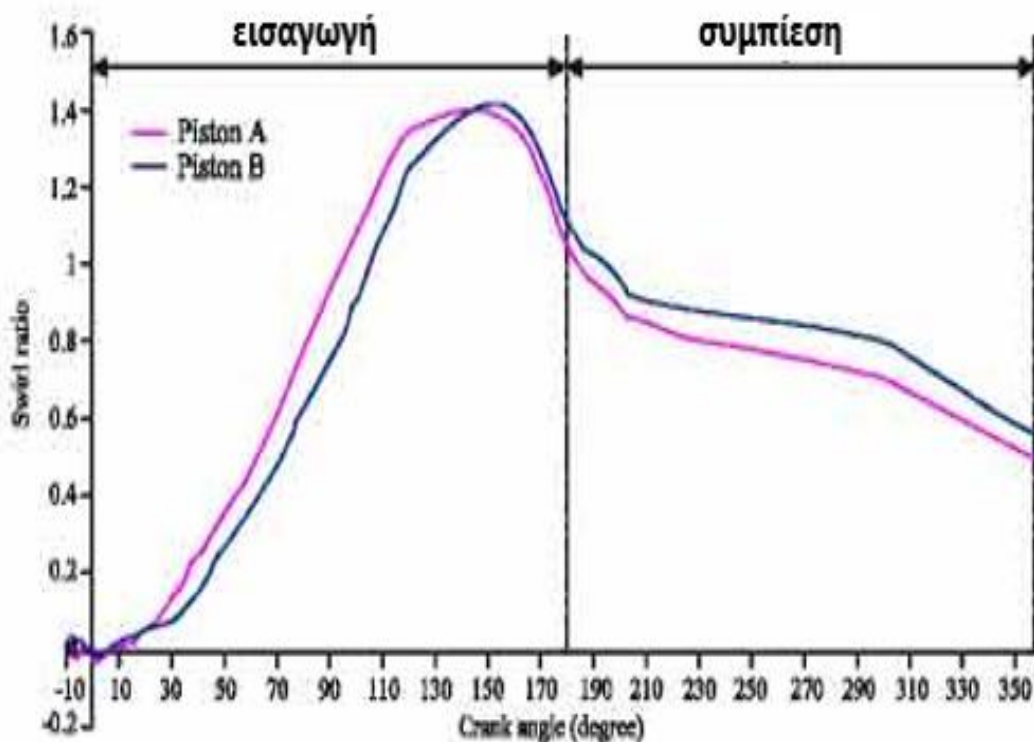
αδιάστατες εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για την σύγκριση των swirl και tumble για κάθε μία από τις δύο γεωμετρίες είναι οι εξής:

$$SR = \frac{60H_z}{2\rho I_z \omega} \text{ (swirl ratio), (Εξίσωση 10) και } TR = \frac{60H_y}{2\rho I_y \omega} \text{ (tumble ratio), (Εξίσωση 11) όπου } H_z \text{ και}$$

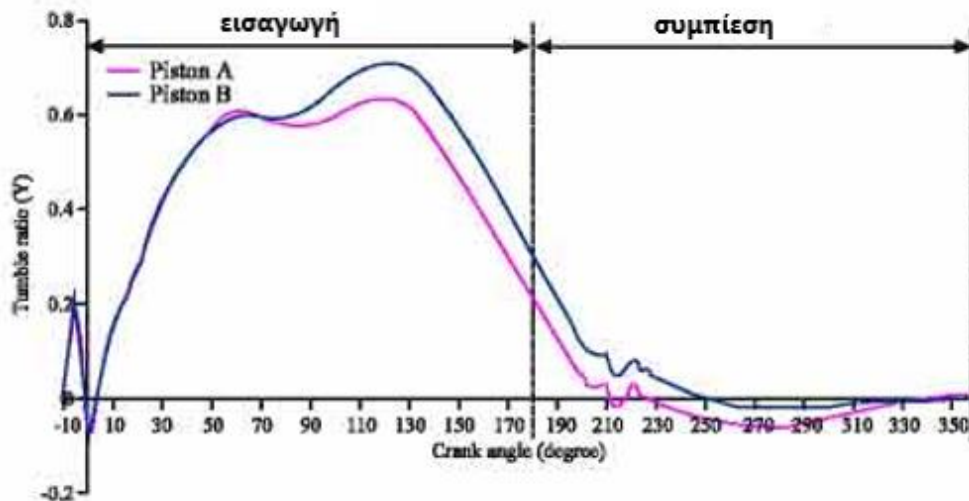
H_y η στροφορμή του ρευστού γύρω από τους άξονες Z και Y, I_z και I_y οι ροπές αδράνειας και ω οι στροφές του στροφαλοφόρου άξονα ανά λεπτό. [8]

Από την συγκεκριμένη λοιπόν έρευνα προκύπτει πως η γεωμετρία του θαλάμου καύσης που δημιουργείται από το Piston A οδηγεί σε υψηλότερους λόγους swirl και tumble καθώς και σε βέλτιστο πεδίο ροής εντός κυλίνδρου. Επιπροσθέτως η μέση ένταση της τύρβης εμφανίζει μέγιστες τιμές για τις μοίρες του στροφαλοφόρου που οι βαλβίδες εισαγωγής βρίσκονται σε φάση μέγιστης βύθισης κατά την διάρκεια της εισαγωγής, και μειώνεται σταδιακά κατά την συμπίεση, δηλαδή λίγο μετά από το Κάτω Νεκρό Σημείο έως και το Άνω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ και ΑΝΣ).

Για την περίπτωση Piston A σημειώνονται υψηλότερες τιμές της μέσης ένταση τύρβης έναντι της Piston B και σημειώνεται πως ο δείκτης δημιουργίας τύρβης είναι υψηλότερος από αυτόν της διάλυσης της για την πρώτη περίπτωση.



Εικόνα 5 - Swirl ratio συναρτήσεως της γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα [8]



Εικόνα 6 - Tumble ratio συναρτήσει της γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα [8]

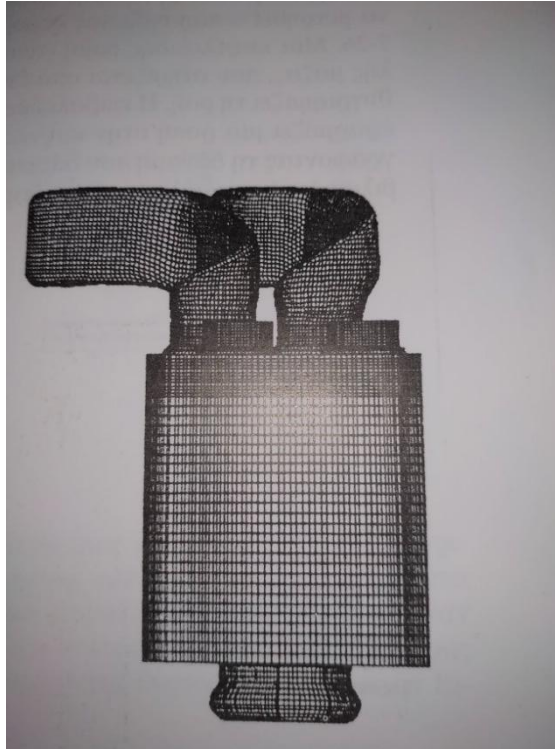
Σύμφωνα με την [3] η παράμετρος της εγκάρσιας περιδίνησης (swirl) αυξάνει ραγδαία την ανάμιξη αέρα καυσίμου και συμβάλλει στην επίτευξη ταχύτερης καύσης. Η διάρκεια εμφάνισης της εγκάρσιας περιδίνησης και το σπάσιμο της δίνης για τους χρόνους εισαγωγής και συμπίεσης, εξαρτάται από την τιμή του swirl κατά την εισαγωγή και την αύξηση σημειώνει κατά την συμπίεση. Για την επίτευξη λοιπόν όσο το δυνατό υψηλότερων τιμών δεικτών εγκάρσιας περιδίνησης στην εισαγωγή, θα πρέπει είτε η ροή να οδηγηθεί εφαπτομενικά στον θάλαμο καύσης με τον κατάλληλο σχεδιασμό αυλών εισαγωγής, είτε με τη χρήση ελικοειδών αυλών.

Κατά την [3] η αποδοτικότητα του αυλού εισαγωγής όσο αναφορά την παραγωγή swirl, εκφράζεται μέσω του συντελεστή στροβιλισμού C_s που ισούται με:

$$C_s = \tau / \left(\frac{\dot{m} U b}{2} \right)$$

Εξίσωση 12

όπου τ η ροπή που εφαρμόζεται, \dot{m} η παροχή μάζας, U η ταχύτητα εκροής του αερίου και b η διάμετρος του κυλίνδρου. Για την οριακή περίπτωση όπου η ροή του ρευστού κατά την εισαγωγή εισέρχεται εφαπτομενικά στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Η μέτρηση του συντελεστή στροβιλισμού έγινε συναρτήσει της γωνίας προσανατολισμού του αυλού εισαγωγής και μελετήθηκε για την περίπτωση στρωτής ροής. Η υπολογιστική γεωμετρία παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 7 – Υπολογιστική γεωμετρία ελικοειδών αυλών εισαγωγής [3]

Ολοκληρώνοντας τις προσομοιώσεις προκύπτουν τιμές που ποικίλουν από 0 έως 0.3 για τον συντελεστή στροβιλισμού και εμφανίζει αυξητική τάση όσο αυξάνεται το βύθισμα των βαλβίδων. Η γωνία προσανατολισμού επηρεάζει κατά κύριο λόγο μόνο σε περιπτώσεις με μεγάλα βυθίσματα.

Συνοψίζοντας γίνεται αντιληπτό πως προβλήματα τέτοιας φύσης κατηγοριοποιούνται και προσεγγίζονται μεταβάλλοντας διαφορετικές παραμέτρους. Η παρούσα εργασία έχει ως σκοπό την μελέτη της μεταβολής των μεγεθών της πίεσης, της ταχύτητας, της τυρβώδους κινητικής ενέργειας και της θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσης για διαφορετικές πιέσεις κατά την εισαγωγή και διαφορετικές στροφές του στροφαλοφόρου άξονα. Παρατηρήθηκε πως διαφορετικά χαρακτηριστικά στη γεωμετρία επηρεάζουν σημαντικά φαινόμενα ροής του αέρα. Παρόλα αυτά και στα τέσσερα σενάρια το μοντέλο τύρβης που χρησιμοποιήθηκε ήταν μοντέλο k-ε. Το συγκεκριμένο μοντέλο εμφανίζει καλή σύγκλιση και θεωρείται ορθό μοντέλο για προβλήματα γενικού τύπου. Στόχος της συγκεκριμένης εργασίας είναι ο υπολογισμός της θερμοκρασίας, της πίεσης, της τυρβώδους κινητικής ενέργειας και του πεδίου ροής της ταχύτητος σε συμβατικό τετράχρονο εμβολοφόρο κινητήρα για τέσσερα διαφορετικά σενάρια τα οποία αναλύονται στα παρακάτω κεφάλαια.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο ΜΕΘΟΔΟΙ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την μελέτη πεδίου ροής σε τετράχρονη εμβολοφόρα μηχανή εσωτερικής καύσης χωρίς την έγχυση καυσίμου (κρύα ροή). Τα τέσσερα σενάρια μελέτης αναλύθηκαν με το λογισμικό ANSYS FLUENT 18.2. Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα αναλυθούν η διαδικασία που ακολουθήθηκε ώστε να γίνει κατανοητή η υπολογιστική μέθοδος, οι εξισώσεις επίλυσης, ο προσδιορισμός των αρχικών και οριακών συνθηκών καθώς και η διαδικασία δημιουργίας πλέγματος.

Η υπολογιστική διαδικασία έγινε σε μη συμβατικό κινητήρα του οποίου η γεωμετρία δίνεται από την εταιρία ANSYS για ερευνητικούς λόγους. Τα τέσσερα σενάρια ροής που μελετήθηκαν αφορούσαν διαφορετικές οριακές συνθήκες πίεσης κατά την εισαγωγή για διαφορετικό αριθμό στροφών του στροφαλοφόρου άξονα, και είναι τα εξής:

- 1000 rpm, 1 atm (101325 Pa)
- 1000 rpm, 0.5atm (50662.5 Pa)
- 1500 rpm, 1 atm (101325 Pa)
- 1500 rpm, 0,5 atm (50662.5 Pa)

Το σχεδιαστικό πρόγραμμα επεξεργασίας της γεωμετρίας που χρησιμοποιήθηκε, είναι το ANSYS Design Modeler 18.2 (DM) στο οποίο ορίστηκαν τα απαραίτητα στοιχεία του κινητήρα και ακολούθησε ο διαχωρισμός της γεωμετρίας σε επιμέρους τμήματα. Τα στοιχεία αυτά ήταν οι αυλοί εισαγωγής και εξαγωγής, οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, οι θέσεις στις οποίες εδράζονται οι βαλβίδες, οι επιφάνειες εισαγωγής και εξαγωγής, η κυλινδροκεφαλή, ο θάλαμος καύσης, το έμβολο και οι τρεις επιφάνειες που ορίζουν συμμετρία στην γεωμετρία του κινητήρα (Εικόνα 14). Σκοπός του διαχωρισμού είναι η προετοιμασία της γεωμετρίας για την δημιουργία όσο του δυνατόν καλύτερης ποιότητας πλέγματος. Για τον υπολογισμό του τυρβώδους πεδίου ροής χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο k-ε.

2.1 Προσδιορισμός παραμέτρων και γεωμετρίας του κινητήρα

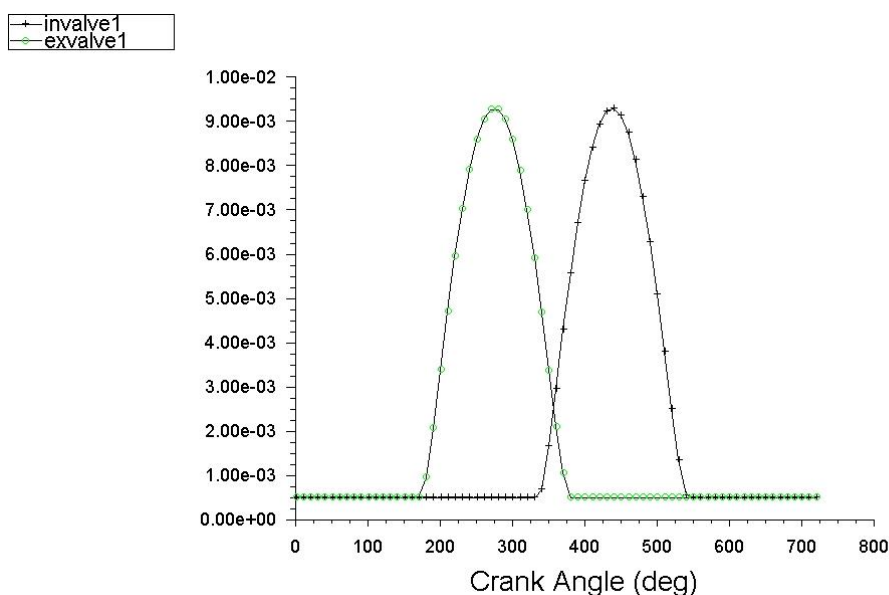
Σημαντικό είναι να προσδιοριστούν ορισμένοι παράμετροι του κινητήρα πριν εισαχθεί η γεωμετρία στο DM. Πρέπει λοιπόν να οριστεί το μήκος της μπιέλας (connecting rod length), η ακτίνα του στροφαλοφόρου άξονα (crank radius), η ελάχιστη ανύψωση βαλβίδων (minimum valve lift), η εκτροπή του πείρου του εμβόλου (piston pin offset) καθώς και ο χρονισμός των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής (valve timing). Όλες οι παραπάνω

παράμετροι εισάγονται από τον χρήστη, εκτός από το προφίλ κίνησης των βαλβίδων και του πιστονιού. Οι τιμές προκύπτουν είτε από βιβλιογραφία είτε από τον οδηγό εκμάθησης της ANSYS [9] και καταγράφονται στον παρακάτω Πίνακα 1:

ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ	ΤΙΜΕΣ
Connecting rod length	144.3 (mm)
Crank radius	45 (mm)
Piston offset	0 (mm)
Minimum valve lift	0.5 (mm)

Πίνακας 1 - Γεωμετρικές παράμετροι κινητήρα

Οι χρονισμοί των βαλβίδων καθώς και η κίνηση του εμβόλου που χρησιμοποιήθηκαν για τους υπολογισμούς λήφθηκαν από τον οδηγό εκμάθησης της εταιρίας. Έχουν προγραμματιστεί γιατί σε συνδυασμό με τις παραπάνω παραμέτρους ταιριάζουν καλύτερα στην προσομοίωση εντός κυλίνδρου σύμφωνα με την βιβλιογραφία [9], [10], [7]. Τα προφίλ κίνησης των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής παρουσιάζονται αναλυτικότερα στην Εικόνα 8. Στον κάθετο άξονα αναγράφονται σε χιλιοστά οι βυθίσεις των βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής και στον οριζόντιο οι γωνίες του στροφαλοφόρου άξονα.



Εικόνα 8 - Προφίλ βαλβίδων εισαγωγής/εξαγωγής

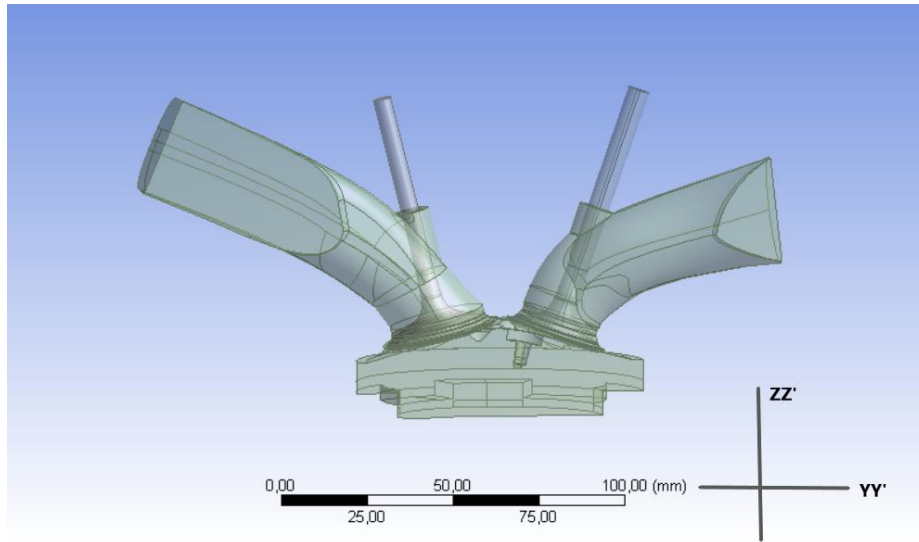
Η παράμετρος minimum valve lift εκφράζει το διάκενο μεταξύ της βαλβίδας και του δαχτυλιδιού στο οποίο εδράζεται το οποίο χρησιμοποιείται ώστε να μπορέσει στο σημείο αυτό να δημιουργηθεί μία διεπιφάνεια κατά την δημιουργία του πλέγματος. Με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζεται πως θα ληφθεί υπόψιν το διάκενο αυτό στους υπολογισμούς, γεγονός που οδηγεί την προσομοίωση σε εγκυρότερα αποτελέσματα. Σύμφωνα με το εγχειρίδιο της

ANSYS σχετικά τις μηχανές εσωτερικής καύσης οι προτεινόμενες τιμές για προσομοιώσεις κρύας ροής είναι από 0.05 mm έως 0.5 mm [9].

Η μέθοδος προσέγγισης επίλυσης του λογισμικού ονομάζεται υβριδική και ο τρόπος εφαρμογής θα διευκρινιστεί αναλυτικότερα στο κεφάλαιο που πραγματεύεται την δημιουργία του πλέγματος. Αφορά γεωμετρίες κυλινδρικών βαλβίδων (canted valves) οι οποίες συναντώνται στις περιπτώσεις βενζινοκινητήρων έναυσης με σπινθηριστή. Στην παρούσα εργασία η γεωμετρία είναι μία συμμετρική τετράχρονη εμβολοφόρα MEK η οποία αποτελείται από έναν αυλό εισαγωγής, έναν αυλό εξαγωγής, μία βαλβίδα εισαγωγής, μία βαλβίδα εξαγωγής και ένα επίπεδο έμβολο.

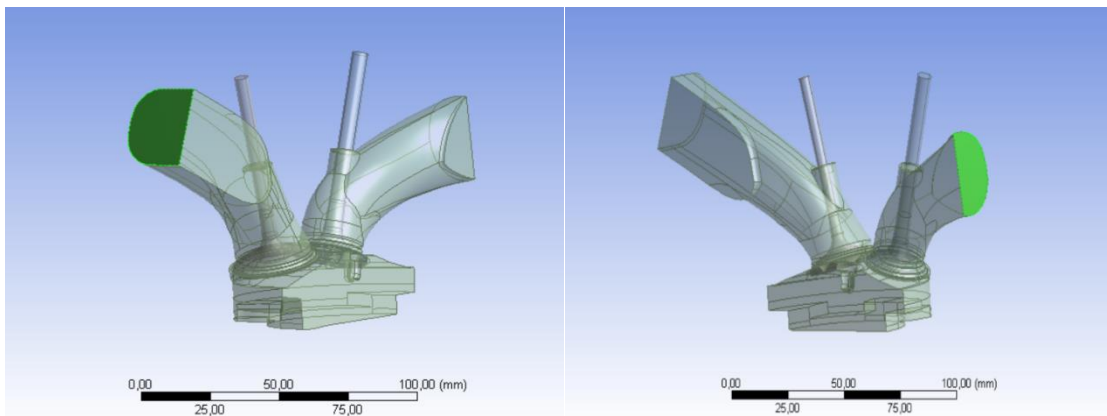
Ο λόγος που επιλέγεται συμμετρική τρισδιάστατη (3D) γεωμετρία κινητήρα είναι διότι με αυτόν τον τρόπο μειώνεται κατά το ήμισυ ο αριθμός των κελιών. Έτσι βελτιστοποιείται ο χρόνος εκτέλεσης της προσομοίωσης. Σημαντικές προδιαγραφές κατά την εισαγωγή του αρχείου γεωμετρίας στο DM είναι οι βαλβίδες να είναι κλειστές και το έμβολο να βρίσκεται στο Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) αφού έτσι επιτυγχάνεται ο ελάχιστος υπολογιστικός χώρος. Το πλεονέκτημα στην περίπτωση αυτή είναι πως υπάρχει ορθότερη συμπεριφορά πλέγματος κατά το άνοιγμα των βαλβίδων και της μετακίνησης του πιστονιού [10], [11], [12]. Σημαντική είναι η επιλογή περιοχών-πεδίων σύμφωνα με τις οποίες θα διαχωριστεί ο κινητήρας σε επιμέρους όγκους (decomposition).

Σύμφωνα λοιπόν με τις προδιαγραφές του λογισμικού ο χρήστης καλείται να επιλέξει τις επιφάνειες εισαγωγής και εξαγωγής των αντίστοιχων αυλών (inlet/outlet faces), τις όψεις σύμφωνα με τις οποίες είναι συμμετρική η τρισδιάστατη γεωμετρία (symmetry faces), τις βαλβίδες εισαγωγής/εξαγωγής (inlet/outlet valves), τις θέσεις στις οποίες εδράζονται οι βαλβίδες (valve seat) και τις κυλινδρικές επιφάνειες της κυλινδροκεφαλής, του θαλάμου καύσης και του εμβόλου. Τα παραπάνω πεδία εισάγονται από τον χρήστη (input manager) και παρακάτω θα παρουσιαστούν ορισμένα στιγμιότυπα ώστε να γίνουν τα παραπάνω ευκολότερα αντιληπτά. Τα στιγμιότυπα αυτά προέκυψαν κατά την διαδικασία λειτουργίας του λογισμικού από την επιφάνεια εργασίας του DM (Εικόνα 10 έως Εικόνα 15).



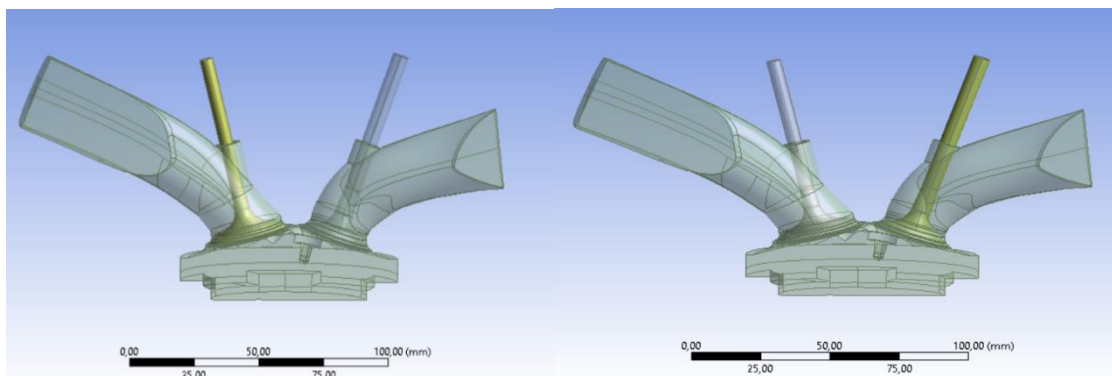
Εικόνα 9 - Πρόσψη κινητήρα ως προς τους άξονες ZZ' και YY'

Ακολουθεί η επιλογή των επιφανειών εισαγωγής/εξαγωγής των αντίστοιχων αυλών (Εικόνα 10):

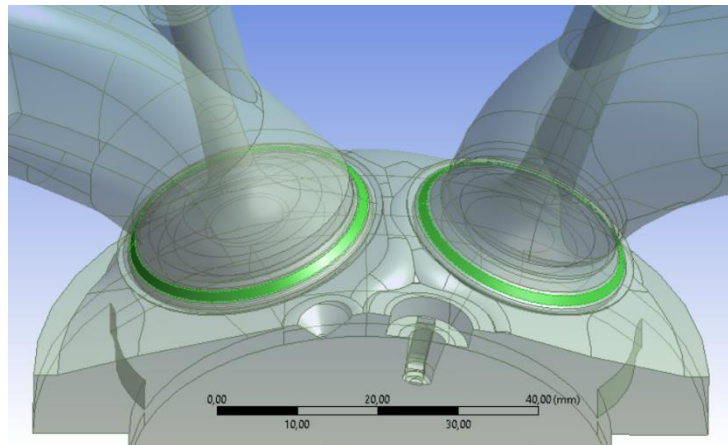


Εικόνα 10 - Επιφάνεια εισαγωγής (δεξιά), εξαγωγής (αριστερά)

Στη συνέχεια επιλέγονται οι βαλβίδες εισαγωγής/εξαγωγής καθώς και οι θέσεις στις οποίες εδράζονται (Εικόνα 11 και Εικόνα 12):

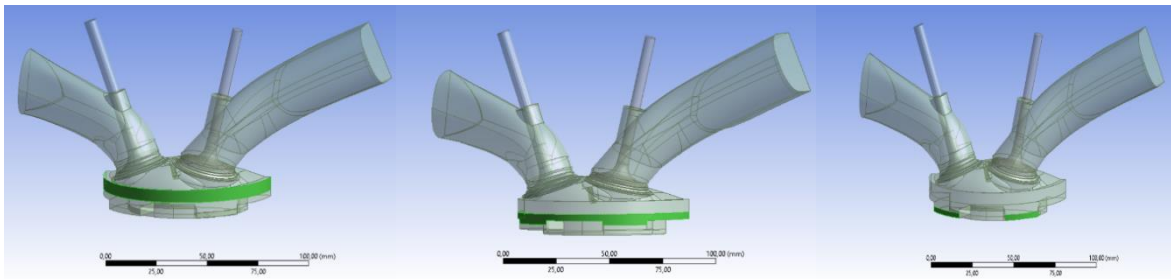


Εικόνα 11 - Βαλβίδα εισαγωγής (δεξιά), βαλβίδα εξαγωγής (αριστερά)



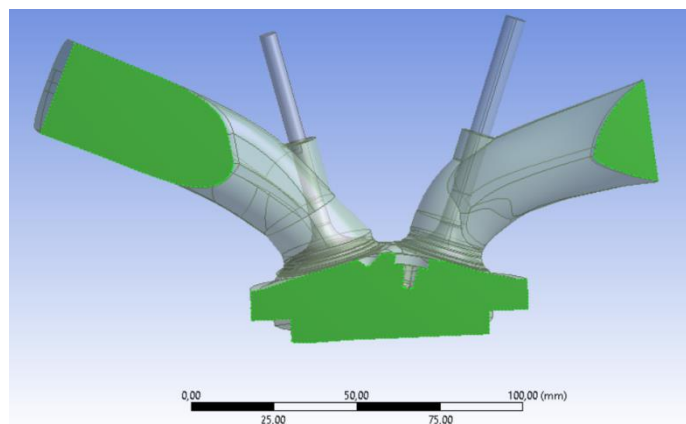
Εικόνα 12 - Έδρες των βαλβίδων εισαγωγής (δεξιά), εξαγωγής (αριστερά)

Επιπλέον, ζητείται να οριστούν οι τρεις διαφορετικές κυλινδρικές επιφάνειες σύμφωνα με τις οποίες θα γίνει στην συνέχεια ο διαχωρισμός της γεωμετρίας σε επιμέρους μικρότερα τμήματα (Εικόνα 13):



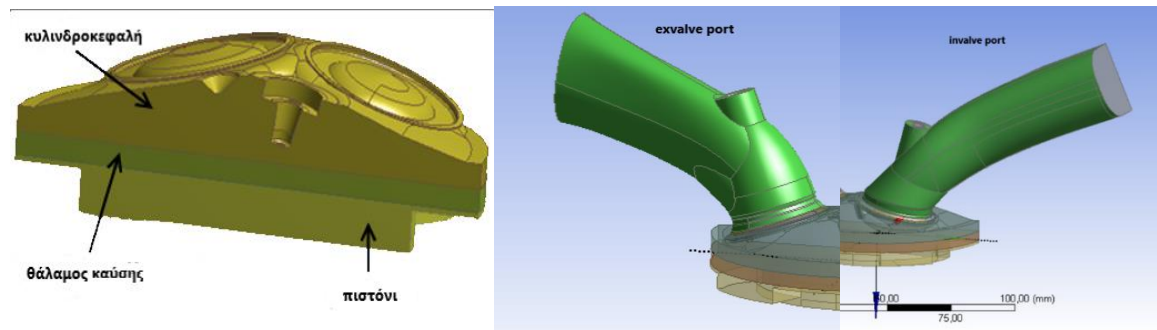
Εικόνα 13 - Κυλινδρικές επιφάνειες κεφαλής, θαλάμου καύσης και εμβόλου (απο τα δεξιά προς τα αριστερά)

Ολοκληρώνοντας, εισάγονται από τον χρήστη και οι συμμετρικές όψεις του κινητήρα ως προς την διεύθυνση των αξόνων ZZ' και YY' (Εικόνα 14):



Εικόνα 14 - Συμμετρικές όψεις κινητήρα

Επόμενο βήμα είναι ο διαχωρισμός (decomposition) του υπολογιστικού χώρου σύμφωνα με την επιλογή των παραπάνω πεδίων, μιας και όπως έχει αναφερθεί η μέθοδος διακριτοποίησης θα διαφέρει από επιφάνεια σε επιφάνεια. Στην Εικόνα 15 αποτυπώνονται επίσης οι επιφάνειες της κεφαλής του κυλίνδρου, του εμβόλου, του θαλάμου καύσης και των αυλών εισαγωγής και εξαγωγής.



Εικόνα 15 – Κυλινδροκεφαλή, θάλαμος καύσης, έμβολο, αυλός εξαγωγής, αυλός εισαγωγής (από το δεξιά προς τα αριστερά)

2.2 Οριακές συνθήκες

Αφού παραπάνω έχει επεξηγηθεί ο τρόπος διαχωρισμού της γεωμετρίας σε επιμέρους υπο-χώρους είναι αναγκαίο να προσδιοριστούν οι συνθήκες που επικρατούν στα όρια του πεδίου ροής. Στις τέσσερις περιπτώσεις που μελετώνται η πίεση και η θερμοκρασία που ορίστηκαν στους αυλούς εισαγωγής και εξαγωγής ήταν οι εξής:

- Εισαγωγή για την περίπτωση των 1000 rpm

Pressure = 101325 Pa (1 atm)

Temperature = 313 K

- Εξαγωγή για την περίπτωση των 1000 rpm

Pressure = 101325 Pa (1 atm)

Temperature = 333 K

- Εισαγωγή για την περίπτωση των 1500 rpm

Pressure = 50662.5 Pa (0.5 atm)

Temperature = 313 K

- Εξαγωγή για την περίπτωση των 1500 rpm

Pressure = 101325 Pa (1 atm)

Temperature = 333 K

Εν συνεχεία ορίστηκαν ως walls οι κυλινδρικές επιφάνειες που απεικονίζονται στην Εικόνα 13 και η θερμοκρασία στα εξής όρια του πεδίου ροής είναι ίση με 318 K. Παρομοίως ορίζεται και στα όρια του πιστονιού. Η θερμοκρασία στην επιφάνεια της κεφαλής του κυλίνδρου ισούται με 348 K. Συνεπώς δημιουργήθηκαν έξι ζώνες στον υπολογιστικό χώρο. Η ένταση της τύρβης έχει οριστεί ίση με 8% τιμή που χρησιμοποιήθηκε από βιβλιογραφία και από το εγχειρίδιο χρήστη του ANSYS. Η υδραυλική διάμετρος υπολογίζεται αυτόματα από τον λύτη.

2.3 Διακριτοποίηση και ανεξαρτητοποίηση πλέγματος

2.3.1 Μεθοδολογία δημιουργίας πλέγματος

Η επίλυση των εξισώσεων απαιτεί χωρική διακριτοποίηση του πεδίου ροής. Σε αυτή την ενότητα θα περιγραφεί η διαδικασία δημιουργίας και επιλογής του καταλληλότερου πλέγματος για την επίλυση. Όπως έχει ήδη αναφερθεί η γεωμετρία του κινητήρα έχει υποστεί διαχωρισμό σε υπο-χώρους και αυτό οφείλεται στο γεγονός πως ακολουθείται διαφορετική στρατηγική διακριτοποίησης ανάλογα με την πολυπλοκότητα της ροής. Η ονομασία των υπο-χώρων είναι στην αγγλική γλώσσα και αναγράφονται στον Πίνακα 2. Για πλήρη κατανόηση των περιοχών θα απεικονιστούν παρακάτω.

ΥΠΟ-ΧΩΡΟΙ (DOMAINS)	ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΕΛΙΩΝ (ELEMENTS)
Cylinder head	399890
Piston	66287
Combustion chamber	10133
Inlet port	288497
Outlet port	180895
Invalve layer	38500
Exvalve layer	31600
Invalve ib	8252
Exvalve ib	7560
Total	1031614

Πίνακας 2 - Υπο-χώροι υπολογιστικού πεδίου

Η επιλογή των κατάλληλων παραμέτρων κατά την δημιουργία πλέγματος έγινε σύμφωνα με το εγχειρίδιο χρήστη. Βηματικά θα γίνει αναφορά στις σημαντικότερες παραμέτρους και πως αυτές επηρεάζουν την ποιότητα του πλέγματος. Το πλέγμα αποτελείται από εξαεδρικά (Hex) και τετραεδρικά (Tet) κελιά και αυτό διότι η πρώτη κατηγορία χρησιμοποιείται σε εύκολες γεωμετρικά περιοχές σε αντίθεση με την δεύτερη που

χρησιμοποιείται σε περισσότερο πολύπλοκες περιοχές. Ο διαχωρισμός ανάμεσα σε εύκολες και δύσκολες περιοχές αφορά τα φαινόμενα της ροής που εμφανίζονται σε κάθε υπο-χώρο. Ως εύκολες περιοχές χαρακτηρίζονται οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής. Πολυπλοκότερες περιοχές γεωμετρικά αποτελούν οι αυλοί εισαγωγής-εξαγωγής, η κυλινδροκεφαλή, το έμβολο, ο θάλαμος καύσης καθώς και οι θέσεις που εδράζονται οι βαλβίδες. Στις Εικόνες 16, 17, 18, 19 και 20 αναπαρίστανται τα πλέγματα για τους διαφορετικούς υπο-χώρους σύμφωνα με τον Πίνακα 2.

- ◆ Sizing (ρυθμίσεις μεγέθους)

Στις ρυθμίσεις του μεγέθους (Sizing) η πρώτη σημαντική παράμετρος που επιλέχθηκε είναι δημιουργία καμπυλότητας σε ακμές και επιφάνειες (Curvature). Έτσι επιτυγχάνονται λεπτότερες επιφάνειες κελιών. Επίσης η μετάβαση (Transition) εκφράζει την ταχύτητα μεγέθυνσης των κελιών του πλέγματος και για λιγότερο απότομη μετάβαση επιλέχθηκε χαμηλή ταχύτητα (slow).

- ◆ Inflation

Η συγκεκριμένη παράμετρος επιτυγχάνει την δημιουργία λεπτών κελιών κοντά στα όρια του πεδίου ροής. Η μέθοδος που χρησιμοποιείται είναι η Last Aspect Ratio. Ολοκληρώνοντας σε περιοχές όπου το πλέγμα είναι αρκετά πυκνό και τα γειτονικά κελιά συγκρούονται μεταξύ τους η μέθοδος συμπίεση επιφανειών (layer compression) φάνηκε να δημιουργεί καλύτερη ποιότητα πλέγματος.

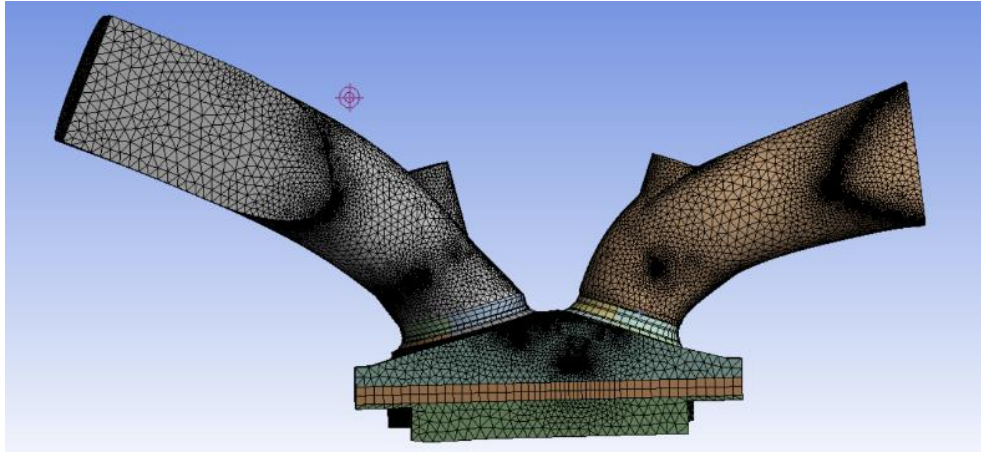
- ◆ Quality (ποιότητα)

Ως βασικό μέτρο ελέγχου ποιότητας του πλέγματος ορίστηκε το skewness. Σύμφωνα με την πηγή [15] οι τιμές του skewness κυμαίνονται από 0 έως 1 και η ποιότητα κατανέμεται με τον εξής τρόπο:

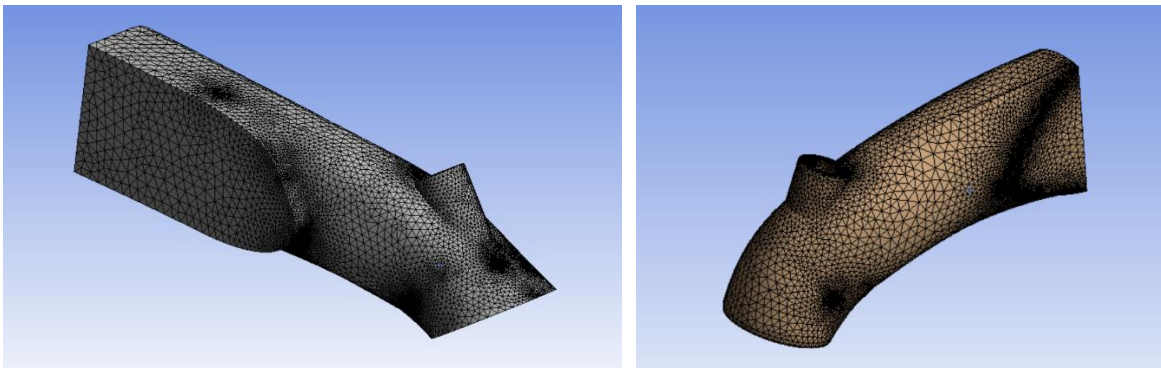
Άριστο	Πολύ Καλό	Καλό	Αποδεκτό	Κακό	Μη Αποδεκτό
0-0.25	0.25-0.50	0.5-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1

Πίνακας 3 - Κατηγοριοποίηση του skewness [15]

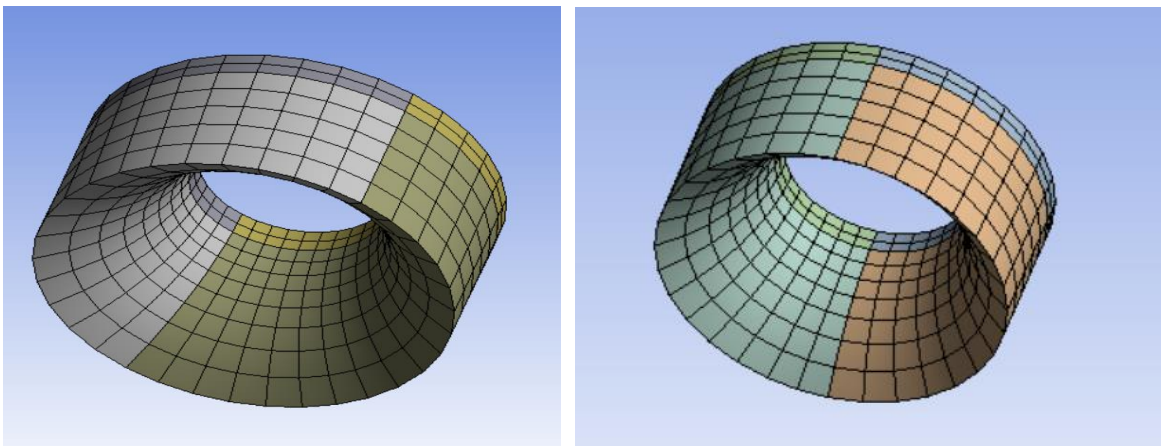
Ο υπολογισμός του skewness αναλύεται περαιτέρω στο παράρτημα. Στο τελικό πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό το μέγιστο skewness είναι ίσο με 0.89974 και παρατηρείται στην ζώνη της κεφαλής του κυλίνδρου ενώ τα τμήματα με ελάχιστο (σχεδόν άριστο) skewness παρουσιάστηκαν τμηματικά και διάσπαρτα στο πλέγμα, ήταν πολύ λίγα σε αριθμό και το skewness παρουσίασε τιμή ίση με $4.23445 \cdot 10^{-6}$. Κατά μέσο όρο η τιμή του skewness είναι 0.2533 γεγονός που κατατάσσει το πλέγμα στην κατηγορία του Πολύ Καλού.



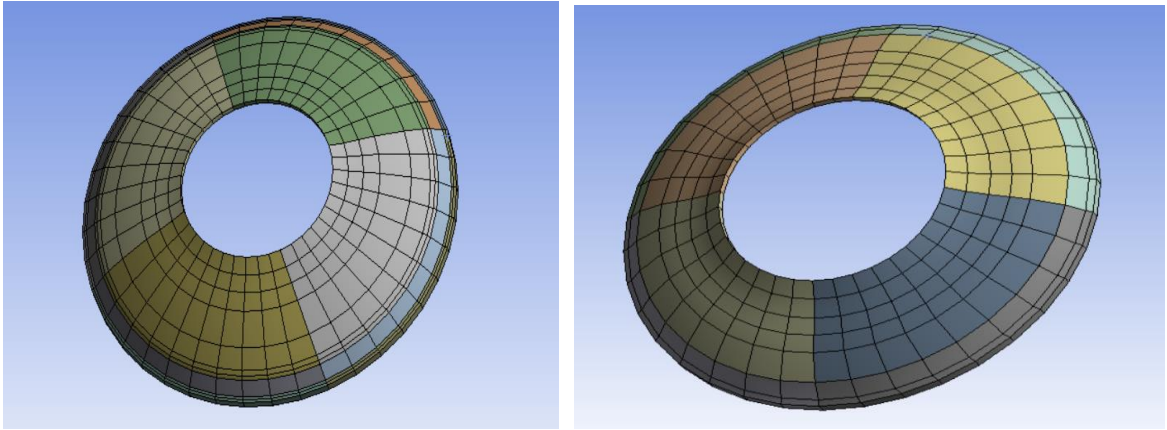
Εικόνα 16 - Κατανομή πλέγματος



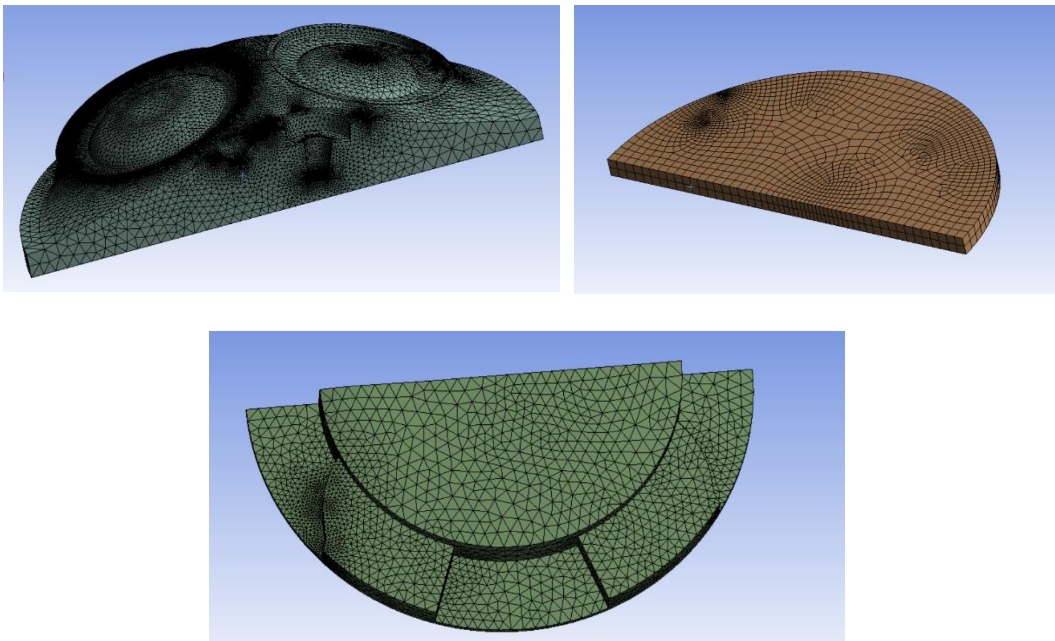
Εικόνα 17 - Κατανομή πλέγματος στον αυλό εισαγωγής δεξιά (inlet port) και στον αυλό εξαγωγής αριστερά (outlet port)



Εικόνα 18 - Κατανομή πλέγματος invalve ib δεξιά και exvalve ib αριστερά



Εικόνα 19 - Κατανομή πλέγματος in valve layer δεξιά και ex valve layer αριστερά



Εικόνα 20 - Κατανομή πλέγματος cylinder head επάνω δεξιά, combustion chamber επάνω αριστερά και piston κάτω

2.3.2 Ανεξαρτητοποίηση πλέγματος

Πέρα από την εξαγωγή εγκυρότερων αποτελεσμάτων σύμφωνα με το κριτήριο σύγκλισης των λύσεων, σκοπός στην διαδικασία επιλογής του καταλληλότερου πλέγματος είναι η εξοικονόμηση του υπολογιστικού χρόνου. Αυτό προϋποθέτει την επιλογή του αραιότερου δυνατού πλέγματος. Η στρατηγική που ακολουθείται λοιπόν είναι η παρατήρηση της μεταβλητής της πίεσης για διαφορετικές πυκνότητες πλεγμάτων και η μεταβολή της. Τα αποτελέσματα κρίνονται ανεξάρτητα της πυκνότητας του πλέγματος μόλις η μεταβολή της πίεσης κριθεί μικρής τάξης μεγέθους έτσι ώστε να μην έχει πλέον η πυκνότητα πλέγματος επίδραση στην ορθότητα των αποτελεσμάτων.

Στην συγκεκριμένη μελέτη οι τιμές της πίεσης λήφθηκαν από τις 720°, δηλαδή στον τελικό σταθμό της διεργασίας της συμπίεσης όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ. Για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας στην διαδικασία της ανεξαρτητοποίησης μελετήθηκαν τρία διαφορετικά πλέγματα πλέγμα1, πλέγμα2 και πλέγμα3. Οι τιμές της πίεσης λήφθηκαν και μελετήθηκαν για την απλή περίπτωση των χιλίων στροφών (1000rpm) όπου η πίεση στην εισαγωγή είναι ίση με την ατμοσφαιρική (1atm, 101325Pa). Η πίεση έχει στρογγυλοποιηθεί προς τα πάνω σε τάξη μεγέθους δεύτερου δεκαδικού ψηφίου. Η πυκνότητά τους και η μεταβολή στην πίεση στην εκάστοτε περίπτωση αναγράφονται στον Πίνακα 4 που ακολουθεί.

Πλέγμα	Αριθμός κελιών	Πίεση (atm)	Ποσοστιαία μεταβολή
Πλέγμα1	953465	21.50	-
Πλέγμα2	1031614	21.22	1.30%
Πλέγμα3	1670527	21.16	0.28%

Πίνακας 4 - Ανεξαρτητοποίηση πλέγματος σύμφωνα με την μεταβολή της πίεσης στις 720 μοίρες όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ

Παρατηρείται από τα αποτελέσματα των τριών πλεγμάτων πως η μεταβολή της πίεσης από το πλέγμα 2 στο πλέγμα 3 δεν ήταν αρκετό. Έτσι θεωρείται πως δεν υπάρχει λόγος αναζήτησης και δοκιμών για ένα πυκνότερο πλέγμα μιας και έχει επιτευχθεί ανεξαρτητοποίηση των τιμών από την πυκνότητα του πλέγματος.

Σημαντικό είναι να αναφερθεί πως το Relevance αυξανόταν σταδιακά και η μέγιστη τιμή που έγινε αποδεκτή για την συνέχιση της μελέτης ήταν το 40. Ο δείκτης Relevance, είναι επί της ουσίας δείκτης ποιότητας πλέγματος και παίρνει τιμές από -100 έως και 100. Κάθε προσπάθεια αύξησης του Relevance οδήγησε σε αύξηση του skewness σε μη αποδεκτές τιμές, γεγονός που απαγόρευε την όποια προσπάθεια προσομοίωσης.

2.4 Εξισώσεις επίλυσης

Τέτοιου είδους υπολογιστικά μοντέλα βασίζονται στην επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes. Το μοντέλο τύρβης που χρησιμοποιείται είναι το Standard k-ε και ανήκει στην κατηγορία των RANS (Reynolds-Averaged-Navier-Stokes). Σκοπός των συγκεκριμένων μοντέλων είναι να επιλύσουν τις εξισώσεις τύρβης χρησιμοποιώντας όρους ιξώδους [16].

Όπως έχει αναφερθεί παραπάνω στις περιπτώσεις τυρβώδους ροής, μεταβλητές όπως η θερμοκρασία, η πίεση και η ταχύτητα μεταβάλλονται χρονικά για το ίδιο σημείο. Ο αλγόριθμος επίλυσης που χρησιμοποιείται από τον λύτη (solver) ANSYS Fluent 18.2 ονομάζεται PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators). Το PISO περιλαμβάνει ένα προγνωστικό βήμα (predictor corrector) και δύο επιδιορθωτικά βήματα (neighbor correction, skewness correction) και βασίζεται στον υψηλότερο βαθμό της κατά προσέγγιση σχέσης μεταξύ των διορθώσεων για την πίεση και την ταχύτητα. Σκοπός είναι η διατήρηση της ισορροπίας της ορμής έπειτα από κάθε νέο υπολογισμό της εξίσωσης της πίεσης. [14]

Ο λύτης είναι βασισμένος στην πίεση (pressure based) και είναι χρονικά μεταβαλλόμενος (transient). Η χρονική μέθοδος είναι 2^{ος} τάξης και το κριτήριο σύγκλισης για όλες τις μεταβλητές έχει οριστεί στο 10⁻⁴. Η επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes γίνεται με τον διαχωρισμό μεταβλητών σε μεταβλητές μέσων τιμών και σε κυμαινόμενους όρους. Για τα στοιχεία της ταχύτητας και της πίεσης οι πρώτοι όροι των εξισώσεων αποτελούν τις μέσες τιμές και οι δεύτεροι τις κυμαινόμενες. Οι εξισώσεις γράφονται ως εξής:

$$u = \bar{u} + u', \text{ Εξίσωση 13}$$

$$p = \bar{p} + p', \text{ Εξίσωση 14}$$

Οι κυμαινόμενοι όροι με το σύμβολο (') προκύπτουν από την διαφορά μεταξύ των τιμών πίεσης που έχουν προβλεφθεί και ταχυτήτων που έχουν προκύψει από την επίλυση της εξίσωσης της ορμής και των επιδιορθωμένων τιμών πίεσης και ταχύτητας. Η εξίσωση ορμής (γενική μορφή των εξισώσεων RANS) στο καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων είναι οι εξής:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \text{ Εξίσωση 15}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}), \text{ Εξίσωση 16}$$

Οι όροι που προκύπτουν εκφράζουν την επίδραση της τύρβης. Ο όρος $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ ονομάζεται τάση Reynolds και σύμφωνα με την υπόθεση Boussinesq εφαρμόζεται για να συσχετίσει τις τάσεις Reynolds με τις μέσες διαβαθμίσεις ταχυτήτων:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}, \text{ Εξίσωση 17}$$

όπου μ_t αποτελεί το τυρβώδες ιξώδες (turbulent viscosity), k η τυρβώδης κινητική ενέργεια (turbulent kinetic energy) και δ_{ij} το δέλτα Kronecker. Στην περίπτωση επίλυσης μοντέλων k-ε, όπου ε δηλώνει τον ρυθμό σκέδασης της ενέργειας της τύρβης προστίθενται

ακόμη δύο εξισώσεις μεταφοράς, συναρτήσει των οποίων υπολογίζεται το τυρβώδες ιξώδες ($\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, όπου C_μ σταθερά):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M, \text{ Εξίσωση 18 και}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \text{ Εξίσωση 19}$$

Στις παραπάνω εξισώσεις, ο όρος G_k εκφράζει την παραγώμενη τυρβώδη κινητική ενέργεια που οφείλεται στις μέσες μεταβολές της ταχύτητας, ο όρος G_b την παραγώμενη κινητική ενέργεια λόγω της άνωσης, ο όρος Y_M τη συμβολή της κυμαινόμενης διαστολής σε συμπιεστή τύρβη ως προς το συνολικό αριθμό απορρόφησης. Εκτενέστερη αναφορά γίνεται στο Παράρτημα που βρίσκεται στο τέλος της εργασίας. Οι σταθερές του μοντέλου $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ και $C_{3\varepsilon}$ είναι ίσες με 1.44, 1.92 και 0.09 αντίστοιχα. Ολοκληρώνοντας οι όροι σ_k και σ_ε είναι οι τυρβώδεις αριθμοί Prandtl και είναι ίσοι με 1.0 και 1.3 αντίστοιχα. Αυτές οι προεπιλεγμένες τιμές έχουν καθοριστεί από πειράματα για θεμελιώδεις τυρβώδης ροές, διατμητικές ροές όπως οριακά στρώματα και ανάμειξη στρωμάτων. Προκύπτει πως είναι αρκετά αποτελεσματικές για ένα ευρύ φάσμα ροών.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα με τη μορφή εικόνων. Τα αποτελέσματα αφορούν τις τιμές της πίεσης, της θερμοκρασίας, της ταχύτητας και της τυρβώδους κινητικής ενέργειας. Όπως έχει ήδη εξηγηθεί παραπάνω η παρούσα εργασία πραγματεύεται τον υπολογισμό της ροής κατά την φάση της εισαγωγής και της συμπίεσης. Το επίπεδο αποτύπωσης των αποτελεσμάτων επιλέχθηκε να γίνει στο επίπεδο ZZ' και YY'. Στον Πίνακα 5 που ακολουθεί περιγράφεται κίνηση των βαλβίδων και του εμβόλου συναρτήσει των γωνιών του στροφαλοφόρου άξονα:

341°	Άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής
356°	Το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ
379°	Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής
440°	Μέγιστη βύθιση βαλβίδας εισαγωγής
544°	Κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής
548°	Το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ
720°	Το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ

Πίνακας 5 - Καταγραφή κίνησης βαλβίδας εισαγωγής και εμβόλου στον κύλινδρο

Η βηματική αναπαράσταση των αποτελεσμάτων παρουσιάζεται μέσω εικόνων με βήμα 40° και για τις τέσσερις μεταβλητές αλλά και διαγραμμάτων. Παράλληλα θα σχολιάζεται η συμπεριφορά τους εκτενέστερα ανάλογα με τις αυξομειώσεις τους εντός κυλίνδρου και ανάλογα με τα φαινόμενα που παρατηρούνται.

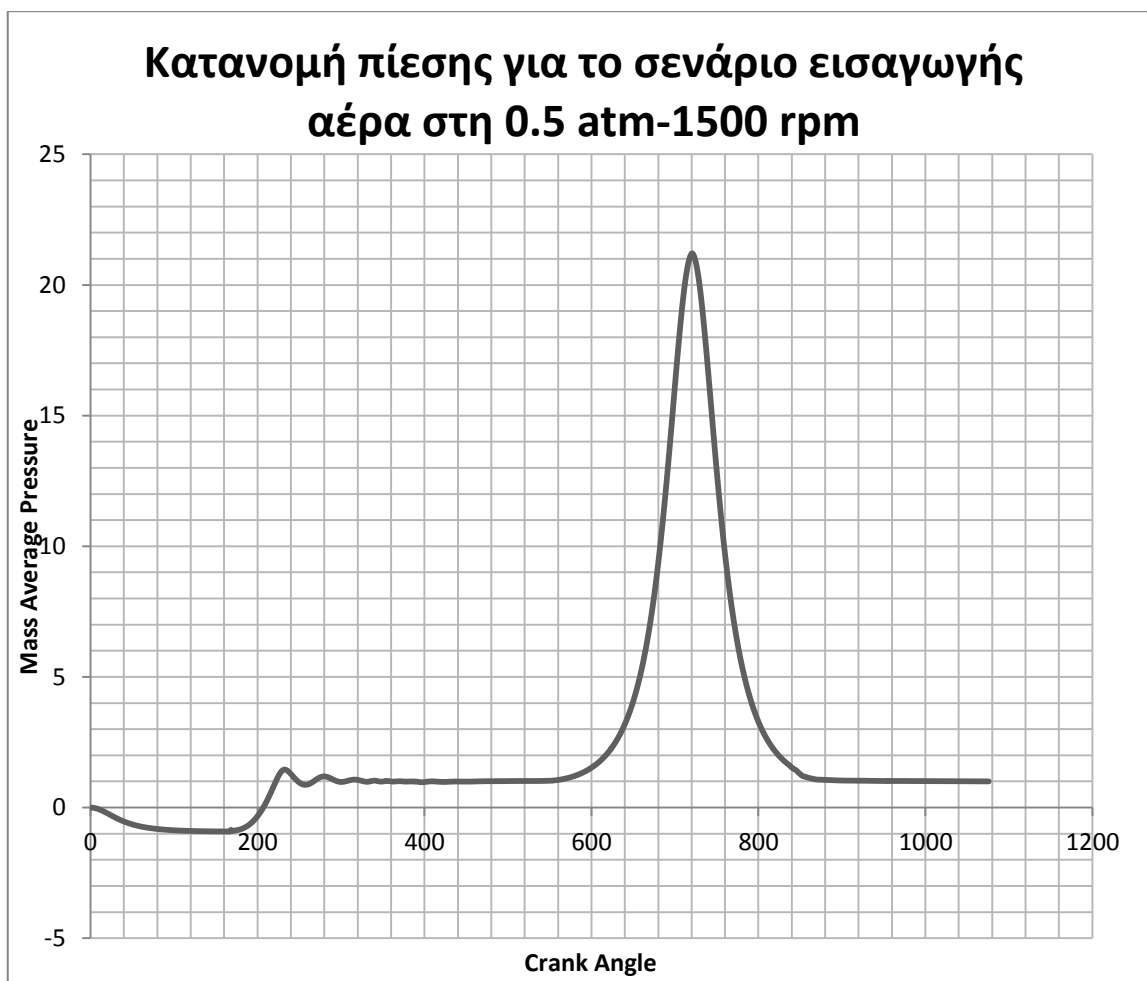
3.1 Η κατανομή της πίεσης στον κύλινδρο

Σκοπός της συγκεκριμένης ενότητας είναι να παρατεθούν τέσσερα διαγράμματα όπου στον κάθετο άξονα αναπαρίστανται η μέση τιμή της πίεσης σε μονάδα μέτρησης bar, ενώ στο οριζόντιο άξονα αναπαρίστανται οι μοίρες του στροφαλοφόρου άξονα.

3.1.1 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1000 rpm

Σε όλα τα σενάρια η πίεση στον αυλό εξαγωγής έχει οριστεί ίση με 1 atm (101325 Pa). Στο συγκεκριμένο σενάριο ο αέρας εισάγεται στον θάλαμο καύσης με ατμοσφαιρική πίεση. Όπως έχει αναφερθεί στο υποκεφάλαιο 2.1 και στην Εικόνα 15, ο κινητήρας έχει υποστεί διαχωρισμό σε υποχώρους. Ακολουθώντας τις οδηγίες του εγχειριδίου χρήστη του λύτη ANSYS Fluent 18.2 [9], ο υπολογισμός των μεταβλητών αυτών επιλέχθηκε να γίνει με την μέθοδο των μέσων όρων (mass average of temperature, pressure, velocity). Συγκεκριμένα ο λύτης λαμβάνει τις τιμές των μεταβλητών αυτών για τους τρεις υπο-χώρους-ζώνες (cylinder head, combustion chamber και piston) και υπολογίζει τον μέσο όρο τους για τις διαφορετικές γωνίες του στροφαλοφόρου άξονα. Συγκεκριμένα γίνεται σχολιασμός για τις

γωνίες από 340° έως και 720° , δηλαδή τις φάσεις εισαγωγής ρευστού (αέρα) στον θάλαμο καύσης και συμπίεσης. Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται το ίχνος της πίεσης για κάθε μοίρα του στροφάλου:



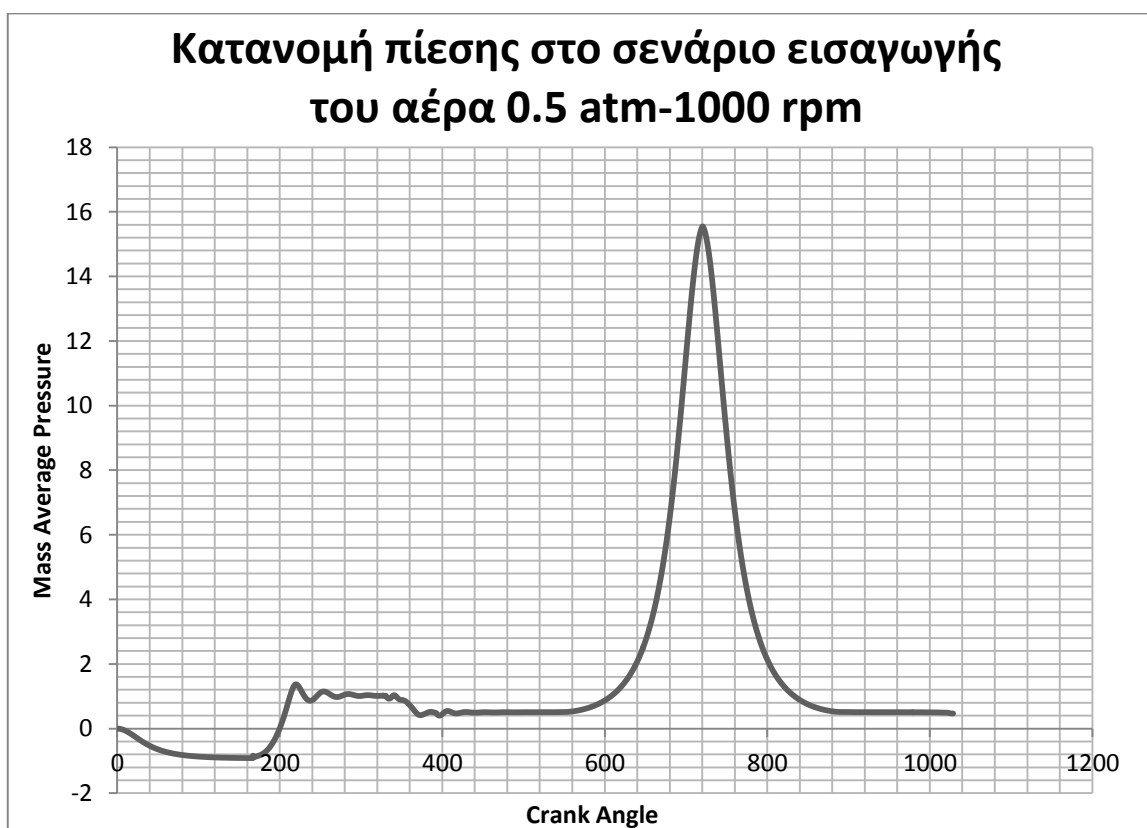
Εικόνα 21 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1000 rpm

Όπως έχει ήδη αναφερθεί η περιοχή ενδιαφέροντος για σχολιασμό είναι οι φάσεις της εισαγωγής και της συμπίεσης. Από το διάγραμμα λοιπόν γίνεται αντιληπτό πως μετά από τις 340°, την χρονική στιγμή έναρξης της εισαγωγής, η μέση τιμή της πίεσης που κυριαρχεί στον θάλαμο καύσης είναι ίση με την ατμοσφαιρική. Την χρονική στιγμή που το έμβολο έχει φτάσει στο ΚΝΣ και έπειτα, δηλαδή μετά από τις 548° και όσο κατευθύνεται προς το ΑΝΣ παρατηρείται απότομη αύξηση της πίεσης. Γίνεται αντιληπτό λοιπόν πως έχει αρχίσει η φάση της συμπίεσης και για το συγκεκριμένο σενάριο η μέγιστη τιμή της πίεσης εντός θαλάμου καύσης ισούται με 21,38 bar.

Στο διάγραμμα που ακολουθεί αναγράφονται οι τιμές της πίεσης όταν το ρευστό εισάγεται στον θάλαμο καύσης στις 0,5 atm. Από την Εικόνα 22 εξάγεται το συμπέρασμα πως μέχρι να ανοίξει η βαλβίδα εισαγωγής η πίεση στον θάλαμο καύσης από την χρονική στιγμή 250° έως και 350° είναι ίση με την ατμοσφαιρική. Αυτό δικαιολογείται αφού έχει οριστεί οριακή

συνθήκη στον αυλό εξαγωγής πίεση ίση με την ατμοσφαιρική. Αφότου ανοίξει η βαλβίδα εισαγωγής (348°), η τιμή της πίεσης σταθεροποιείται στον θάλαμο καύσης και είναι ίση με 0,5 bar.

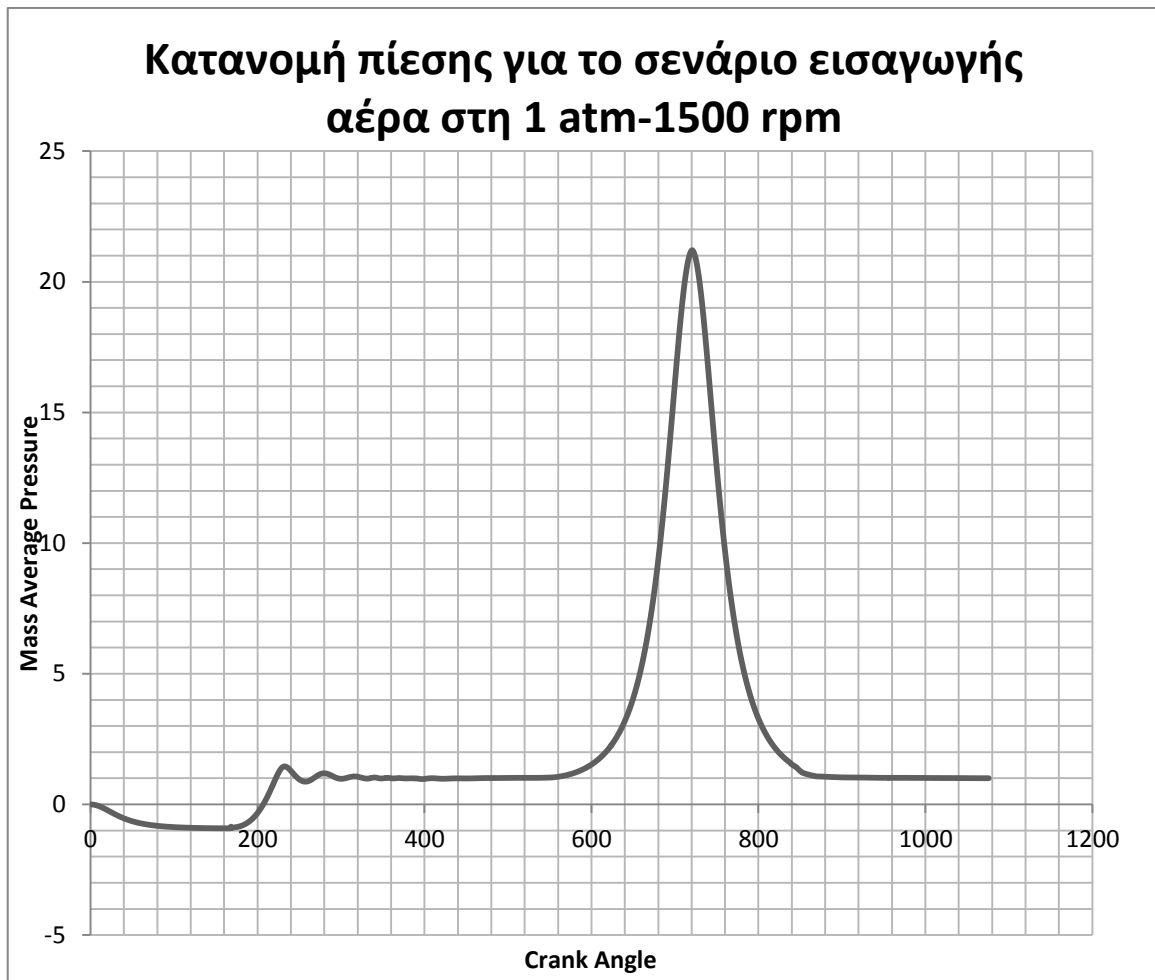
Όπως και στην Εικόνα 21, έτσι και σε αυτό το σενάριο η πίεση παρουσιάζει απότομη αύξηση κατά την φάση της συμπίεσης (548° έως και 720°) και η μέγιστη τιμή πίεσης που καταγράφεται στον θάλαμο καύσης ισούται με 15,54 bar.



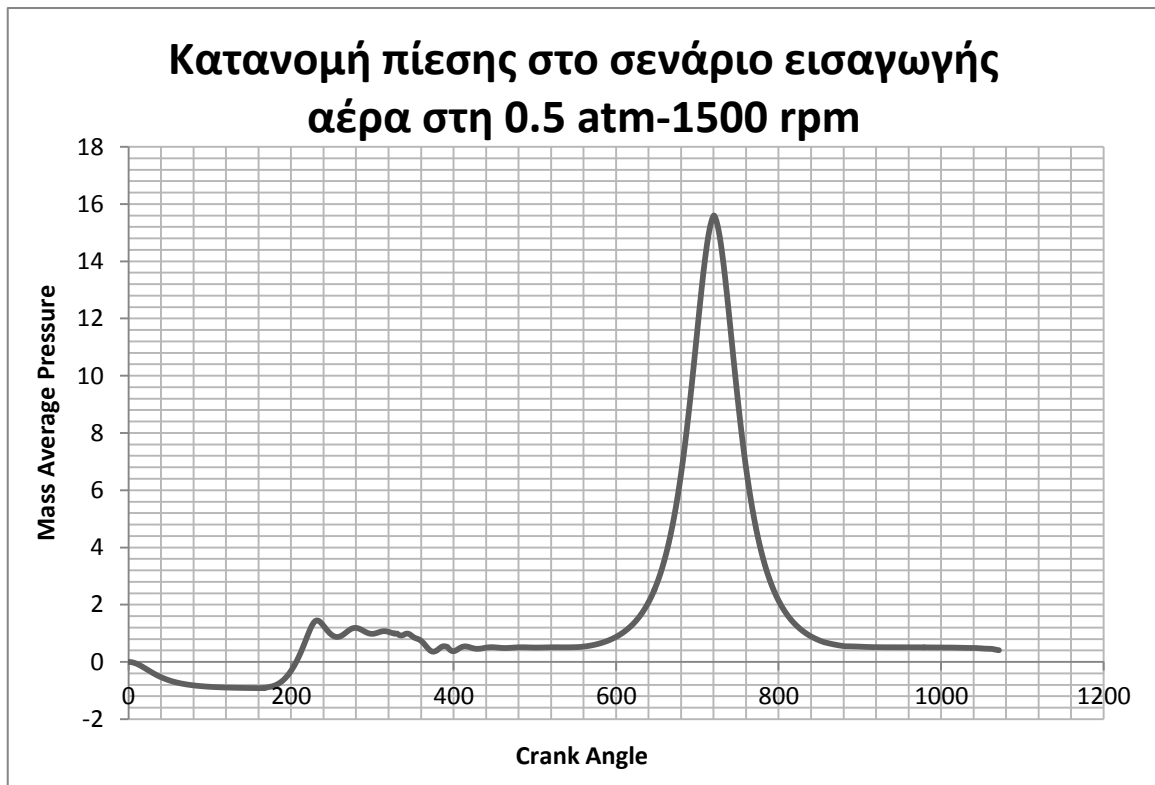
Εικόνα 22 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1000 rpm

3.1.2 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1500 rpm

Στην συνέχεια μελετήθηκαν τα σενάρια εισαγωγής του αέρα στη 1 atm και σε 0,5 atm για διαφορετικό αριθμό στροφών. Στην Εικόνα 23 αυτό που παρατηρείται είναι πως η τάση της πίεσης είναι παρόμοια με το σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση για 1000 rpm. Συγκεκριμένα παρατηρείται από την φάση της εισαγωγής έως και την στιγμή που ξεκινάει συμπίεση σχεδόν κατανεμημένη πίεση στον θάλαμο καύσης ίση με την ατμοσφαιρική. Κοινό στοιχείο είναι πως κατά την φάση της συμπίεσης παρατηρείται μεγάλη αύξηση στις τιμές της πίεσης και η μέγιστη τιμή που εξάγεται από τους υπολογισμούς είναι 21,20 bar. Αμελητέα διαφορά σε σχέση με το σενάριο περιστροφής για 1000 rpm. Εν τέλη μελετώντας το διάγραμμα της πίεσης στην Εικόνα 24, για το σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1500 rpm, εξάγεται το συμπέρασμα πως το ίχνος της πίεσης είναι σχεδόν παρόμοιο με το σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm για 1000 rpm.



Εικόνα 23 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1500 rpm



Εικόνα 24 - Διάγραμμα κατανομής πίεσης στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1500 rpm

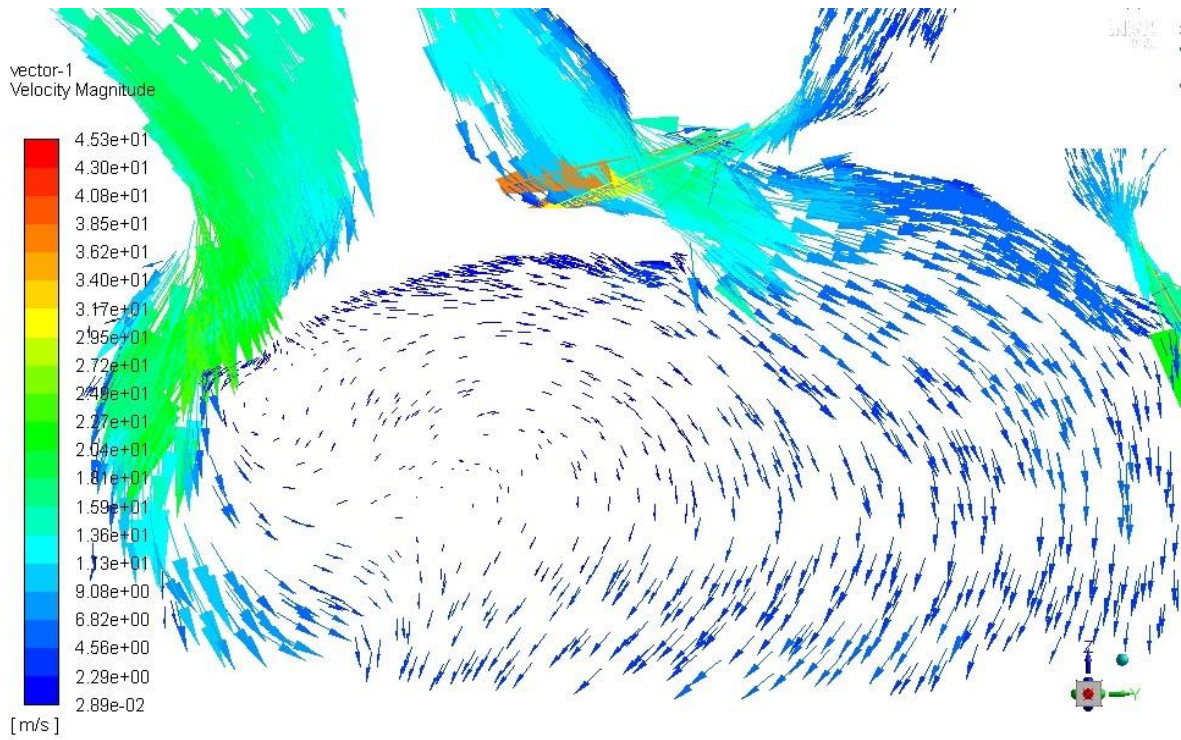
Σύμφωνα με την Εικόνα 24, η μέγιστη τιμή της πίεσης για το συγκεκριμένο σενάριο είναι ίση με 15,6 bar σχεδόν ίση με το σενάριο για περιστροφή με 1000 rpm.

3.2 Το διανυσματικό πεδίο της ταχύτητας στον κύλινδρο

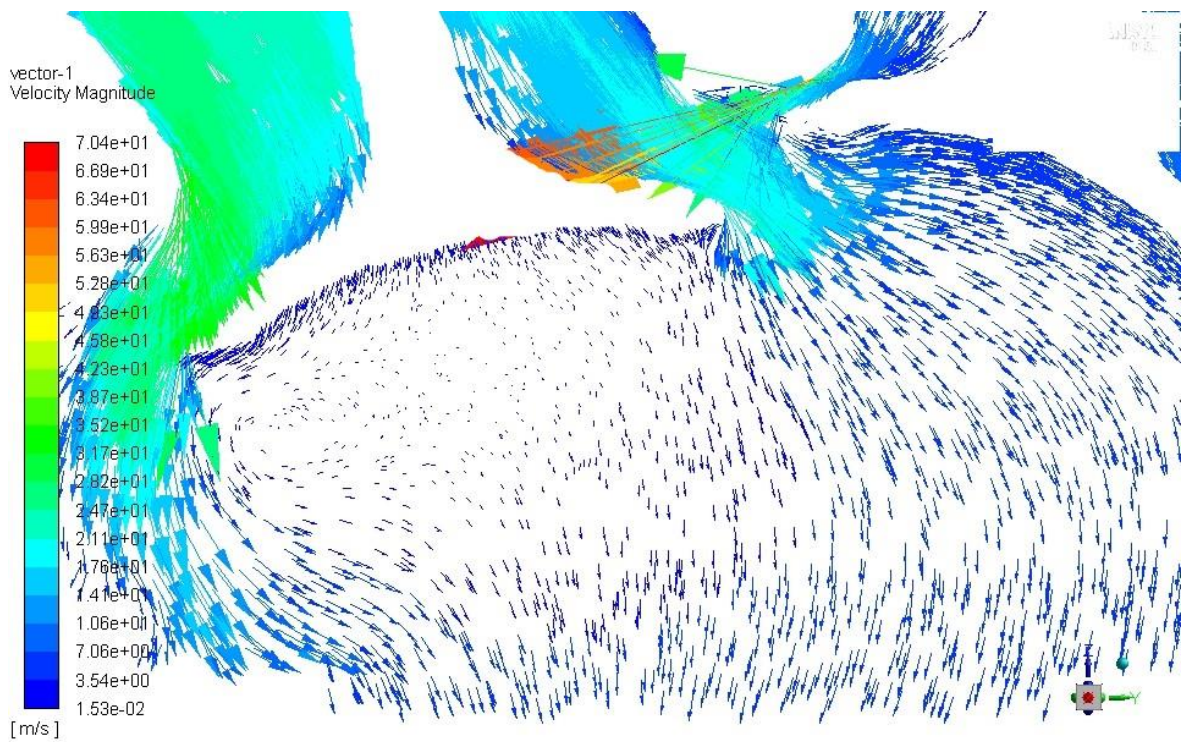
Σε υπολογιστικά προβλήματα τέτοιου τύπου σημαντική είναι η καταγραφή του πεδίου της ταχύτητας του ρευστού στον θάλαμο καύσης. Τα διανύσματα των ταχυτήτων αναπαρίστανται μέσω στιγμιότυπων βήματος 30° στους άξονες ZZ' και YY', επίπεδα τα οποία έχουν οριστεί στο Design Modeler. Η μονάδα μέτρησης των τιμών της ταχύτητας είναι σε $\frac{m}{s}$.

3.2.1 Το μέσο πεδίο ταχυτήτων για το σενάριο εισαγωγής σε ατμοσφαιρική πίεση για 1000 rpm και 1500 rpm

Στις Εικόνες 26 και 27 αναπαρίστανται το μέσο πεδίο ταχυτήτων για 1000 και 1500 rpm αντίστοιχα στις 390°, δηλαδή 50° μετά την έναρξη της εισαγωγής. Οι εικόνες παρουσιάζουν την χρονική στιγμή που εισάγεται φρέσκος αέρας στον θάλαμο καύσης και προκύπτει το συμπέρασμα πως στο σενάριο των 1500 rpm παρατηρούνται μεγαλύτερες τιμές ταχύτητας.

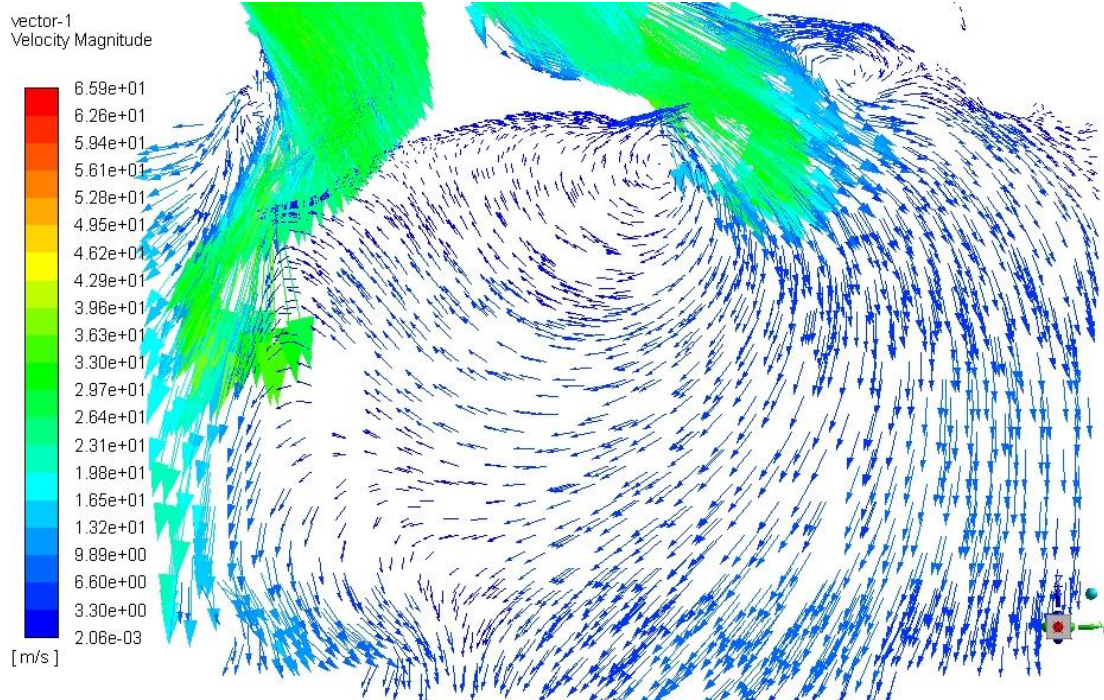


Εικόνα 25 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1000 rpm

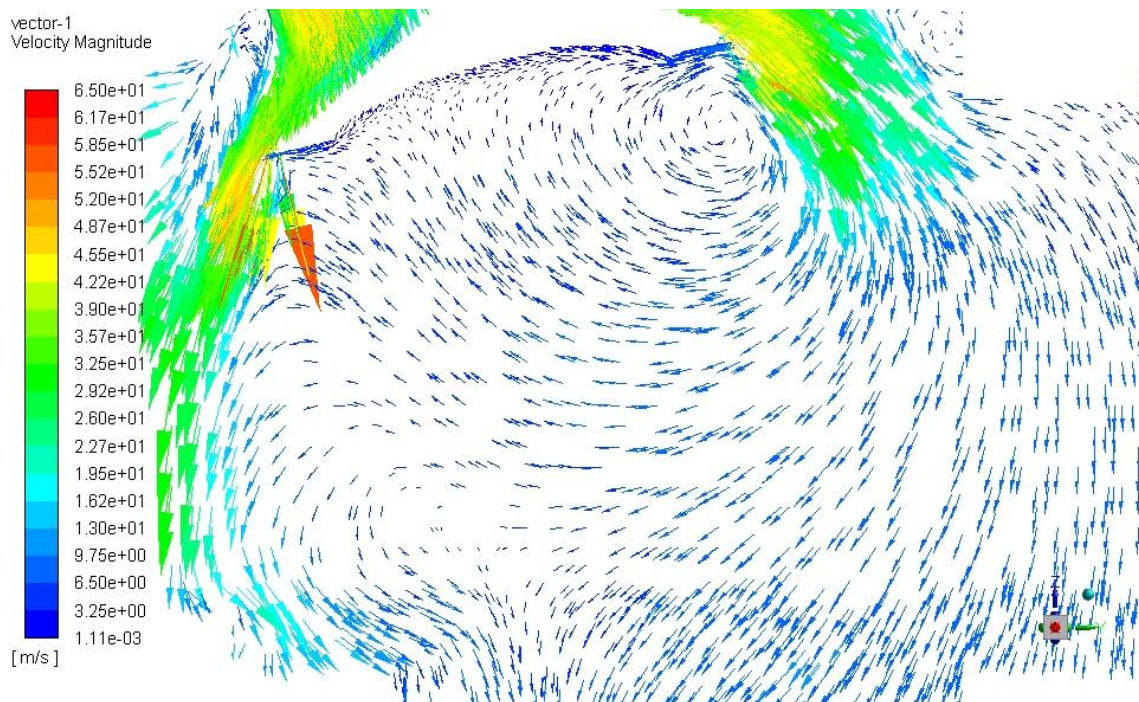


Εικόνα 26 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1500 rpm

Η χρονική στιγμή απεικόνισης στις Εικόνες 28 και 29 είναι 20° πριν από τη μέγιστη βύθιση της βαλβίδας εισαγωγής. Το έμβολο κατευθύνεται προς το ΚΝΣ και συμπαρασύρει το ρευστό προς την κάτω πλευρά του κυλίνδρου. Ως αποτέλεσμα παρατηρείται αύξηση των τιμών ταχύτητας γύρω από τηςβαλβίδα εισαγωγής και για τα δύο σενάρια.

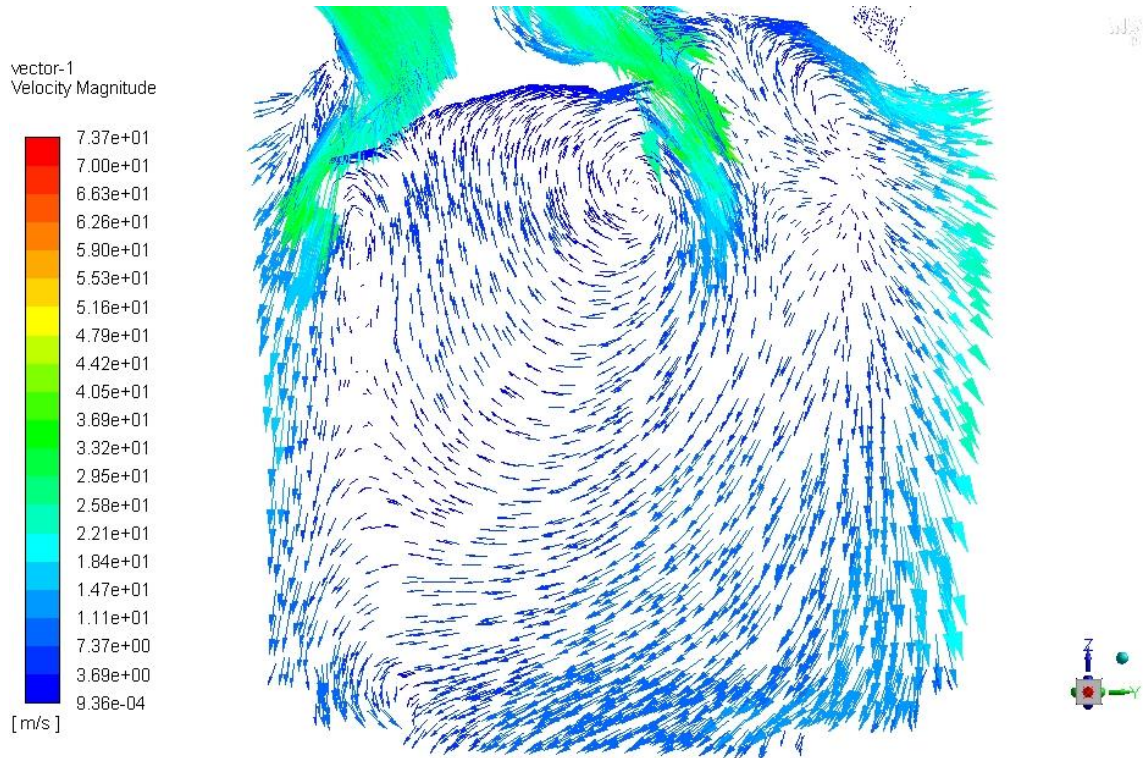


Εικόνα 27 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1000 rpm

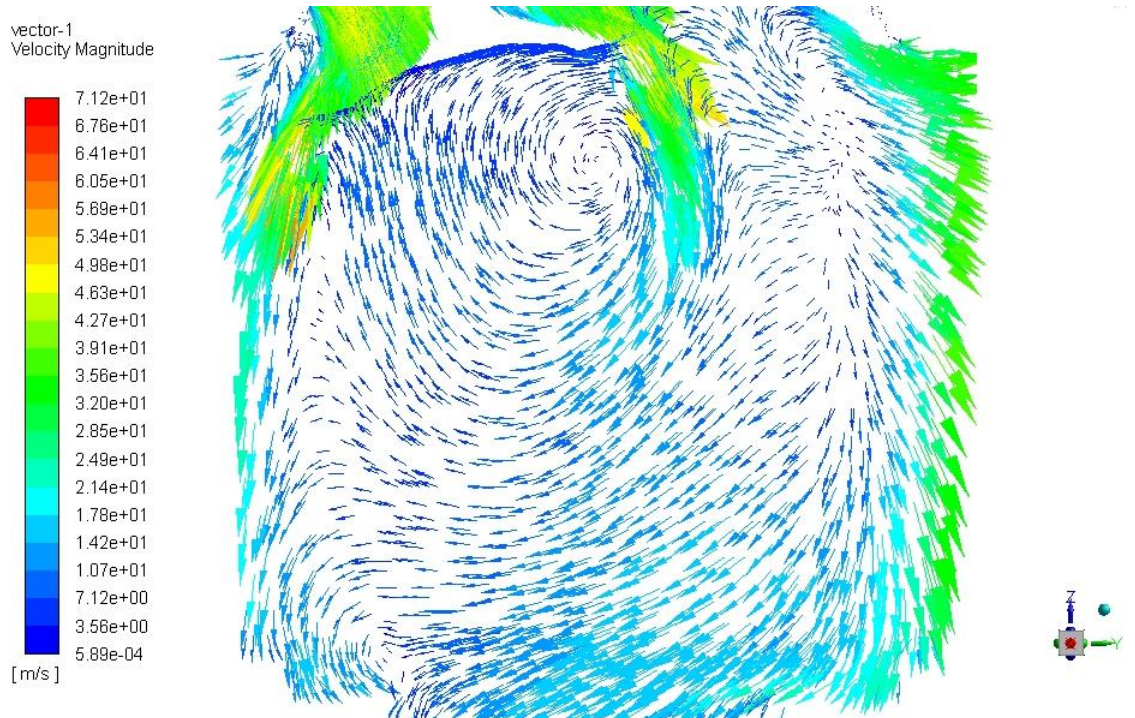


Εικόνα 28 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1500 rpm

Στις Εικόνες 30 και 31, κάτω αριστερά από την επιφάνεια της βαλβίδας εισαγωγής, παρατηρείται ο σχηματισμός στροβίλου και για τα δύο σενάρια. Επίσης η βαλβίδα εισαγωγής έχει προσπεράσει το σημείο μέγιστης βύθισης και βρίσκεται σε διαδικασία κλεισίματος. Παρατηρείται λοιπόν αύξηση της ταχύτητας γύρω από την βαλβίδα εισαγωγής.

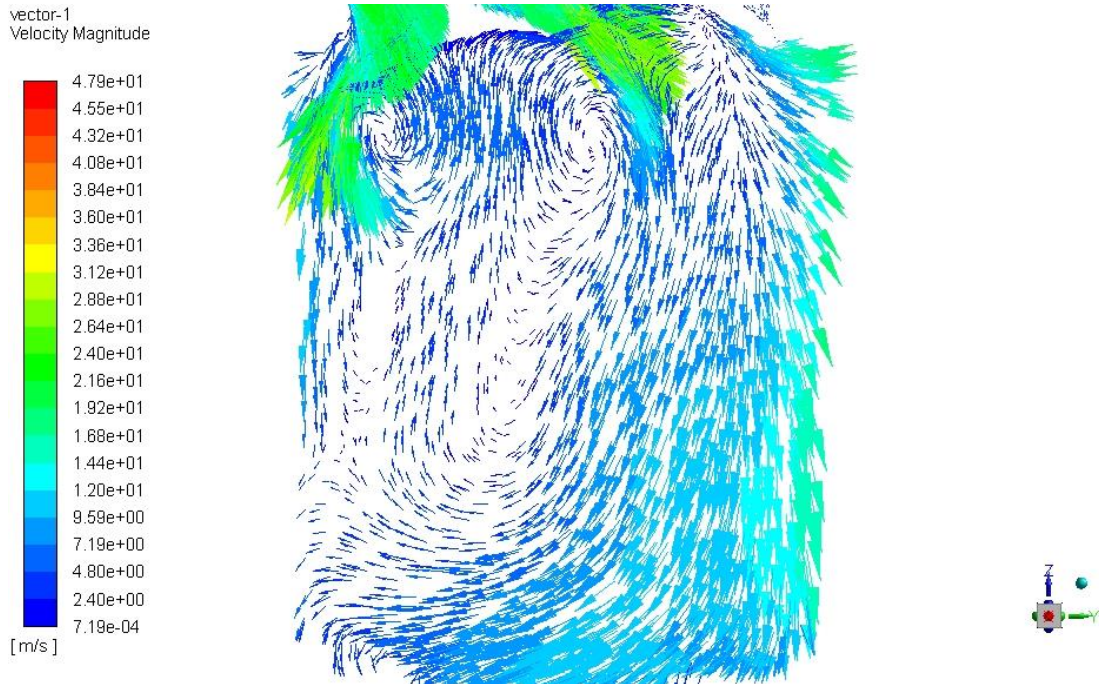


Εικόνα 29 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1000 rpm

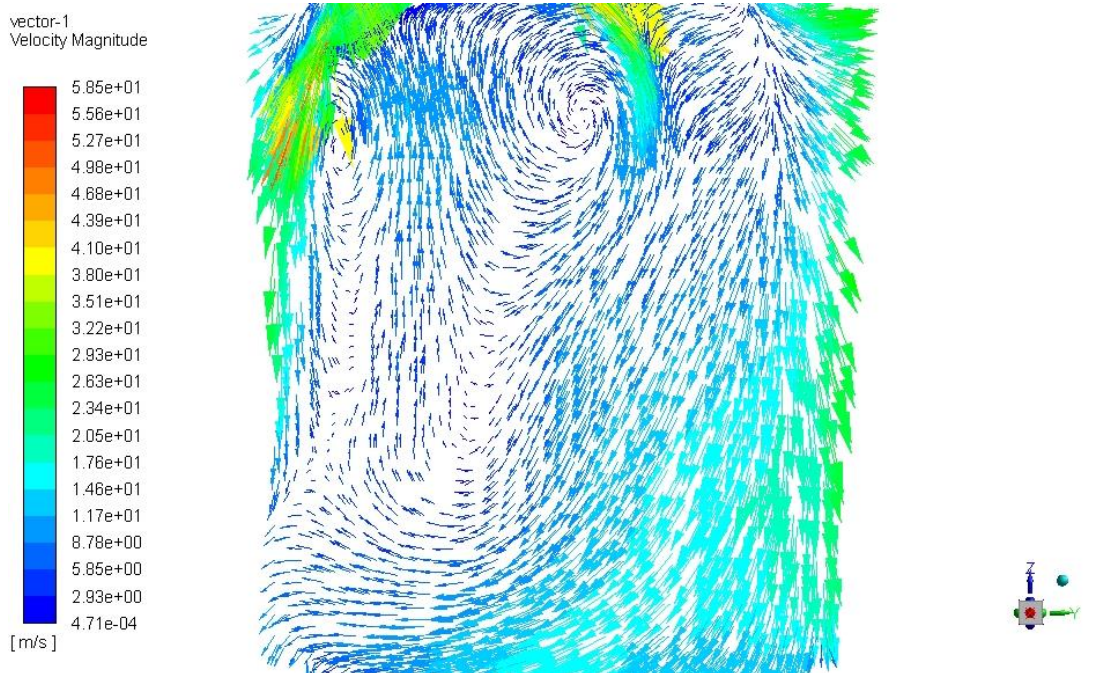


Εικόνα 30 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1500 rpm

Στις Εικόνες 32 και 33 απεικονίζεται το μέσο πεδίο ταχυτήτων για τις 480°. Παρατηρείται πτώση στις τιμές της ταχύτητας και δημιουργία και δεύτερου στροβίλου κάτω δεξιά από την βαλβίδα εισαγωγής. Η ροή του αέρα φαίνεται να ακολουθεί ωρολογιακή φορά.

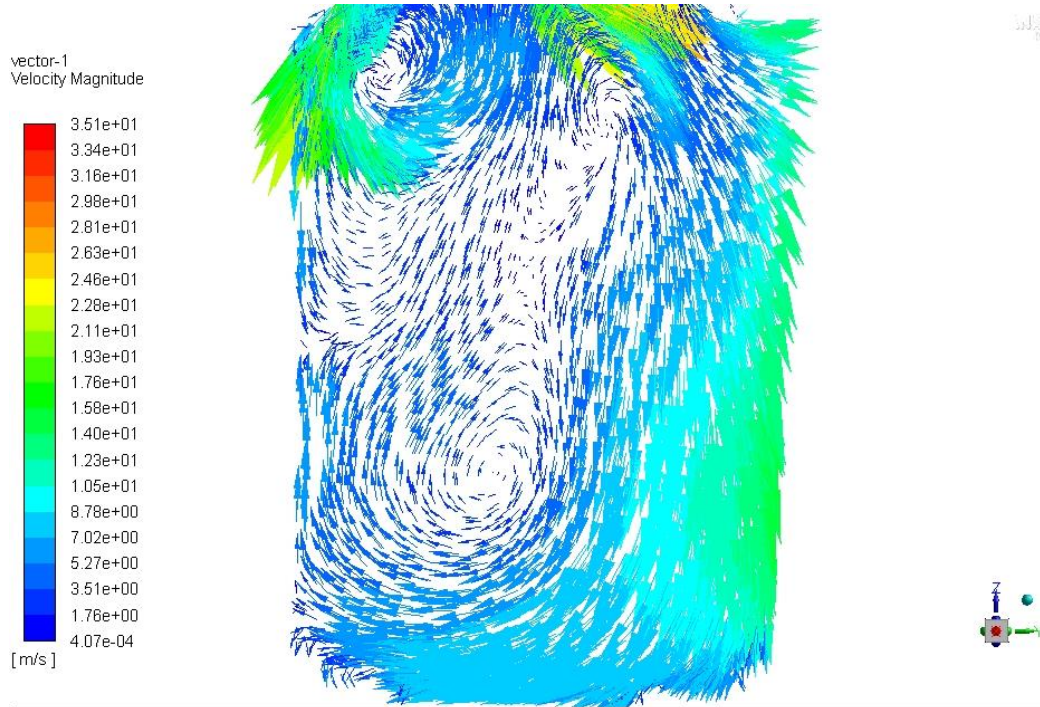


Εικόνα 31 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1000 rpm

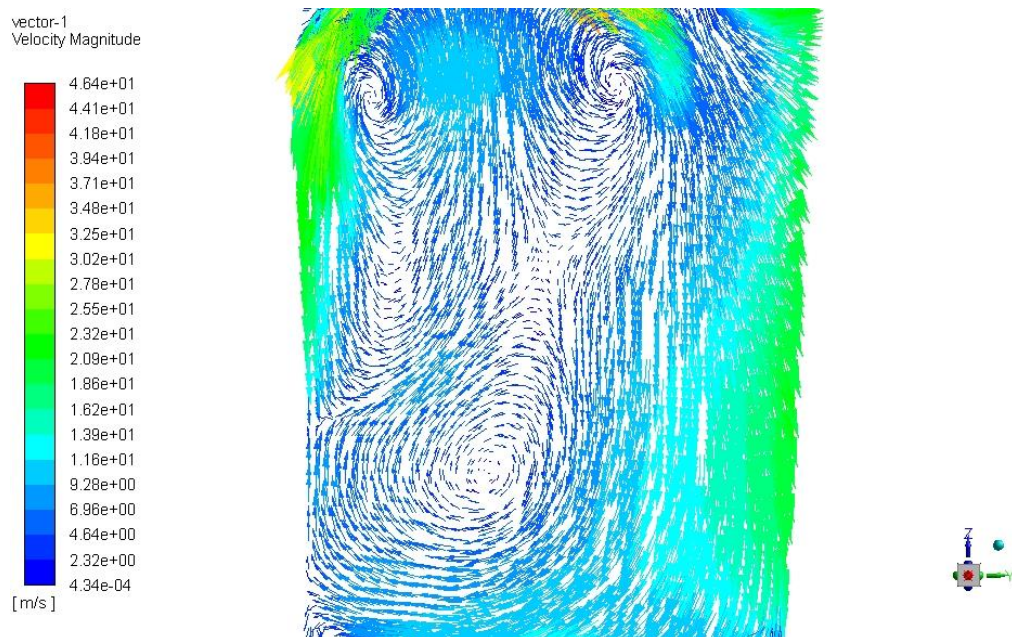


Εικόνα 32 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1500 rpm

Το μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510°, δηλαδή λίγο πριν το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής και λίγες μοίρες πριν φτάσει το έμβολο στο ΚΝΣ, γίνεται ευδιάκριτος ο σχηματισμός της δίνης tumble.

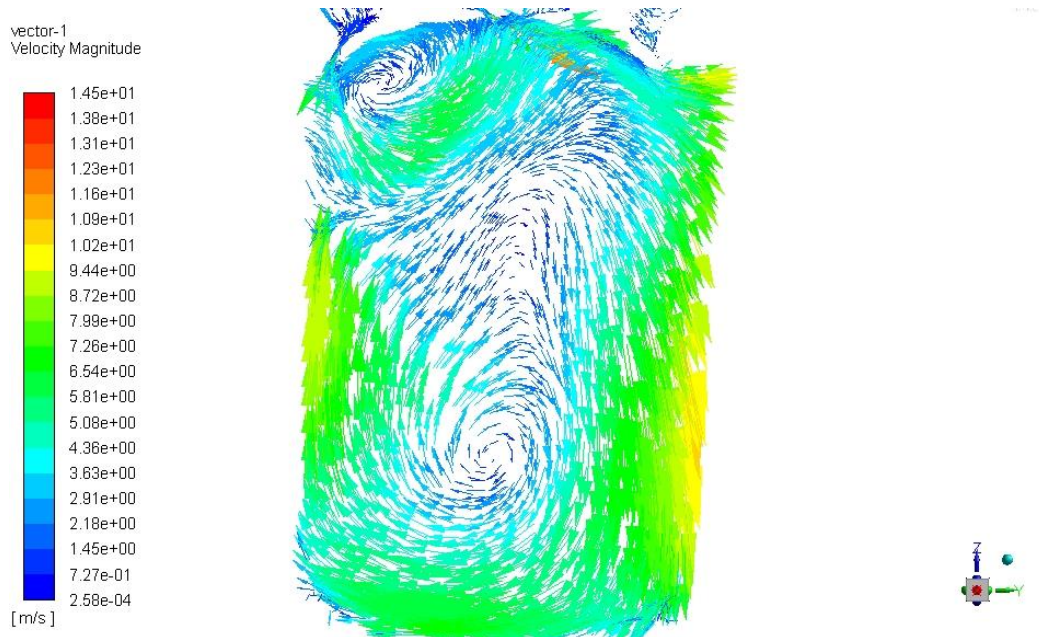


Εικόνα 33 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1000 rpm

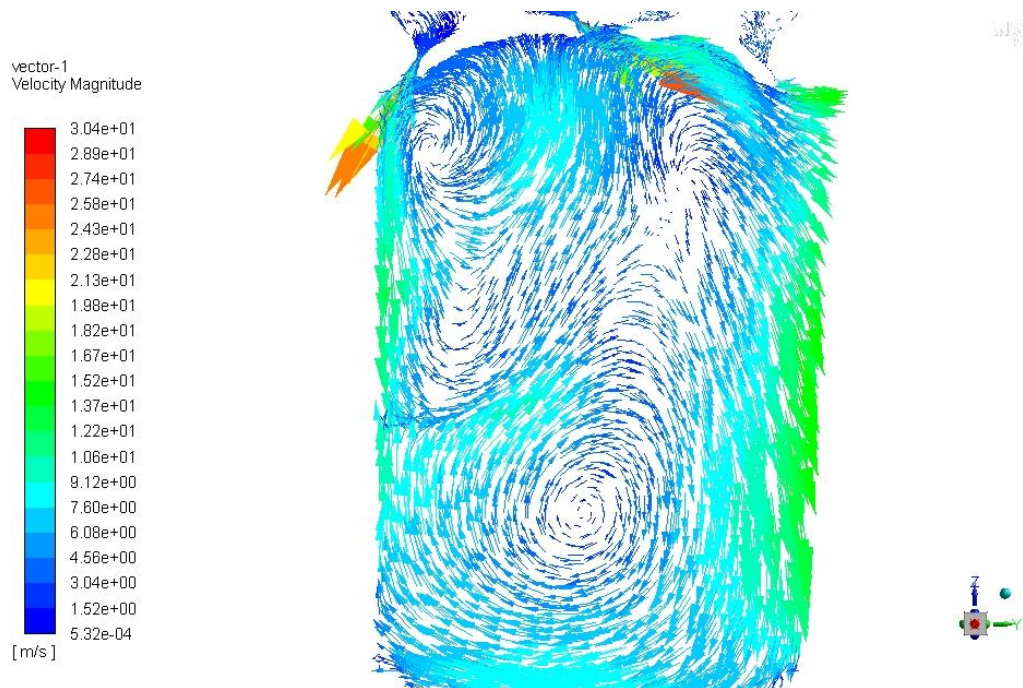


Εικόνα 34 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1500 rpm

Λίγο πριν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, όπου θα παραμείνει στιγμιαία ακίνητο έως ότου επιταχύνει για να ακολουθήσει η διαδικασία της συμπίεσης, παρατηρείται πως έχει διασπαστεί ο ένας στρόβιλος που είχε σχηματιστεί κάτω αριστερά από την βαλβίδα εισαγωγής. Επίσης παρατηρείται πτώση της ταχύτητας και στα δύο σενάρια.



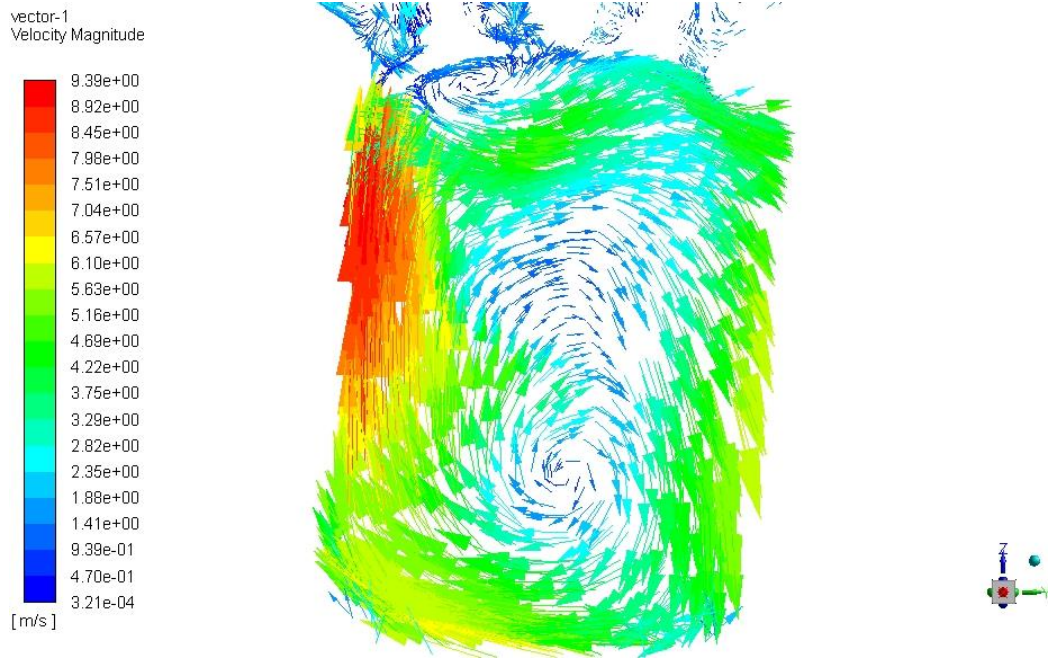
Εικόνα 35 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1000 rpm



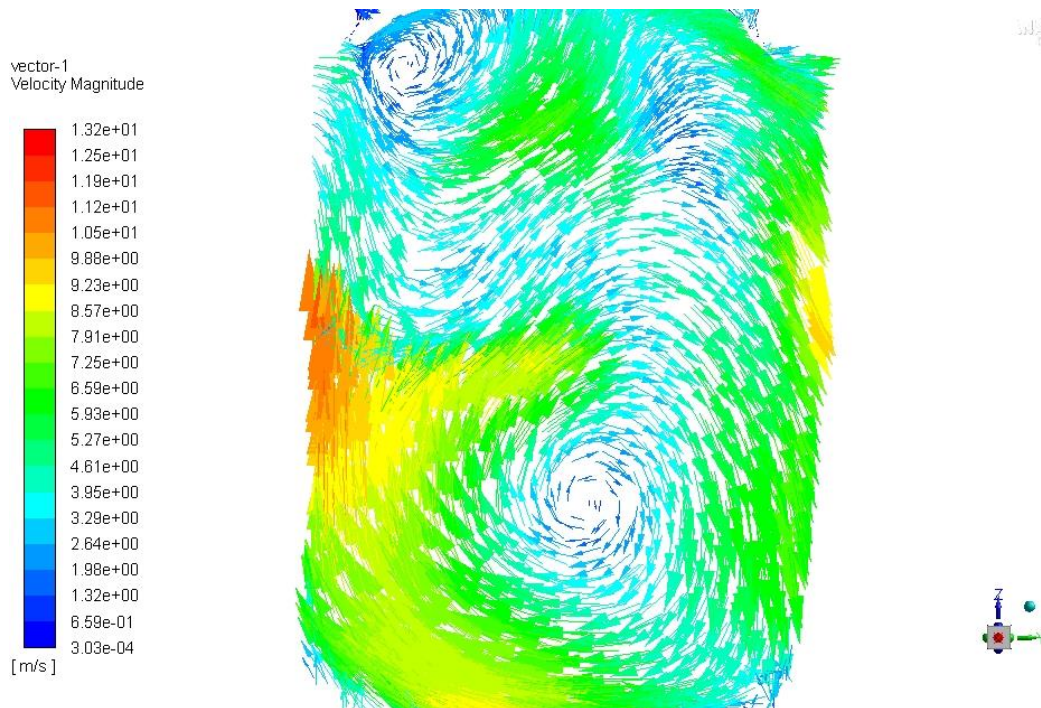
Εικόνα 36 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1500 rpm

Στις Εικόνες 38 και 39 το έμβολο πλέον επιταχύνεται προς το ΑΝΣ και έχει ξεκινήσει η διαδικασία της συμπίεσης, ενώ εμφανίζεται η δίνη tumble. Συνεχίζοντας στις τις Εικόνες 40 έως 45 έχει πλέον διασπαστεί και ο δεύτερος στρόβιλος κάτω από την βαλβίδα εισαγωγής. Τέλος από τις Εικόνες 46 έως 49 όπου το έμβολο κατευθύνεται και φτάνει στο ΑΝΣ είναι φανερή η διανυσματική αποτύπωση της αξονικής περιδίνησης. Αξίζει να αναφερθεί πως

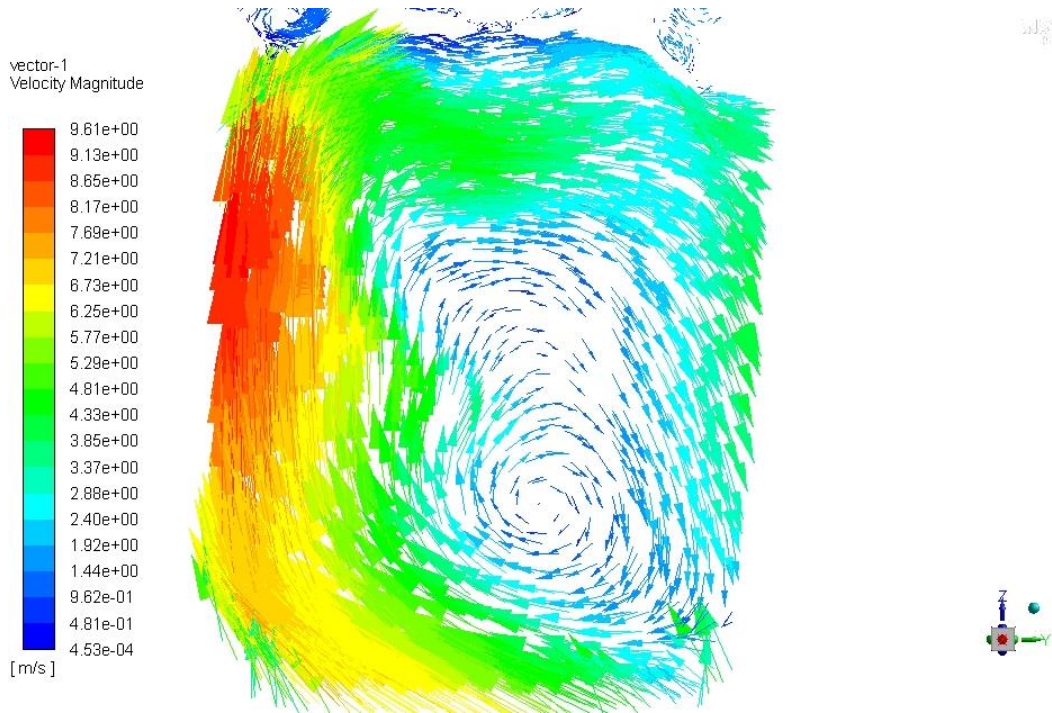
κατά την φάση της συμπίεσης η κίνηση του εμβόλου προς το ΑΝΣ συμπαρασύρει την ροή του αέρα.



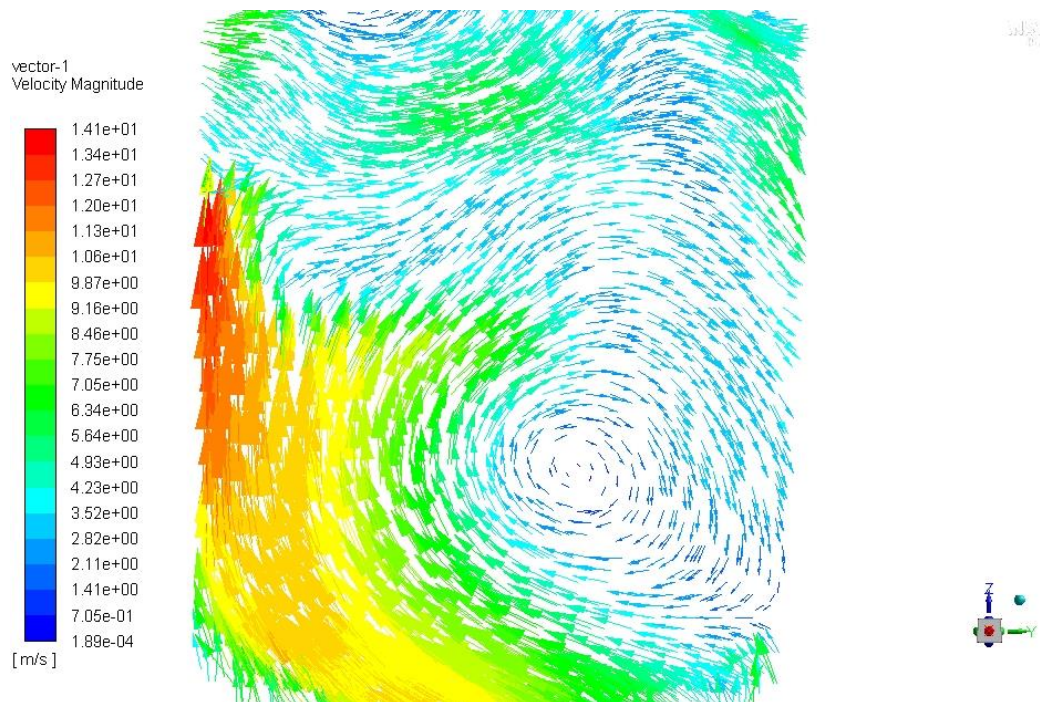
Εικόνα 37 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1000 rpm



Εικόνα 38 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1500 rpm

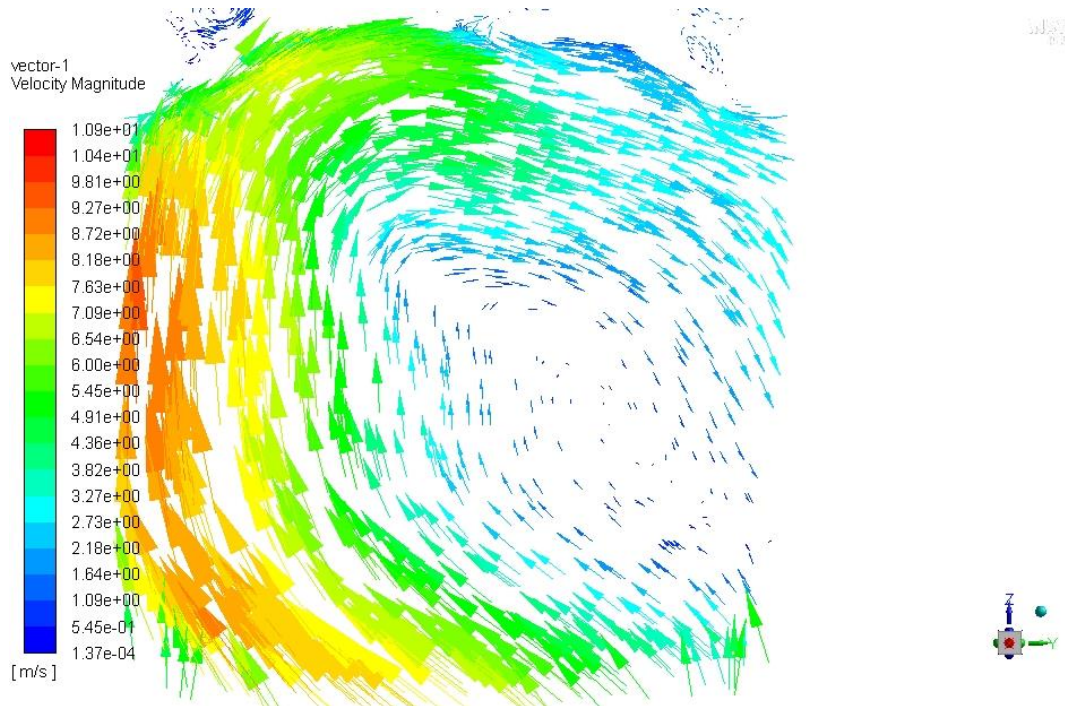


Εικόνα 39 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1000 rpm

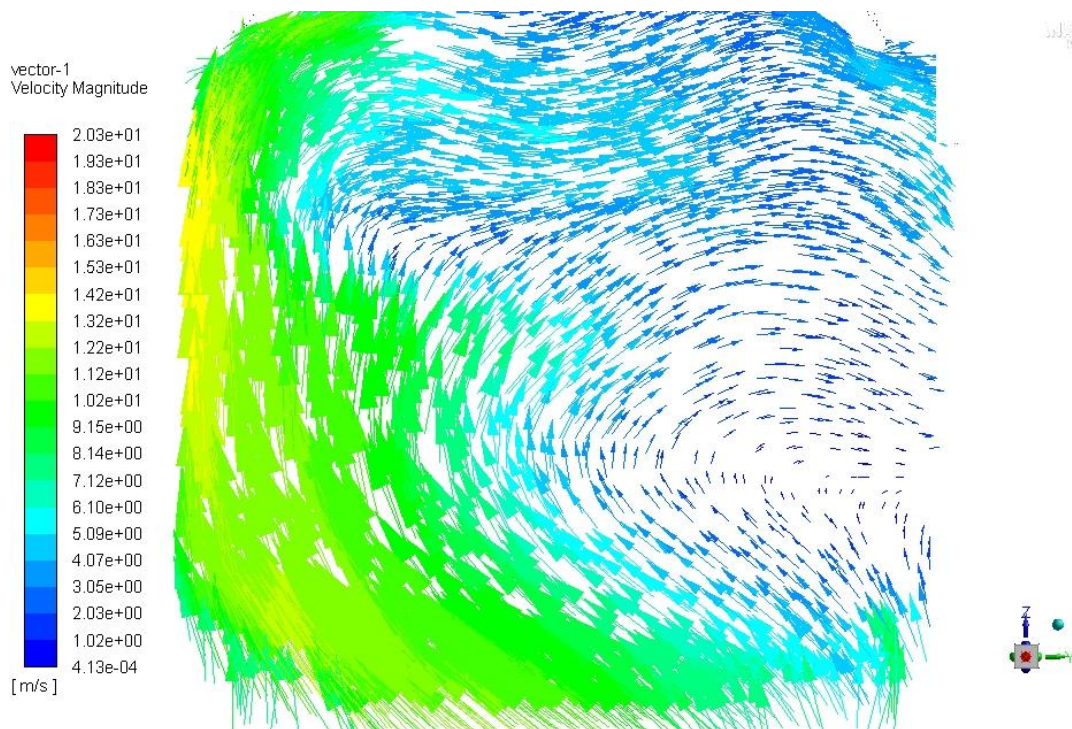


Εικόνα 40 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1500 rpm

Στην Εικόνα 41 αξίζει να σημειωθεί πως έχει ήδη αρχίσει να σχηματίζεται η δίνη tumble η οποία συμπαρασύρει την ροή του αέρα που είχε σχηματιστεί από την δημιουργία και την διάσπαση του στροβίλου στο σημείο κάτω δεξιά της βαλβίδας εισαγωγής.

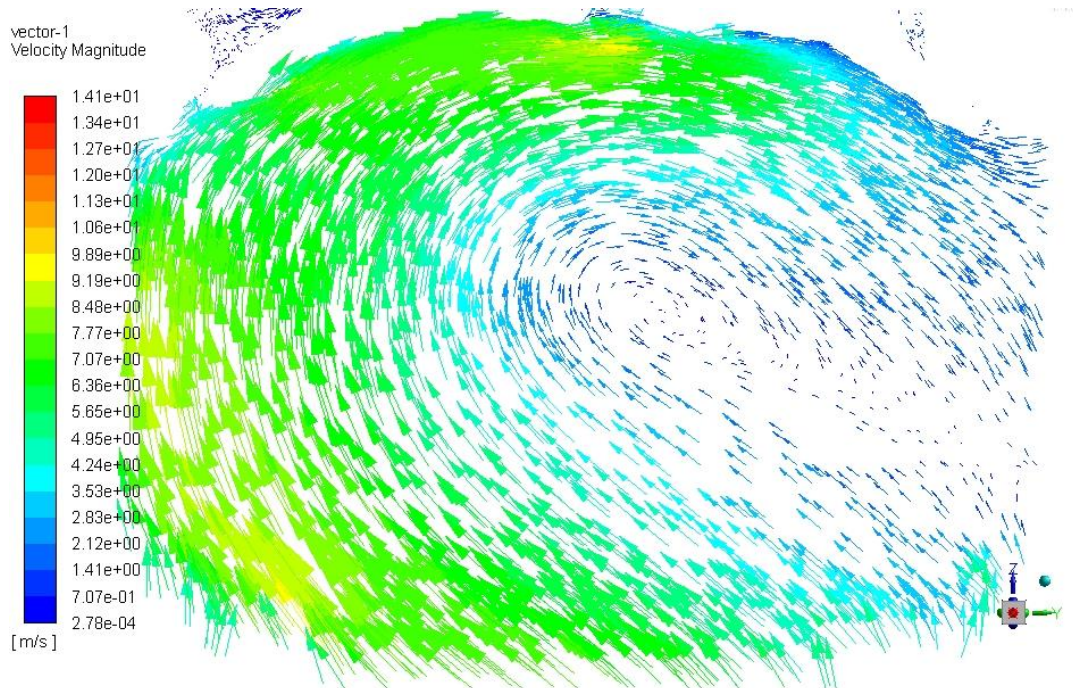


Εικόνα 41 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1000 rpm

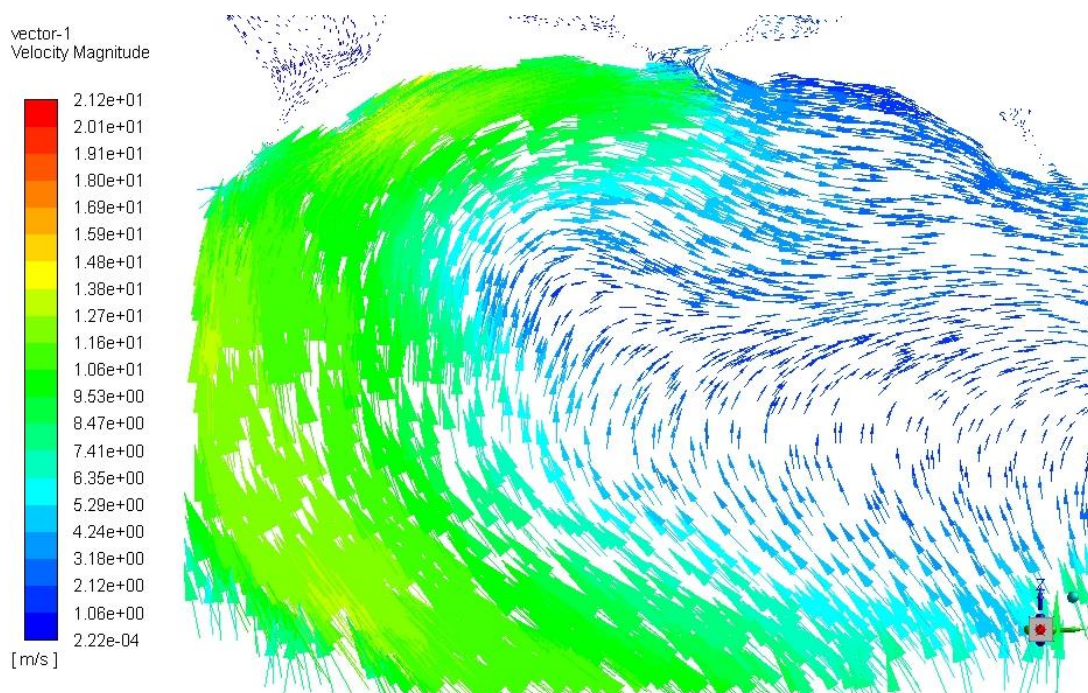


Εικόνα 42 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1500 rpm

Στις Εικόνες 42 και 43 η ροή έχει πλέον ομογενοποιηθεί σε όλο τον όγκο του κυλίνδρου καθώς το έμβολο μετακινείται προς το ΑΝΣ.

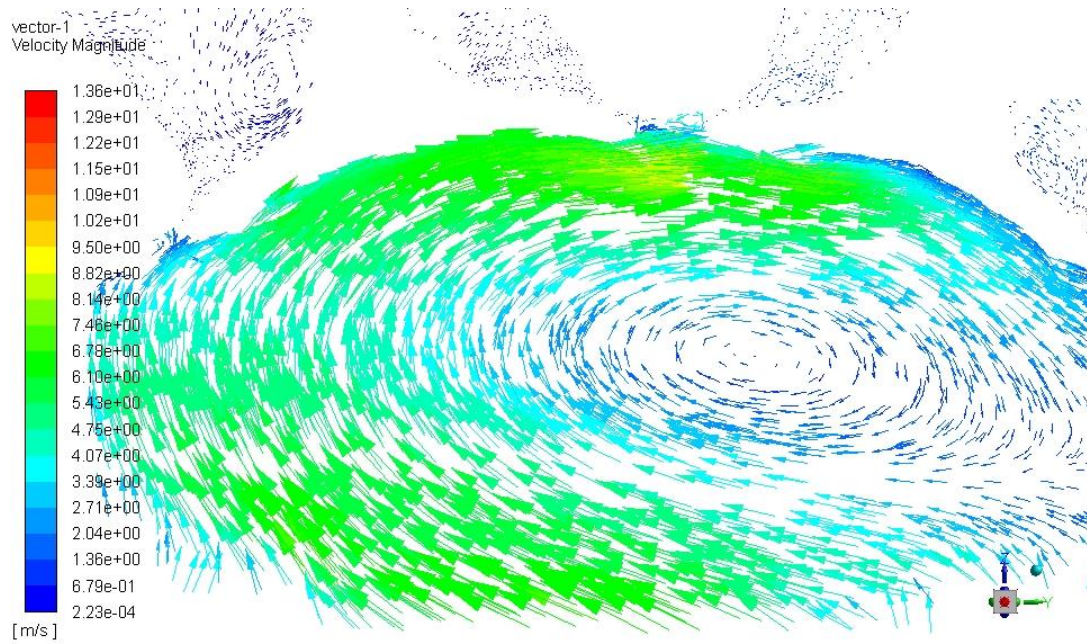


Εικόνα 43 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 660° για 1000 rpm

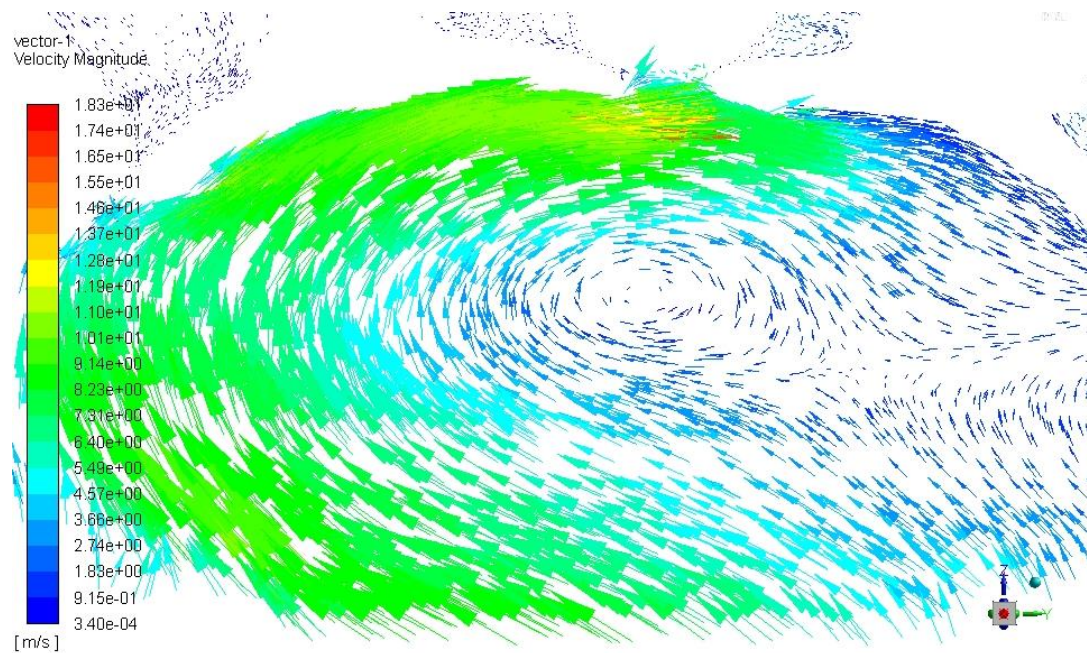


Εικόνα 44 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 660° για 1500 rpm

Αυτό που παρατηρείται στις Εικόνες 44 και 45 είναι πως η κίνηση του πιστονιού προς το ΑΝΣ συμπαρασύρει την ροή του αέρα και η ταχύτητα των μορίων του ρευστού μειώνεται.

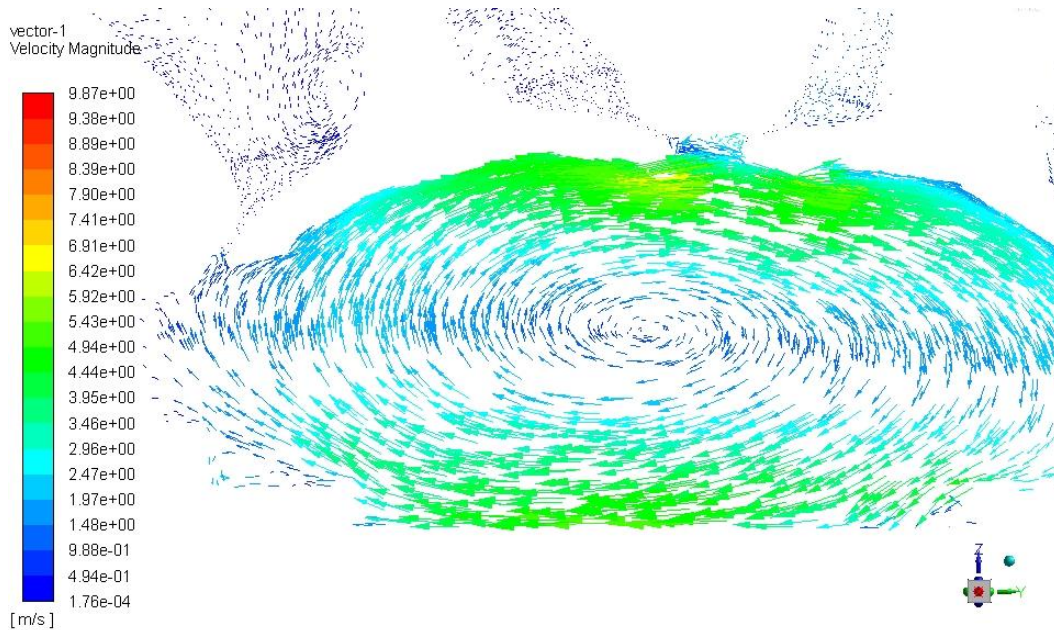


Εικόνα 45 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1000 rpm

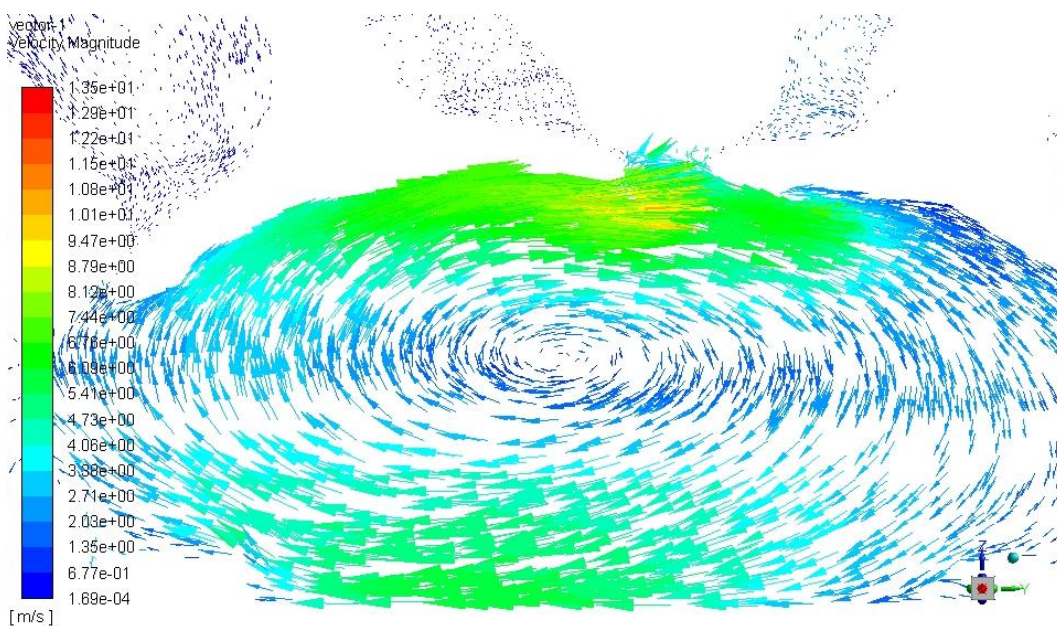


Εικόνα 46 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1500 rpm

Παρατηρώντας κανείς τα αποτελέσματα αξίζει να σημειωθεί πως οι ταχύτητες των μορίων του αέρα είναι μεγαλύτερες για το σενάριο των 1500 στροφών.



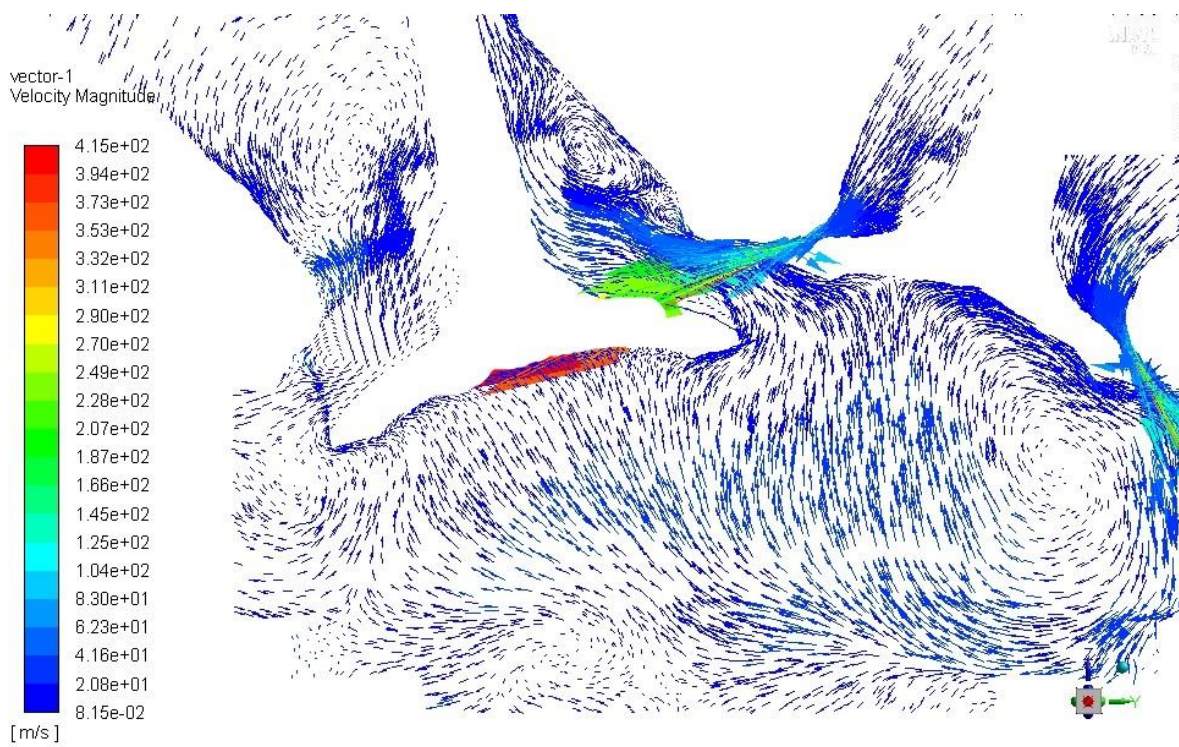
Εικόνα 47 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1000 rpm



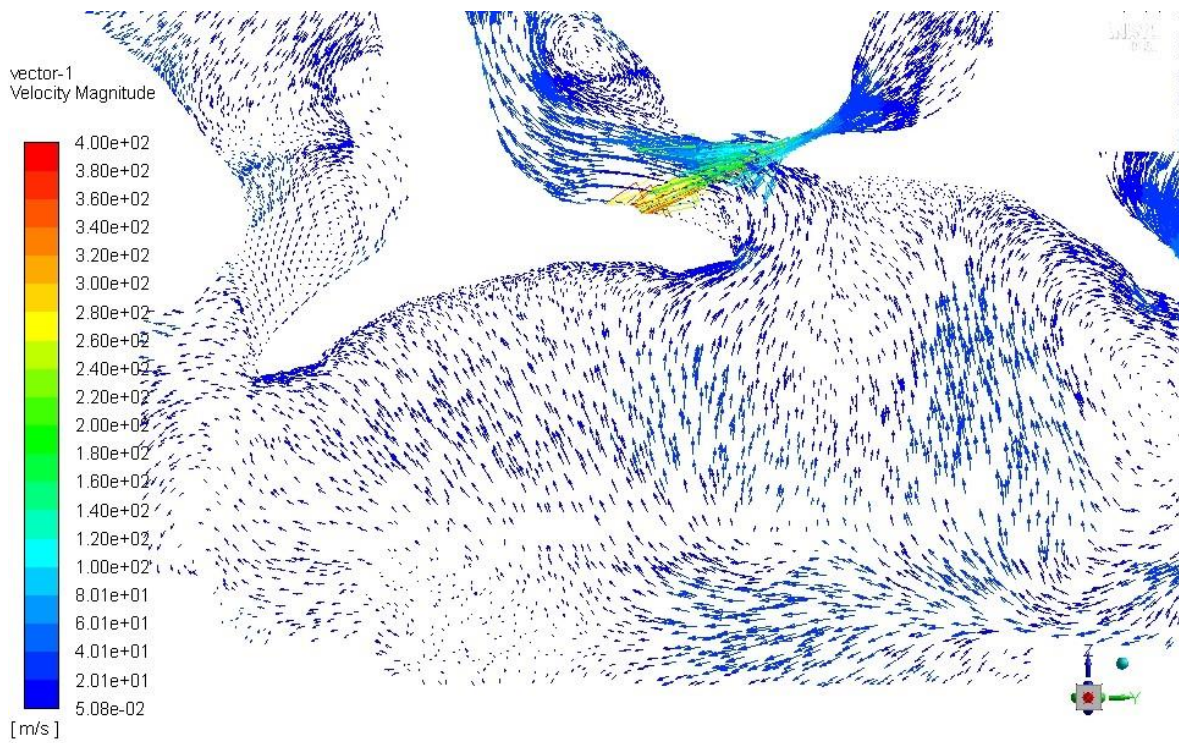
Εικόνα 48 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1500 rpm

3.2.1 Το μέσο πεδίο ταχυτήτων για το σενάριο εισαγωγής σε πίεση 0.5 bar για 1000 rpm και 1500 rpm

Στο συγκεκριμένο σενάριο μελέτης, η μοναδική και σημαντικότερη διαφορά είναι η πίεση εισαγωγής του αέρα στον χώρο καύσης.

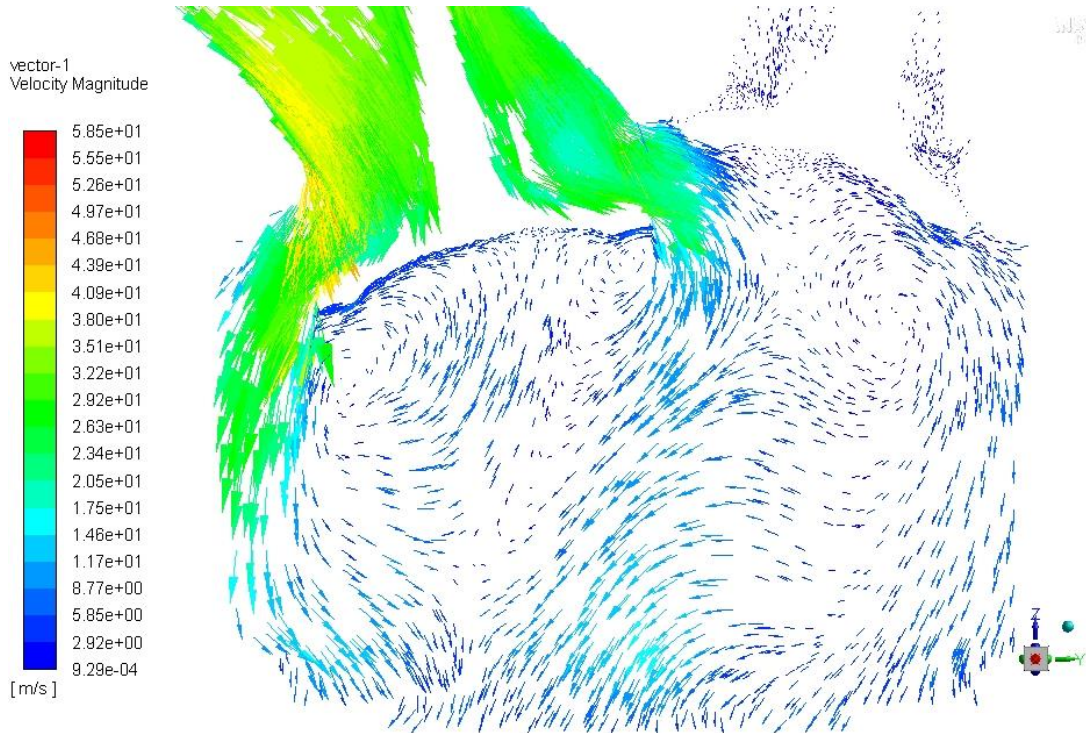


Εικόνα 49 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1000 rpm (0.5 bar)

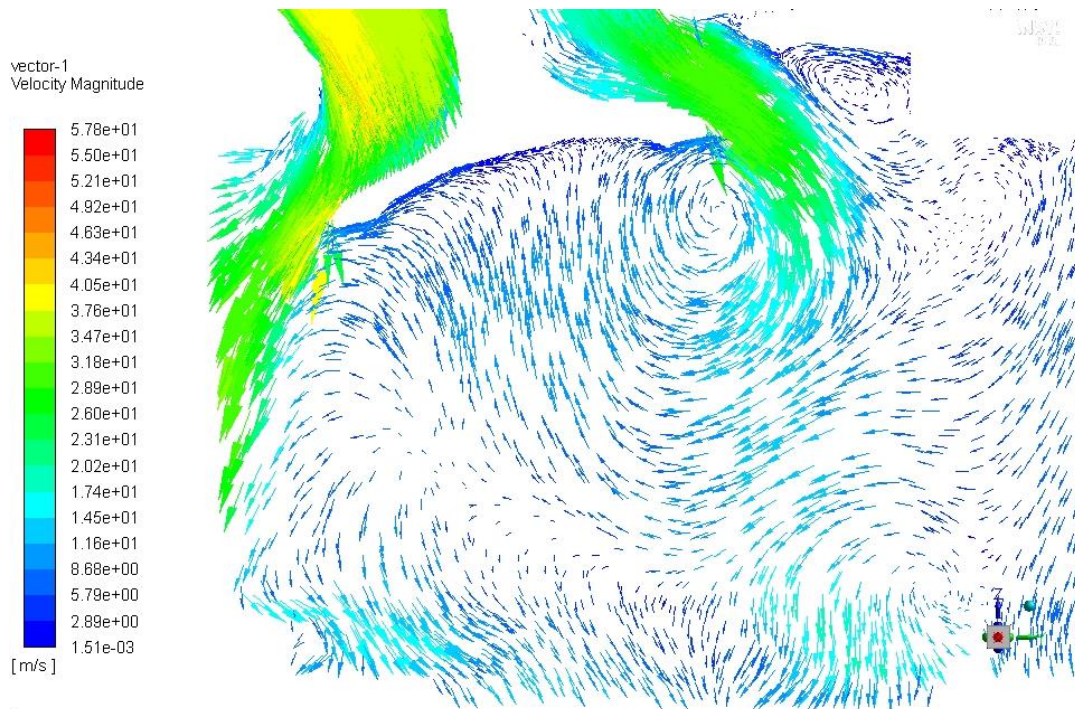


Εικόνα 50 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 390° για 1500 rpm (0.5 bar)

Παρατηρείται καθαρά τόσο στην Εικόνα 50 όσο και στην Εικόνα 51 ότι κατά το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής, τα διανύσματα ταχυτήτων και στις δύο περιπτώσεις κατευθύνονται προς τον αυλό εισαγωγής. Επίσης στην Εικόνα 50 είναι ευδιάκριτος και ο σχηματισμός δύο μικρών στροβίλων στο πάνω μέρος εκατέρωθεν της βαλβίδας εισαγωγής.

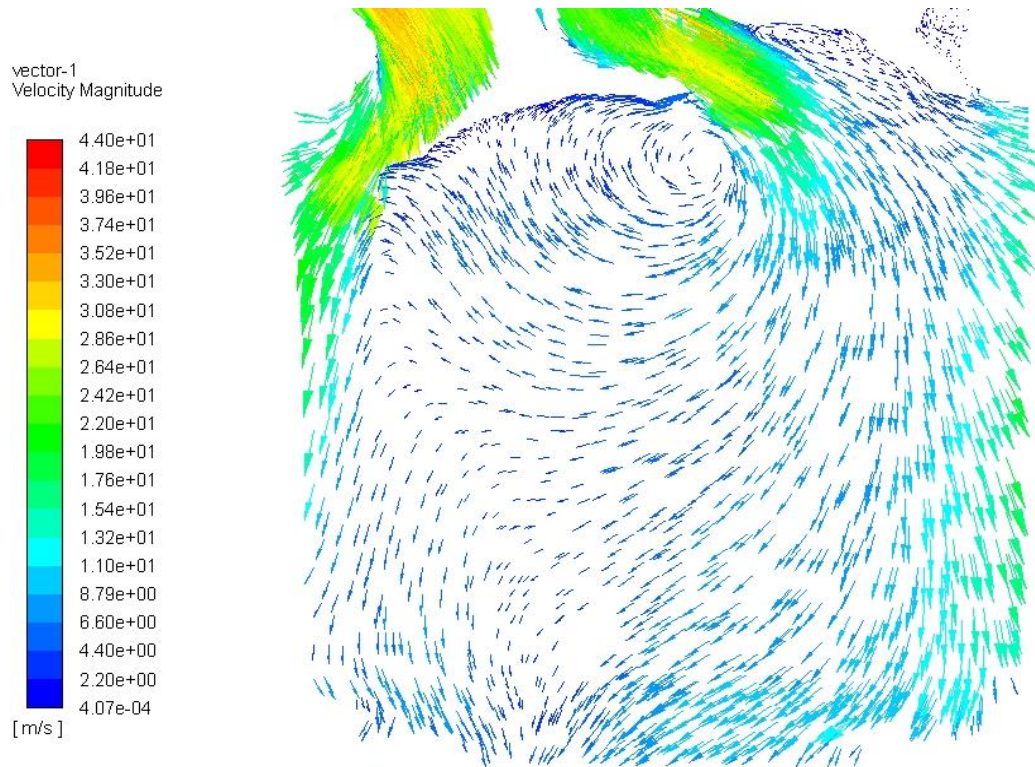


Εικόνα 51 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1000 rpm (0.5 bar)

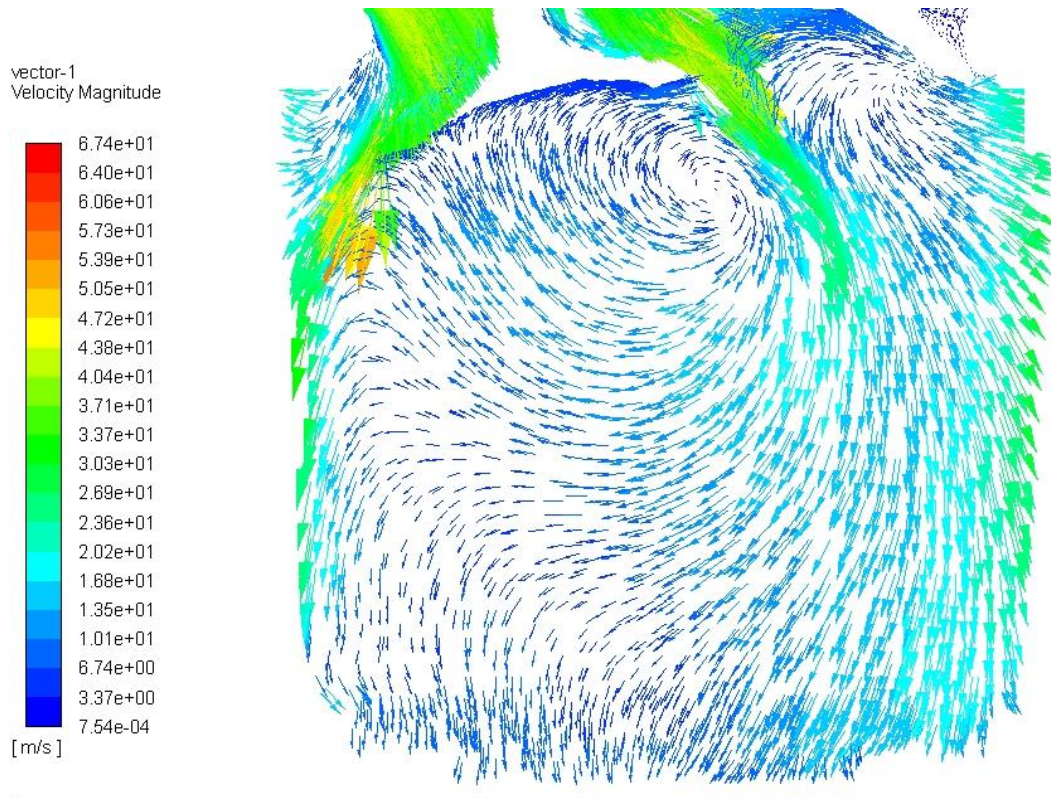


Εικόνα 52 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 420° για 1500 rpm (0.5 bar)

Στις Εικόνες 52 και 53 το έμβολο κατευθύνεται ήδη προς το ΚΝΣ και χρονικά βρίσκεται λίγο πριν το μέγιστο άνοιγμα των βαλβίδων εισαγωγής. Η ροή του ρευστού πλέον παρασύρεται από την καθοδική κίνηση του πιστονιού η οποία στην επιφάνεια πάνω από το έμβολο ακολουθεί την φορά του εμβόλου αλλά και από το μεγαλύτερο άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής.

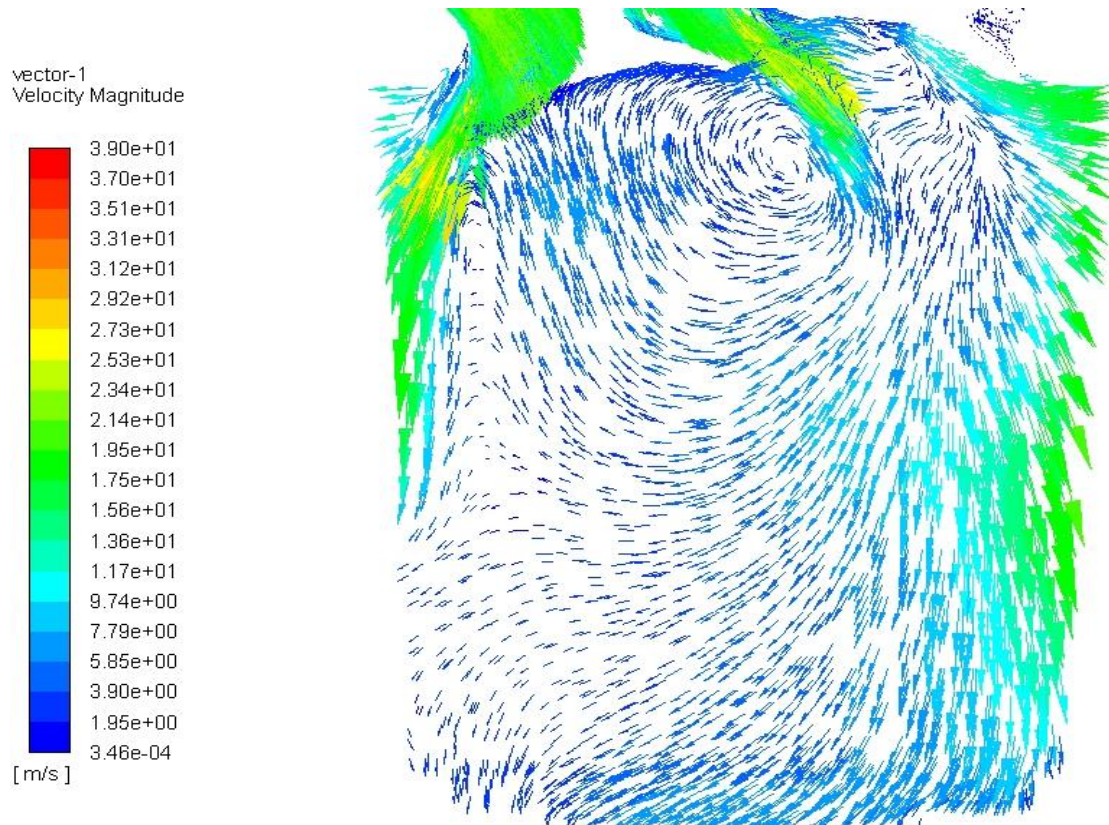


Εικόνα 53 – Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1000 rpm (0.5 bar)



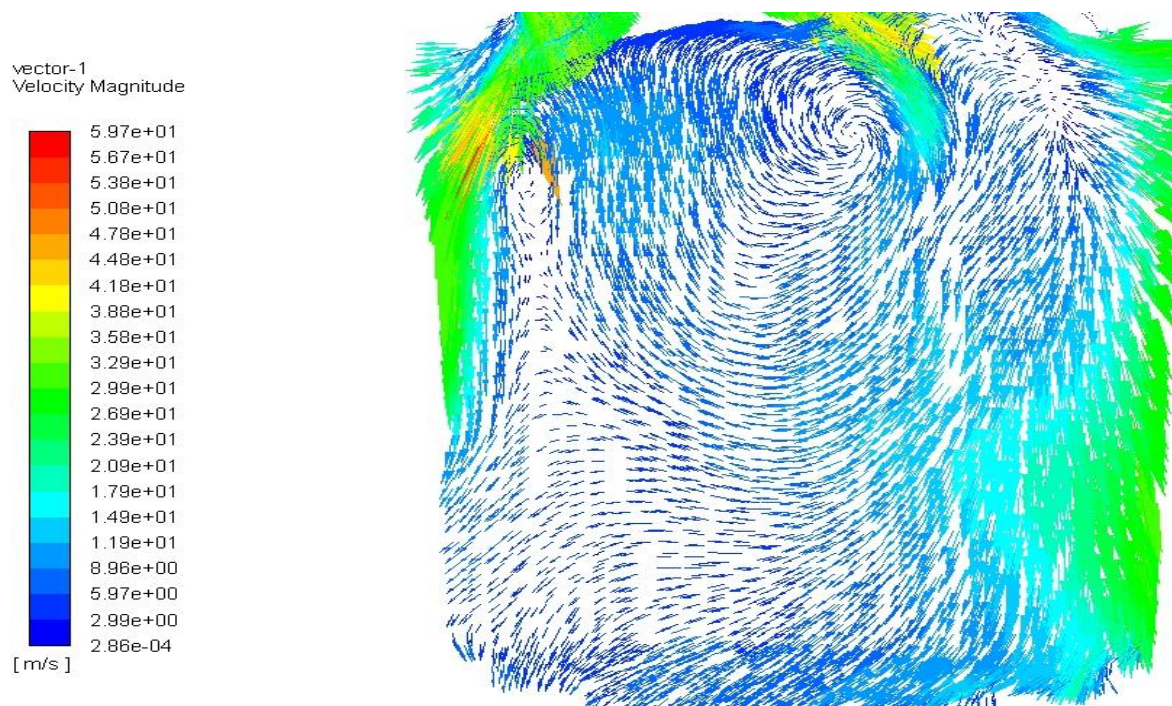
Εικόνα 54 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 450° για 1500 rpm (0.5 bar)

Λίγο μετά το μέγιστο άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής η ροή του ρευστού συνεχίζει να ακολουθεί την κίνηση του εμβόλου. Συγκεκριμένα στις Εικόνες 54 έως και 57 παρατηρείται εισαγωγή του αέρα στον κύλινδρο με τον αέρα να εφάπτεται τα τοιχώματα του χώρου καύσης και να ακολουθεί την καθοδική πορεία του πιστονιού. Αξίζει να αναφερθεί η δημιουργία στροβιλισμού στην περιοχή κάτω αριστερά της βαλβίδας εισαγωγής.



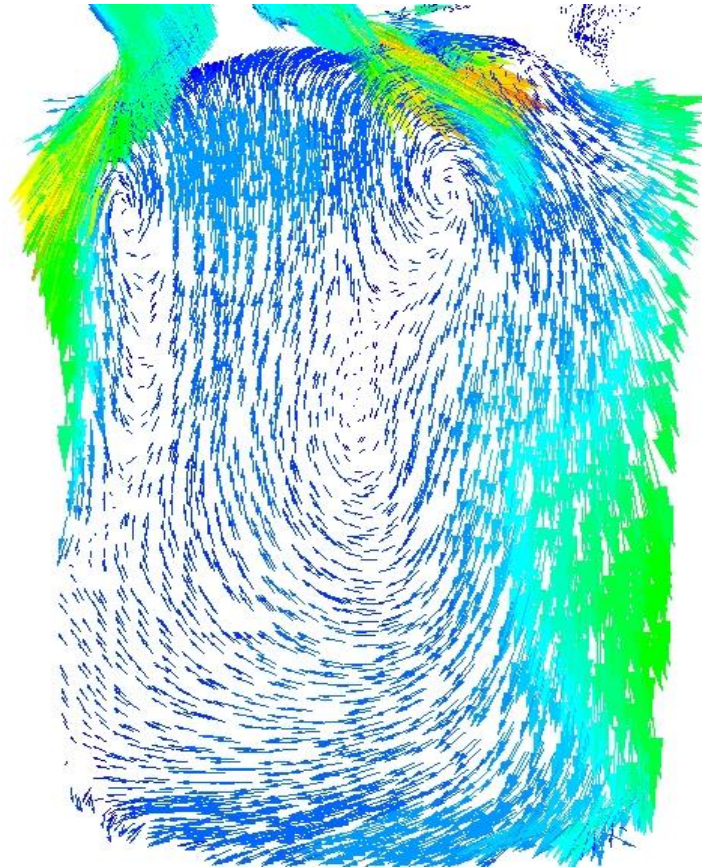
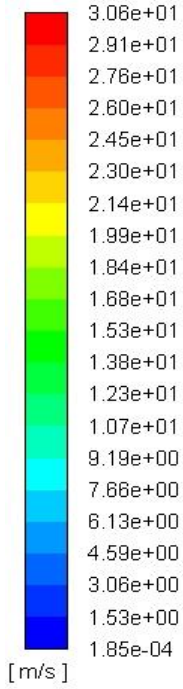
Εικόνα 55 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1000 rpm (0.5 bar)

Ενώ στις Εικόνες 58 και 59 είναι περισσότερο εμφανής το γεγονός πως τμήμα του ρευστού συμπαρασύρεται από τους στροβίλους που έχουν σχηματιστεί και αυτό φαίνεται από την δέσμη αέρα η οποία κινείται ανοδικά προς το μέσο των δύο στροβίλων.



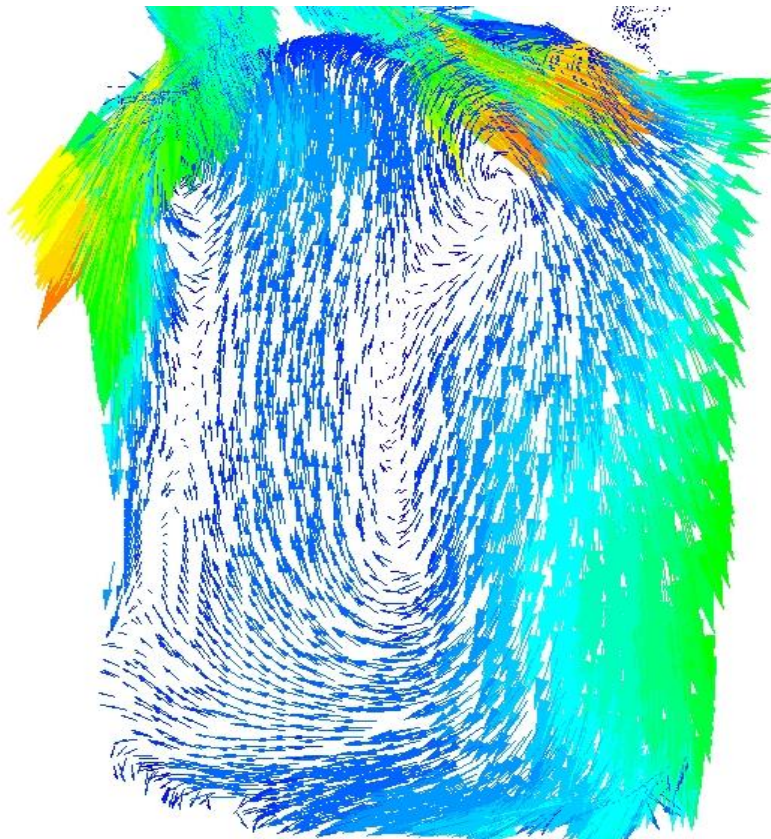
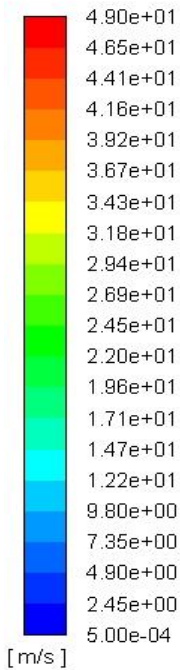
Εικόνα 56 Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 480° για 1500 rpm (0.5 bar)

vector-1
Velocity Magnitude



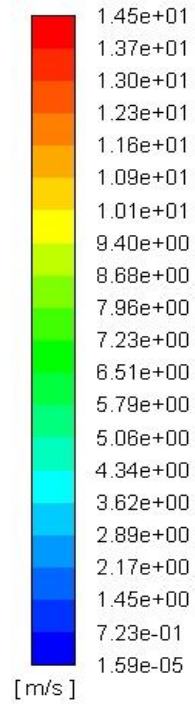
Εικόνα 57 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1000 rpm (0.5 bar)

vector-1
Velocity Magnitude



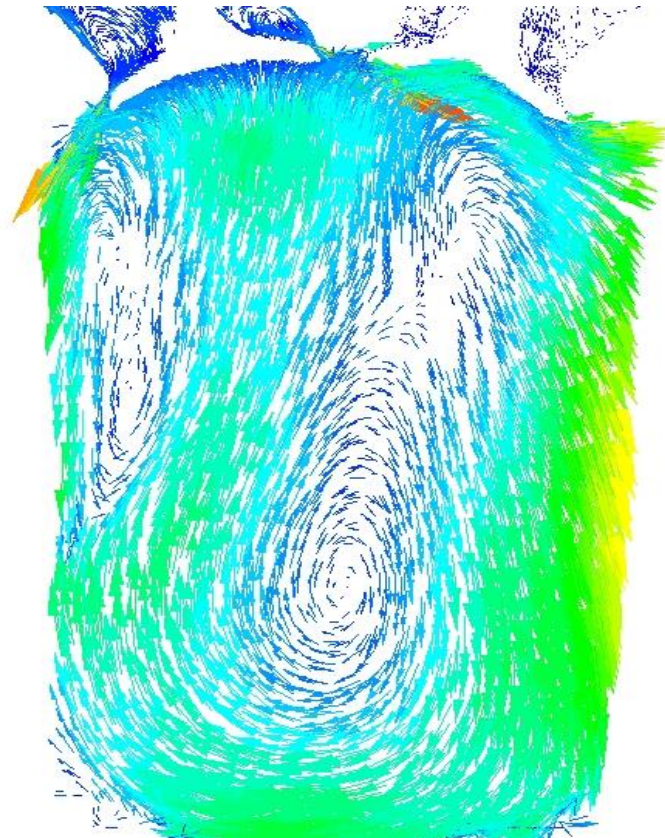
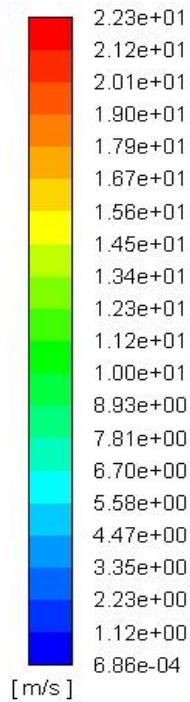
Εικόνα 58 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 510° για 1000 rpm (0.5 bar)

vector-1
Velocity Magnitude



Εικόνα 59 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1000 rpm (0.5 bar)

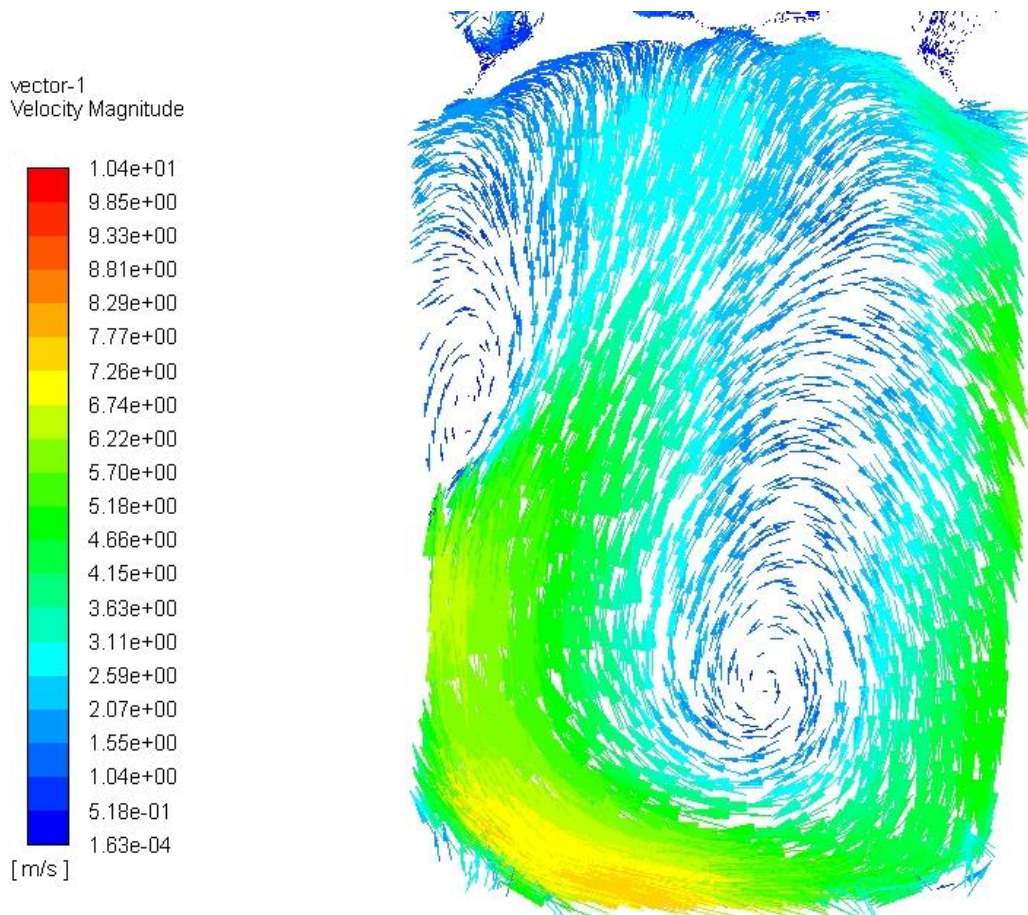
vector-1
Velocity Magnitude



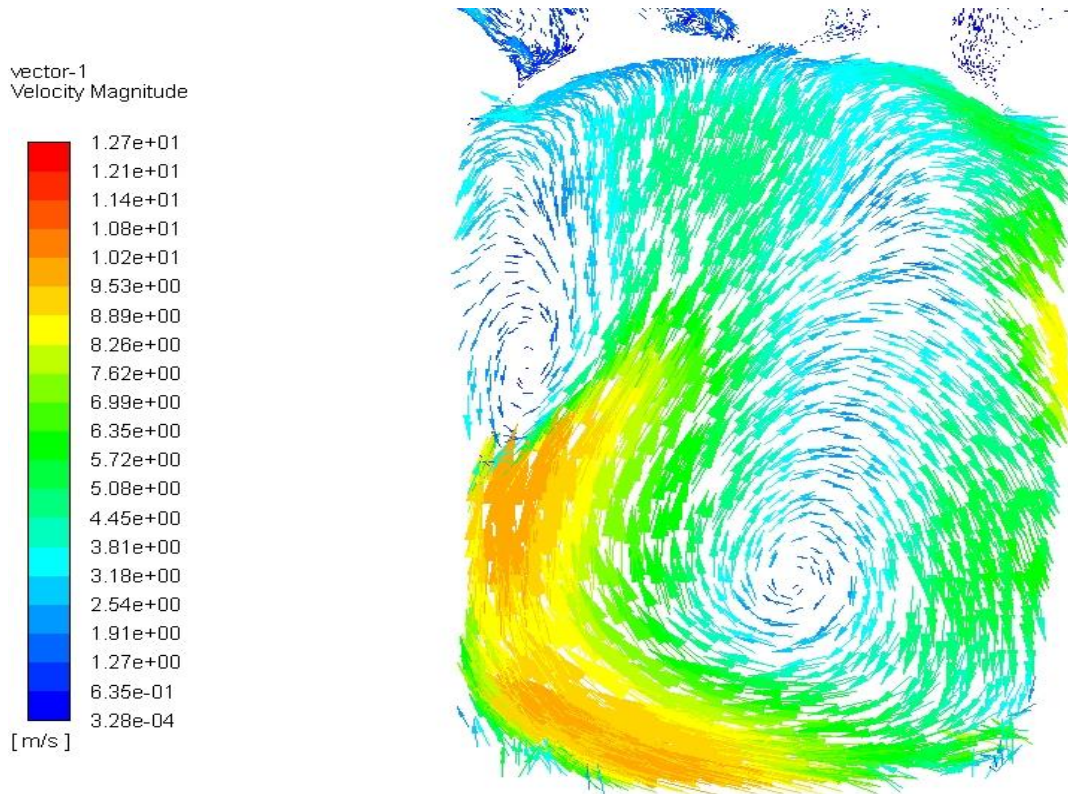
Εικόνα 60 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 540° για 1500 rpm (0.5 bar)

Στις Εικόνες 60 και 61, 10° πριν την άφιξη του εμβόλου στο ΚΝΣ έχει αρχίσει ο σχηματισμός της δίνης tumble. Επιπλέον έχει διαλυθεί ο στρόβιλος που βρίσκονταν κάτω αριστερά από την βαλβίδα εισαγωγής, δίχως να έχει συμβεί το ίδιο και στον άλλο στρόβιλο.

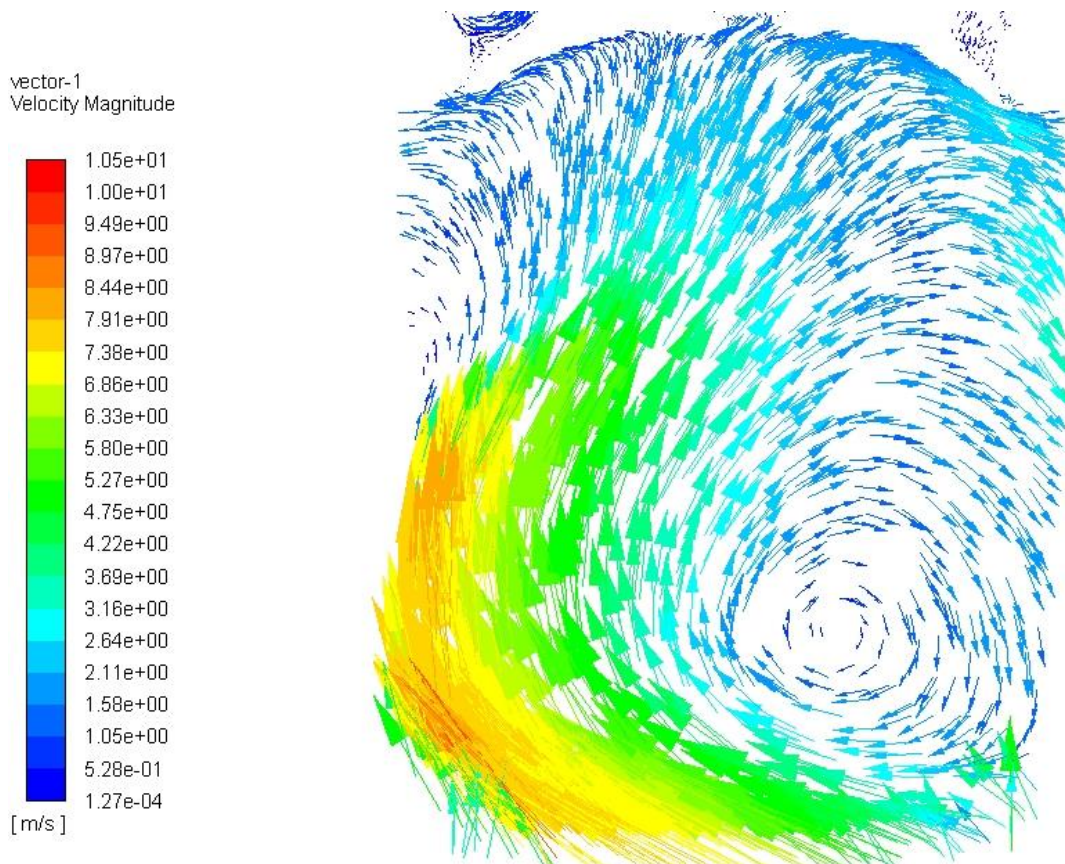
Ακόμη και στις Εικόνες 62 έως και 64, όπου το έμβολο έχει ήδη ξεκινήσει ανοδική πορεία προς το ΑΝΣ είναι εμφανής ο σχηματισμός της δίνης tumble και φαίνεται πως οι υψηλές ταχύτητες που εμφανίζει η συγκεκριμένη δίνη τείνουν να διασπάσουν τον στρόβιλο που βρίσκεται στα δεξιά ο οποίος δεν διασπάται μέχρι και τις Εικόνες 68 και 69, 60° πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ.



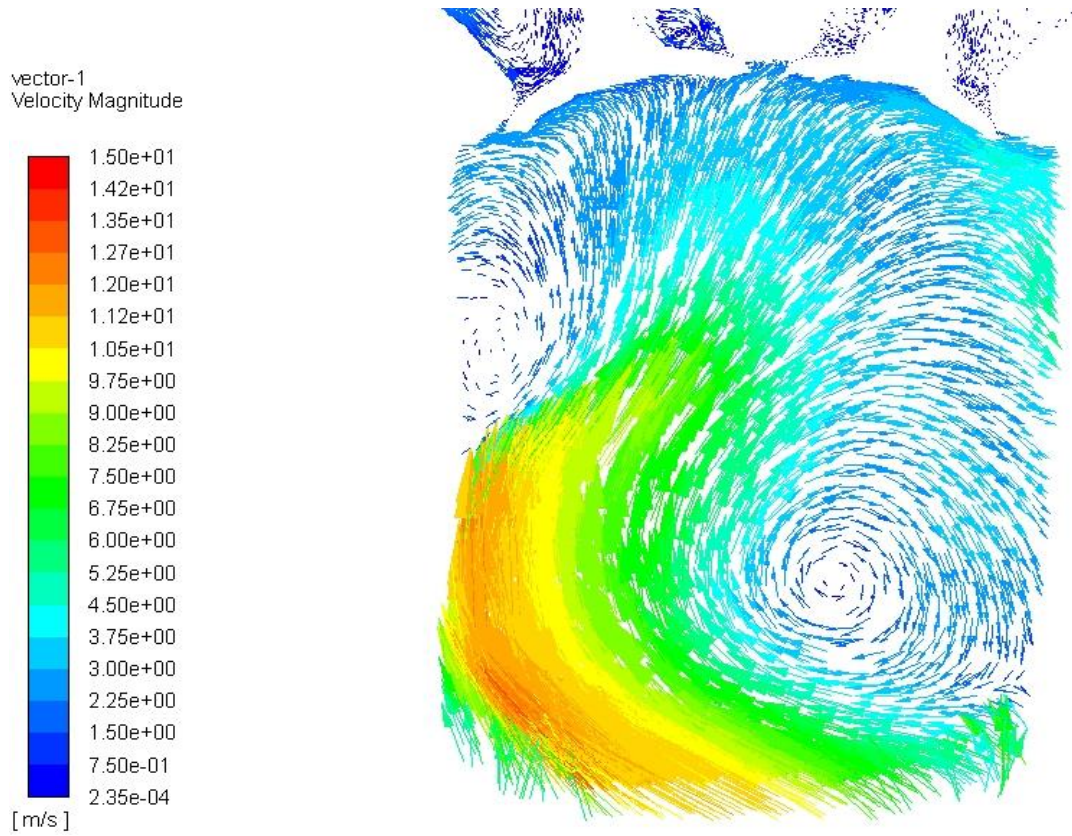
Εικόνα 61 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1000 rpm (0.5 bar)



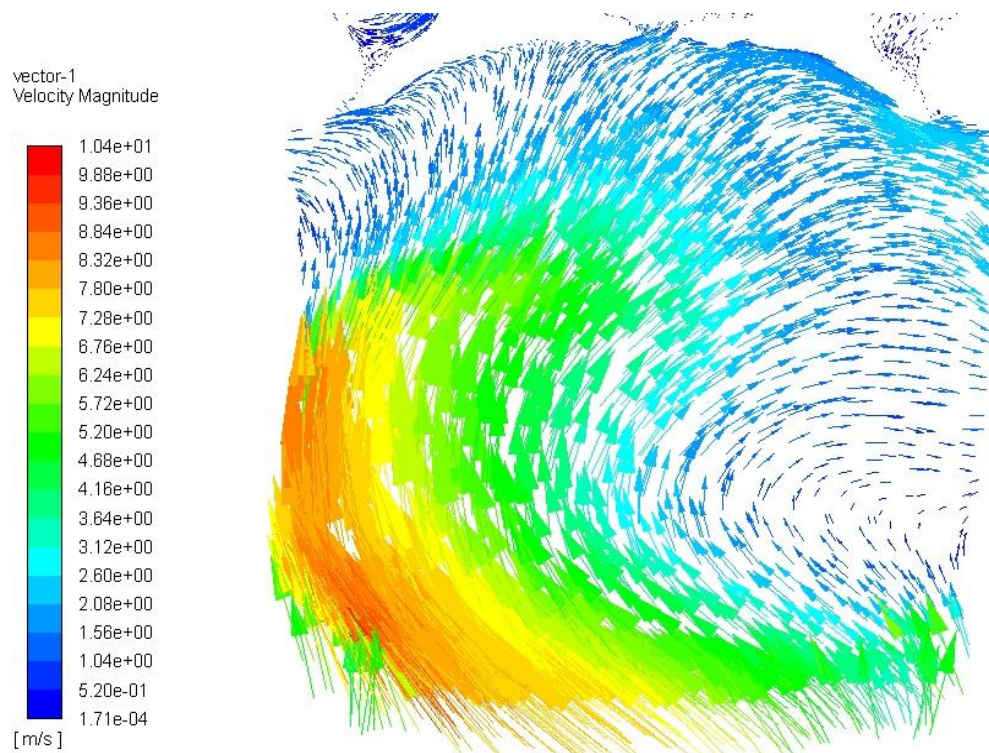
Εικόνα 62 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 570° για 1500 rpm (0.5 bar)



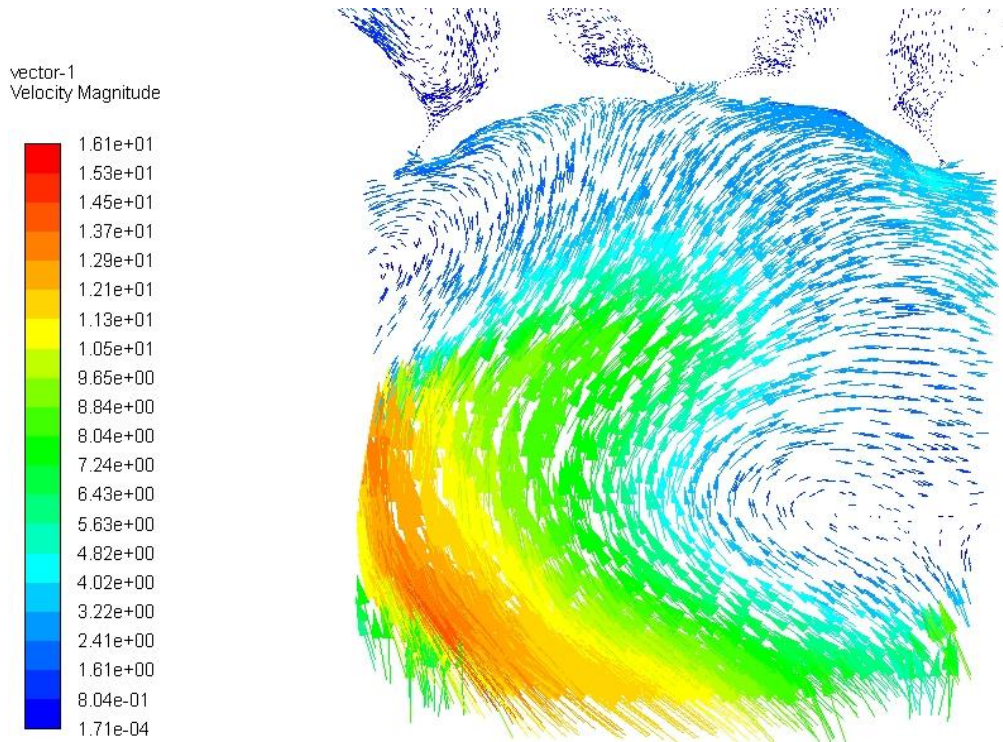
Εικόνα 63 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1000 rpm (0.5 bar)



Εικόνα 64 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1500 rpm (0.5 bar)

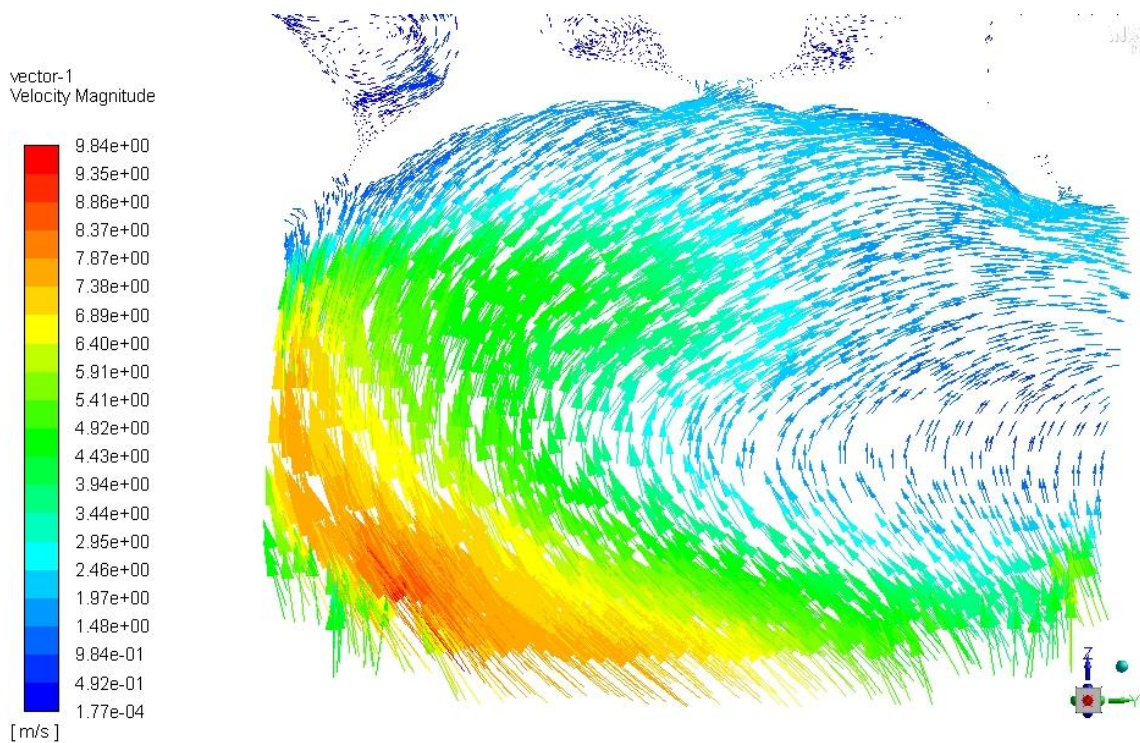


Εικόνα 65 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1000 rpm (0.5 bar)

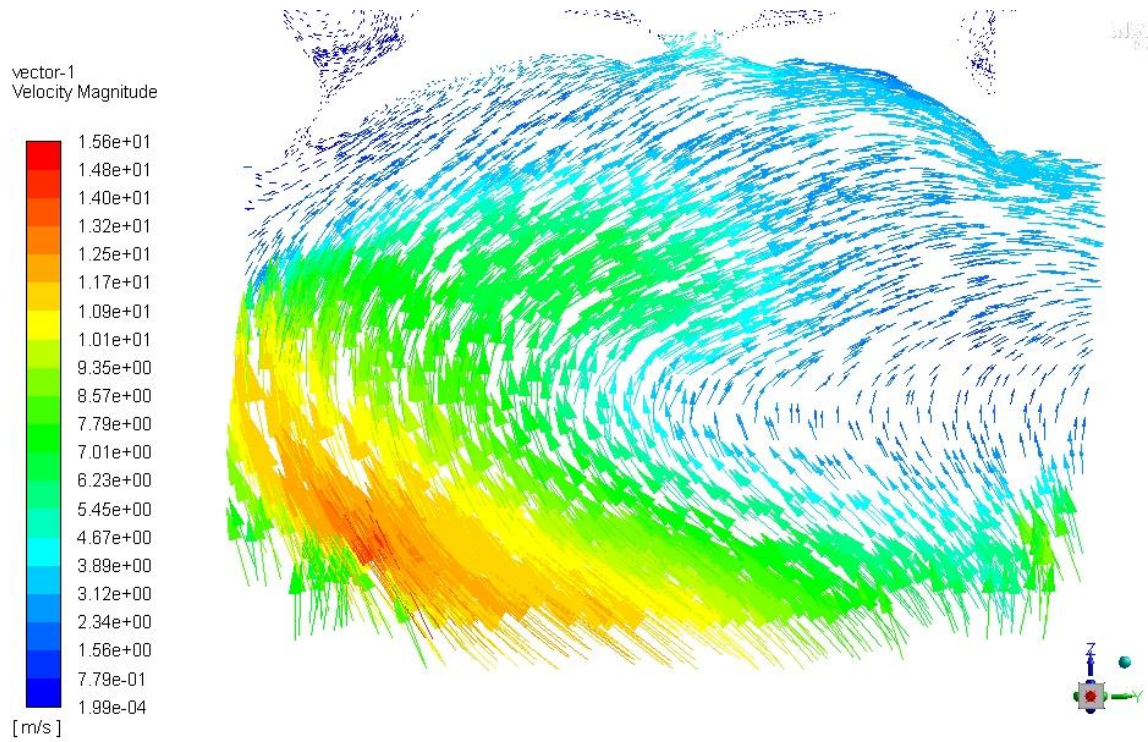


Εικόνα 66 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 630° για 1500 rpm (0.5 bar)

Σχεδόν 100° πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ είναι εμφανής ο σχηματισμός της δίνης tumble σε όλο τον όγκο του κυλίνδρου.

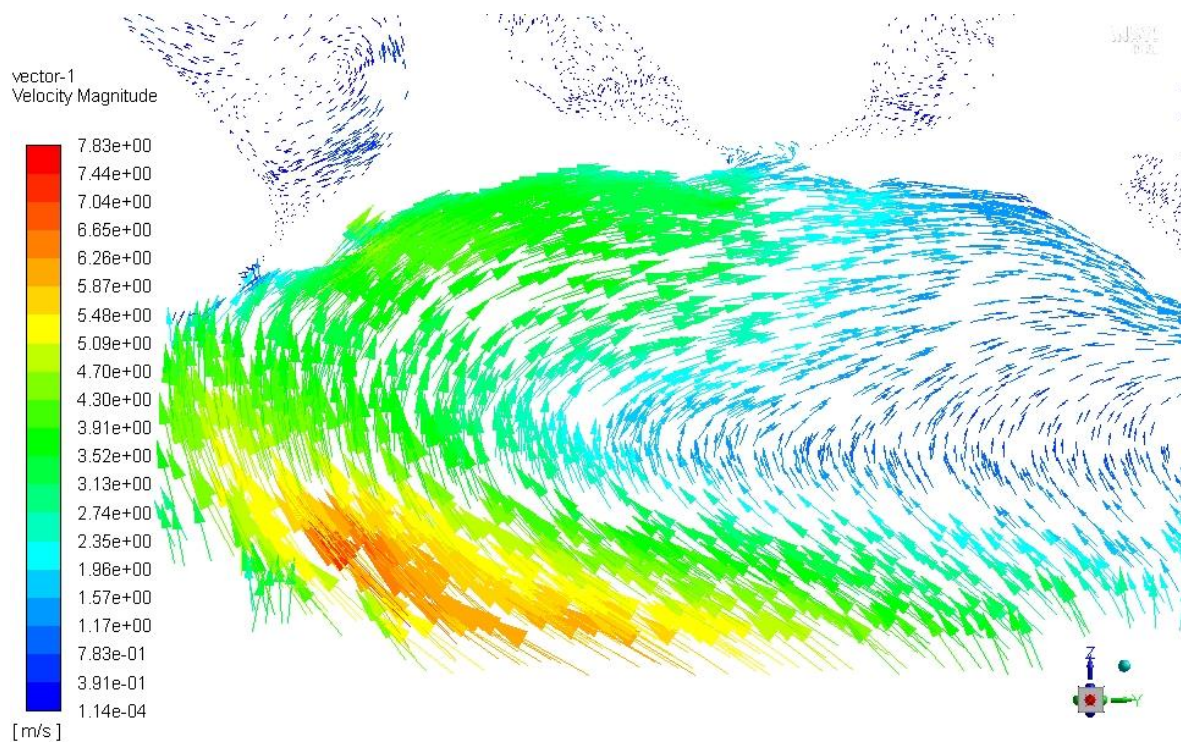


Εικόνα 67 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 660° για 1000 rpm (0.5 bar)

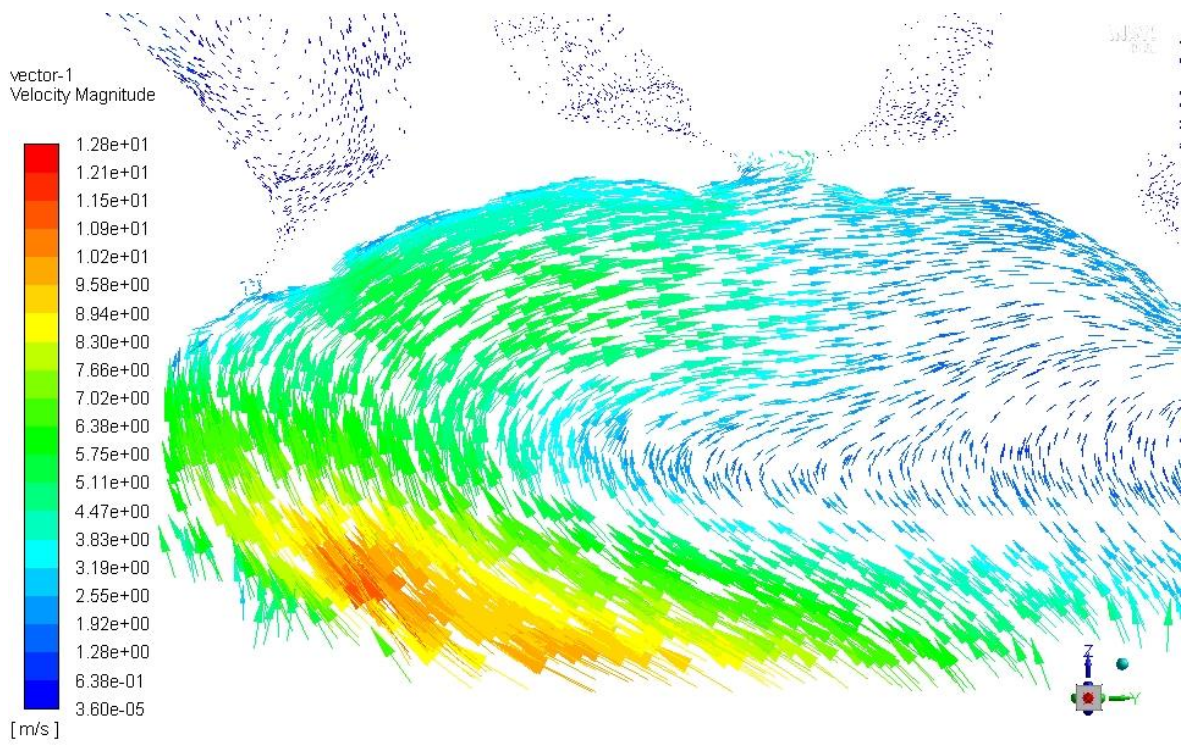


Εικόνα 68 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 600° για 1000 rpm (0.5 bar)

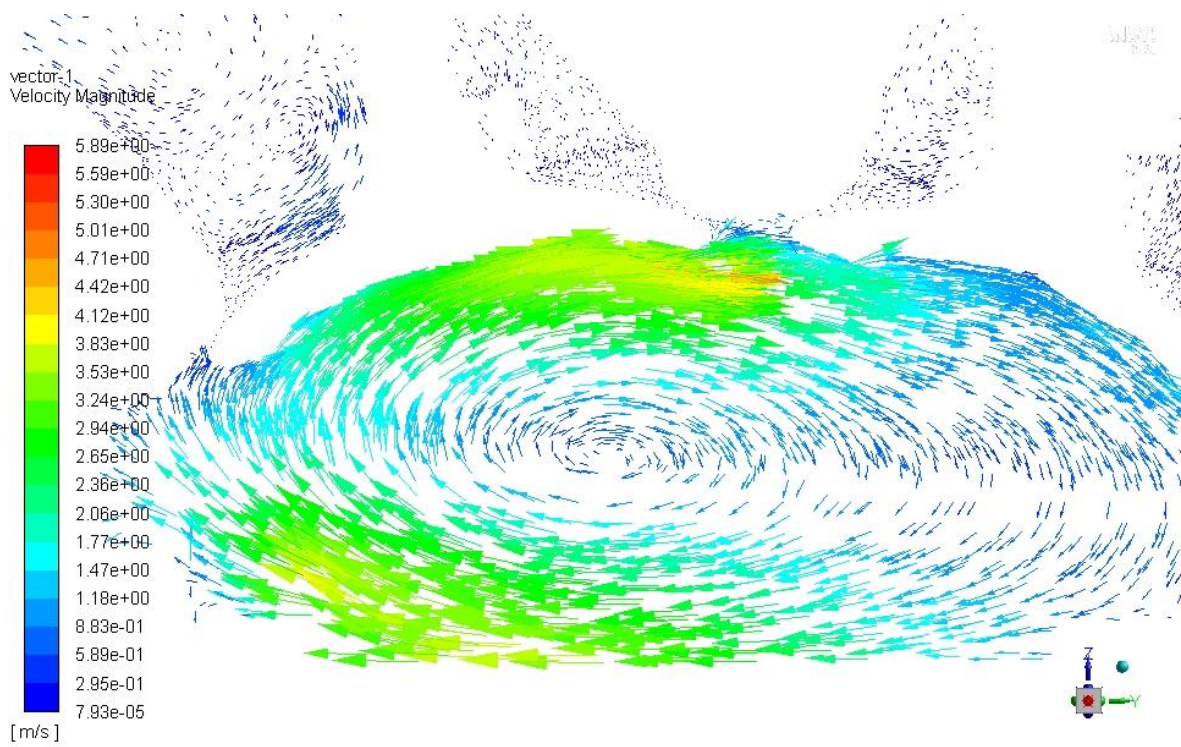
Από τις Εικόνες 68 έως και 73 γίνεται εμφανής ο σχηματισμός της αξονικής περιδίνησης στον θάλαμο καύσης, όσο το ρευστό συμπιέζεται και όσο το έμβολο καταφθάνει στο ΑΝΣ.



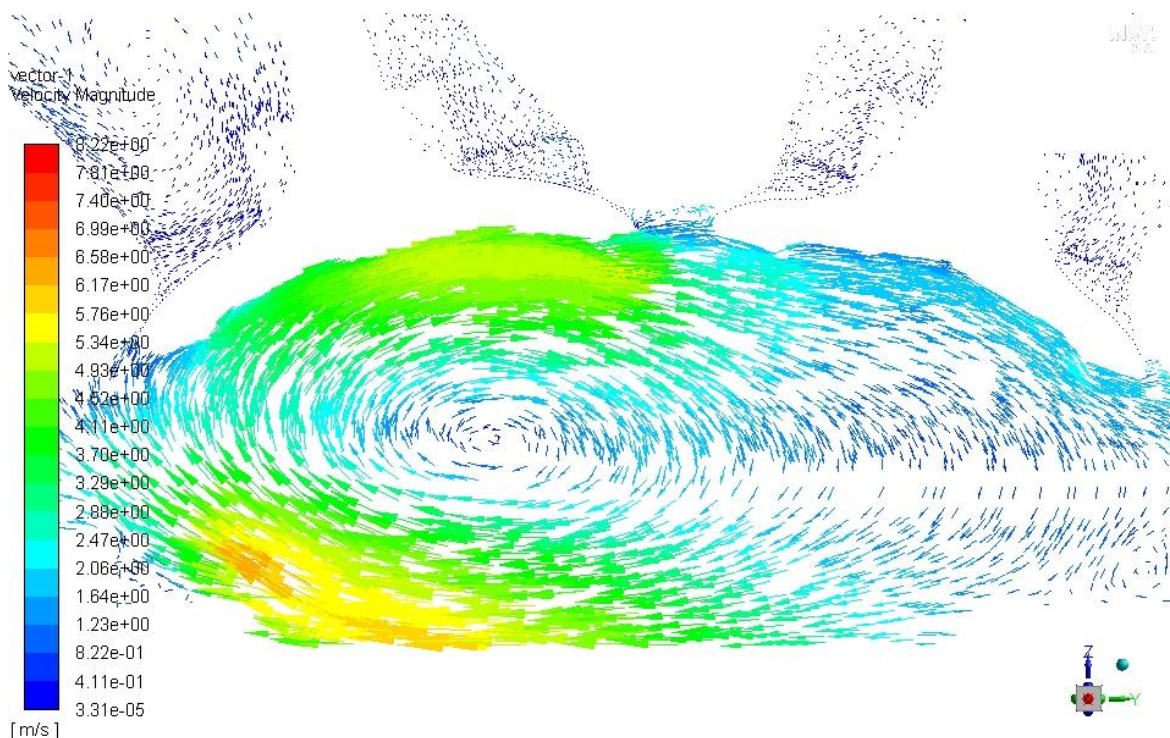
Εικόνα 69 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1000 rpm (0.5 bar)



Εικόνα 70 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 690° για 1500 rpm (0.5 bar)



Εικόνα 71 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1000 rpm (0.5 bar)



Εικόνα 72 - Μέσο πεδίο ταχυτήτων στις 720° για 1500 rpm (0.5 bar)

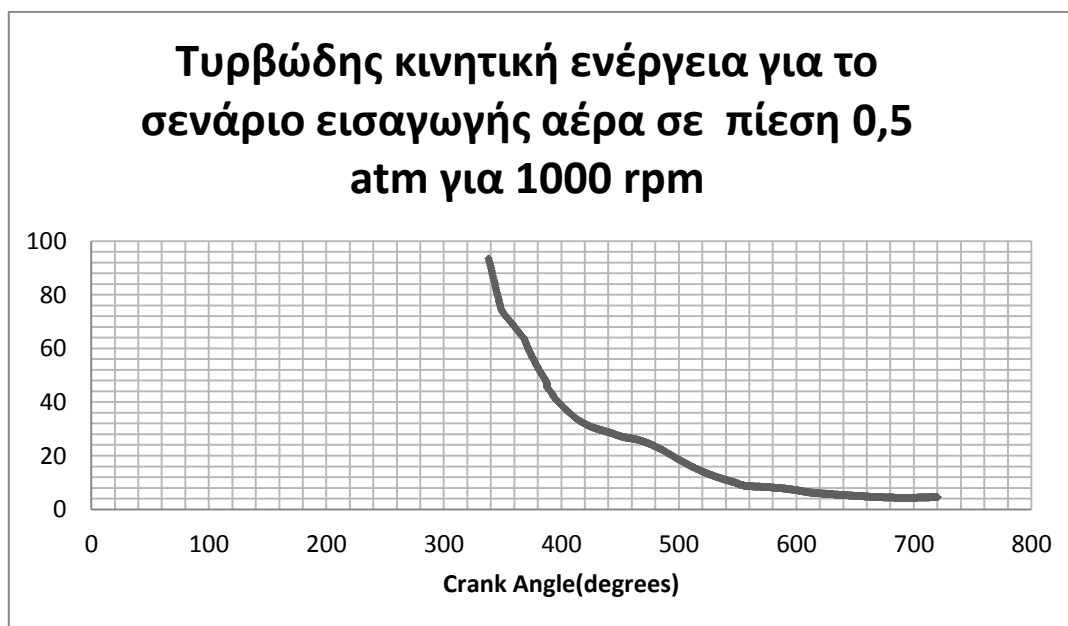
3.3 Η τυρβώδης κινητική ενέργεια στον κύλινδρο

Η εξισώσεις υπολογισμού της τυρβώδους κινητικής ενέργειας, έχουν παρουσιαστεί και αναλυθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας (Κεφάλαιο 2.4). Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται οι τιμές της τυρβώδους κινητικής ενέργειας (τκε) και η μεταβολές τους, στους χρόνους της εισαγωγής και της συμπίεσης. Συγκεκριμένα το μέγεθος της τκε εξαρτάται από την τυπική απόκλιση της ταχύτητας στην κάθε διεύθυνση.

Για τον υπολογισμό της Τυρβώδους Κινητικής Ενέργειας σε κάποιο σημείο έγινε απλός χωρικός μέσος όρος. Οι τιμές της παρουσιάζονται σε τέσσερα διαγράμματα για κάθε ένα από τα τέσσερα σενάρια που μελετήθηκαν. Στον οριζόντιο άξονα αναγράφονται οι μοίρες του στροφαλοφόρου άξονα και στον κάθετο άξονα οι τιμές της τκε σε μονάδα μέτρησης $\frac{m^2}{s^2}$.

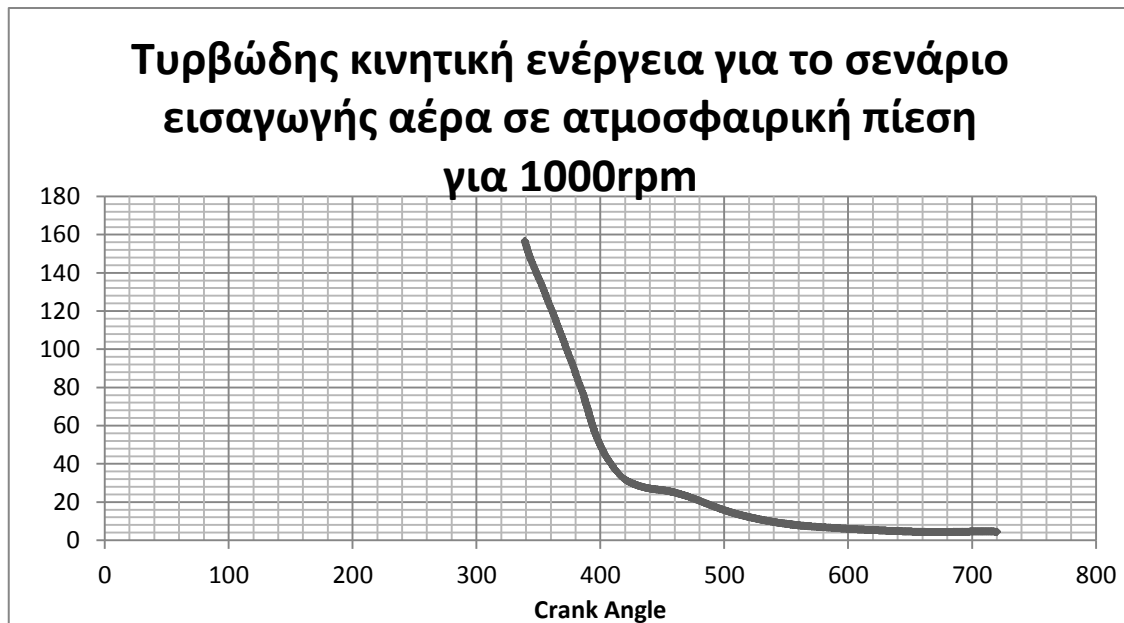
3.3.1 Η τυρβώδης κινητική ενέργεια για εισαγωγή αέρα 1 atm και 0.5 atm για 1000 rpm

Στην Εικόνα 74 αποτυπώνονται οι τιμές της τυρβώδους κινητικής ενέργειας. Παρατηρείται πως η μεγαλύτερη τιμή της εμφανίζεται κατά την εισαγωγή του φρέσκου αέρα στον θάλαμο καύσης και η τιμή της είναι σχεδόν ίση με $95 \frac{m^2}{s^2}$. Η μέγιστη τιμή της τκε εμφανίζεται στην περιοχή γύρω από τη βαλβίδα εισαγωγής για όλα τα σενάρια που μελετήθηκαν.



Εικόνα 73 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 0.5 atm για 1000 rpm

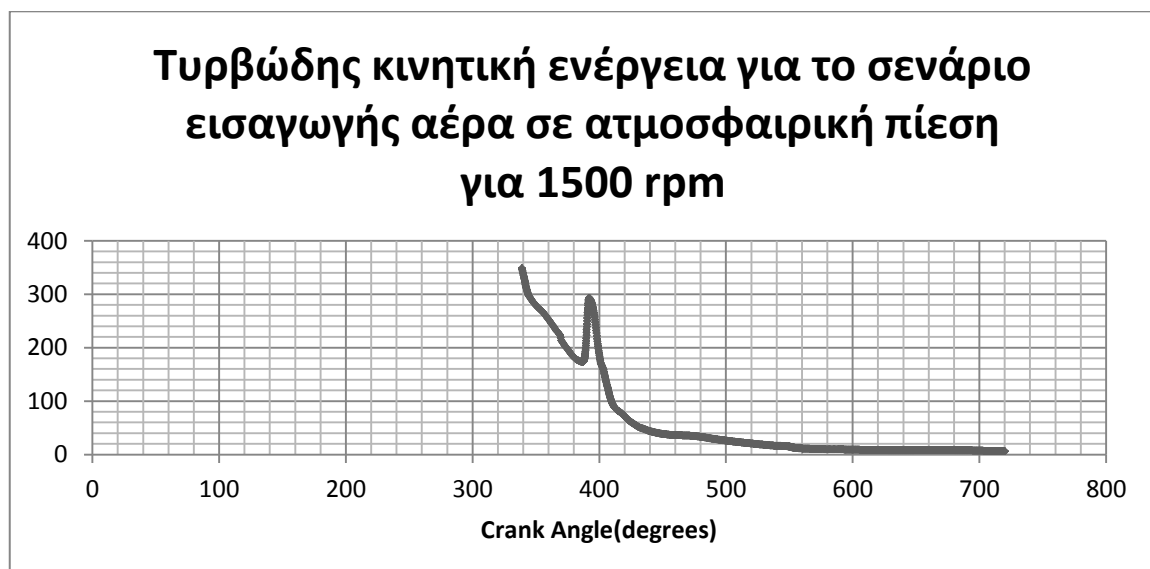
Παρόμοια τάση δείχνει να εμφανίζει η τκε και στο σενάριο όπου ο φρέσκος αέρας εισάγεται με ατμοσφαιρική πίεση στον χώρο καύσης. Σύμφωνα με την Εικόνα 75, η μέγιστη τιμή εμφανίζεται και πάλι κατά την έναρξη της διαδικασίας εισαγωγής και δείχνει να μειώνεται συνέχεια. Η μέγιστη τιμή της τκε στην περίπτωση αυτή είναι μεγαλύτερη από το παραπάνω σενάριο και ισούται οριακά με $160 \frac{m^2}{s^2}$.



Εικόνα 74 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 1 atm για 1000 rpm

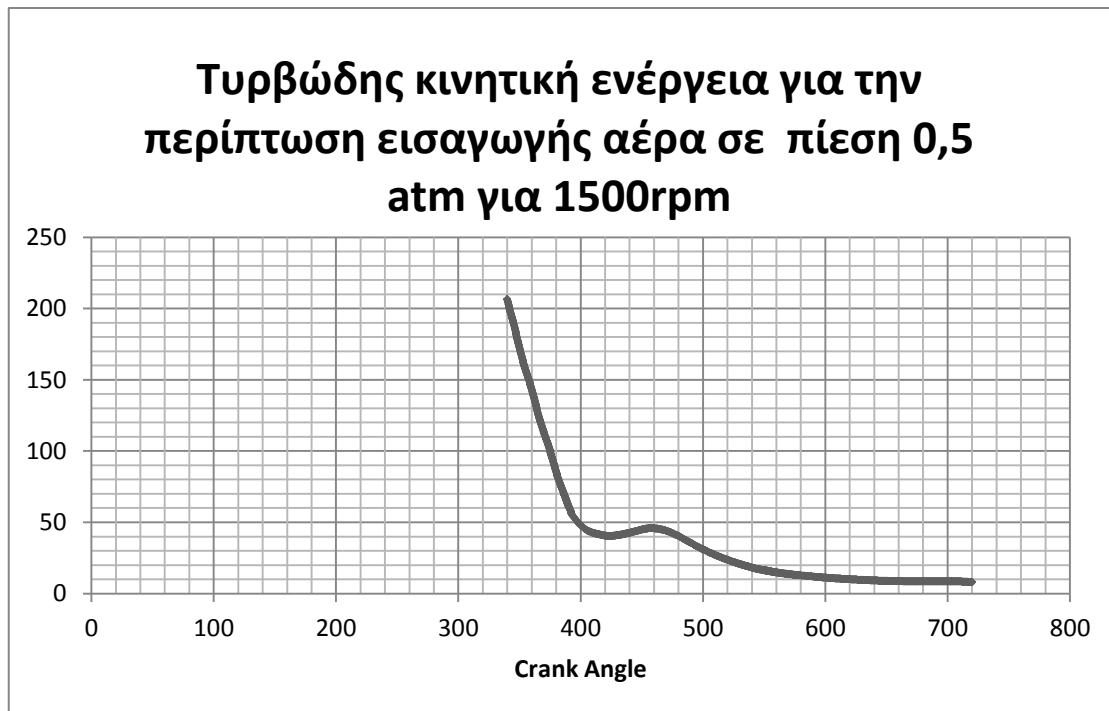
Αξίζει να σημειωθεί πως η τάση των τιμών της τκε, είναι καθοδική μέχρι το σημείο λίγο μετά των 400°. Στο σημείο αυτό παρατηρείται μια σχεδόν αμελητέα ελαφριά αύξηση για αύξηση γωνίας κατά 10°, όπου και συνεχίζεται η μείωση της τκε μέχρι και τις 720°.

3.3.2 Η τυρβώδης κινητική ενέργεια για εισαγωγή αέρα 1 atm και 0.5 atm για 1500 rpm



Εικόνα 75 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 1 atm για 1500 rpm

Παρατηρώντας τις Εικόνες 74,75,76 και 77 είναι ξεκάθαρο πως η μέγιστη τιμή της τκε σύμφωνα με τους υπολογισμούς, εμφανίζεται πάντα στις 345°. Οι μέγιστες τιμές σύμφωνα με τις Εικόνες 76 και 77 είναι σχεδόν ίσες με $350 \frac{m^2}{s^2}$ και $210 \frac{m^2}{s^2}$.



Εικόνα 76 – Τκε για εισαγωγή αέρα σε πίεση 0.5 atm για 1500 rpm

Ακόμα και στα δύο αυτά σενάρια που μελετήθηκαν παρατηρείται η μειωτική τάση της τκε. Συγκεκριμένα στην Εικόνα 75 λίγο μετά τις 390° η γραφική παράσταση της τκε δείχνει να εμφανίσει ένα πρώτο τοπικό ελάχιστο και ένα τοπικό μέγιστο λίγο πριν τις 400°. Από τις 400° και έως τις 720° σημειώνεται μείωση των τιμών.

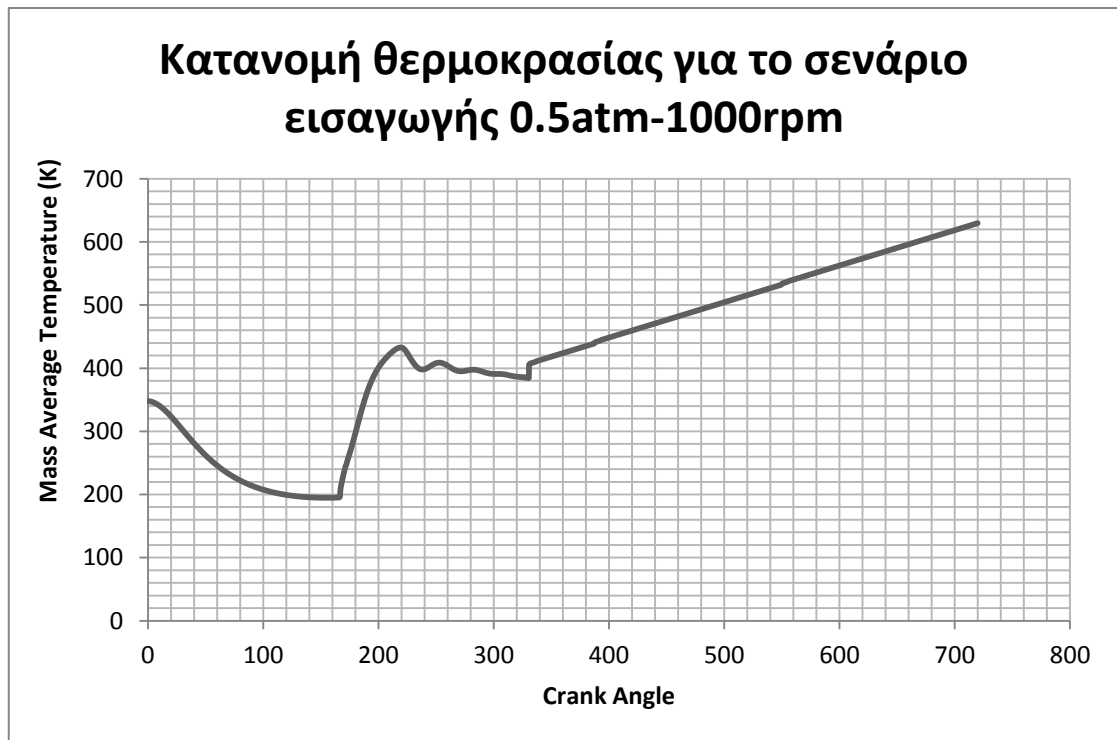
Ολοκληρώνοντας, στο σενάριο της Εικόνας 77 το τοπικό ελάχιστο παρατηρείται για γωνία 420° και το τοπικό μέγιστο στις 460°.

3.4 Η κατανομή της θερμοκρασίας στον κύλινδρο

Η θερμοκρασία όπως και η πίεση θα παρουσιαστεί μέσα από τέσσερα διαγράμματα στα οποία στον οριζόντιο άξονα αναπαριστάται η γωνία του στροφαλοφόρου άξονα ενώ στον κάθετο άξονα η τιμές της θερμοκρασίας σε μονάδα μέτρησης Kelvin.

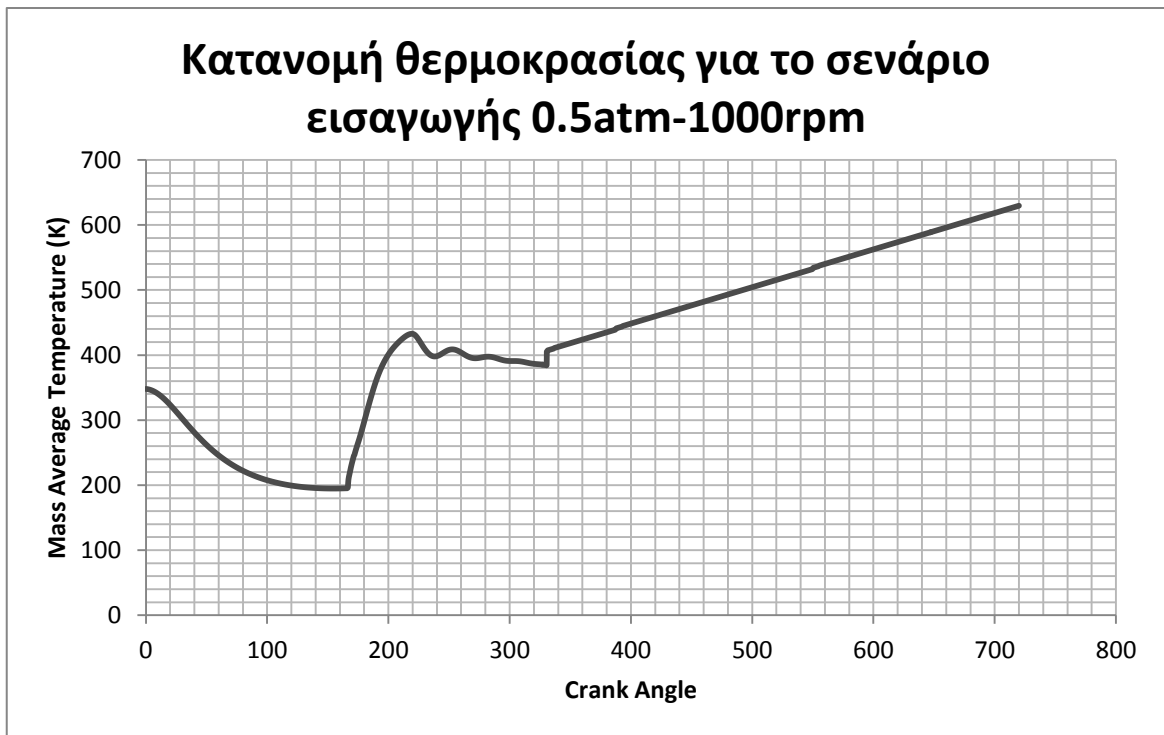
3.4.1 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1000 rpm

Στο παρόν κεφάλαιο θα παρουσιαστούν οι τάσεις της θερμοκρασίας για τα σενάρια εισαγωγής φρέσκου αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και σε πίεση 0.5 bar για 1000 στροφές. Η περιοχές ενδιαφέροντος και εδώ αφορούν τις γωνίες 340° έως και 720°, δηλαδή τις φάσεις της εισαγωγής και της συμπίεσης. Ακόμη και στο σενάριο αυτό ο υπολογισμός των μεταβλητών αυτών επιλέχθηκε να γίνει με την μέθοδο των μέσων όρων (mass average of temperature, pressure, velocity). Συγκεκριμένα ο λύτης λαμβάνει τις τιμές των μεταβλητών αυτών για τους τρεις υπο-χώρους-ζώνες (cylinder head, combustion chamber και piston) και υπολογίζει τον μέσο όρο τους για τις διαφορετικές γωνίες του στροφαλοφόρου άξονα.



Εικόνα 77 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1000 rpm

Στην Εικόνα 78 παρατηρείται έντονη διακύμανση της θερμοκρασίας πριν εισέλθει στον θάλαμο φρέσκος αέρας (340°). Από τις 340° και έπειτα παρατηρείται σχεδόν γραμμική αύξηση των τιμών της θερμοκρασίας. Η μέγιστη τιμή της θερμοκρασίας είναι ίση με 615 K και παρατηρείται στο τέλος της συμπίεσης (720°). Το ίδιο ακριβώς μοτίβο παρατηρείται και στο σενάριο εισαγωγής φρέσκου αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 79, οι τιμές της πίεσης ακολουθούν σχεδόν την ίδια κατανομή τόσο στις τιμές της θερμοκρασίας όσο και στην απότομη αύξηση κατά την φάση της συμπίεσης.

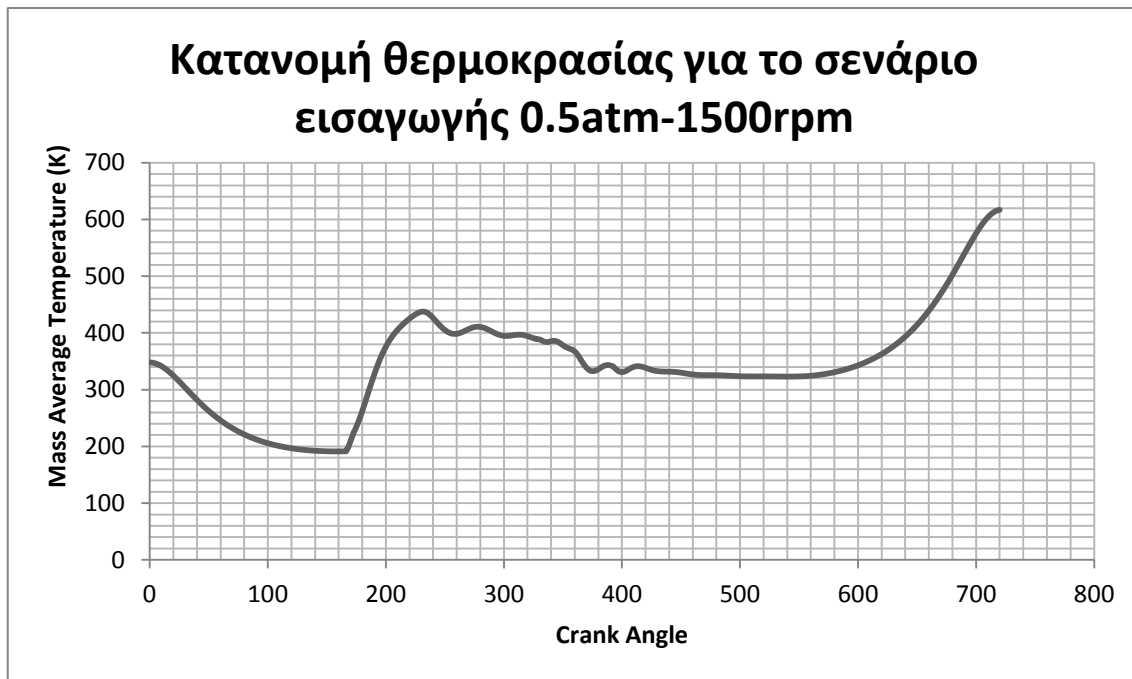


Εικόνα 78 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1000 rpm

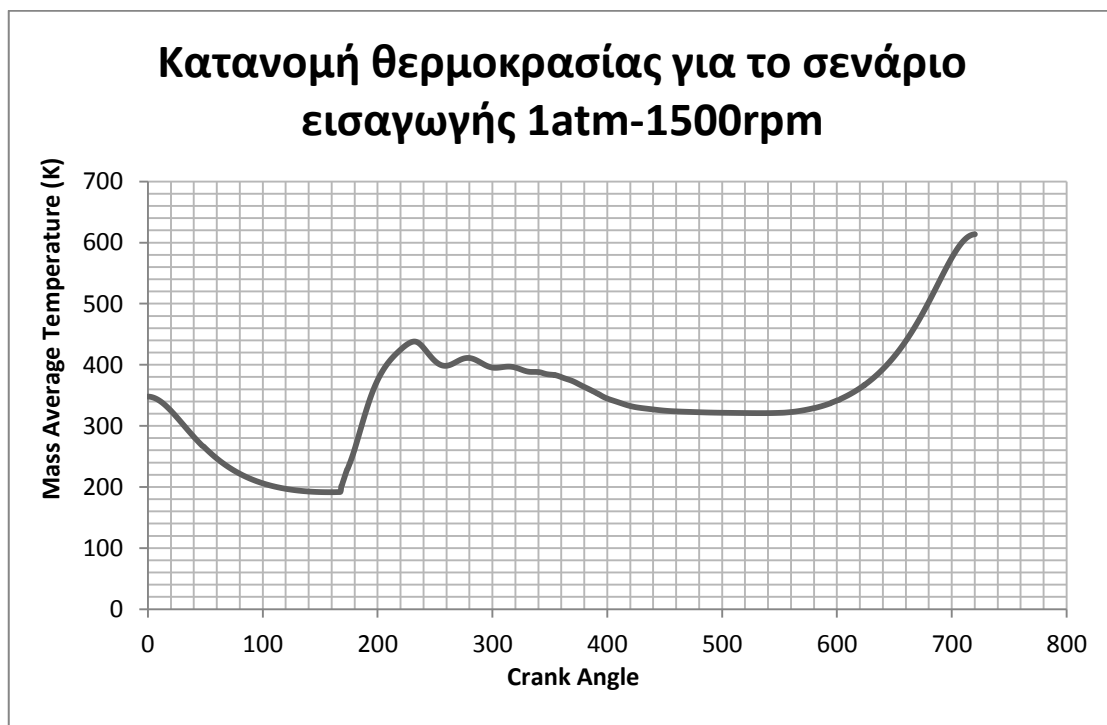
3.4.2 Εισαγωγή αέρα 1 atm και 0,5 atm για 1500 rpm

Σύμφωνα με την Εικόνα 80, η αυξομείωση των τιμών της θερμοκρασίας πριν από την έναρξη της εισαγωγής παρατηρείται και σε αυτά τα δύο σενάρια. Η πρώτη διαφορά παρόλα αυτά είναι πως κατά την έναρξη της φάσης της εισαγωγής στα συγκεκριμένα σενάρια (Εικόνα 80, Εικόνα 81), οι τιμές της θερμοκρασίας εμφανίζουν πτώση μέχρις ότου εμφανιστεί ένα τοπικό ελάχιστο.

Το τοπικό ελάχιστο αυτό εμφανίζεται για γωνία 500°, όπου το έμβολο βρίσκεται λίγο πριν το ΚΝΣ. Μετά τις 545° όπου και πλέον το έμβολο κάνει ανοδική κίνηση προς το ΑΝΣ και αρχίζει η φάση της συμπίεσης, είναι εμφανής η αύξηση των τιμών της θερμοκρασίας. Οι διαφορές που εντοπίζονται ανάμεσα στα δύο αυτά σενάρια είναι ουσιαστικά αμελητέες και σε αυτήν την περίπτωση. Συγκεκριμένα στην Εικόνα 80 και ενώ έχει αρχίσει η φάση της εισαγωγής (μετά τις 340°) παρατηρούνται δύο μικρές αυξομειώσεις στην διακύμανση των τιμών οι οποίες είναι αμελητέες.



Εικόνα 79 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε πίεση 0,5 atm και 1500 rpm



Εικόνα 80 - Διάγραμμα κατανομής θερμοκρασίας στο σενάριο εισαγωγής αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και 1500 rpm

Κλείνοντας είναι φανερή η εμφάνιση τοπικού ελαχίστου και στις δύο Εικόνες (80, 81). Αυτό σημαίνει πως η θερμοκρασία στον κύλινδρο σταθεροποιείται για ένα χρονικό διάστημα 100° λίγο πριν την έναρξη της συμπίεσης. Κατά την έναρξη της συμπίεσης αρχίζει και η αύξηση της θερμοκρασίας εντός κυλίνδρου με την μέγιστη τιμή να αγγίζει και στις δύο περιπτώσεις τα 620 K.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

4.1 Συμπεράσματα

Από τις προσομοιώσεις που πραγματοποιήθηκαν στο λογισμικό ANSYS 18.2 εξάχθηκαν αποτελέσματα όσο αναφορά το πεδίο ροής της ταχύτητας στους άξονες ZZ' και YY', η μέτρηση των τιμών της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός κυλίνδρου και τέλος η μέτρηση της τυρβώδους κινητικής ενέργειας.

Σχετικά με το πεδίο ροής, σημαντική είναι η απεικόνιση της δίνης tumble μέσα από μια σειρά εικόνων στο Κεφάλαιο 3.2. Είναι γεγονός σύμφωνα με τα αποτελέσματα των μετρήσεων πως η δίνη tumble σχηματίζεται πάντα στο ίδιο χρονικό σημείο. Για τις τιμές της ταχύτητας αξίζει να αναφερθεί πως οι υψηλότερες τιμές εμφανίζονται στα σενάρια των 1500 στροφών μιας και το έμβολο κινείται με μεγαλύτερη ταχύτητα και συμπαρασύρει την ροή.

Επίσης, σχετικά με την τυρβώδη κινητική ενέργεια, εντύπωση προκαλούν οι πολύ υψηλές τιμές της στα σενάρια εισαγωγής αέρα σε πίεση 1 bar και 0.5 bar για 1500 rpm. Ακόμη αποτελεί γεγονός πως ενώ το σπάσιμο της δίνης tumble παρατηρείται κοντά στο χρονικό διάστημα των 190° με 210°, η μέγιστη τιμή της τυρβώδους κινητικής ενέργειας στη φάση της εισαγωγής και της συμπίεσης εμφανίζεται ακριβώς στο χρονικό σημείο που ανοίγουν οι βαλβίδες εισαγωγής.

Η τιμές και οι τάσεις της θερμοκρασίας και της πίεσης είναι σύμφωνα με τα αποτελέσματα και οι προβλεπόμενες, μιας και σε όλες τις περιπτώσεις παρατηρείται αύξηση των τιμών κατά την συμπίεση.

4.2 Προτάσεις για μελλοντικές μελέτες

Η παρούσα διπλωματική αποτελεί έναν εναρκτήριο προπομπό όσο αναφορά την μελέτη του πεδίου ροής για κύρια ροή σε εμβολοφόρα μηχανή εσωτερικής καύσης μιας και δεν έχει γίνει κάποια παρόμοια μελέτη στο τμήμα του ΠΔΜ. Ως μεταγενέστερα βήματα για την συνέχιση μελέτης τέτοιας φύσης προβλημάτων προτείνεται :

- Η μελέτη μοντέλων τύρβης kw
- Η σύγκριση αποτελεσμάτων ανάμεσα στα μοντέλα τύρβης
- Η εξαγωγή αποτελεσμάτων για διαφορετικά προφίλ χρονισμού

- ♦ Η βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του πειραματικού κινητήρα του εργαστηρίου ΜΕΚ του ΠΔΜ τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών και η προσομοίωση κρύας ροής για τον συγκεκριμένο κινητήρα

Παράρτημα

Υπολογισμός Y_M :

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2$$

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{\alpha^2}} \text{ (τυρβώδης αριθμός Mach)}$$

$$\alpha = \sqrt{\gamma RT} \text{ (ταχύτητα του ήχου)}$$

Υπολογισμός G_k :

$$G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

Υπολογισμός G_b :

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{P_{rt}} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$$

Όπου P_{rt} ο τυρβώδης αριθμός Prandtl για την ενέργεια (έχει οριστεί από το λογισμικό ίσος με 0.85), g_i είναι το στοιχείο του βαρυτικού διανύσματος στην διεύθυνση i , και β ο συντελεστής θερμικής διαστολής.

Υπολογισμός skewness:

1. Εξισωτική απόκλιση όγκου (χρησιμοποιείται μόνο για τρίγωνα και τετράεδρα)

$$skewness = \frac{\text{θεωρητικό μέγεθος κελιού} - \text{πραγματικό μέγεθος κελιού}}{\text{πραγματικό μέγεθος κελιού}}$$

2. Κανονικοποιημένη απόκλιση γωνίας (χρησιμοποιείται για εξαεδρικά, πρίσματα και πυραμίδες)

$$skewness = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right]$$

Όπου θ_e είναι ίσο με 60° για τετράεδρα και τρίγωνα κελιά και ίσο με 90° για εξαεδρα, πρίσματα και πυραμίδες.

Βιβλιογραφία

- [1] T. A. Κατσινός Αλέξανδρος, «Υπολογισμός «κρύας ροής» εντός κυλίνδρου μονοκύλινδρου πειραματικού κινητήρα ΜΕΚ,» Κοζάνη, 2018.
- [2] J. L. Lumnley, Engines: an itroduction, Cambridge: Cambridge University Press, 1999.
- [3] C. R. F. -. A. T. KIRKPATRICK και Επ. Κολτσάκης Γ., «INTERNAL COMBUSTION ENGINES,» σε *ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ, ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ, COLORADO*, 2001.
- [4] Turns S. και Επ. Κούτμος Π., «An Introduction to Combustion, Concepts and Applications,» σε *Εισαγωγή στην καύση, Αρχές και Εφαρμογές*, Θεσσαλονίκη, ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ, 2017.
- [5] W. Rodi, Wolfgang Rodi: Turbulence Models and their Application in Hydraulics, Rotterdam, 2000.
- [6] S. Repic, «Turbulent Boundary Layer,» Moscow, 2000.
- [7] D. G. V. N. P. Rohith S., «Cold flow simulation in an IC Engine,» 2015.
- [8] S. A. A. S. Wendy Hardyonno Kurniawan, «A CFD study of Cold Flow Analysis for mixture preparation in a motored four-stroke direct injection engine,» *Journal of Applied Sciences, Malaysia*, 2007.
- [9] I. ANSYS, ANSYS Internal Combustion Engines Tutorial Guide, Canonsburg: ANSYS, Inc., 2007.
- [10] A. A. Patil Vijayendra, «In Cylinder Cold Flow CFD Simulation of IC Engine Using Hybrid Approach,» Bhopal, India, 2013.
- [11] N. B. G. S. R. S Gavudhama Karunanidhi, «CFD Studies of Combustion in Direct Injection Single Cylinder Diesel Engine Using Non-Premixed Combustion Model,» Kerala, 2014.
- [12] M. K. P. Nishad, Συγγραφέας, *Modeling and unsteady simulation of turbulent multi-phase flow including fuel injection in IC-engines. [Performance]*. 2013.

- [13] D. G. ., K. B. ., S. P. Premnath SUNDARAMOORTHY, «A SIMULATION STUDY OF AIR FLOW IN DIFFERENT TYPES OF COMBUSTION CHAMBERS FOR A SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE,» Kancheepuram,Tamil Nadu, 2016.
- [14] H. K. V. & W. MALALASEKERA, An introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method, New York: Longman Scientific & Technical, 1995.
- [15] M. Ozen, «MESHING WORKSHOP,» 13 November 2014. [Ηλεκτρονικό]. Available: www.ozeninc.com. [Πρόσβαση 2 November 2018].
- [16] S. Wasserman, «engineering.com,» 22 November 2016. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.engineering.com/DesignSoftware/DesignSoftwareArticles/ArticleID/13743>. [Πρόσβαση 10 October 2018].
- [17] I. ANSYS, ANSYS Fluent Theory Guide, Canonsburg: ANSYS, Inc., 2013.
- [18] J. B. Heywood, INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS, McGraw-Hill, 1988.
- [19] I. ANSYS, Internal Combustion Engines in Workbench, Canonsburg: ANSYS,Inc, 2018.

