



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ
ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΝΕΡΟΥ
ΣΕ ΔΙΧΡΟΝΟΥΣ ΝΑΥΤΙΚΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL



Αθανάσιος Φραγκόπουλος

Επιβλέπων: Α. Καϊκτσής, Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη εξεταστικής επιτροπής:

Ν. Κυρτάτος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χρ. Παπαδόπουλος, Λέκτορας Ε.Μ.Π.

2009

**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ
ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΝΕΡΟΥ
ΣΕ ΔΙΧΡΟΝΟΥΣ ΝΑΥΤΙΚΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL**

Αθανάσιος Φραγκόπουλος

Επιβλέπων: Α. Καϊκτσής, Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη εξεταστικής επιτροπής:

Ν. Κυρτάτος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χρ. Παπαδόπουλος, Λέκτορας Ε.Μ.Π.

2009

*Στον παππού μου,
που θα χαιρόταν αν την έβλεπε...*

Ευχαριστίες

Με τη Διπλωματική Εργασία ολοκληρώνονται οι σπουδές μου στη Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. Θα ήθελα λοιπόν, με την αφορμή αυτή, να ευχαριστήσω όλους εκείνους που στάθηκαν δίπλα μου, σε ολόκληρη τη φοιτητική μου πορεία.

Καταρχήν, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου, που μου έδωσε τη δυνατότητα να σπουδάσω, και που πάντα με στήριζε και με στηρίζει στις επιλογές μου, και με συμβουλεύει κατά τέτοιον τρόπο, ώστε οι αποφάσεις που παίρνω να είναι προς όφελός μου, και ταυτόχρονα να με εκφράζουν.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω ολόκληρο το ανθρώπινο δυναμικό της Σχολής, για τις γνώσεις, τις εμπειρίες και τα βιώματα, που με ζήλο, όρεξη και υπομονή, τις περισσότερες φορές, μετέδωσε σε μένα και στους συμφοιτητές μου.

Θα ήθελα ακόμη να ευχαριστήσω όλους τους συμφοιτητές και φίλους μου, καθώς, χωρίς τη συνεργασία, την αλληλοϋποστήριξη και την ανταλλαγή ιδεών και εμπειριών, θα ήταν αδύνατη η περάτωση μιας τόσο δύσκολης Σχολής. Ελπίζω να ανταπέδωσα και να συνεχίσω να ανταποδίδω τη βοήθεια που μου προσέφεραν. Θα ήθελα να τους ευχαριστήσω, όμως, όχι μόνο για τη βοήθεια και την αλληλοϋποστήριξη στο πλαίσιο των σπουδών, αλλά κυρίως για το γεγονός ότι έκαναν πολύ όμορφα τα φοιτητικά μου χρόνια.

Σε σχέση με τη Διπλωματική Εργασία, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τους κ.κ. Λάμπρο Καϊκτσή, Επίκουρο Καθηγητή της Σχολής, και Χρήστο Χρυσάκη, επιστημονικό συνεργάτη, προς τους οποίους αισθάνομαι ευγνώμων, τόσο για την ουσιαστική βοήθεια και συμμετοχή τους στην υλοποίηση της Διπλωματικής Εργασίας, όσο και για το γεγονός ότι αυτοί οι δύο άνθρωποι δε μου μετέδωσαν απλώς τεχνικές και επιστημονικές γνώσεις, αλλά μου εμφύσησαν έναν νέο τρόπο σκέψης και προσέγγισης των πραγμάτων· δε μου έμαθαν τι να σκέφτομαι, αλλά πώς. Τους ευχαριστώ πολύ!

Σύνοψη

Στο πλαίσιο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας, μελετώνται οι επιπτώσεις της εισαγωγής νερού σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, σε συνθήκες πλήρους φορτίου, με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA. Εξετάζονται δύο διαφορετικές τεχνικές: (α) προσθήκη νερού στον αέρα εισαγωγής, (β) απευθείας έγχυση νερού εντός του κυλίνδρου. Παρουσιάζονται λεπτομερή αποτελέσματα της επίδρασης της εισαγόμενης ποσότητας νερού στα επίπεδα των εκπεμπόμενων ρύπων και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, καί για τις δύο εξεταζόμενες τεχνικές. Από τα αποτελέσματα συμπεραίνεται ότι, σε σύγκριση με την προσθήκη στον αέρα εισαγωγής, η απευθείας έγχυση νερού οδηγεί σε πολύ δραστηκότερη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, αυξάνοντας επίσης δραστηκότερα τα επίπεδα εκπομπών σωματιδίων αιθάλης, καθώς και την ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Για τον περιορισμό των αρνητικών επιπτώσεων των δύο τεχνικών, διερευνήθηκε η επίδραση της μεταβολής του χρονισμού της έγχυσης του καυσίμου. Επίσης, διερευνήθηκε η επίδραση της μεταβολής της θέσης των εγχυτήρων νερού, καθώς και του χρονισμού της απευθείας έγχυσης νερού. Τα πλέον αποδοτικά αποτελέσματα προέκυψαν με τη ρύθμιση του χρονισμού της έγχυσης του καυσίμου.

Η παρούσα έρευνα υποδεικνύει ότι τα προβλεπόμενα από τον IMO (International Maritime Organization) όρια των κανονισμών που θα ισχύσουν από το 2016 και μετέπειτα αναφορικά με τα οξείδια του αζώτου θα μπορούσαν να επιτευχθούν στο πλαίσιο μίας βελτιστοποιημένης χρήσης τεχνικών εισαγωγής νερού.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Κεφάλαιο 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	15
1.1 Θερμικές Μηχανές και Ρύποι.....	15
1.2 Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας.....	16
1.3 Δομή της Έκθεσης της Διπλωματικής Εργασίας	17
Κεφάλαιο 2. ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ DIESEL	19
2.1 Γενικές Αρχές – Λειτουργία.....	19
2.2 Δίχρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel	20
2.3 Καύση στον Κινητήρα Diesel	22
2.4 Ρύποι Κινητήρα Diesel.....	24
2.4.1 Σχηματισμός Ρύπων	24
2.4.1.1 Γενικά.....	24
2.4.1.2 Σχηματισμός NO _x	26
2.4.1.3 Σχηματισμός σωματιδίων αιθάλης.....	27
2.4.2 Διατάξεις – Κανονισμοί	30
Κεφάλαιο 3. ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΜΕΙΩΣΗΣ ΡΥΠΩΝ	33
3.1 Γενικά.....	33
3.2 Επεξεργασία των Καυσαερίων.....	34
3.2.1 Καταλυτικοί Μετατροπείς.....	34
3.2.2 Θερμικοί Αντιδραστήρες.....	35
3.2.3 Παγίδες Αιθάλης	35
3.3 Πρόληψη της Παραγωγής Ρύπων	37
3.3.1 Τεχνικές Βελτίωσης των Συνθηκών Πραγματοποίησης της Καύσης.....	37
3.3.1.1 Επεξεργασία καυσίμου.....	37
3.3.1.2 Προετοιμασία καυσίμου.....	37
3.3.1.3 Αέρας εισαγωγής.....	37
3.3.1.4 Γεωμετρία θαλάμου καύσης.....	38
3.3.1.5 Ηλεκτρονικός έλεγχος του κινητήρα	38
3.3.1.6 Σύστημα κοινού διανομέα καυσίμου (Common rail system)	39
3.3.2 Βελτιστοποίηση Προφίλ Έγχυσης Καυσίμου	43
3.3.3 Ανακυκλοφορία Καυσαερίων	44
3.3.4 Έγχυση Νερού.....	45
3.3.4.1 Γενικά.....	45
3.3.4.2 Χρήση γαλακτώματος καυσίμου – νερού	47
3.3.4.3 Εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης	50
3.3.4.4 Απευθείας έγχυση νερού	55
3.3.4.5 Παραλλαγές της μεθόδου της απευθείας έγχυσης – υβριδικές μέθοδοι	58
3.3.4.6 Σύνοψη	63
Κεφάλαιο 4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗ.....	65
4.1 Γενικά.....	65
4.1.1 Εισαγωγή – Ανάπτυξη – Καθιέρωση.....	65
4.1.2 Φιλοσοφία – Βασικές Αρχές Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής.....	66
4.1.3 Εφαρμογές.....	67
4.2 Εφαρμογή στην Προσομοίωση της Καύσης σε Εμβολοφόρους Κινητήρες.....	73
Κεφάλαιο 5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ – ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	75
5.1 Γενικά.....	75
5.1.1 Ο Κώδικας Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής	75
5.1.2 Ο Κινητήρας.....	75
5.1.2.1 Γενικά χαρακτηριστικά	75

5.1.2.2 Εγχυτήρες	76
5.1.2.3 Προφίλ έγχυσης καυσίμου	77
5.1.3 Στάδια της Μελέτης	79
5.2 Δημιουργία Υπολογιστικού Πλέγματος	80
5.3 Ρύθμιση Παραμέτρων	87
5.4 Εισαγωγή Νερού - Βασικές Περιπτώσεις	95
5.4.1 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων	95
5.4.1.1 Εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης	95
5.4.1.2 Απευθείας έγχυση νερού	99
5.4.2 Σύγκριση Τεχνικών	102
5.4.2.1 Σύγκριση εκπεμπόμενων ρύπων	102
5.4.2.2 Οπτικοποίηση αποτελεσμάτων προσομοίωσης.....	107
5.4.2.3 Ανάλυση των αποτελεσμάτων με χρήση χαρτών T-φ	113
5.5 Παραλλαγές – Βελτιώσεις.....	121
5.5.1 Εισαγωγή του Νερού Μαζί με τον Αέρα της Καύσης	121
5.5.2 Απευθείας Έγχυση Νερού	125
5.5.2.1 Χρονισμός έγχυσης νερού.....	125
5.5.2.2 Χρονισμός έγχυσης καυσίμου.....	126
5.5.2.3 Μεταβολή της θέσης των εγχυτήρων νερού	129
Κεφάλαιο 6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ.....	133
6.1 Συμπεράσματα.....	133
6.2 Προτάσεις για Μελλοντική Έρευνα.....	134
Παράρτημα I: Υπολογισμός Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας	137
Παράρτημα II: Αρχείο Εισόδου για την Κατασκευή του Πλέγματος.....	141
Παράρτημα III: Οπτικοποίηση Αποτελεσμάτων	145
Παράρτημα III.1: Βασικές Περιπτώσεις	145
Παράρτημα III.2: Εισαγωγή Νερού Μαζί με τον Αέρα – Παραλλαγές.....	183
Παράρτημα III.3: Απευθείας Έγχυση Νερού – Παραλλαγές.....	203
Παράρτημα IV: Χάρτες T-φ.....	223
Βιβλιογραφία.....	235

Κεφάλαιο 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Θερμικές Μηχανές και Ρύποι

Οι θερμικές μηχανές, από τη στιγμή που ξεκίνησε η ευρεία εφαρμογή τους στη βιομηχανική αλλά και στη γενικότερη ανθρώπινη δραστηριότητα, συνοδεύονται αδιάλειπτα από το πρόβλημα της ρύπανσης που προκαλούν στον πλανήτη, ιδίως της ατμοσφαιρικής, εξαιτίας των ρύπων που περιέχουν τα καυσαερίά τους.

Τις τελευταίες δεκαετίες γίνεται μία συστηματική προσπάθεια περιορισμού και ελέγχου των επιβλαβών για τον άνθρωπο και το περιβάλλον ουσιών που περιέχονται στα καυσαερία των θερμικών μηχανών, ιδιαίτερα των μηχανών εσωτερικής καύσης (αεριοστροβίλων και εμβολοφόρων κινητήρων), οι οποίες αποτελούν την πλειονότητα των θερμικών μηχανών που χρησιμοποιούνται σήμερα. Δύο παράγοντες ωθούν τις εξελίξεις σχετικά με τη μείωση των ρύπων: Στη μία πλευρά βρίσκεται η έρευνα και η ανάπτυξη που πραγματοποιείται με στόχο την αύξηση της απόδοσης της καύσης και τη μείωση των επιβλαβών επιπτώσεων στο περιβάλλον και στην ανθρώπινη υγεία. Στην άλλη πλευρά βρίσκονται οι ολοένα αυστηρότεροι κανονισμοί που θεσπίζονται από διεθνείς και εθνικούς οργανισμούς ελέγχου, σχετικά με τα ανώτατα επιτρεπτά όρια εκπομπών ρύπων, τους οποίους υποχρεούνται να υιοθετήσουν οι κατασκευαστές θερμικών μηχανών. Οι δύο αυτοί παράγοντες είναι αλληλένδετοι, και ο ένας παρακολουθεί τον άλλον στις εξελίξεις.

Τα τελευταία χρόνια έγινε αντιληπτή η μεγάλη επίπτωση που έχει η ναυτιλία στην παγκόσμια ρύπανση του πλανήτη. Σημαντικότερο μέρος της ρύπανσης που προκαλείται από τη ναυτιλιακή δραστηριότητα αποτελεί η ατμοσφαιρική ρύπανση εξαιτίας της λειτουργίας των θερμικών μηχανών πρόωσης και ηλεκτροπαραγωγής των πλοίων. Οι μηχανές αυτές είναι, ως επί το πλείστον, εμβολοφόροι κινητήρες Diesel. Επιπλέον, οι κινητήρες πρόωσης, οι οποίοι έχουν τη μεγαλύτερη συνεισφορά στους ατμοσφαιρικούς ρύπους που παράγονται από τα πλοία, είναι, στις περισσότερες περιπτώσεις φορτηγών πλοίων, μεγάλοι δίχρονοι κινητήρες Diesel. Κινητήρες τέτοιου μεγέθους συναντώνται σπανίως έως καθόλου σε χερσαίες εφαρμογές.

Για τους λόγους αυτούς, η έρευνα σχετικά με τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων από τις θερμικές μηχανές που χρησιμοποιούνται στη ναυτιλία, αλλά και οι αντίστοιχοι κανονισμοί που επιβάλλονται από τους αρμόδιους οργανισμούς, επικεντρώνονται κυρίως στους δίχρονους κινητήρες Diesel. Αυτό δεν σημαίνει πως οι μικρότεροι, τετράχρονοι κινητήρες Diesel, που χρησιμοποιούνται για πρόωση σε επιβατηγά ή μικρά φορτηγά πλοία, καθώς και για ηλεκτροπαραγωγή στα περισσότερα πλοία, δεν χαίρουν της απαιτούμενης προσοχής. Ωστόσο, σήμερα δίνεται μεγάλη έμφαση στη μείωση των ρύπων των δίχρονων κινητήρων Diesel, καθώς, αφενός έχουν πολύ μεγαλύτερη συμμετοχή από τους τετράχρονους στην παραγωγή των ρύπων της ναυτιλίας, και αφετέρου η καταπολέμηση των ρύπων που εκπέμπουν οι τετράχρονοι κινητήρες Diesel είναι σχετικά ευκολότερη, επειδή μπορεί να εφαρμοστεί, υπό κλίμακα, η αποκτηθείσα τεχνογνωσία από τους αντίστοιχους τετράχρονους κινητήρες Diesel της αυτοκινητοβιομηχανίας, στους οποίους η συστηματική προσπάθεια μείωσης των ρύπων είχε ξεκινήσει πολύ νωρίτερα. Αντίθετα, η έρευνα σχετικά με τους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel είναι, ως επί το πλείστον, πρωτόλεια, χωρίς να υπάρχει ιδιαίτερη εμπειρία από παρεμφερείς εφαρμογές, αφού, όπως προαναφέρθηκε, τέτοιοι κινητήρες σπανίως συναντώνται σε χερσαίες εφαρμογές.

Μέχρι σήμερα έχουν εφαρμοστεί με επιτυχία στους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel διάφορες τεχνικές παρέμβασης στη διαδικασία της καύσης, που περιλαμβάνουν εξελιγμένα συστήματα έγχυσης του καυσίμου, διατάξεις που οδηγούν σε καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα, βελτιστοποίηση των συνθηκών πίεσης και θερμοκρασίας κάτω

από τις οποίες πραγματοποιείται η καύση, κ.α. Οι τεχνικές αυτές έχουν κατορθώσει να μειώσουν τις εκπομπές ορισμένων ρύπων, όπως των οξειδίων του αζώτου και των σωματιδίων αιθάλης, κατά 15-20%, με αποτέλεσμα να ικανοποιούνται τα όρια που ισχύουν σήμερα (ή που θα εφαρμοστούν πολύ σύντομα) για τις εκπομπές των συγκεκριμένων ρύπων.

Ωστόσο, οι κανονισμοί που πρόκειται να εφαρμοστούν στο άμεσο μέλλον (δηλαδή σε έναν χρονικό ορίζοντα πέντε έως δέκα ετών) απαιτούν σημαντικότερη περαιτέρω μείωση των εκπομπών συγκεκριμένων ρύπων. Για παράδειγμα, οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου θα πρέπει να μειωθούν κατά περίπου 80%, εντός των περιοχών ελέγχου των ρύπων, μέχρι το 2016 (βλ. §2.4.2).

Οι τεχνικές βελτίωσης της καύσης που αναφέρθηκαν ανωτέρω δεν είναι δυνατόν –με βάση τα σημερινά επιστημονικά και τεχνολογικά δεδομένα– να οδηγήσουν σε τόσο μεγάλες μειώσεις των εκπομπών ρύπων, στο χρονικό διάστημα που μεσολαβεί μέχρι την εφαρμογή των νέων αυστηρών κανονισμών. Ως εκ τούτου, αναζητούνται άλλες, δραστικές λύσεις για την καταπολέμηση των ρύπων που παράγονται από τους ναυτικούς κινητήρες Diesel.

Δύο ομάδες μεθόδων μελετώνται προς αυτή την κατεύθυνση: μέθοδοι επεξεργασίας των καυσαερίων, που ως στόχο έχουν την εξουδετέρωση των ρύπων που έχουν ήδη παραχθεί, και μέθοδοι δραστικής καταπολέμησης της δημιουργίας ρύπων στην πηγή τους, δηλαδή κατά τη διάρκεια της καύσης. Οι μέθοδοι επεξεργασίας των καυσαερίων έχουν ορισμένα μειονεκτήματα (βλ. §3.2), εξαιτίας των οποίων είναι δύσκολη η πρακτική εφαρμογή τους στους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Για τον λόγο αυτόν, δίνεται μεγάλη έμφαση στην έρευνα των μεθόδων καταπολέμησης των ρύπων στην πηγή τους.

1.2 Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας

Μία από τις μεθόδους καταπολέμησης των ρύπων στην πηγή τους είναι η εισαγωγή νερού στον κινητήρα. Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με τη μελέτη της επίδρασης της εισαγωγής νερού στη διεργασία της καύσης και στις εκπομπές ρύπων. Εδώ, μελετώνται δύο τεχνικές: η προσθήκη νερού στον αέρα εισαγωγής, και η απευθείας έγχυση νερού στον θάλαμο καύσης.

Υπάρχουν δύο τρόποι μελέτης των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά την καύση στον κινητήρα: ο πειραματικός και ο υπολογιστικός. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την πειραματική μελέτη θεωρούνται εν γένει περισσότερο ακριβή. Ωστόσο, μία πειραματική μελέτη έχει συνήθως πολύ υψηλό κόστος, και απαιτεί τη χρήση εξειδικευμένων μετρητικών διατάξεων. Αντίθετα, μία υπολογιστική μελέτη έχει συνήθως λιγότερες απαιτήσεις εξοπλισμού, και χαρακτηρίζεται από χαμηλότερο κόστος. Η παρούσα εργασία βασίζεται σε υπολογιστική μελέτη, με χρήση εργαλείων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Η ακρίβεια των αριθμητικών αποτελεσμάτων ελέγχεται με σύγκριση με πειραματικά δεδομένα, που μας παρασχέθηκαν από κατασκευάστρια εταιρεία ναυτικών κινητήρων Diesel. Η μελέτη της θερμορρευτομηχανικής ενός δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel έγινε με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA, ο οποίος παρέχει τη δυνατότητα προσομοίωσης της ροής και της καύσης εντός του θαλάμου καύσης του κινητήρα, δημιουργώντας αποτελέσματα για τις συνθήκες που επικρατούν ανά πάσα στιγμή, σε κάθε σημείο εντός του κυλίνδρου (πίεση, θερμοκρασία, χημική σύσταση, ταχύτητα του αέριου μίγματος κλπ.).

1.3 Δομή της Έκθεσης της Διπλωματικής Εργασίας

Η παρούσα έκθεση χωρίζεται σε δύο μέρη: Στα Κεφάλαια 2 – 4 γίνεται μία εισαγωγική αναφορά στις έννοιες που θα μας απασχολήσουν, και παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα της μέχρι τώρα ερευνητικής δραστηριότητας γύρω από την εισαγωγή νερού σε κινητήρες Diesel. Στο Κεφάλαιο 5 παρουσιάζονται η πορεία και τα αποτελέσματα της παρούσας έρευνας, ενώ τα κύρια συμπεράσματα που προέκυψαν συνοψίζονται στο Κεφάλαιο 6. Αναλυτικότερα, τα περιεχόμενα της έκθεσης έχουν ως εξής:

Στο 2ο Κεφάλαιο παρατίθενται γενικά στοιχεία για τη λειτουργία του κινητήρα Diesel, την καύση σε αυτόν και την παραγωγή ρύπων. Επίσης, αναφέρονται οι κανονισμοί που είναι ήδη ή θα τεθούν σύντομα σε ισχύ, αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων από αργόστροφους δίχροτους ναυτικούς κινητήρες Diesel.

Στο 3ο Κεφάλαιο παρουσιάζεται μία βιβλιογραφική επισκόπηση αναφορικά με τις τεχνικές εισαγωγής νερού που έχουν εφαρμοστεί μέχρι σήμερα σε κινητήρες Diesel, και γίνεται αναφορά σε αποτελέσματα της σχετικής έρευνας.

Στο 4ο Κεφάλαιο γίνεται μία σύντομη αναφορά στην υπολογιστική ρευστοδυναμική, και περιγράφεται συνοπτικά η εφαρμογή της στην έρευνα για τη βελτίωση της λειτουργίας των εμβολοφόρων κινητήρων.

Στο 5ο Κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της παρούσας έρευνας. Τα αποτελέσματα παρήχθησαν με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA, για τις δύο τεχνικές εισαγωγής νερού που μελετήθηκαν (προσθήκη νερού στην εισαγωγή και απευθείας έγχυση εντός του θαλάμου καύσης). Σε πρώτο στάδιο μελετάται η επίδραση της ποσότητας του εισαγόμενου νερού στην ποιότητα της καύσης και στην παραγωγή των κύριων ρύπων (οξείδια του αζώτου και σωματίδια αιθάλης), ενώ σε δεύτερο στάδιο γίνεται προσπάθεια συνολικής βελτίωσης της λειτουργίας του κινητήρα, με ρύθμιση των παραμέτρων έγχυσης καυσίμου και νερού.

Στο 6ο Κεφάλαιο συνοψίζονται τα συμπεράσματα στα οποία κατέληξε η παρούσα έρευνα, και γίνονται προτάσεις για τη μελλοντική της συνέχιση.

Η έκθεση συμπληρώνεται από τέσσερα Παραρτήματα, με υλικό επεξηγηματικό και συμπληρωματικό των αποτελεσμάτων που παρουσιάζονται στο 5ο Κεφάλαιο.

Κεφάλαιο 2. ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ DIESEL

2.1 Γενικές Αρχές – Λειτουργία

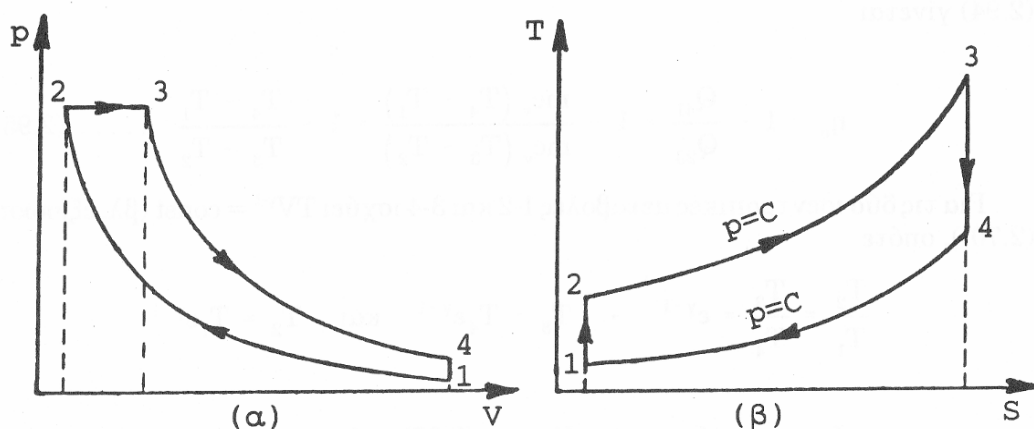
Ο κινητήρας Diesel εφευρέθηκε το 1892 από τον Rudolf Diesel. Η ορθότερη, τεχνικά, ονομασία του είναι: «κινητήρας καύσης (ή έναυσης) με συμπίεση», αφού το ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του –και αυτό που τον διαφοροποιεί από τον κινητήρα τύπου Otto– είναι το γεγονός ότι στον κινητήρα Diesel συμβαίνει αυτανάφλεξη του καυσίμου· δεν υπάρχει, δηλαδή, κάποια εξωτερική πηγή θερμότητας (π.χ. σπινθήρας) που προκαλεί την ανάφλεξη του καυσίμου. Η αυτανάφλεξη επιτυγχάνεται με την εισαγωγή του καυσίμου στον κύλινδρο σε χρονική στιγμή τέτοια, κατά την οποία εντός του κυλίνδρου επικρατούν κατάλληλες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας [68]. Ως εκ τούτου, το καύσιμο εισάγεται ξεχωριστά από τον αέρα στον κινητήρα Diesel, και το μίγμα που καίγεται είναι ετερογενές.

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται στους κινητήρες Diesel είναι, εν γένει, βαρύτερα της βενζίνης, ενώ, σε μεγάλους, βραδύστροφους κινητήρες υπάρχει η δυνατότητα καύσης πολύ βαρέος καυσίμου (κατάλοιπο διύλισης, μαζούτ κτλ.).

Η ρύθμιση της ισχύος στον κινητήρα Diesel γίνεται μεταβάλλοντας τη στοιχειομετρία του καυσίμου μίγματος, με αυξομείωση της ποσότητας του εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας. Η δυναμική ρύθμιση της εγχεόμενης ποσότητας του καυσίμου πραγματοποιείται χάρη στην ειδική διαμόρφωση του συστήματος έγχυσης. Υπάρχουν δύο τύποι συστημάτων έγχυσης καυσίμου: Το σύστημα μηχανικής έγχυσης και το σύστημα κοινού διανομέα καυσίμου (Common Rail System – CRS). Τα δύο αυτά συστήματα περιγράφονται αναλυτικότερα στην §3.3.1.6.

Η λειτουργία του κινητήρα Diesel βασίζεται στον ιδανικό πρότυπο κύκλο αέρα Diesel. Ο κύκλος αυτός παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 2.1 και αποτελείται από τις εξής διεργασίες:

- 1-2: Ισεντροπική συμπίεση του αέρα, κατά τον βαθμό συμπίεσης $\varepsilon = V_1/V_2$
- 2-3: Πρόσδοση θερμότητας Q_{23} υπό σταθερή πίεση, κατά τον λόγο των όγκων V_3/V_2
- 3-4: Ισεντροπική εκτόνωση του αέρα, μέχρι τον αρχικό όγκο V_1
- 4-1: Αποβολή θερμότητας Q_{23} υπό σταθερό όγκο, για τη συμπλήρωση του κύκλου.



Διάγραμμα 2.1
Ιδανικός πρότυπος κύκλος αέρα Diesel [68].

2.2 Δίχρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel

Υπάρχουν διαφόρων μεγεθών δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel, που αποδίδουν ένα ευρύ φάσμα ισχύων, από 400kW ανά κύλινδρο έως πάνω από 6000kW ανά κύλινδρο. Οι περισσότεροι από αυτούς είναι αργόστροφοι, με ταχύτητα περιστροφής από 57rpm έως 129rpm. Η διάμετρος του εμβόλου κυμαίνεται από 260mm έως 980mm και η διαδρομή του από 980mm έως 3450mm. Η συντριπτική πλειονότητα των δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel έχει κυλίνδρους διατεταγμένους εν σειρά, ο αριθμός των οποίων κυμαίνεται μεταξύ πέντε και δεκατεσσάρων [31].

Όλοι οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel είναι υπερπληρωμένοι. Στους περισσότερους, η εισαγωγή του αέρα γίνεται από θυρίδες που είναι τοποθετημένες περιφερειακά, στο κάτω μέρος του κυλίνδρου, ενώ η έξοδος των καυσαερίων πραγματοποιείται μέσω μίας, κεντρικής βαλβίδας, η οποία είναι τοποθετημένη στην κεφαλή του κυλίνδρου. Επίσης, στην κεφαλή του κυλίνδρου βρίσκονται οι εγχυτήρες του καυσίμου, συμμετρικά τοποθετημένοι, ως προς τον κατακόρυφο άξονα συμμετρίας του κυλίνδρου. Ο αριθμός των εγχυτήρων καυσίμου ποικίλει, και εξαρτάται από το μέγεθος του κινητήρα και την κατασκευάστρια εταιρία.

► Κύκλος λειτουργίας

Ο κύκλος λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα Diesel ολοκληρώνεται σε μία πλήρη παλινδρόμηση του εμβόλου εντός του κυλίνδρου, δηλαδή σε μία πλήρη περιστροφή του στροφάλου. Οι δύο χρόνοι του κύκλου περιγράφονται στη συνέχεια [68]:

1ος χρόνος (καύση – εκτόνωση – έναρξη εξαγωγής καυσαερίων και εισαγωγής αέρα)

Όταν το έμβολο βρίσκεται στην περιοχή του Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ), ξεκινάει ο ψεκασμός του καυσίμου. Η έναρξη του ψεκασμού πραγματοποιείται όταν οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου είναι τέτοιες, ώστε να είναι δυνατή η αυτανάφλεξη του καυσίμου. Η στιγμή έναρξης της έγχυσης του καυσίμου διαφέρει σε κάθε κινητήρα: η έναρξη της έγχυσης μπορεί να πραγματοποιείται περίπου από τις -25° μέχρι τις 5° ως προς το ΑΝΣ. Η καύση του εγχυόμενου καυσίμου συνεχίζεται μέχρι περίπου τις 0° - 20° μετά το ΑΝΣ ή και ακόμη πιο μετά.

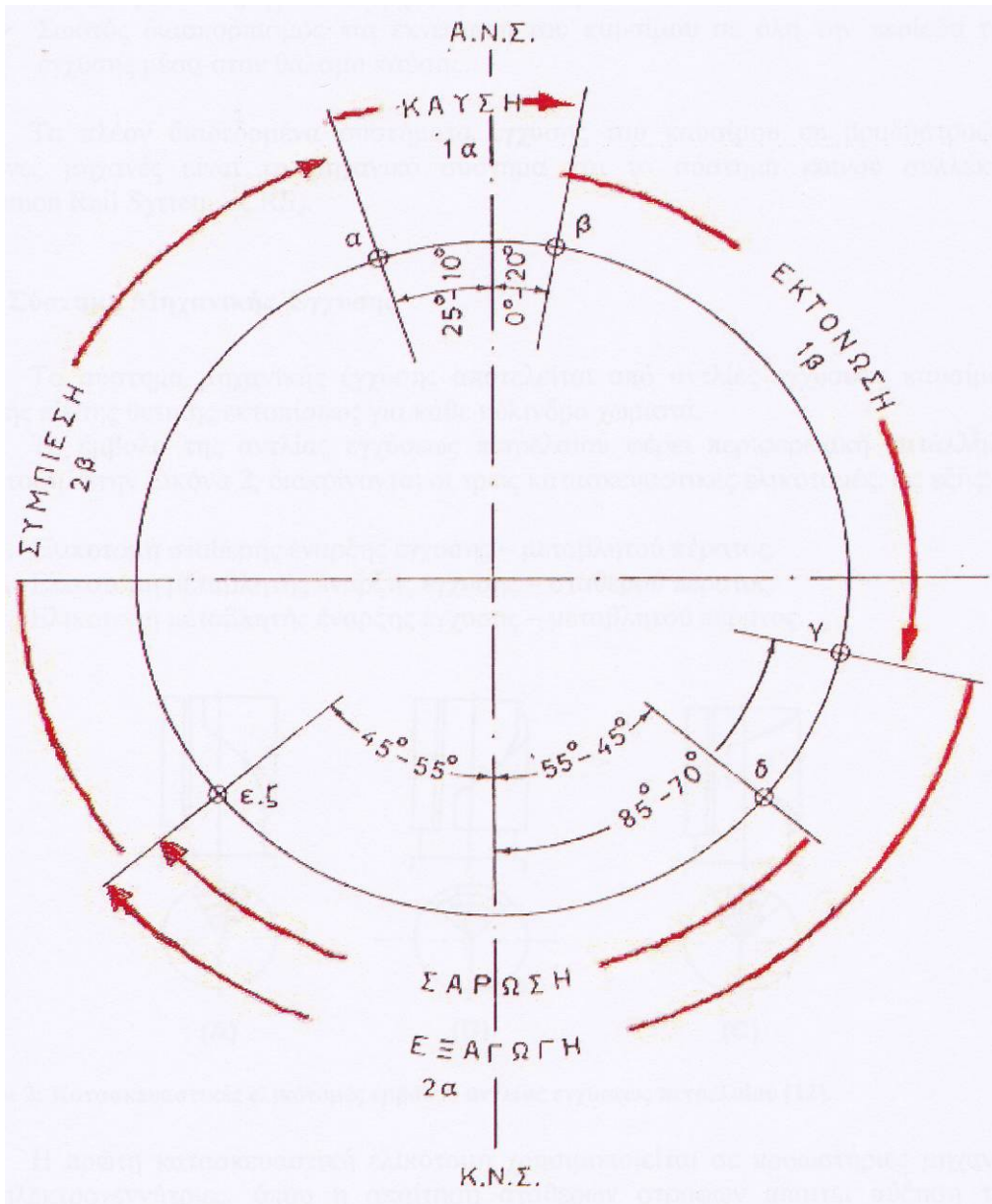
Η εκτόνωση των αερίων που παράγονται από την καύση –κατά την οποία αποδίδεται το ωφέλιμο έργο– συνεχίζεται μέχρι να ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων. Αυτό συμβαίνει περίπου στις 85° - 60° πριν από το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ), αναλόγως με τον κινητήρα. Καθώς το έμβολο συνεχίζει να κατεβαίνει προς το ΚΝΣ, περίπου 55° - 45° πριν από αυτό, αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής του αέρα. Η πίεση στον κύλινδρο πλέον είναι μικρότερη από την πίεση του αέρα υπερπλήρωσης, οπότε πραγματοποιείται η απόπλυση του κυλίνδρου. Δηλαδή, ο αέρας πλήρωσης εισέρχεται στον κύλινδρο μέσω των θυρίδων εισαγωγής, εκτοπίζει τα καυσαέρια που έχουν εναπομείνει εντός του κυλίνδρου και τα ωθεί προς τον οχετό εξαγωγής, μέσω της βαλβίδας εξαγωγής, η οποία παραμένει ακόμη ανοιχτή.

2ος χρόνος (πέρας εξαγωγής καυσαερίων και εισαγωγής αέρα – συμπίεση)

Όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, αρχίζει να ανεβαίνει προς το ΑΝΣ, ωθούμενο από τον στροφαλοφόρο άξονα (πρόσληψη έργου από το έμβολο). Ομοίως προς την κάθοδο, έτσι και στην άνοδο, περίπου στις 45° - 55° μετά το ΚΝΣ, το έμβολο καλύπτει πλήρως τις θυρίδες εισαγωγής, οπότε η εισαγωγή αέρα στον κύλινδρο σταματάει. Περίπου την ίδια στιγμή κλείνει συνήθως και η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων. Σε άλλες περιπτώσεις, η βαλβίδα εξαγωγής μπορεί να παραμείνει ανοιχτή μέχρι και περίπου 80° - 90° μετά το ΚΝΣ, ώστε να γίνει καλύτερη απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια του προηγούμενου κύκλου. Όταν καλυφθούν οι θυρίδες εισαγωγής και κλείσει η βαλβίδα εξαγωγής, αρχίζει η φάση της

συμπίεσης του αέρα που βρίσκεται εντός του κυλίνδρου, η οποία διαρκεί μέχρι τη στιγμή έναρξης της έγχυσης του καυσίμου.

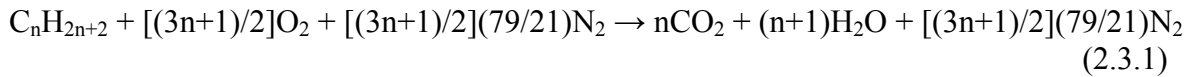
Στην Εικόνα 2.1 παριστάνεται γραφικά ο κύκλος λειτουργίας ενός βραδύστροφου δίχρονου υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel. Διακρίνονται οι τέσσερις φάσεις του κύκλου: η καύση, η εκτόνωση, η ανταλλαγή των αερίων και η συμπίεση, καθώς επίσης και οι γωνίες στροφάλου κατά τις οποίες γίνεται η μετάβαση από τη μία φάση στην άλλη.



Εικόνα 2.1
Κύκλος και φάσεις λειτουργίας
βραδύστροφου δίχρονου υπερπληρωμένου κινητήρα [71].

2.3 Καύση στον Κινητήρα Diesel

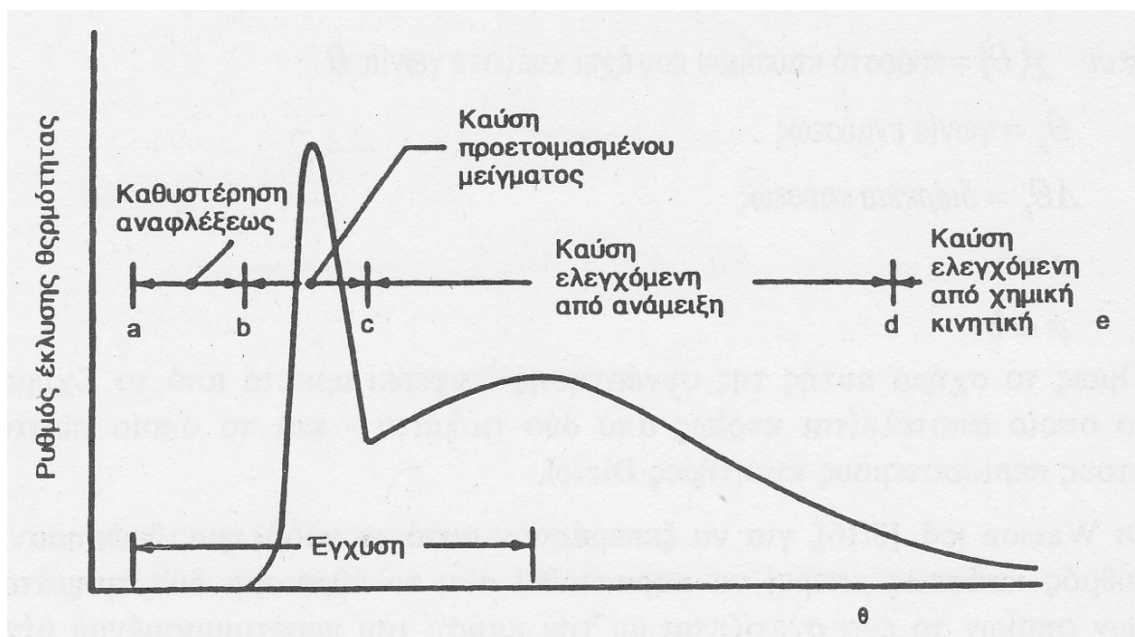
Κατά την καύση, στον κινητήρα Diesel, αντιδρά το καύσιμο με το οξυγόνο του αέρα, και παράγονται τα καυσαέρια. Η τέλεια καύση θα οδηγούσε στην πλήρη ένωση των συστατικών από τα οποία απαρτίζεται το καύσιμο, με το οξυγόνο, προς δημιουργία διοξειδίου του άνθρακα και νερού. Αν θεωρήσουμε ως καύσιμο έναν τυχαίο υδρογονάνθρακα τύπου C_nH_{2n+2} , η τέλεια καύση του προκύπτει από τη χημική αντίδραση:



Ωστόσο, η καύση εντός του κυλίνδρου δεν είναι τέλεια, με αποτέλεσμα να σχηματίζονται και άλλες, ρυπογόνες χημικές ενώσεις, όπως μονοξείδιο του άνθρακα (CO), οξείδια του αζώτου (NO_x), σωματίδια αιθάλης, άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) κ.α. [14]. Η παραγωγή των ρύπων που εκπέμπονται από έναν κινητήρα Diesel θα αναλυθεί εκτενέστερα στην §2.4.

Επειδή στους κινητήρες Diesel το καύσιμο εγχέεται ξεχωριστά από τον αέρα, ο διαθέσιμος χρόνος για τον σχηματισμό του καυσίμου μίγματος, δηλαδή για την ανάμιξη του εγχόμενου καυσίμου με τον αέρα που βρίσκεται εντός του κυλίνδρου, είναι πολύ μικρός. Για τον λόγο αυτό, είναι απαραίτητη μία περίσσεια αέρα, ώστε η καύση να έχει καλή απόδοση. Δηλαδή, η ποσότητα αέρα που βρίσκεται εντός του κυλίνδρου είναι μεγαλύτερη από την ποσότητα που απαιτείται για τη στοιχειομετρική καύση της συγκεκριμένης μάζας του εγχόμενου καυσίμου, σύμφωνα με τη χημική αντίδραση της Εξ. (2.3.1). Η περίσσεια αέρα οδηγεί και σε σχετικά μειωμένες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου.

Η διαδικασία της καύσης εντός του κυλίνδρου ενός κινητήρα Diesel μπορεί να χωριστεί σε τέσσερα στάδια, αναλόγως με τη μορφή της καμπύλης του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Διάγραμμα 2.2)



Διάγραμμα 2.2

Διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας, στο οποίο απεικονίζονται τα στάδια της καύσης [64].

Τα στάδια που απεικονίζονται στο ανωτέρω διάγραμμα είναι τα εξής [64]:

ab: **Καθυστέρηση ανάφλεξης (έναυσης).** Η περίοδος μεταξύ της στιγμής έναρξης της έγχυσης του καυσίμου και της αρχής της καύσης. Το χρονικό αυτό διάστημα προκαλείται, αφενός λόγω φυσικής καθυστέρησης (ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα) και αφετέρου λόγω χημικής καθυστέρησης (κινητική των αντιδράσεων).

bc: **Προαναμεμιγμένη καύση.** Στη φάση αυτή έχουμε την απότομη καύση του μίγματος αέρα-καυσίμου, το οποίο έχει προετοιμαστεί (προαναμιχθεί) κατά την περίοδο ab.

cd: **Καύση μέσω διάχυσης (ή ελεγχόμενη καύση).** Στη φάση αυτή ο ρυθμός της καύσης εξαρτάται από την ταχύτητα δημιουργίας νέου μίγματος του εγχεόμενου καυσίμου με τον αέρα του θαλάμου καύσης. Η θερμοκρασία εντός του θαλάμου καύσης έχει αυξηθεί σε τέτοιο σημείο (εξαιτίας της προαναμεμιγμένης καύσης της περιόδου bc), που το νέο καύσιμο που εισέρχεται στον θάλαμο καύσης καίγεται σχεδόν αμέσως, χωρίς να εμφανίζεται ιδιαίτερη καθυστέρηση ανάφλεξης.

de: **Τελευταίο τμήμα της καύσης (επίκαυση).** Περίοδος καθυστερημένης καύσης, προς το πέρας της φάσης εκτόνωσης.

Εάν η καθυστέρηση ανάφλεξης είναι μεγάλη, τότε η προαναμεμιγμένη καύση θα είναι ιδιαίτερα έντονη, καθώς μεγάλη ποσότητα καυσίμου θα έχει συσσωρευτεί εντός του κυλίνδρου. Κάτι τέτοιο οδηγεί σε απότομη αύξηση της πίεσης, γεγονός που προκαλεί αύξηση του θορύβου λειτουργίας του κινητήρα, καθώς επίσης και σημαντική καταπόνηση των μηχανικών μερών του. Για τον λόγο αυτόν, το καύσιμο πρέπει να εγχέεται στον κινητήρα όταν οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας είναι τέτοιες ώστε η καθυστέρηση ανάφλεξης να είναι μικρή, και να μην προλαβαίνει να συσσωρευτεί μεγάλη ποσότητα του καυσίμου μέσα στον κύλινδρο, πριν αυτό αυταναφλεγεί.

Το τελευταίο στάδιο της καύσης (επίκαυση) είναι ανεπιθύμητο, καθώς έχει ως συνέπεια την υπερβολική θερμική καταπόνηση της κεφαλής του εμβόλου και της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων, αφού, εάν η καύση συνεχίζεται για μεγάλο χρονικό διάστημα, τα καυσαέρια θα έχουν μεγαλύτερη θερμοκρασία, καθώς θα διέρχονται από τη βαλβίδα κατά την εξαγωγή τους από τον κύλινδρο. Γι' αυτόν τον λόγο, η ποσότητα του καυσίμου, καθώς επίσης και οι συνθήκες κατά τις οποίες πραγματοποιείται η καύση, πρέπει να ρυθμίζονται έτσι, ώστε η καύση να ολοκληρώνεται μέχρι κάποια συγκεκριμένη γωνία στροφάλου.

2.4 Ρύποι Κινητήρα Diesel

2.4.1 Σχηματισμός Ρύπων

2.4.1.1 Γενικά

Εξαιτίας των υψηλών θερμοκρασιών που επικρατούν εντός του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της καύσης, τα καυσαέρια διασπώνται και, τελικά, αποτελούνται και από διάφορα άλλα συστατικά, εκτός από CO_2 , H_2O και N_2 . Τα συστατικά αυτά μπορεί να είναι είτε χημικές ενώσεις, είτε ελεύθερες ρίζες, όπως: H_2 , O , OH , H , CO , HC κ.α. [69]. Επίσης, εξαιτίας των υψηλών θερμοκρασιών, τα μόρια του αζώτου (N_2) που περιέχει ο ατμοσφαιρικός αέρας (το οποίο είναι αδρανές σε χαμηλές θερμοκρασίες), διασπώνται, με αποτέλεσμα την παραγωγή ελευθέρων ριζών, ή οξειδίων: N , NO , NO_2 . Ακόμη, το καύσιμο που χρησιμοποιείται στους ναυτικούς κινητήρες Diesel έχει υψηλή περιεκτικότητα σε θείο (S), με αποτέλεσμα, να σχηματίζονται κατά την καύση οξείδια του θείου (SO_x).

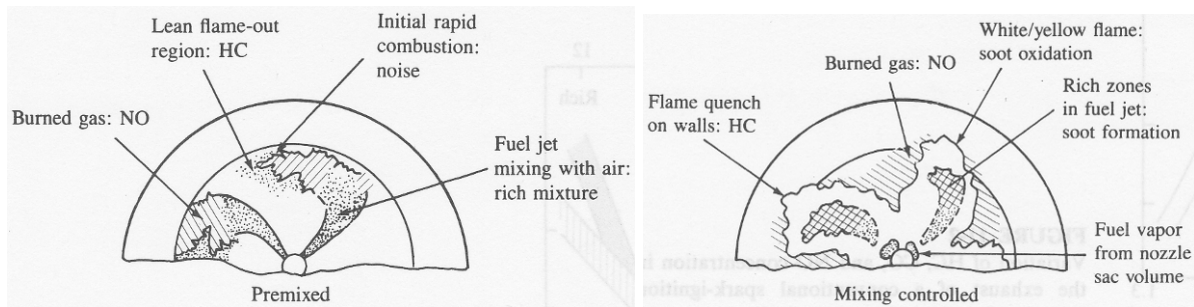
Όλες αυτές οι χημικές ουσίες, εκτός του ότι προκαλούν μείωση της απόδοσης του κινητήρα (η παραγωγή τους καταναλώνει ενέργεια, που θα μπορούσε να αποδίδεται ως ωφέλιμο έργο), έχουν πολύ σοβαρές επιπτώσεις στο περιβάλλον και στην ανθρώπινη υγεία.

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) είναι ένα αέριο το οποίο συντελεί στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, ωστόσο η παραγωγή του είναι αναπόφευκτη, καθώς αποτελεί προϊόν της «τέλειας» καύσης. Επιπλέον, εξαιτίας της υψηλής απόδοσης των μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων, οι εκπομπές CO_2 ανά μονάδα ωφέλιμου έργου είναι σχετικά μικρότερες, σε σύγκριση με άλλους, μικρότερης ισχύος, κινητήρες Diesel.

Εξαιτίας της χαμηλής ταχύτητας λειτουργίας ενός δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, αλλά και της περίσσειας αέρα εντός του κυλίνδρου, η καύση προλαβαίνει να ολοκληρωθεί στη χρονική διάρκεια του κύκλου. Ως εκ τούτου υπάρχει ο χρόνος και το απαιτούμενο οξυγόνο, ώστε το παραγόμενο μονοξείδιο του άνθρακα (CO) να οξειδωθεί περαιτέρω σε CO_2 . Επομένως, οι εκπομπές CO ενός μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel είναι μικρές.

Οι εκπομπές οξειδίων του θείου (SO_x) εξαρτώνται άμεσα (και, πρακτικά, αποκλειστικά) από την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο. Επομένως, η μείωση των συγκεκριμένων ρύπων μπορεί να πραγματοποιηθεί μόνο με τη χρήση καυσίμων με χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο. Δεν υπάρχουν, συνεπώς, μεγάλα περιθώρια μείωσης των SO_x με ρύθμιση της καύσης στον κινητήρα.

Η παραγωγή οξειδίων του αζώτου (NO_x), άκαυστων υδρογονανθράκων (HC) και σωματιδίων αιθάλης (Soot – βλ. §2.4.1.3) εξαρτώνται αποκλειστικά από τις συνθήκες πραγματοποίησης της καύσης. Δηλαδή, από τις τοπικές συνθήκες πίεσης, θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου–αέρα που επικρατούν σε κάθε σημείο του κυλίνδρου. Στην Εικόνα 2.2 παρουσιάζεται σχηματικά η παραγωγή NO_x , HC και σωματιδίων αιθάλης, καθώς επίσης και η οξείδωση της αιθάλης, σε κάθε ένα από τα δύο κύρια στάδια της καύσης, δηλαδή κατά την προαναμεμιγμένη καύση και κατά την καύση διάχυσης (βλ. §2.3).



α) φάση προαναμιγμένης καύσης

β) φάση καύσης διάχυσης

Εικόνα 2.2

Σχηματική απεικόνιση παραγωγής και οξειδωσης ρύπων κατά τη διάρκεια της καύσης [14].

Από τους ρύπους που αναφέρθηκαν ανωτέρω, οι σημαντικότεροι σε έναν δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel (δηλαδή αυτοί που εμφανίζονται σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις στα καυσαέρια) είναι τα SO_x , τα NO_x και τα σωματίδια αιθάλης.

Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) δημιουργούνται εξαιτίας δύο παραγόντων: Αφενός από σβέση της φλόγας, που συμβαίνει είτε σε περιοχές φτωχές σε καύσιμο, είτε σε περιοχές όπου η φλόγα προσκρούει στα τοιχώματα του κυλίνδρου (βλ. Εικόνα 2.2). Αφετέρου από το καύσιμο που εγγέεται στον κύλινδρο προς το τέλος της καύσης, οπότε οι συνθήκες εντός του κυλίνδρου δεν είναι κατάλληλες για την ανάμιξη του με τον αέρα και για την πραγματοποίηση της καύσης. Ωστόσο, στην πορεία της καύσης, οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες οξειδώνονται σε CO_2 και H_2O , λόγω της χαμηλής ταχύτητας λειτουργίας του δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, που δίνει μεγάλη χρονική άνεση στην πραγματοποίηση των διεργασιών, και χάρη στην περίσσεια αέρα, που τροφοδοτεί τον θάλαμο καύσης με επαρκές οξυγόνο. Ως εκ τούτου, η τελική συγκέντρωση των HC στα καυσαέρια ενός δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel είναι μικρή.

Από τους τρεις ρύπους που εμφανίζονται σε μεγάλες συγκεντρώσεις στα καυσαέρια ενός δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, τα SO_x μπορούν να μειωθούν μόνο με χρήση καυσίμου χαμηλότερης περιεκτικότητας σε θείο, όπως αναφέρθηκε ανωτέρω. Η περιεκτικότητα των καυσαερίων στους άλλους δύο σημαντικούς ρυπαντές (NO_x και σωματίδια αιθάλης) εξαρτάται από τις συνθήκες πραγματοποίησης της καύσης. Ως εκ τούτου, η ερευνητική προσπάθεια επικεντρώνεται στη βελτίωση των συνθηκών κάτω από τις οποίες πραγματοποιείται η καύση, με στόχο τη μείωση των δύο ανωτέρω ρύπων.

Στη συνέχεια περιγράφεται συνοπτικά ο σχηματισμός των NO_x και των σωματιδίων αιθάλης, με στόχο την κατανόηση της διαδικασίας σχηματισμού τους, και την αναζήτηση λύσεων για τη δραστηκή μείωση της δημιουργίας των εν λόγω ρυπαντών.

2.4.1.2 Σχηματισμός NO_x

Τα οξειδία του αζώτου (NO_x) σε έναν δίχρονο κινητήρα Diesel αποτελούνται από μονοξείδιο του αζώτου (NO) κατά περίπου 90% και από διοξείδιο του αζώτου (NO₂) κατά περίπου 10%.

► Σχηματισμός NO

Το NO σχηματίζεται με δύο τρόπους [14]:

- Σχηματισμός *θερμικού* NO, από την οξείδωση του ατμοσφαιρικού μοριακού αζώτου, σε υψηλές θερμοκρασίες, στην περιοχή των καυσαερίων.
- Σχηματισμός *άμεσου* NO, στην περιοχή της φλόγας.

Το *θερμικό* NO είναι η κύρια πηγή NO_x και σχηματίζεται σε περιοχές καυσαερίων, όπου επικρατεί ιδιαίτερα υψηλή θερμοκρασία. Ο σχηματισμός του οφείλεται στην ένωση του οξυγόνου με το άζωτο, που μπορεί να πραγματοποιηθεί μόνο σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες. Τα δύο αυτά στοιχεία είναι διαθέσιμα σε αφθονία στα καυσαέρια, εξαιτίας της περίσσειας αέρα που επικρατεί εντός του κυλίνδρου, σε έναν κινητήρα Diesel. Ο ρυθμός σχηματισμού του θερμικού NO αυξάνεται εκθετικά με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Ο σχηματισμός του θερμικού NO περιγράφεται από τρεις αμφίδρομες χημικές αντιδράσεις, οι οποίες αποτελούν τον διευρυσμένο μηχανισμό Zeldovich [14].

Το *άμεσο* NO σχηματίζεται στην περιοχή της φλόγας, από την αντίδραση ενδιάμεσων χημικών ενώσεων υδρογονανθράκων με ατομικό οξυγόνο και ελεύθερες ρίζες: Ρίζες υδρογονανθράκων αντιδρούν με το μοριακό άζωτο, υπό την επίδραση της πολύ υψηλής θερμοκρασίας της περιοχής, προς δημιουργία ενδιάμεσων χημικών ενώσεων υδρογονανθράκων που περιέχουν άτομα αζώτου. Αυτές οι χημικές ενώσεις αντιδρούν στη συνέχεια με το οξυγόνο και παράγουν το άμεσο NO. Το άμεσο NO αποτελεί περίπου το 5-10% των συνολικών εκπομπών NO_x.

Καθώς η καύση εξελίσσεται και οι θερμοκρασίες μειώνονται, σταματάει η παραγωγή NO (με οποιονδήποτε από τους δύο παραπάνω τρόπους) και η συγκέντρωση μονοξειδίου του αζώτου σταθεροποιείται στην τελική της τιμή.

► Σχηματισμός NO₂

Το NO₂ είναι ένα ισχυρό οξείδιο, πέντε φορές πιο τοξικό από το NO, επιβλαβές για τον άνθρωπο, που προκαλεί προβλήματα στο αναπνευστικό και στο κυκλοφορικό σύστημα [10]. Επίσης, με την παρουσία υπεριώδους ακτινοβολίας, οδηγεί, μέσω φωτόλυσης, στον σχηματισμό όζοντος (O₃). Το όζον είναι επίσης επιβλαβές για τον ανθρώπινο οργανισμό, ενώ, επιπλέον, συμβάλλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου όταν βρίσκεται στα κατώτερα στρώματα της ατμόσφαιρας [62].

Το NO₂ δημιουργείται κατά τη διάρκεια της καύσης, από την αντίδραση του NO με τη ρίζα HO₂, σύμφωνα με την αντίδραση: [40]

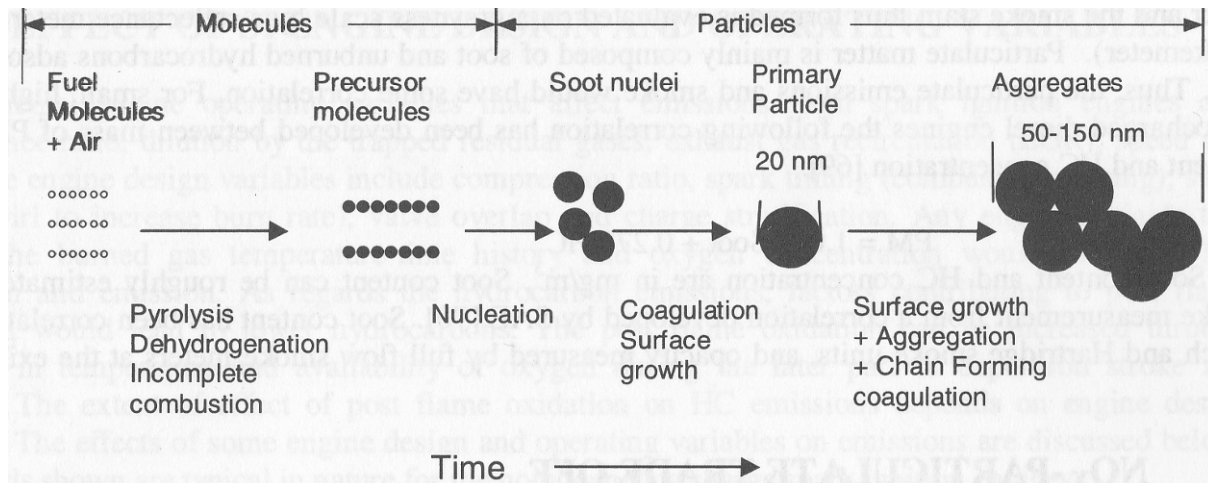


Ωστόσο, στην περιοχή των καυσαερίων, το NO₂ αντιδρά με το ατομικό οξυγόνο και μετατρέπεται και πάλι σε NO (και O₂). Έτσι, η τελική συγκέντρωση NO₂ στα καυσαέρια του κινητήρα Diesel είναι μικρή, συγκριτικά με τη συγκέντρωση του NO.

2.4.1.3 Σχηματισμός σωματιδίων αιθάλης

Τα σωματίδια της αιθάλης είναι στερεές συσσωματώσεις πλούσιες σε άνθρακα, που σχηματίζονται, υπό ειδικές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας, σε μίγματα καυσίμου-αέρα πλούσια σε καύσιμο (όπως για παράδειγμα στον πυρήνα της δέσμης του εγχεόμενου καυσίμου). Ο σχηματισμός σωματιδίων αιθάλης πραγματοποιείται, τόσο κατά τη φάση της προαναμεμιγμένης καύσης, όσο και κατά τη φάση της καύσης διάχυσης, ενώ σημαντικό ρόλο στην παραγωγή τους διαδραματίζει ο τύπος του καυσίμου.

Τα σωματίδια αιθάλης προκαλούν σοβαρά αναπνευστικά προβλήματα και θεωρείται πιθανό να ευθύνονται για καρκινογενέσεις. Σωματίδια με διάμετρο μικρότερη των 2.5μm μπορούν να διέλθουν από τις αναπνευστικές οδούς του ανθρώπινου οργανισμού και καταλήγουν κατευθείαν στους πνεύμονες [30]. Ως εκ τούτου, η διάμετρος των σωματιδίων που παράγονται (βλ. Εικόνα 2.3) είναι πολύ σημαντική. Δυστυχώς, περίπου το 90% της συνολικής μάζας των σωματιδίων αιθάλης που εκπέμπονται από τον κινητήρα έχουν διάμετρο τέτοια που μπορούν να εισέλθουν στον οργανισμό, μέσω των αναπνευστικών οδών. Το μόνο θετικό στοιχείο είναι ότι τα σωματίδια αιθάλης είναι ορατά (σε αντίθεση με τα NO_x): όταν τα καυσαέρια περιέχουν υψηλές συγκεντρώσεις αιθάλης, τότε έχουν έντονο μαύρο χρώμα (μαύρος καπνός) (βλ. Εικόνα 2.4).



Εικόνα 2.3

Στάδια σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης [40].



Εικόνα 2.4

Καυσαέρια μαύρου χρώματος, το οποίο οφείλεται σε υψηλή συγκέντρωση σωματιδίων αιθάλης.

Οι αρχικοί πυρήνες σχηματισμού της αιθάλης αποτελούνται από συσσωματωμένα μόρια άνθρακα, τα οποία παράγονται από την ατελή καύση (incomplete combustion) και την πυρόλυση (pyrolysis) του καυσίμου (οι αγγλικοί όροι αντιστοιχούν στην Εικόνα 2.3). Στη συνέχεια, οι αρχικοί πυρήνες αιθάλης υπόκεινται σε επιφανειακή επέκταση (surface growth), λόγω προσθήκης C_2H_2 (nucleation), με συνέπεια να αποκτήσουν τρισδιάστατη μορφή. Τέλος, πραγματοποιούνται αλυσιδωτές χημικές ενώσεις (chain forming coagulation), οι οποίες συντελούν στην περαιτέρω επιφανειακή επέκταση, στη συσσώρευση (aggregation) και, ενδεχομένως, στη δημιουργία νέων πυρήνων. Οι αλυσιδωτές αυτές ενώσεις συνεχίζονται μέχρι να εξαντληθούν οι αρχικοί πυρήνες, ή μέχρι να μειωθεί η θερμοκρασία, εξαιτίας της εκτόνωσης, κάτω από κάποια κρίσιμη τιμή.

Ωστόσο, ταυτόχρονα με τις ανωτέρω ενώσεις, πραγματοποιούνται και διεργασίες αφυδρογόνωσης (dehydrogenation) και οξείδωσης (oxidation). Οι τελευταίες διεργασίες, που εξαρτώνται και αυτές άμεσα από τις τοπικές τιμές της θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου, έχουν ως αποτέλεσμα την οξείδωση σημαντικού μέρους της παραχθείσας αιθάλης. Στους κινητήρες Diesel, όπου η θερμοκρασία μπορεί να φτάσει τοπικά τους 2800K, περισσότερο από το 90% της παραχθείσας αιθάλης οξειδώνεται, με αποτέλεσμα τα τελικά επίπεδα εκπομπών σωματιδίων αιθάλης να είναι πολύ μικρότερα από τη συνολική παραχθείσα αιθάλη. Το ισοζύγιο μεταξύ παραγωγής και οξείδωσης της αιθάλης αποτυπώνεται στα διαγράμματα του 5ου Κεφαλαίου, στα οποία απεικονίζεται η μάζα των σωματιδίων αιθάλης ανά μονάδα μάζας του καυσίμου, συναρτήσει του χρόνου (δηλαδή, της γωνίας στροφάλου) (βλ. Διαγράμματα: 5.21, 5.25).

Κατά τη φάση εκτόνωσης και εξαγωγής των καυσαερίων, τα σωματίδια αιθάλης απορροφούν μεγάλα μόρια υδρογονανθράκων που δεν έχουν καεί κατά τη φάση της καύσης, καθώς και συμπυκνώσεις κυλινδρελαίου. Ακόμη, στα σωματίδια της αιθάλης ενσωματώνονται νερό, θεικές και άλλες ανόργανες ενώσεις, που προέρχονται από τους καταλύτες του καυσίμου και του κυλινδρελαίου, καθώς επίσης και σωματίδια μετάλλου, που προέρχονται από τη φθορά του κινητήρα. Η προσρόφηση των ανωτέρω συστατικών στα σωματίδια αιθάλης εξαρτάται από τις τοπικές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας των καυσαερίων.

Στον Πίνακα 2.1 καταγράφονται, με χρονική σειρά, οι διεργασίες που συντελούν στον σχηματισμό των σωματιδίων της αιθάλης, καθώς επίσης και η χρονική τους διάρκεια.

Πίνακας 2.1

Χρονική διάρκεια διεργασιών σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης [7].

Διεργασία	Χρόνος (εκτίμηση)
Σχηματισμός πυρήνων αιθάλης	Μερικά μs
Ένωση ανθρακούχων ενώσεων με τους πυρήνες	0.5ms μετά την τοπική πυρηνοποίηση
Απόκτηση τρισδιάστατης μορφής	Μετά τον τερματισμό της δημιουργίας των ενώσεων
Αλυσιδωτές ενώσεις	Μερικά ms μετά τον τερματισμό της δημιουργίας των αρχικών ενώσεων
Κορεσμός πυρήνων	0.2ms μετά την πυρηνοποίηση
Σύγκρουση σωματιδίων χωρίς περαιτέρω ένωση	Μερικά ms μετά την πυρηνοποίηση
Οξείδωση της αιθάλης	4 ms
Πέρασ της καύσης	3 – 4 ms
Εναπόθεση υδρογονανθράκων στα σωματίδια	Κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και της εξαγωγής των καυσαερίων

2.4.2 Διατάξεις – Κανονισμοί

Εδώ και πολλές δεκαετίες, διεθνείς και εθνικοί οργανισμοί εκδίδουν κανονισμούς που καθορίζουν τα μέγιστα επιτρεπτά επίπεδα των ρύπων που εκπέμπονται κατά τη λειτουργία θερμικών μηχανών διαφόρων ειδών και εφαρμογών. Με την πάροδο των χρόνων οι κανονισμοί γίνονται ολοένα και πιο αυστηροί, καθώς η ρύπανση του πλανήτη αυξάνεται συνεχώς (ιδίως η ατμοσφαιρική, η οποία επηρεάζεται άμεσα από τους ρύπους που θεκπέμπονται με τα καυσαέρια των θερμικών μηχανών).

Η δυνατότητα για τη μείωση των ορίων των εκπομπών ρύπων παρέχεται από την ανάπτυξη της τεχνολογίας των θερμικών μηχανών. Με την πάροδο του χρόνου, η καύση στις θερμικές μηχανές βελτιώνεται, αυξάνεται η απόδοσή της και μειώνονται οι εκπομπές ρύπων. Καθώς μάλιστα τα όρια εκπομπών ρύπων εξακολουθούν να μειώνονται, η έρευνα στον τομέα αυτόν συνεχίζεται αδιάλειπτα. Δημιουργείται, λοιπόν, μία αλυσιδωτή αντίδραση: όσο μειώνονται τα όρια των εκπομπών ρύπων, τόσο ανακύπτει η ανάγκη ανάπτυξης βελτιωμένων θερμικών μηχανών και, όσο αναπτύσσεται η τεχνολογία των θερμικών μηχανών, τόσο δίνεται η δυνατότητα περαιτέρω μείωσης των ορίων των εκπεμπόμενων ρύπων.

Η ναυτιλία μέχρι πριν από λίγα χρόνια ακολουθούσε τις εξελίξεις στα θέματα των κανονισμών μείωσης των εκπεμπόμενων ρύπων. Εξαιτίας του γεγονότος ότι στο μεγαλύτερο διάστημα της λειτουργίας τους, τα ποντοπόρα πλοία κινούνται ως επί το πλείστον μακριά από κατοικημένες περιοχές, υπήρχε στο παρελθόν η αίσθηση ότι δεν είναι αναγκαία η επιβολή αυστηρών κανονισμών για τους ρύπους που εκπέμπονται από αυτά. Ωστόσο, αυτή η αίσθηση είναι εσφαλμένη, καθώς πλέον είναι σαφές ότι τα περιβαλλοντικά προβλήματα έχουν παγκόσμιο και όχι τοπικό χαρακτήρα: και ότι η γη είναι αρκετά «μικρή» για να έχουμε την πολυτέλεια να εναποθέτουμε τους ρύπους και τα απόβλητα της βιομηχανικής και εμπορικής δραστηριότητας σε ένα σημείο του πλανήτη, χωρίς να επηρεάζονται τα υπόλοιπα. Χαρακτηριστικό παράδειγμα που επιβεβαιώνει τη μεγάλη συμμετοχή της ναυτιλίας στην ατμοσφαιρική ρύπανση του πλανήτη είναι το γεγονός ότι οι εκπομπές NO_x από τους ναυτικούς κινητήρες αποτελούν το 15% των παγκόσμιων εκπομπών NO_x από την ανθρώπινη δραστηριότητα [29].

Ως εκ τούτου, σήμερα έχουν οριστεί αυστηροί κανονισμοί σχετικά με τους ρύπους που παράγονται από τη ναυτιλία, οι οποίοι προβλέπουν σταδιακή μείωση των εκπομπών NO_x και της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο (S), ενώ αναμένονται σύντομα συγκεκριμένοι κανονισμοί και για τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης.

Πιο συγκεκριμένα, ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός (International Maritime Organization – IMO) έχει υιοθετήσει και επιβάλλει όρια για τις εκπομπές NO_x βραδύστροφων ναυτικών κινητήρων Diesel (με ταχύτητα περιστροφής μικρότερη από 130rpm), καθώς επίσης και για την περιεκτικότητα σε θείο του καυσίμου που αυτοί χρησιμοποιούν. Τα όρια αυτά παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.2.

Πίνακας 2.2
 Όρια του IMO για τις εκπομπές NO_x
 και την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο [16].

Εκπομπές NO _x		Περιεκτικότητα σε θείο		Περιεκτικότητα σε θείο εντός Περ. Ελέγχου Ρύπων	
Ημερομηνία Εγκατάστασης	Περιορισμός	Ημερομηνία Εγκατάστασης	Περιορισμός	Ημερομηνία Εγκατάστασης	Περιορισμός
έως 1/1/2011 (Tier I)	17 g/kWh	έως 1/1/2012	4.5%	έως 1/7/2010	1.5%
από 1/1/2011 (Tier II)	14.4 g/kWh	από 1/1/2012	3.5%	από 1/7/2010	1.0%
από 1/1/2016 (Tier III)	3.4 g/kWh ¹	από 1/1/2020	0.5%	από 1/1/2015	0.1%

¹ Εντός των Περιοχών Ελέγχου των Ρύπων

Ως Περιοχές Ελέγχου των Ρύπων (Emission Control Areas – ECAs) ορίζονται οι θαλάσσιες περιοχές γύρω από λιμάνια, περιοχές ιδιαίτερου περιβαλλοντικού ενδιαφέροντος και ευαισθησίας (π.χ. Αλάσκα, Βόρεια Θάλασσα) και άλλες περιοχές, που έχουν καθοριστεί με σαφήνεια στο Παράρτημα III του [16].

Κεφάλαιο 3. ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΜΕΙΩΣΗΣ ΡΥΠΩΝ

3.1 Γενικά

Υπάρχουν δύο φιλοσοφίες με τις οποίες επιχειρείται η μείωση των εκπομπών ρύπων στους κινητήρες Diesel: Η πρωτογενής επέμβαση στον κινητήρα (ή «πρόληψη» της παραγωγής ρύπων) και η δευτερογενής επέμβαση (ή «θεραπεία»).

Η πρωτογενής επέμβαση γίνεται με δύο επιμέρους κατηγορίες τεχνικών: Είτε με τεχνικές που ως στόχο έχουν τη βελτίωση των συνθηκών κάτω από τις οποίες θα πραγματοποιηθεί η καύση, είτε με τεχνικές που επιδρούν απευθείας στη διαδικασία της καύσης. Στην πρώτη επιμέρους κατηγορία της πρωτογενούς επέμβασης ανήκουν τεχνικές επεξεργασίας του καυσίμου, ειδική μελέτη της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης ώστε να επιτευχθεί καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα, ειδική προετοιμασία του καυσίμου και του αέρα πριν την εισαγωγή τους στον κύλινδρο κ.α. Στη δεύτερη επιμέρους κατηγορία της πρωτογενούς επέμβασης ανήκουν τεχνικές που αλλάζουν τα χαρακτηριστικά της καύσης. Οι κυριότερες από αυτές, και εκείνες που χαίρουν της μεγαλύτερης προσοχής από τους ερευνητές ανά τον κόσμο αυτή την περίοδο, είναι: η επιλογή βέλτιστου προφίλ έγχυσης καυσίμου, η ανακυκλοφορία καυσαερίων και η εισαγωγή νερού εντός του θαλάμου καύσης.

Η έρευνα που έχει γίνει μέχρι σήμερα σχετικά με την πρώτη επιμέρους κατηγορία τεχνικών έχει φτάσει σε ένα ικανοποιητικό σημείο, δίνοντας βελτιστοποιημένες διατάξεις εισαγωγής αέρα και καυσίμου, καθώς και βελτιστοποιημένες γεωμετρίες θαλάμων καύσης. Βεβαίως, η έρευνα σε αυτόν τον τομέα δεν έχει σταματήσει, και ακόμη ανακοινώνονται από πανεπιστήμια, ερευνητικά κέντρα ή εταιρίες κατασκευής κινητήρων νέες, βελτιωμένες διατάξεις. Αντίθετα, οι τεχνικές που ως στόχο έχουν να επιδράσουν απευθείας στη διαδικασία της καύσης είναι ακόμη στο στάδιο της έρευνας ή της πρώιμης εφαρμογής. Υπόσχονται μεγάλη αποτελεσματικότητα στη μείωση ρύπων που είναι δύσκολο να μειωθούν με άλλον τρόπο (π.χ. δευτερογενής επέμβαση – βλ. στη συνέχεια). Επιπλέον, κάποιες έρευνες έχουν δείξει ότι με ορισμένες τεχνικές (π.χ. εισαγωγή γαλακτώματος καυσίμου-νερού) είναι δυνατό να μειωθούν ταυτόχρονα περισσότεροι του ενός ρύποι, καθώς επίσης και η κατανάλωση καυσίμου. Ωστόσο, απαιτείται πολλή ερευνητική εργασία ακόμη για την αποδοτική εφαρμογή των τεχνικών αυτών, καθώς, με τις περισσότερες τεχνικές η μείωση ενός ρύπου συνοδεύεται από αύξηση κάποιου άλλου ή της κατανάλωσης καυσίμου (π.χ. εισαγωγή νερού με τον αέρα της καύσης ή ανακυκλοφορία καυσαερίων). Επίσης, από αυτές τις τεχνικές, άλλες είναι απλές και μπορούν να εφαρμοστούν ακόμη και σε κινητήρες που βρίσκονται ήδη σε λειτουργία με πολύ μικρές τροποποιήσεις (π.χ. εισαγωγή νερού με τον αέρα της καύσης), ενώ άλλες είναι ιδιαίτερα περίπλοκες, αυξάνουν το κόστος της εγκατάστασης και ενδεχομένως μειώνουν την αξιοπιστία και την απόδοση του συστήματος (π.χ. στρωματωμένη έγχυση καυσίμου και νερού).

Στη δευτερογενή επέμβαση στον κινητήρα (θεραπεία) ανήκουν τεχνικές οι οποίες ως στόχο έχουν την επεξεργασία των ήδη σχηματισμένων ρύπων. Χρησιμοποιούνται ειδικές διατάξεις για να κατακρατήσουν τους ρύπους και να τους μετασχηματίσουν, με συγκεκριμένες χημικές διεργασίες, σε άλλες, μη βλαβερές ουσίες. Οι τεχνικές αυτές έχουν, ως επί το πλείστον, μεγάλη αποτελεσματικότητα στην καταπολέμηση των ρύπων. Ωστόσο, οι διατάξεις που απαιτούνται είναι συνήθως περίπλοκες, ογκώδεις και ευαίσθητες, έχουν μεγάλο κόστος κτήσης και λειτουργίας, συχνά επηρεάζουν την απόδοση του κινητήρα και είναι πιθανό να απαιτούν επιπλέον ενέργεια για να λειτουργήσουν, γεγονός το οποίο μειώνει τη συνολική απόδοση του συστήματος. Επίσης, η ρύθμιση που χρειάζονται αυτές οι διατάξεις

είναι συχνά πολύ λεπτή, και μία πολύ μικρή απορρύθμισή τους μπορεί να επιφέρει εντελώς αντίθετα αποτελέσματα από τα προσδοκώμενα. Επιπλέον, απαιτείται διαφορετική διάταξη για τη μείωση κάθε ρύπου ξεχωριστά, οπότε αυξάνεται δραματικά η πολυπλοκότητα του συστήματος. Ακόμη, συχνά δεν είναι αποδοτική η χρήση τους σε όλο το φάσμα των φορτίων, καθώς, σε χαμηλά φορτία η θερμοκρασία των καυσαερίων δεν είναι αρκετά υψηλή ώστε να πραγματοποιηθούν αποδοτικά οι χημικές αντιδράσεις που απαιτούνται για την επεξεργασία και εξουδετέρωση των ρύπων [49].

3.2 Επεξεργασία των Καυσαερίων

Οι συσκευές που χρησιμοποιούνται για την επεξεργασία των καυσαερίων μπορούν να χωριστούν σε τρεις κατηγορίες: [69]

- Καταλυτικοί μετατροπείς
- Θερμικοί αντιδραστήρες
- Παγίδες (φίλτρα) αιθάλης

3.2.1 Καταλυτικοί Μετατροπείς

Υπάρχουν τρεις κατηγορίες καταλυτικών μετατροπέων:

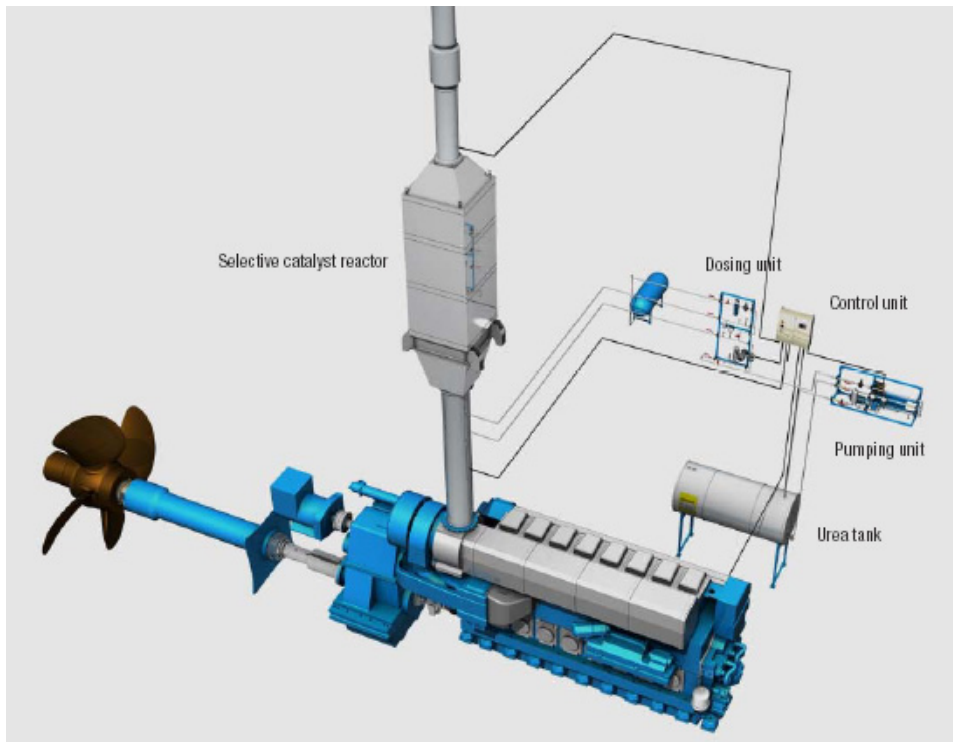
- οι οξειδωτικοί, οι οποίοι χρησιμοποιούνται για την οξείδωση των HC και του CO,
- οι αναγωγικοί, οι οποίοι χρησιμοποιούνται για τη διάσπαση των NO_x και
- οι τριοδικοί, οι οποίοι μπορούν να εξουδετερώσουν και τους τρεις ανωτέρω ρύπους.

Οι αναγωγικοί καταλυτικοί μετατροπείς γνώρισαν ευρεία εφαρμογή τη δεκαετία του 1980-1990 στους κινητήρες Otto της αυτοκινητοβιομηχανίας. Σήμερα μελετάται η εγκατάστασή τους και σε τετράχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel (βλ. Εικόνα 3.1).

Πλέον, χρησιμοποιούνται ευρέως στα σύγχρονα αυτοκίνητα αντιρρυπαντικής τεχνολογίας οι τριοδικοί καταλύτες. Ωστόσο, οι καταλύτες αυτοί έχουν το μειονέκτημα ότι μπορούν να λειτουργήσουν αποτελεσματικά με πολύ συγκεκριμένη σύσταση του μίγματος καυσίμου-αέρα (περίπου στοιχειομετρική). Ως εκ τούτου, είναι ακατάλληλοι για εφαρμογή σε κινητήρες Diesel, στους οποίους η σύσταση του μίγματος μεταβάλλεται, ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα.

Το καταλυτικό υλικό που χρησιμοποιείται στους καταλυτικούς μετατροπείς είναι συνήθως ευγενές μέταλλο, ενώ σπανιότερα είναι οξείδιο βασικού μετάλλου. Για να αυξηθεί η μεταφορά μάζας μεταξύ του καταλυτικού υλικού και του καυσαερίου, απαιτείται σχετικά μεγάλη επιφάνεια επαφής στην οποία διασκορπίζεται το καταλυτικό υλικό. Η επιφάνεια αυτή δημιουργείται με κατάλληλες πτυχωσεις, ώστε ο συνολικός όγκος του καταλυτικού μετατροπέα να είναι όσο το δυνατόν μικρότερος.

Γίνεται κατανοητό λοιπόν ότι το κόστος κατασκευής των καταλυτικών μετατροπέων είναι μεγάλο. Επίσης, το καταλυτικό υλικό είναι εύκολο να «δηλητηριαστεί» από διάφορες ουσίες που περιέχονται στο καύσιμο (όπως για παράδειγμα το θείο), με αποτέλεσμα να χάσει την καταλυτική του ικανότητα.



Εικόνα 3.1

Διάταξη τετράχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, με χρήση καταλυτικού μετατροπέα για τη μείωση των NO_x [55].

3.2.2 Θερμικοί Αντιδραστήρες

Οι θερμικοί αντιδραστήρες είναι διατάξεις που χρησιμοποιούνται για την οξείδωση του CO και των HC που περιέχονται στα καυσαέρια. Η χρήση τους περιορίζεται σε κινητήρες Otto, για δύο λόγους: Αφενός οι απαιτούμενες θερμοκρασίες καυσαερίων για την οξείδωση των CO και των HC είναι 700°C και 600°C αντίστοιχα. Τα καυσαέρια κινητήρων Diesel εξέρχονται από τον κινητήρα με αρκετά χαμηλότερη θερμοκρασία από τις προαναφερθείσες. Αφετέρου, όπως αναφέρθηκε στην §2.4.1.1, οι συγκεκριμένοι δύο ρύποι δεν εμφανίζονται σε μεγάλες συγκεντρώσεις στα καυσαέρια των μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel, καθώς υπάρχει ο χρόνος και το οξυγόνο εντός του κυλίνδρου για να ολοκληρωθεί η οξείδωσή τους. Εφόσον λοιπόν οι θερμικοί αντιδραστήρες δεν βρίσκουν εφαρμογή σε κινητήρες Diesel, δεν θα μας απασχολήσουν περισσότερο.

3.2.3 Παγίδες Αιθάλης

Οι παγίδες αιθάλης (ή παγίδες σωματιδίων) χρησιμοποιούνται για τη μείωση της ποσότητας των σωματιδίων αιθάλης που περιέχονται στα καυσαέρια των κινητήρων Diesel. Στις παγίδες, αρχικά παγιδεύονται (παρακρατούνται) τα σωματίδια αιθάλης, με τη βοήθεια ειδικών φίλτρων, ανθεκτικών σε υψηλές θερμοκρασίες, και στη συνέχεια οξειδώνονται.

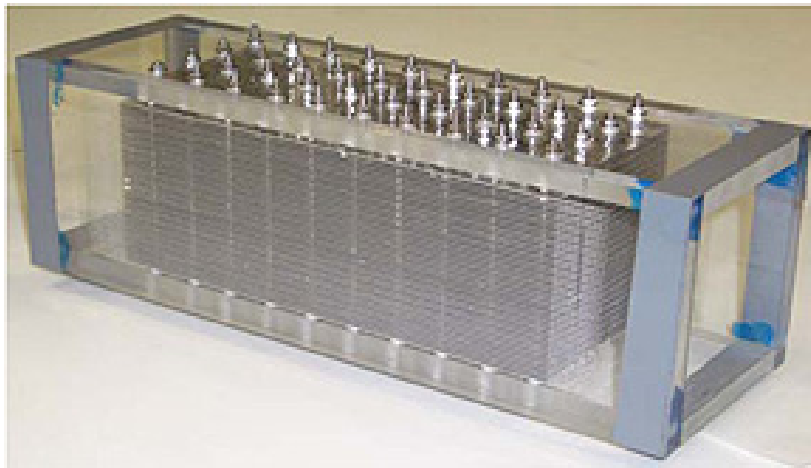
Σημαντική διεργασία στη λειτουργία της παγίδας αιθάλης αποτελεί η *αναγέννηση* της παγίδας, η οποία συνίσταται στην (σε τακτά χρονικά διαστήματα) κατάκαυση των παγιδευμένων σε αυτήν σωματιδίων. Η κατάκαυση των σωματιδίων επιτυγχάνεται με θέρμανσή τους έως τη θερμοκρασία ανάφλεξης της αιθάλης. Το απαιτούμενο οξυγόνο για την

καύση της αιθάλης παρέχεται από τα καυσαέρια, τα οποία είναι πλούσια σε αέρα, εξαιτίας του χαμηλού λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, με τον οποίο λειτουργεί ο κινητήρας Diesel. Τα καυσαέρια, εκτός του ότι παρέχουν το οξυγόνο για την καύση της αιθάλης, παράγουν και την εκλυόμενη θερμότητα από την καύση.

Η θερμοκρασία ανάφλεξης των σωματιδίων αιθάλης είναι περίπου 500°C - 600°C. Ωστόσο, τα καυσαέρια εξέρχονται από τον κινητήρα με μικρότερη θερμοκρασία από αυτήν. Υπάρχουν δύο λύσεις για την αντιμετώπιση αυτού του προβλήματος: Η πρώτη είναι η εξωτερική θέρμανση των καυσαερίων που ρέουν διαμέσου της παγίδας, ώστε αυτά να αποκτήσουν την απαιτούμενη θερμοκρασία (θετική αναγέννηση). Η δεύτερη είναι να χρησιμοποιηθεί καταλυτικό υλικό, ώστε να επιτευχθεί ανάφλεξη των σωματιδίων της αιθάλης σε χαμηλότερη θερμοκρασία (καταλυτική αναγέννηση).

Τα μειονεκτήματα των παγίδων αιθάλης είναι τα εξής:

- Το φίλτρο που παρακρατά τα σωματίδια, ακόμη και καθαρό, αυξάνει την πίεση αντίθλιψης στον κινητήρα, με αποτέλεσμα να μειώνεται η αποδιδόμενη ισχύς.
- Η ανωτέρω πίεση αντίθλιψης αυξάνεται συνεχώς με τη χρήση του φίλτρου, καθώς αυτό συλλέγει περισσότερα σωματίδια.
- Τα σωματίδια αιθάλης δεν μπορούν να αναφλεγούν υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Επομένως, είτε χρειάζεται εξωτερική θέρμανση, που μειώνει τον συνολικό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης, είτε απαιτείται καταλυτικό υλικό, για τη μείωση της θερμοκρασίας ανάφλεξης των σωματιδίων, η χρήση του οποίου αυξάνει το κόστος και την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης.
- Η διαδικασία κατάκαυσης των σωματιδίων πρέπει να ελέγχεται προσεκτικά, για την αποφυγή υπερβολικής υπερθέρμανσης, η οποία ενδεχομένως να οδηγήσει σε καταστροφή της παγίδας.



Εικόνα 3.2
Παγίδα αιθάλης.

3.3 Πρόληψη της Παραγωγής Ρύπων

3.3.1 Τεχνικές Βελτίωσης των Συνθηκών Πραγματοποίησης της Καύσης

3.3.1.1 Επεξεργασία καυσίμου

Η πιο αποτελεσματική τεχνική για την πρόληψη της δημιουργίας ρύπων θα ήταν, θεωρητικά, η επεξεργασία του καυσίμου, ώστε εξ αρχής να μην περιέχει σε μεγάλες συγκεντρώσεις ουσίες που οδηγούν στον σχηματισμό ρύπων. Παραδείγματος χάρη, η αποθείωση του πετρελαίου οδηγεί σε χαμηλότερες συγκεντρώσεις οξειδίων του θείου στα καυσαέρια. Δυστυχώς όμως, η τεχνική αυτή, εκτός του ότι αυξάνει πολύ το κόστος του καυσίμου, δεν είναι αποτελεσματική για όλους τους ρύπους, καθώς η δημιουργία κάποιων από αυτούς εξαρτάται κυρίως από τη διαδικασία της καύσης. Επιπλέον, στα διυλιστήρια καταβάλλεται προσπάθεια να λαμβάνεται από το αργό πετρέλαιο όσο το δυνατόν μεγαλύτερο ποσοστό «λευκών» αποσταγμάτων, τα οποία πωλούνται πιο ακριβά και χρησιμοποιούνται σε μικρότερους και πιο ευαίσθητους κινητήρες. Επομένως, το καύσιμο το οποίο καταλήγει σε έναν μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel είναι όλο και χαμηλότερης ποιότητας, όσο η τεχνολογία διύλισης αναπτύσσεται [44], [45]. Ως εκ τούτου, δεν είναι ρεαλιστικό να ελπίζει κανείς σε μείωση ρύπων η οποία θα προκύψει από ένα καλύτερης ποιότητας καύσιμο (εκτός από την περίπτωση επιβολής ιδιαίτερα αυστηρών κανονισμών σχετικά με τις εκπομπές ρύπων, οι οποίοι θα είναι αδύνατο να ικανοποιηθούν χωρίς βελτίωση της σύστασης του καυσίμου). Για τον λόγο αυτό είναι επιτακτική η ανάγκη επέμβασης με άλλον τρόπο, απευθείας στον ναυτικό κινητήρα Diesel, με στόχο τη μείωση των ρύπων που παράγονται.

3.3.1.2 Προετοιμασία καυσίμου

Η προετοιμασία στην οποία θα υποβληθεί το καύσιμο, με το οποίο είναι εφοδιασμένο το πλοίο, πριν εισέλθει στον κινητήρα Diesel, έχει μεγάλη επίδραση, τόσο στην ποιότητα της καύσης, και επομένως στην παραγωγή ρύπων, όσο και στη διάρκεια ζωής του κινητήρα. Έτσι, το καύσιμο απαλλάσσεται από ακαθαρσίες, με τη βοήθεια φυγοκεντρικών διαχωριστών. Επιπλέον έχει γίνει εκτεταμένη έρευνα σχετικά με τη θερμοκρασία εισαγωγής του καυσίμου στον θάλαμο καύσης, ώστε να έχει το βέλτιστο ιξώδες για την καύση. Για τον λόγο αυτόν υπάρχουν διατάξεις προθέρμανσης του καυσίμου, πριν την εισαγωγή του στον κινητήρα. Επίσης, έχει μελετηθεί πολύ (και μελετάται ακόμη) η επίδραση της πίεσης με την οποία γίνεται η έγχυση του καυσίμου στον θάλαμο καύσης. Έχουν αναπτυχθεί νέες διατάξεις κοινού διανομέα καυσίμου (Common rail – βλ. §3.3.1.6), με τις οποίες ρυθμίζεται η πίεση έγχυσης του καυσίμου στα επιθυμητά επίπεδα.

3.3.1.3 Αέρας εισαγωγής

Μεγάλη σημασία έχει η ποσότητα και η ποιότητα του αέρα εισαγωγής, στην ποιότητα της καύσης. Η έρευνα στον τομέα αυτόν συνεχίζεται με στόχο τη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του αέρα εισαγωγής (πίεση, παροχή, θερμοκρασία κτλ), συναρτήσει του φορτίου (και επομένως της ποσότητας του εισαγόμενου καυσίμου), ώστε ο αέρας να συντελεί στην όσο το δυνατόν καλύτερη καύση, με τα χαμηλότερα δυνατά επίπεδα παραγωγής ρύπων. Τεχνικές που έχουν ήδη εφαρμοστεί ή μελετώνται ακόμη στην κατεύθυνση αυτή είναι η ψύξη του αέρα εισαγωγής, η αύξηση της πίεσής του, η ανάπτυξη νέων διατάξεων πολλαπλής εισαγωγής και η ανάπτυξη νέου τύπου στροβιλοϋπερπληρωτών με στροβίλους μεταβλητής γεωμετρίας πτερυγίων, οι οποίοι δίνουν τη δυνατότητα συγκεκριμένης και ελεγχόμενης παροχής αέρα προς τον θάλαμο καύσης, αναλόγως με το φορτίο του κινητήρα, καθώς επίσης βελτιστοποιούν την απόδοση του στροβίλου. Επιπλέον, σε κινητήρες στους οποίους ο αέρας

εισάγεται με βαλβίδες, είναι δυνατή η ρύθμιση του χρονισμού των βαλβίδων (δηλαδή της στιγμής ανοίγματος και κλεισίματος, και συνεπώς της διάρκειας κατά την οποία θα παραμείνουν ανοιχτές), ώστε να εισαχθεί η κατάλληλη ποσότητα αέρα, την κατάλληλη στιγμή [53]. Φυσικά, αυτή η δυνατότητα δεν υπάρχει, όταν ο αέρας εισάγεται από θυρίδες που βρίσκονται στο χιτώνιο του κυλίνδρου, όπως συμβαίνει σχεδόν κατ' αποκλειστικότητα στους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel.

3.3.1.4 Γεωμετρία θαλάμου καύσης

Στην προσπάθεια να επιτευχθεί καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα πριν από την καύση, ούτως ώστε να αυξηθεί η αποδοτικότητα της καύσης και να περιοριστούν οι εκπομπές ρύπων, έχει γίνει σημαντική έρευνα σχετικά με τη γεωμετρία των στοιχείων του θαλάμου καύσης. Έτσι, οι θυρίδες εισαγωγής έχουν τέτοια μορφή και διάταξη, ώστε να αυξάνεται η εγκάρσια συστροφή του αέρα εισαγωγής (swirl). Επιπλέον (ιδίως σε κινητήρες στους οποίους η καύση πραγματοποιείται σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα, όπως είναι οι κινητήρες Otto), η κεφαλή του εμβόλου έχει ειδική γεωμετρία που ευνοεί τον στροβιλισμό του αέρα, κατά την κίνηση του εμβόλου (ιδίως στην περιοχή του ΑΝΣ). Έτσι, καθώς το έμβολο ανεβαίνει προς το ΑΝΣ, επιβοηθείται η ανάμιξη του αέρα με το καύσιμο, ενώ καθώς κατεβαίνει προς το Κάτω Νεκρό Σημείο, τα καυσαέρια απομακρύνονται από τις ζώνες της καύσης και έρχεται σε αυτές καθαρός αέρας προς καύση. Επιπλέον η θέση, ο αριθμός και η διαμόρφωση των ακροφυσίων των εγχυτήρων καυσίμου σχεδιάζονται με τέτοιο τρόπο ώστε αφενός να ευνοείται η καλύτερη ανάμιξη του εισερχόμενου καυσίμου με τον αέρα, και αφετέρου να αποτρέπεται η πρόσκρουση του καυσίμου στα τοιχώματα του κυλίνδρου, η οποία οδηγεί σε σβέση της φλόγας της καύσης, στην παραγωγή ρυπογόνων ουσιών, όπως άκαυστοι υδρογονάνθρακες και σωματίδια αιθάλης, και στην αύξηση της θερμικής φόρτισης του κινητήρα.

3.3.1.5 Ηλεκτρονικός έλεγχος του κινητήρα

Τα τελευταία χρόνια έχουν σημειωθεί σημαντικές εξελίξεις στον τομέα του ηλεκτρονικού ελέγχου και της δυναμικής ρύθμισης του κινητήρα. Δύο στοιχεία έχουν ωθήσει αυτές τις εξελίξεις: Αφενός η ανάπτυξη των ηλεκτρονικών συστημάτων και αφετέρου η μηχανολογική-μηχανοτρονική εξέλιξη των υποσυστημάτων του κινητήρα.

Παλαιότερα, τα περισσότερα υποσυστήματα του κινητήρα (εγχυτήρες εισαγωγής καυσίμου, βαλβίδες εξαγωγής καυσαερίων, σύστημα εισαγωγής αέρα) ελέγχονταν απευθείας από την κίνηση του στροφαλοφόρου άξονα, με αμιγώς μηχανικές συνδέσεις (γρανάζια, εκκεντροφόροι άξονες, τροχαλίες κτλ.). Σήμερα, τα υποσυστήματα αυτά έχουν αποδεσμευθεί από τον άμεσο έλεγχο του στροφαλοφόρου και μπορούν να ρυθμίζονται ανεξάρτητα, με ειδικά, ηλεκτρονικά ελεγχόμενα, υδραυλικά συστήματα. Έτσι, η ρύθμιση των παραμέτρων των υποσυστημάτων αυτών δεν εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του στροφαλοφόρου.

Επιπλέον, έχει αναπτυχθεί σημαντικά ο ηλεκτρονικός έλεγχος του κινητήρα. Συγκεκριμένα, υπάρχουν ηλεκτρονικοί αισθητήρες πίεσης και θερμοκρασίας εντός του θαλάμου καύσης, ενώ μετράται ηλεκτρονικά και η κατανάλωση καυσίμου, η ταχύτητα περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα και άλλες λειτουργικές παράμετροι του κινητήρα. Όλα τα στοιχεία από τον ηλεκτρονικό έλεγχο καταλήγουν σε έναν ηλεκτρονικό εγκέφαλο (ένα σύστημα αυτομάτου ελέγχου που αποτελείται από σειρά μικροεπεξεργαστών), ο οποίος λαμβάνει επίσης τις απαιτήσεις φορτίου του κινητήρα, που στέλνονται από τη γέφυρα του πλοίου. Ο ηλεκτρονικός εγκέφαλος επεξεργάζεται όλα τα εισερχόμενα δεδομένα και στέλνει σήματα ελέγχου στα συστήματα ελέγχου των διαφόρων υποσυστημάτων του κινητήρα. Έτσι,

μπορεί να ρυθμιστεί η παροχή αέρα από τον στορβιλοϋπερπληρωτή, μέσω μεταβολής της κλίσης των πτερυγίων (βλ. §3.3.1.3), ο χρονισμός των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, ο χρονισμός και τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά της έγχυσης του καυσίμου, μέσω του συστήματος κοινού διανομέα (βλ. §3.3.1.6), καθώς επίσης και άλλες παράμετροι που οδηγούν σε βελτίωση της απόδοσης της καύσης και σε μείωση της παραγωγής ρύπων.

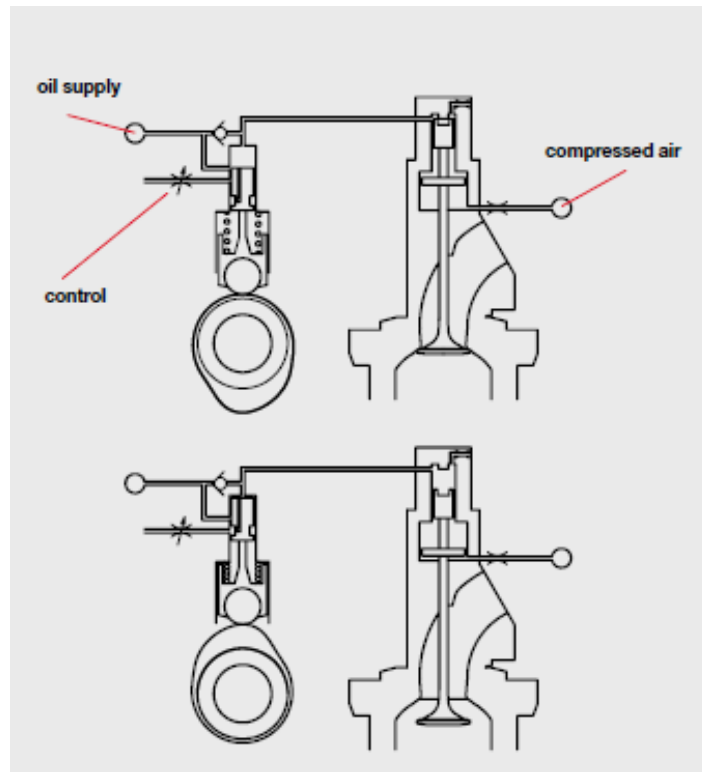
3.3.1.6 Σύστημα κοινού διανομέα καυσίμου (Common rail system)

Μία τεχνολογική εξέλιξη ιδιαίτερης σημασίας, που έχει δώσει μεγάλη ώθηση στην κατεύθυνση της ελεγχόμενης καύσης καλύτερης απόδοσης και χαμηλότερων εκπομπών ρύπων, ενώ επίσης έχει κάνει δυνατή την εφαρμογή διαφόρων επιπρόσθετων τεχνικών μείωσης ρύπων, είναι το σύστημα κοινού διανομέα καυσίμου¹ (common rail system).

Αν και η εφαρμογή του συστήματος κοινού διανομέα σε ναυτικούς κινητήρες Diesel μελετάται από την αρχή τις δεκαετίας του '80, η εμπορική του χρήση ξεκίνησε μόλις στις αρχές της πρώτης δεκαετίας του 21ου αιώνα [57]. Για να γίνει καλύτερα κατανοητή η αρχή λειτουργίας του συστήματος εισαγωγής καυσίμου κοινού διανομέα, θα περιγραφεί πρώτα το «παραδοσιακό» σύστημα μηχανικής έγχυσης, που χρησιμοποιόταν κατ' αποκλειστικότητα πριν την επινόηση του συστήματος κοινού διανομέα, και που ακόμη εξακολουθεί να εφαρμόζεται σε αρκετούς νέους κινητήρες.

Το μηχανικό σύστημα έγχυσης καυσίμου (βλ. Εικόνα 3.3) αποτελείται από έναν εκκεντροφόρο άξονα, ο οποίος παίρνει κίνηση από τον στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα. Ο εκκεντροφόρος άξονας κινεί τις αντλίες καυσίμου (μία αντλία για κάθε κύλινδρο), καθώς επίσης δίνει κίνηση στις βαλβίδες των εγχυτήρων καυσίμου και στις βαλβίδες εξαγωγής καυσαερίων, με τη βοήθεια υδραυλικού συστήματος. Η μετάδοση κίνησης γίνεται μηχανικά, χωρίς να παρεμβάλλεται καμία ηλεκτρονική διάταξη ελέγχου. Έτσι, ο χρονισμός της έγχυσης του καυσίμου και της λειτουργίας των βαλβίδων εξαγωγής καυσαερίων εξαρτάται αποκλειστικά από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, και δεν μπορεί να ρυθμιστεί ανεξάρτητα από αυτήν. Επιπλέον, καθώς δεν παρεμβάλλεται κάποια διάταξη ελέγχου της πίεσης, μεταξύ των αντλιών καυσίμου και των εγχυτήρων, το εγχεόμενο καύσιμο έχει χαμηλή πίεση όταν η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είναι χαμηλή, και υψηλή πίεση, όταν η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα αυξάνεται.

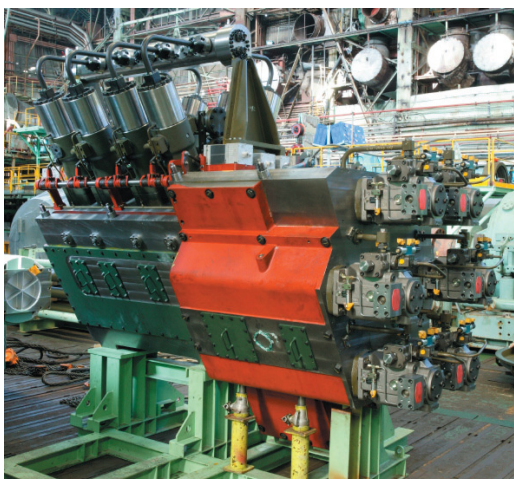
¹ Στη βιβλιογραφία αναφέρονται επίσης οι ονομασίες: «σύστημα κοινού συλλέκτη διανομής καυσίμου» και «σύστημα κοινού οχετού». Η ονομασία «σύστημα κοινού διανομέα καυσίμου» χρησιμοποιείται, καθώς κρίθηκε πιο δόκιμη.



Εικόνα 3.3

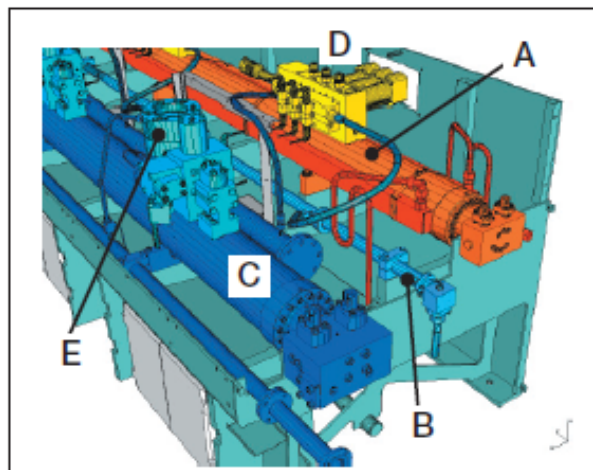
Αρχή λειτουργίας μηχανικού συστήματος έγχυσης καυσίμου.

Η φιλοσοφία του συστήματος έγχυσης κοινού διανομέα είναι η αποδέσμευση της έγχυσης από την κίνηση του στροφαλοφόρου άξονα (δηλαδή από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα), και ο πλήρης και άμεσος έλεγχος των χαρακτηριστικών της έγχυσης. Αυτό επιτυγχάνεται ως εξής: Υπάρχει μία συστοιχία από αντλίες καυσίμου (βλ. Εικόνα 3.4), οι οποίες λαμβάνουν κίνηση απευθείας από τον στροφαλοφόρο άξονα, καταθλίβουν το καύσιμο και το οδηγούν σε έναν διανομέα, ενιαίο για όλους τους κυλίνδρους, μέσα στον οποίο η πίεση του καυσίμου παραμένει σταθερή (ανεξάρτητα από τον ρυθμό έγχυσης στους κυλίνδρους και την ταχύτητα περιστροφής του στροφαλοφόρου). Στον ενιαίο (κοινό) διανομέα καυσίμου είναι προσαρτημένες μονάδες ελέγχου της έγχυσης του καυσίμου, μία για κάθε κύλινδρο (βλ. Εικόνα 3.5). Σε αυτές εισέρχεται το καύσιμο από τον κοινό διανομέα και εξέρχεται προς κάθε έναν από τους εγχυτήρες με τους οποίους είναι εφοδιασμένος ο κάθε κύλινδρος. Η μονάδα δέχεται σήματα ελέγχου, με τη βοήθεια ενός ειδικού δικτύου λαδιού που χρησιμοποιείται για τον έλεγχο της διάταξης. Τα σήματα αυτά αποστέλλονται ηλεκτρονικά από την κεντρική μονάδα ελέγχου του κινητήρα και καθορίζουν την ποσότητα και τον τρόπο εισαγωγής του καυσίμου στον κινητήρα. Επιπλέον, υπάρχει ξεχωριστό υδραυλικό σύστημα για τον χειρισμό των βαλβίδων καυσαερίων, ο χρονισμός των οποίων ρυθμίζεται επίσης ανεξάρτητα από την κίνηση του στροφαλοφόρου άξονα, και σύμφωνα με τις εντολές που αποστέλλονται από την κεντρική μονάδα ελέγχου του κινητήρα. [57]



Εικόνα 3.4

Συστοιχία αντλιών καυσίμου [57].



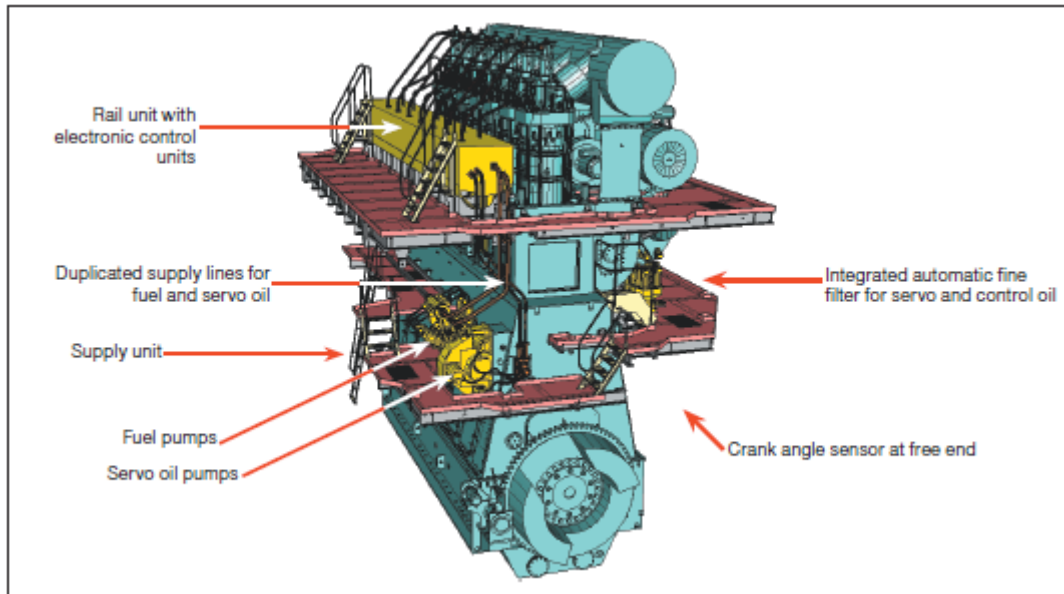
Εικόνα 3.5

A: διανομέας καυσίμου, D: μονάδα ελέγχου [57].

Με τον έλεγχο της έγχυσης του καυσίμου από την κεντρική μονάδα ελέγχου του κινητήρα, μέσω της μονάδας ελέγχου της έγχυσης, είναι δυνατή η ακριβής ρύθμιση του χρονισμού της έγχυσης, δηλαδή της χρονικής στιγμής κατά την οποία θα ανοίξει και θα κλείσει η βαλβίδα του κάθε εγχυτήρα και, επομένως, της διάρκειας έγχυσης. Συνεπώς, είναι δυνατός ο ακριβής καθορισμός της ποσότητας του εγχεόμενου καυσίμου σε κάθε κύκλο, καθώς και η χωρίς περιορισμούς ρύθμιση του χρονικού προφίλ της έγχυσης. Τέλος, είναι δυνατή η επιλεκτική διακοπή της έγχυσης από έναν ή περισσότερους εγχυτήρες και ο ψεκασμός του καυσίμου από τους υπόλοιπους εγχυτήρες του κυλίνδρου (δυνατότητα χρήσιμη σε χαμηλά φορτία).

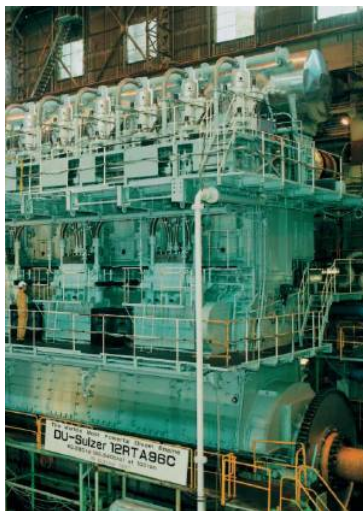
Ως εκ τούτου, πλεονεκτήματα του συστήματος κοινού διανομέα αποτελούν ο πλήρης και ακριβής έλεγχος της πίεσης έγχυσης και του χρονικού προφίλ της έγχυσης του καυσίμου, καθώς και η ανεξαρτησία των μεγεθών αυτών από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η οποία ανεξαρτησία επιτυγχάνεται με τη μηχανική αποδέσμευση των εγχυτήρων από την αντλία καυσίμου. Επομένως, υπάρχει η δυνατότητα υψηλής πίεσης έγχυσης, σε όλο το φάσμα των φορτίων λειτουργίας του κινητήρα. Επίσης, με το σύστημα κοινού διανομέα επιτυγχάνεται πολύ μεγάλη ακρίβεια στον έλεγχο του ανοίγματος και του κλεισίματος των βαλβίδων των εγχυτήρων και των βαλβίδων εξαγωγής των καυσαερίων. Ακόμη, υπάρχει η δυνατότητα ελέγχου του κάθε εγχυτήρα χωριστά.

Όλα τα παραπάνω οδηγούν σε χαμηλότερο κόστος λειτουργίας του κινητήρα, το οποίο προκύπτει αφενός από τη χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου που επιτυγχάνεται, κυρίως σε μερικό φορτίο, και αφετέρου από το μικρότερο κόστος συντήρησης, αφού, με το σύστημα κοινού διανομέα μειώνονται σημαντικά τα επίπεδα εκπομπών σωματιδίων αιθάλης (κύριο πλεονέκτημα του συστήματος), γεγονός που οδηγεί σε λιγότερες επικαθίσεις εξανθρακωμάτων στα στοιχεία του κινητήρα. Επίσης, επιτυγχάνεται καλύτερη ποιότητα της καύσης σε όλο το εύρος των στροφών, η οποία επιφέρει συνολική μείωση των εκπομπών ρύπων και αύξηση της απόδοσης του κινητήρα. Επιπλέον, το σύστημα κοινού διανομέα προσφέρει γρηγορότερη επιτάχυνση, ισορροπία φορτίου μεταξύ των κυλίνδρων, πλήρη έλεγχο του φορτίου, και σταθερή λειτουργία σε πολύ χαμηλές στροφές (χαμηλότερες απ' ό,τι με το σύστημα μηχανικής έγχυσης), εξαιτίας της δυνατότητας επιλεκτικής έγχυσης από μερικούς μόνο εγχυτήρες κάθε κυλίνδρου. Τέλος, επιτυγχάνεται εξοικονόμηση χώρου στο μηχανοστάσιο, καθώς τα στοιχεία από τα οποία απαρτίζεται το σύστημα κοινού διανομέα είναι λιγότερα και μικρότερα από τα αντίστοιχα στοιχεία του μηχανικού συστήματος έγχυσης (βλ. Εικόνες 3.6, 3.7). [62], [56]

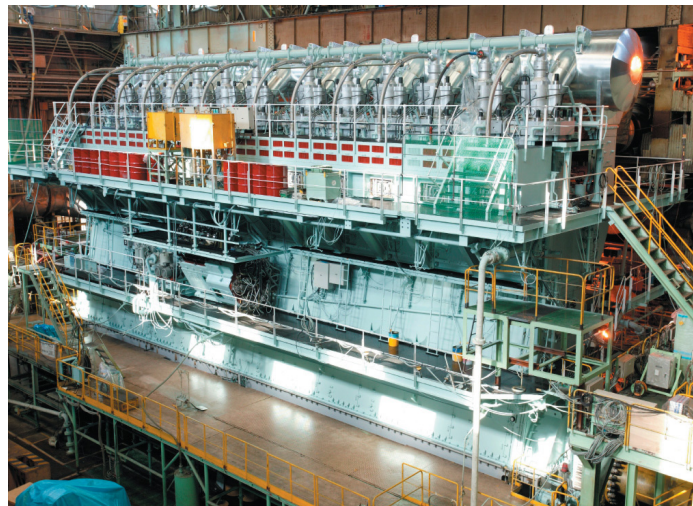


Εικόνα 3.6

Σχηματική απεικόνιση κινητήρα, εφοδιασμένου με σύστημα έγχυσης καυσίμου κοινού διανομέα [57].



α



β

Εικόνα 3.7

- α) Φωτογραφία τμήματος κινητήρα με μηχανικό σύστημα έγχυσης καυσίμου.
 β) Φωτογραφία κινητήρα με σύστημα έγχυσης καυσίμου κοινού διανομέα [57].

Μία ακόμη καινοτομία, η υλοποίηση της οποίας έχει καταστεί δυνατή χάρη στο σύστημα έγχυσης κοινού διανομέα, είναι η απευθείας έγχυση νερού στους κινητήρες Diesel (βλ. §3.3.4.4). Συγκεκριμένα, υπάρχει η δυνατότητα εφοδιασμού του κινητήρα με ένα επιπλέον σύστημα κοινού διανομέα, το οποίο ελέγχει την απευθείας έγχυση του νερού εντός των θαλάμων καύσης του κινητήρα. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατός ο απόλυτος έλεγχος του χρονισμού και της ποσότητας του εγχόμενου νερού, ενώ υπάρχει και η επιπλέον δυνατότητα της επιλεκτικής έγχυσης νερού.

3.3.2 Βελτιστοποίηση Προφίλ Έγχυσης Καυσίμου

Το προφίλ έγχυσης του καυσίμου χαρακτηρίζει τον χρονισμό και τον τρόπο με τον οποίο εγχέεται το καύσιμο στον κύλινδρο. Ποσοτικά, απεικονίζεται με την καμπύλη της παροχής του καυσίμου στον θάλαμο καύσης, σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου. Επομένως περιέχει τις πληροφορίες για τη στιγμή έναρξης και πέρατος της έγχυσης, για τον τρόπο της ενδιάμεσης μεταβολής της, καθώς και για το πλήθος των εγχύσεων ανά κύκλο. Πρόσφατα, ξεκίνησε να μελετάται η περίπτωση της προέγχυσης μικρής ποσότητας καυσίμου, ώστε, με την καύση της, να προετοιμαστούν οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας για την έγχυση και καύση της κύριας ποσότητας του καυσίμου [36], [62], [27], [28].

Ο ακριβής έλεγχος του προφίλ έγχυσης καυσίμου κατέστη δυνατός κατά τα τελευταία έτη χάρη στο σύστημα έγχυσης καυσίμου κοινού διανομέα (common rail) – (βλ. §3.3.1.6). Με το σύστημα κοινού διανομέα είναι δυνατή η πραγματοποίηση πολύ λεπτών ρυθμίσεων αναφορικά με την έναρξη, το πέρας, τη διάρκεια και το πλήθος των εγχύσεων του καυσίμου. Στο πλαίσιο της προσπάθειας μείωσης των ρύπων με διαφοροποίηση του προφίλ έγχυσης καυσίμου, μελετώνται διάφορα προφίλ έγχυσης καυσίμου, με στόχο να βρεθεί ένα βελτιστοποιημένο προφίλ που να οδηγεί σε μείωση των εκπομπών ρύπων, χωρίς να αυξάνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου και χωρίς να κινδυνεύουν τμήματα του κινητήρα να καταστραφούν εξαιτίας υπερβολικής θερμικής καταπόνησης (π.χ. λόγω καθυστερημένης καύσης). [6], [36], [62], [27], [28]

Με ορισμένα προφίλ έγχυσης και με την εφαρμογή προέγχυσης επιτυγχάνεται καλύτερη κατανομή της θερμοκρασίας μέσα στον κύλινδρο χρονικά και χωρικά, καθώς επίσης μείωση του ποσοστού του καυσίμου που καίγεται στη φάση της προαναμεμιγμένης καύσης. Έτσι, βελτιώνεται η απόδοση της καύσης, οπότε μπορεί να επιτευχθεί μείωση στις εκπομπές αιθάλης ή στις εκπομπές NO_x ή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Δυστυχώς όμως δεν έχει καταστεί δυνατό ακόμη, με το ίδιο προφίλ να μειωθούν ταυτόχρονα όλοι οι ρύποι και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Ακόμη και στην περίπτωση εφαρμογής αλγορίθμων βελτιστοποίησης, με στόχο τη συνολική βελτίωση της καύσης και την αποφυγή μείωσης του ωφέλιμου έργου ([61], [4]), η τελική μείωση που επιτυγχάνεται στις εκπομπές NO_x είναι της τάξης του 15-20%. Η εν λόγω μείωση είναι επαρκής μόνο για την ικανοποίηση των ορίων του Tier II και όχι και του Tier III (βλ. §2.4.2).

Πλεονέκτημα της μεθόδου αποτελεί η εύκολη εφαρμογή της (με την προϋπόθεση ότι ο κινητήρας είναι ήδη εφοδιασμένος με σύστημα έγχυσης κοινού διανομέα), χωρίς την ανάγκη περίπλοκων διατάξεων που αυξάνουν το κόστος και μειώνουν την αξιοπιστία. Τα μειονεκτήματα –και οι προκλήσεις για μελλοντική έρευνα– είναι η δυσκολία της ταυτόχρονης σημαντικής μείωσης των ρύπων και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, καθώς επίσης το γεγονός ότι η φύση του κινητήρα θέτει όρια στη διάρκεια έγχυσης του καυσίμου. Για παράδειγμα, πολύ καθυστερημένη έγχυση οδηγεί σε καθυστερημένη καύση, με αποτέλεσμα την έντονη θερμική καταπόνηση τμημάτων του κινητήρα κατά τη φάση της εξαγωγής των καυσαερίων (ιδιαίτερα της βαλβίδας εξαγωγής). Επίσης, η τεχνική αυτή δεν μπορεί να εφαρμοστεί σε παλαιούς κινητήρες που βρίσκονται ήδη σε λειτουργία, στους οποίους η έγχυση καυσίμου γίνεται μηχανικά, χωρίς τη χρήση συστήματος κοινού διανομέα.

Παρ' όλα αυτά, η τεχνική της βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης, και ιδιαίτερα η εφαρμογή της προέγχυσης μικρής ποσότητας καυσίμου, μπορεί να εφαρμοστεί συμπληρωματικά με κάποια άλλη τεχνική, με σκοπό την ακόμη μεγαλύτερη μείωση των ρύπων και τη βελτίωση της απόδοσης του κινητήρα [6], [36].

3.3.3 Ανακυκλοφορία Καυσαερίων

Η τεχνική της ανακυκλοφορίας καυσαερίων εφαρμόζεται με σκοπό τη μείωση των εκπομπών NO_x . Με την εφαρμογή της τεχνικής αυτής επιχειρείται η μείωση της θερμοκρασίας της καύσης κάτω από την κρίσιμη για τον σχηματισμό NO_x θερμοκρασία (περίπου 2200K [14]). Η τεχνική αυτή συνίσταται στην επανεισαγωγή τμήματος των παραγόμενων καυσαερίων στον κύλινδρο, μαζί με τον αέρα που προορίζεται για την καύση. Η μείωση της θερμοκρασίας οφείλεται σε δύο λόγους: Αφενός, με την εισαγωγή καυσαερίων, εισάγεται ένα μίγμα αδρανών αερίων που δεν συμμετέχει στην καύση, με αποτέλεσμα την αντίστοιχη αύξηση του λόγου ισοδυναμίας αέρα–καυσίμου. Επιπλέον, αυξάνεται η ειδική θερμοχωρητικότητα του αερίου μίγματος εισαγωγής, καθώς τα καυσαέρια έχουν μεγαλύτερη ειδική θερμοχωρητικότητα (C_p) από τον αέρα.

Το πλεονέκτημα της μεθόδου είναι η σημαντικότερη μείωση των NO_x που επιφέρει. Έχει αναφερθεί περίπτωση στη βιβλιογραφία [11], στην οποία, με ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων 14%, επετεύχθη μείωση των εκπομπών NO_x κατά 78%, σε εξακύλινδρο τετράχρονο κινητήρα βαρέος τύπου, με όγκο εμβολισμού 11,7lt. Το κύριο μειονέκτημα είναι η σημαντική αύξηση που συνήθως παρατηρείται στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, καθώς η ποιότητα της καύσης χειροτερεύει. Έχει αναφερθεί στη βιβλιογραφία αύξηση των σωματιδίων αιθάλης μέχρι και κατά 400%, με ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων 18%, σε εξακύλινδρο τετράχρονο κινητήρα βαρέος τύπου, με όγκο εμβολισμού 6,3lt και αποδιδόμενη ισχύ 175kW [59]. Επίσης, έχει αναφερθεί περίπτωση, κατά την οποία, εφαρμογή ανακυκλοφορίας καυσαερίων που οδήγησε σε μείωση των NO_x κατά 40%, επέφερε αύξηση των σωματιδίων αιθάλης κατά 160%, σε τετράχρονο εξακύλινδρο κινητήρα, ισχύος 211kW [60].

Επιπλέον, με την εφαρμογή της τεχνικής της ανακυκλοφορίας καυσαερίων συνήθως παρατηρείται αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου. Έχει παρατηρηθεί αύξηση μέχρι και 10% στην κατανάλωση καυσίμου, για χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίων σε ποσοστό 12% [11]. Άλλα μειονεκτήματα αποτελούν: η μείωση της ισχύος του κινητήρα, η φθορά που προκαλούν τα καυσαέρια στο σύστημα εισαγωγής αέρα (συμπιεστής, οχetőι κτλ) και το γεγονός ότι δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν μεγάλα ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίων καθώς δημιουργούνται προβλήματα στην καύση: με την αντικατάσταση μεγάλου μέρους του εισαγόμενου αέρα από καυσαέρια, παρατηρείται έλλειψη οξυγόνου και η καύση είναι πολύ φτωγή, με αποτέλεσμα η απόδοσή της να μειώνεται δραματικά. Το πρόβλημα εντείνεται στα μεγάλα φορτία, όπου η ποσότητα του καυσίμου που εγχέεται στον θάλαμο καύσης είναι μεγάλη και το οξυγόνο που εισάγεται δεν επαρκεί για την καύση του. Επίσης, η τεχνική της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων έχει το μειονέκτημα ότι δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε μεταβατικά φορτία, όπου απαιτείται αύξηση του οξυγόνου για να καεί το αυξανόμενο καύσιμο που εισάγεται, οπότε η αντικατάσταση τμήματος του αέρα με καυσαέρια καθίσταται απαγορευτική [11]. Ακόμη, κατασκευαστικά είναι μία αρκετά περίπλοκη μέθοδος, η εφαρμογή της οποίας σε κινητήρες που βρίσκονται ήδη σε λειτουργία δεν είναι αδύνατη, ωστόσο απαιτεί αρκετές και υψηλού κόστους τροποποιήσεις.

Τέλος, υπάρχει ένα ακόμη πρόβλημα, ειδικά στην περίπτωση των ναυτικών κινητήρων, που σχετίζεται με την ποιότητα του καυσίμου: Καθώς το καύσιμο που χρησιμοποιείται στους ναυτικούς κινητήρες Diesel έχει πολύ υψηλή περιεκτικότητα σε θείο, τα καυσαέρια έχουν υψηλές συγκεντρώσεις οξειδίων του θείου. Εάν η θερμοκρασία των καυσαερίων μειωθεί κάτω από μία κρίσιμη τιμή (σημείο δρόσου), τότε τα οξείδια του θείου υδροποιούνται, ενώνονται με τους υδρατμούς που περιέχουν τα καυσαέρια και δημιουργείται θειικό οξύ. Εάν το θειικό οξύ στη συνέχεια έλθει σε επαφή με μεταλλικά μέρη του κινητήρα, μπορεί να προκαλέσει σημαντικότερα προβλήματα διάβρωσης. Έτσι, στην περίπτωση που η θερμοκρασία των καυσαερίων που προορίζονται για ανακυκλοφορία μειωθεί, σε κάποιο

σημείο της διάταξης, κάτω από τη συγκεκριμένη κρίσιμη τιμή, υπάρχει υψηλός κίνδυνος καταστροφής τμημάτων του κινητήρα, λόγω διάβρωσης. Το πρόβλημα αυτό μπορεί να αντιμετωπιστεί με μία τεχνική που ονομάζεται: «εσωτερική ανακυκλοφορία καυσαερίων». Κατά την τεχνική αυτή, αντί να επιστρέφει τμήμα των καυσαερίων εντός του κυλίνδρου, δεν επιτρέπεται εξαρχής η εξαγωγή ολόκληρης της ποσότητας των καυσαερίων από τον κύλινδρο. Αυτό επιτυγχάνεται κλείνοντας νωρίτερα τη βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων.

Παρόλα τα μειονεκτήματά της, η ανακυκλοφορία καυσαερίων μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε συνδυασμό με άλλες τεχνικές (π.χ. με την εισαγωγή νερού [34], [11], [59]), οπότε επιτυγχάνεται ακόμη μεγαλύτερη μείωση των NO_x , χωρίς όμως να εμφανίζονται (τουλάχιστον σε απαγορευτικό βαθμό) πολλά από τα προβλήματα που αναφέρονται παραπάνω, καθώς η έγχυση νερού, σε ορισμένες περιπτώσεις, εξισορροπεί την αρνητική επίδραση που έχει η ανακυκλοφορία καυσαερίων στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης [34], και ίσως και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Όσον αφορά στη χρήση της τεχνικής αυτής σε δίχροτους ναυτικούς κινητήρες Diesel, δεν έχει υπάρξει μέχρι σήμερα κάποια εμπορική εφαρμογή. Ωστόσο, πειράματα που έχουν πραγματοποιηθεί από εταιρία κατασκευής ναυτικών κινητήρων, σε δίχρονο κινητήρα με διάμετρο εμβόλου 500mm, έχουν δείξει ότι οι εκπομπές NO_x μπορούν να μειωθούν με την τεχνική της ανακυκλοφορίας καυσαερίων, μέχρι και κατά 70%, με μικρή σχετικά αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου [12].

3.3.4 Έγχυση Νερού

3.3.4.1 Γενικά

Η ιδέα της έγχυσης νερού στις μηχανές εσωτερικής καύσης δεν είναι καινούργια. Μάλιστα, στους αεριοστροβίλους η έγχυση νερού ή ατμού είναι κοινή πρακτική όχι μόνο στην προσπάθεια περιορισμού των εκπομπών NO_x , αλλά και με στόχο την αύξηση της ειδικής ισχύος¹ και του βαθμού απόδοσης. Η χρήση νερού μπορεί να γίνει με τρεις τρόπους στους αεριοστροβίλους:

- Έγχυση υδρατμού στο ρεύμα αέρα που εξέρχεται από τον συμπιεστή. Το νερό συμπιέζεται με αντλία, ατμοποιείται με χρήση της θερμότητας των καυσαερίων και ο υδρατμός εισέρχεται στο συμπιεσμένο ρεύμα αέρα που οδηγείται στον θάλαμο καύσης.
- Έγχυση νερού στο ρεύμα αέρα που εξέρχεται από τον συμπιεστή. Το νερό συμπιέζεται και εισάγεται στην έξοδο του συμπιεστή, όπου ψύχει τον συμπιεσμένο αέρα, δημιουργώντας μίγμα αέρα – νερού. Το μίγμα οδηγείται σε ανακομιστή θερμότητας, όπου θερμαίνεται από τα καυσαέρια, και στη συνέχεια οδηγείται στον θάλαμο καύσης.
- Έγχυση νερού ή ατμού εντός του θαλάμου καύσης, στην πρωτεύουσα ζώνη της καύσης.

Από τις παραπάνω τεχνικές, οι δύο πρώτες αποσκοπούν σε τριπλή επίδραση: α) αύξηση της ειδικής ισχύος και β) του βαθμού απόδοσης, καθώς αξιοποιείται καλύτερα η θερμότητα των καυσαερίων, αφού αυτά εξέρχονται προς το περιβάλλον με χαμηλότερη θερμοκρασία, και γ) μείωση των εκπομπών NO_x . Τα NO_x μειώνονται για δύο λόγους: πρώτον διότι αυξάνεται η ειδική θερμοχωρητικότητα του μίγματος που εισάγεται στον θάλαμο καύσης, εξαιτίας της υψηλής ειδικής θερμοχωρητικότητας του νερού, με αποτέλεσμα να

¹ Η ειδική ισχύς ενός αεριοστροβίλου ορίζεται ως το πηλίκο της αποδιδόμενης ισχύος προς την παροχή μάζας αέρα στον αεριοστροβίλο.

μειωθεί η θερμοκρασία στην πρωτεύουσα ζώνη της καύσης, και δεύτερον επειδή, με την εισαγωγή του νερού, η περιεκτικότητα του μίγματος σε οξυγόνο μειώνεται (αύξηση λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα), κάτι το οποίο επίσης συνεισφέρει στη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Με έγχυση ατμού ποσότητας περίπου 5% της παροχής αναρροφώμενου αέρα, επιτυγχάνεται μείωση των εκπομπών NO_x εντός των επιτρεπτών ορίων.

Η τρίτη τεχνική αποσκοπεί κυρίως στη μείωση των εκπομπών NO_x, κάτι το οποίο επιτυγχάνεται με τους μηχανισμούς που αναφέρθηκαν παραπάνω. Η ελάττωση των εκπομπών NO_x με αυτή την τεχνική κυμαίνεται μεταξύ 30-70%, ενώ επιτυγχάνεται ταυτόχρονα μείωση και των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης. [65]

Η χρήση νερού σε εμβολοφόρους κινητήρες έχει μελετηθεί και στο παρελθόν· μάλιστα όχι μόνο σε κινητήρες Diesel, αλλά και σε κινητήρες Otto. Η χρήση νερού σε κινητήρες Otto προτάθηκε για την αντιμετώπιση διαφόρων προβλημάτων: Μελετήθηκε η έγχυση νερού εντός του θαλάμου καύσης, ώστε αυτό να αποτελέσει ένα εσωτερικό ψυκτικό μέσο του κινητήρα, και να μην είναι απαραίτητη η ύπαρξη ξεχωριστού συστήματος ψύξης [32]. Επίσης, στην προσπάθεια αύξησης του λόγου συμπίεσης (η οποία οδηγεί σε αύξηση της απόδοσης του κινητήρα, και επομένως σε μείωση της κατανάλωσης καυσίμου), εξετάστηκε η έγχυση νερού, ως μέσο μείωσης της κρουστικής συμπεριφοράς που εμφανίζει το καύσιμο σε υψηλούς λόγους συμπίεσης. Επιχειρήθηκε δηλαδή, με την έγχυση νερού, η αύξηση του αριθμού οκτανίου [52]. Σε άλλες έρευνες εξετάζεται η έγχυση νερού σε εμβολοφόρο κινητήρα Otto αεροπορικής χρήσης, με στόχο τη βελτίωση της αντικρουστικής συμπεριφοράς και την αύξηση της ισχύος. Μάλιστα, αναφέρεται ότι έγχυση ποσότητας νερού ίσης με το 10% του εισαγόμενου καυσίμου επέφερε άνοδο του αριθμού οκτανίου κατά 2-4 μονάδες και αύξηση της ισχύος, στο εύρος 30-50% [37], [18]. Ακόμη, αναφέρεται μείωση των εκπομπών NO_x με την έγχυση νερού σε κινητήρες Otto: με έγχυση 10% νερού (σε σχέση με την ποσότητα της βενζίνης), παρατηρήθηκε μείωση των εκπομπών NO_x κατά 10-20% [35]. Βεβαίως, πολλές από αυτές τις έρευνες αναφέρονται σε ιδιαίτερα παλαιούς κινητήρες, οι οποίοι είχαν πολύ μεγαλύτερα περιθώρια βελτίωσης από τους σύγχρονους.

Γενικά, η εισαγωγή νερού σε εμβολοφόρο κινητήρα μπορεί, υπό συνθήκες, να επιφέρει μειωμένες θερμοκρασίες στο σύστημα, καλύτερη ατμοποίηση του καυσίμου, μειωμένες εκπομπές NO_x, CO και σωματιδίων αιθάλης, συνολική βελτίωση της καύσης, μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και αύξηση της ειδικής ισχύος του κινητήρα. Γι' αυτό και μελετήθηκε αρκετά στο παρελθόν, ενώ υπήρξαν πολλές προσπάθειες να εφαρμοστεί στην πράξη, άλλες με μικρότερη και άλλες με μεγαλύτερη επιτυχία. Τα κύρια προβλήματα που αντιμετωπίστηκαν και αποτέλεσαν τροχοπέδη στην εμπορική εφαρμογή της χρήσης νερού σχετίζονταν με τη διαχείριση των μεγάλων απαιτούμενων ποσοτήτων νερού, καθώς επίσης και με τη σταθερότητα της καύσης, εξαιτίας της συμμετοχής σε αυτήν μεγάλου ποσοστού νερού (σε σχέση με το καύσιμο).

Σήμερα, με τους νέους, αυστηρότερους κανονισμούς για τα όρια εκπομπών ρύπων, η έρευνα για την εισαγωγή νερού στον θάλαμο καύσης εμβολοφόρων κινητήρων, και ειδικότερα κινητήρων Diesel, έρχεται και πάλι στο προσκήνιο, ενώ γίνονται προσπάθειες να επιλυθούν τα προβλήματα που παρουσιάστηκαν στις έρευνες του παρελθόντος, ώστε να μπορέσει η χρήση νερού να αποκτήσει εμπορική εφαρμογή.

Τρεις είναι οι κύριες τεχνικές με τις οποίες επιχειρείται σήμερα η εισαγωγή νερού στους κινητήρες Diesel:

- Δημιουργία γαλακτώματος καυσίμου – νερού
- Εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης
- Απευθείας έγχυση του νερού στον θάλαμο καύσης με χρήση ξεχωριστών εγχυτήρων.

3.3.4.2 Χρήση γαλακτώματος καυσίμου – νερού

Η πλέον αποδοτική μέχρι σήμερα τεχνική έγχυσης νερού σε κινητήρα Diesel είναι η έγχυση στον κινητήρα γαλακτώματος καυσίμου–νερού. Με την τεχνική αυτή το καύσιμο υφίσταται μία προεργασία πριν την εισαγωγή του στον θάλαμο καύσης, κατά την οποία ενσωματώνεται σε αυτό το επιθυμητό ποσοστό νερού. Έτσι, δημιουργείται ένα γαλάκτωμα που περιέχει καύσιμο και νερό, το οποίο εισάγεται κανονικά στον θάλαμο καύσης, από τους εγχυτήρες του καυσίμου. Η τεχνική αυτή συγκεντρώνει μία σειρά πλεονεκτημάτων που την καθιστούν κατάλληλη για χρήση τόσο σε ναυτικούς κινητήρες, όσο και σε κινητήρες χερσαίων εφαρμογών.

Το κύριο πλεονέκτημα της χρήσης γαλακτώματος καυσίμου – νερού είναι ότι υπόσχεται ταυτόχρονη μείωση των εκπομπών NO_x και των σωματιδίων αιθάλης, καθώς και ενδεχόμενη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου, χωρίς μάλιστα να μειωθεί η αποδιδόμενη ισχύς. Γεγονός που, όχι απλά συμβαίνει με ελάχιστες τεχνικές, αλλά αντίθετα, με τις περισσότερες τεχνικές μείωσης ρύπων, η μείωση του ενός ρύπου συνεπάγεται αύξηση του άλλου. Έτσι, η ταυτόχρονη μείωση των δύο αυτών ρυπαντών είναι ένα μεγάλο στοίχημα, καθώς και μία πολύ δύσκολη πρόκληση για την έρευνα, στην οποία πρόκληση φαίνεται πως το γαλάκτωμα καυσίμου–νερού δίνει λύση. Το γεγονός ότι η κατανάλωση καυσίμου είτε μειώνεται είτε παραμένει σταθερή είναι επίσης ένα μεγάλο πλεονέκτημα, καθώς πολλές τεχνικές μείωσης ρύπων συνοδεύονται από αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου.

Η μείωση των NO_x επέρχεται, όπως και στις υπόλοιπες τεχνικές εισαγωγής νερού στον κινητήρα, με τη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, εξαιτίας της αύξησης της ειδικής θερμοχωρητικότητας που προσφέρει η εισαγωγή νερού. Η μείωση των σωματιδίων αιθάλης οφείλεται στην καλύτερη ανάμιξη που επιτυγχάνεται μεταξύ καυσίμου και αέρα: Το νερό που εμπεριέχεται στο γαλάκτωμα ατμοποιείται με την είσοδό του στο ζεστό περιβάλλον του θαλάμου καύσης, και συμπαρασύρει τα σταγονίδια του καυσίμου, οπότε επιτυγχάνεται καλύτερος διασκορπισμός του καυσίμου μέσα στον θάλαμο καύσης και καλύτερη ανάμιξη του με τον αέρα που βρίσκεται εντός του θαλάμου. Αποτέλεσμα αυτού είναι η πιο ομοιόμορφη κατανομή του καυσίμου και η ελάττωση των περιοχών που είναι πλούσιες σε καύσιμο (περιοχές με υψηλό λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα), οι οποίες είναι επιρρεπείς στον σχηματισμό σωματιδίων αιθάλης. Επιπλέον, οι ελεύθερες ρίζες OH^\cdot που σχηματίζονται από τη διάσπαση του μορίου του νερού συνεισφέρουν στην οξείδωση της αιθάλης που έχει ήδη σχηματιστεί [42].

Ένα άλλο σημαντικό πλεονέκτημα, εξαιτίας του οποίου το γαλάκτωμα καυσίμου–νερού έχει αποσπάσει το μεγαλύτερο μέρος της ερευνητικής προσπάθειας στον τομέα εισαγωγής νερού σε κινητήρες Diesel, είναι η απλότητα εφαρμογής της μεθόδου και η δυνατότητα εφαρμογής της σε κινητήρες που βρίσκονται ήδη σε λειτουργία, με μικρές μόνο τροποποιήσεις. Αυτό είναι ιδιαίτερα χρήσιμο, καθώς είναι πιθανό κινητήρες παλαιοί, που δεν πληρούν τις νέες προδιαγραφές για τα όρια εκπομπών ρύπων (βλ. §2.4.2), με μικρές τροποποιήσεις μόνο, να συμμορφωθούν με τα νέα αυτά όρια. Γεγονός σωτήριο, εάν αναλογιστεί κανείς το κόστος κατασκευής ενός μεγάλου ναυτικού κινητήρα Diesel, καθώς επίσης τις τεχνικές δυσκολίες και το κόστος αντικατάστασης ενός τέτοιου κινητήρα σε ένα πλοίο που λειτουργεί. Σε αυτή την περίπτωση, πιθανώς να συμφέρει η απόσυρση του πλοίου παρά η αντικατάσταση του κινητήρα του. Βεβαίως, οι αυστηρότεροι κανονισμοί για τα όρια εκπομπών ρύπων που πρόκειται να εφαρμοστούν στο άμεσο μέλλον αναφέρονται σε νέους κινητήρες, και όχι σε κινητήρες που βρίσκονται ήδη σε λειτουργία. Σε κάθε περίπτωση όμως, η έρευνα συνεχίζεται, με στόχο αποδοτικότερους κινητήρες, με χαμηλότερα επίπεδα εκπεμπόμενων ρύπων.

Εκτός από τα παραπάνω πλεονεκτήματα, η τεχνική του γαλακτώματος παρουσιάζει γενικά τη μεγαλύτερη μείωση NO_x για δεδομένη ποσότητα εισαγόμενου νερού, ή αλλιώς απαιτεί τη μικρότερη ποσότητα εισαγόμενου νερού για συγκεκριμένη μείωση των εκπομπών

NO_x, συγκριτικά με τις υπόλοιπες τεχνικές εισαγωγής νερού στον κινητήρα. Τα επίπεδα μείωσης NO_x είναι συγκρίσιμα με αυτά που επιφέρει η τεχνική της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων. Είναι επισφαλές να αναφέρουμε συγκεκριμένες αριθμητικές τιμές, καθώς η κάθε υπολογιστική ή πειραματική περίπτωση που εξετάζεται στις διάφορες μελέτες που έχουν γίνει είναι εντελώς εξειδικευμένη και πολύ διαφορετική από τις υπόλοιπες. Επιπλέον, η υπολογιστική εκτίμηση των εκπομπών NO_x αποδίδει ποιοτικά τις σωστές τάσεις, ενώ τα ποσοτικά δεδομένα συχνά δεν είναι απόλυτα ακριβή.

Παρόλα αυτά, και εντελώς ενδεικτικά, σημειώνουμε πως στη βιβλιογραφία αναφέρονται τα εξής: Παρατηρήθηκε μείωση των σωματιδίων αιθάλης μέχρι και 70%, για εισαγωγή ποσότητας νερού ίσης με το 20% της ποσότητας καυσίμου, σε τετράχρονο, εξακύλινδρο κινητήρα, διαμέτρου εμβόλου 200mm, διαδρομής εμβόλου 270mm, ταχύτητας περιστροφής 1000rpm και ισχύος ανά κύλινδρο 85kW/cyl [47]. Επίσης, σημειώθηκε μείωση των NO_x κατά περίπου 70%, για εισαγωγή 30% νερού, σε εξακύλινδρο, τετράχρονο κινητήρα βαρέος τύπου, με όγκο εμβολισμού 6,3lt και αποδιδόμενη ισχύ 175kW [59]. Ακόμη, παρατηρήθηκε μείωση των άκαυστων υδρογονανθράκων κατά 60%, με προσθήκη 10% νερού [21]. Σχετικά με την ειδική κατανάλωση καυσίμου, τα ερευνητικά αποτελέσματα είναι διφορούμενα. Κάποιες έρευνες δίνουν μικρή μείωση, ενώ κάποιες άλλες δίνουν μικρή αύξηση. Συγκεκριμένα, παρατηρήθηκε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 3%, με έγχυση 30% νερού [59], ενώ, για το ίδιο ποσοστό νερού, παρατηρήθηκε μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά 5%, σε εξακύλινδρο, τετράχρονο, μεσόστροφο, ναυτικό κινητήρα Diesel, ονομαστικής ισχύος 193,8kW [66]. Άλλες έρευνες οδηγούν στο συμπέρασμα ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου μπορεί να παραμείνει αμετάβλητη [47].

Αναφορικά με την έρευνα σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel, παραθέτουμε τα εξής αποτελέσματα: Σε προσομοίωση που πραγματοποιήθηκε με τη βοήθεια κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, σε κινητήρα με διάμετρο εμβόλου 540mm, διαδρομή εμβόλου 2150mm, ισχύ ανά κύλινδρο: 1950kW/cyl και ταχύτητα περιστροφής σε πλήρες φορτίο 109rpm, σημειώθηκε μείωση των NO_x κατά 61% και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 2%, με εισαγωγή ποσότητας νερού ίσης με το 50% της ποσότητας καυσίμου [50].

Όσον αφορά στα αποτελέσματα από την εμπορική χρήση της τεχνικής, έχει παρατηρηθεί μείωση των NO_x κατά περίπου 33%, με εισαγωγή 15-20% νερού στο γαλακτώμα, σε τετράχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel διάταξης V, με διάμετρο εμβόλου 480mm, διαδρομή 600mm, ισχύ ανά κύλινδρο: 1200kW/cyl και ταχύτητα περιστροφής σε πλήρες φορτίο: 514rpm [24]. Ωστόσο, η ανοχή σχετικά με την κατανάλωση καυσίμου αυξήθηκε από 3% σε 5% [25]. Επίσης, εταιρία κατασκευής ναυτικών κινητήρων έκανε πειράματα σε ενδεκακύλινδρο, δίχρονο ναυτικό κινητήρα, διαδρομής εμβόλου 2300mm, συνολικής ισχύος 50270kW και ταχύτητας περιστροφής 104rpm, από τα οποία προέκυψε μείωση των NO_x κατά 10%, για κάθε 10% νερού που προστίθεντο [12]. Ωστόσο, η τεχνική αυτή δεν έχει βρει ακόμη εμπορική εφαρμογή σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες. Αντίθετα, έχει καταγραφεί περίπτωση εφαρμογής της τεχνικής του γαλακτώματος καυσίμου-νερού σε δίχρονο, βραδύστροφο κινητήρα, διαμέτρου εμβόλου 900mm, ο οποίος χρησιμοποιείται σε σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Ο εν λόγω κινητήρας λειτουργεί με εισαγωγή 20% νερού, υπό μορφή γαλακτώματος, από το 1984 (έως τουλάχιστον το 2001 – χρονολογία συγγραφής της πηγής), χωρίς κάποιο σημαντικό πρόβλημα [47].

Παρά τα πλεονεκτήματα που αναφέρθηκαν παραπάνω, η τεχνική του γαλακτώματος εμφανίζει μία σειρά από μειονεκτήματα, τα οποία κάνουν τους ερευνητές να μελετούν και άλλες μεθόδους εισαγωγής νερού σε κινητήρες Diesel. Τα μειονεκτήματα αυτά αναλύονται ακολούθως.

Η προετοιμασία του γαλακτώματος είναι μία διεργασία, συνήθως αρκετά επίπονη και χρονοβόρα. Στη βιβλιογραφία αναφέρονται εργαστηριακές τεχνικές, κατά τις οποίες η

προετοιμασία του μίγματος καυσίμου–νερού απαιτεί μέχρι και 24 ώρες [21]. Εντός του πλοίου, λοιπόν, χρειάζεται κάποια ειδική διάταξη γαλακτωματοποίησης, η οποία θα αυξήσει την πολυπλοκότητα του συστήματος. Επίσης, απαιτείται επιπλέον ενέργεια για τη λειτουργία της διάταξης αυτής. Ακόμη, πρόβλημα αποτελεί η διατήρηση της ομοιογένειας του γαλακτώματος. Ανάλογα με την πυκνότητα του καυσίμου, το γαλάκτωμα ίσως να μην παραμένει ομογενοποιημένο για περισσότερο από μερικά λεπτά. Επομένως η διαδικασία της γαλακτωματοποίησης πρέπει να πραγματοποιηθεί ακριβώς πριν την έγχυση του γαλακτώματος στον θάλαμο καύσης. Εάν το γαλάκτωμα παραμείνει στάσιμο για περισσότερο χρόνο από τον προβλεπόμενο, τότε θα εισέλθει στον θάλαμο καύσης ετερογενές, με αρνητικές ίσως συνέπειες στην ποιότητα της καύσης, στην εκπομπή ρύπων και στη διάρκεια ζωής του κινητήρα. Επιπλέον, η τεχνική του γαλακτώματος δεν είναι κατάλληλη για όλες τις κατηγορίες καυσίμων. Εάν η πυκνότητα του καυσίμου δεν είναι παραπλήσια της πυκνότητας του νερού, τότε το γαλάκτωμα δεν μπορεί να διατηρηθεί ομογενοποιημένο, ούτε για τον ελάχιστο χρόνο που απαιτείται μέχρι να εισαχθεί στον κινητήρα για καύση. Επομένως η τεχνική αυτή μπορεί να εφαρμοστεί μόνο στην περίπτωση χρήσης σχετικά βαρέων καυσίμων.

Το σημαντικότερο μειονέκτημα της τεχνικής του γαλακτώματος είναι η αδυναμία ρύθμισης της ποσότητας του εγχέομενου νερού σε σχέση με το φορτίο του κινητήρα. Εξαιτίας αυτού δεν μπορεί να γίνει δυναμική ρύθμιση της ποιότητας της καύσης, ανάλογα με το φορτίο. Σε χαμηλά φορτία, μεγάλη ποσότητα νερού προκαλεί αστάθεια της καύσης, εξαιτίας υπερβολικής απορρόφησης θερμότητας, με αποτέλεσμα η θερμοκρασία της καύσης να είναι ιδιαίτερα χαμηλή. Η επακόλουθη κακή ποιότητα της καύσης οδηγεί σε αύξηση των εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων. Για να υπάρξει, λοιπόν, ικανοποιητική ποιότητα καύσης σε χαμηλά φορτία, το ποσοστό νερού στο γαλάκτωμα δεν μπορεί, στην πράξη να υπερβεί κάποιο συγκεκριμένο όριο. Σύμφωνα με μία έρευνα, το όριο αυτό ανέρχεται στο 12% [11]. Αυτό το ποσοστό, όμως, είναι ανεπαρκές για ικανοποιητική μείωση των NO_x και των σωματιδίων αιθάλης σε πλήρες φορτίο. Από την άλλη πλευρά, βέβαια, εταιρία κατασκευής ναυτικών κινητήρων ισχυρίζεται ότι δοκίμασε πειραματικά την εισαγωγή νερού σε ποσοστό 50% επί του καυσίμου, σε πεντακύλινδρο, δίχρονο κινητήρα, διαδρομής εμβόλου 2400mm, συνολικής ισχύος 11900kW και ταχύτητας περιστροφής 105rpm, χωρίς να εμφανιστούν προβλήματα στη διαδικασία της καύσης. Ωστόσο, δεν διευκρινίζεται εάν οι δοκιμές πραγματοποιήθηκαν σε όλο το εύρος φορτίων του κινητήρα [12].

Ένα άλλο, επίσης σημαντικό μειονέκτημα είναι ότι, για να διατηρηθεί ίδια η αποδιδόμενη ειδική ισχύς του κινητήρα, πρέπει η ποσότητα του εγχέομενου καυσίμου να παραμείνει σταθερή. Επομένως η ποσότητα του νερού πρέπει να προστεθεί επιπλέον της ποσότητας του καυσίμου· δεν μπορεί να αντικαταστήσει μέρος αυτής. Δηλαδή, από κάθε εγχυτήρα εγχέεται μεγαλύτερη ποσότητα ρευστού, από όση θα εγχόταν στην περίπτωση έγχυσης μόνο καυσίμου και όχι γαλακτώματος καυσίμου–νερού. Αυτό οδηγεί στην αύξηση της χρονικής διάρκειας της έγχυσης. Σε πλήρες φορτίο, οπότε η ποσότητα καυσίμου που πρέπει να εισαχθεί στον θάλαμο καύσης ανά κύκλο είναι η μέγιστη, η χρονική διάρκεια της έγχυσης αυξάνεται τόσο που οδηγεί σε καθυστερημένη καύση στη φάση της εκτόνωσης και σε καθυστέρηση του πέρατος της καύσης. Το γεγονός αυτό έχει ως αποτέλεσμα υψηλή θερμοκρασία καυσαερίων. Έτσι, τα καυσαέρια, εξερχόμενα μέσω της βαλβίδας εξαγωγής, την καταπονούν θερμικά σε βαθμό μη αποδεκτό. Επίσης, με την καθυστερημένη καύση, είναι δυνατό να αυξηθούν τα επίπεδα εκπομπών σωματιδίων αιθάλης, καθώς η αιθάλη που σχηματίζεται στα τελευταία στάδια της καύσης δεν μπορεί να οξειδωθεί πριν ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής, τόσο λόγω του περιορισμένου χρόνου που μεσολαβεί, όσο εξαιτίας της χαμηλής θερμοκρασίας που επικρατεί εντός του κυλίνδρου, κατά το τελευταίο στάδιο της καύσης. Η υπερβολικά καθυστερημένη καύση, λοιπόν, είναι ένας ακόμη λόγος περιορισμού της ποσότητας του νερού που μπορεί να εισαχθεί στον κινητήρα, με την τεχνική του γαλακτώματος.

Ακόμη, εάν η θερμοκρασία του γαλακτώματος υπερβεί κάποια κρίσιμη τιμή, τότε το γαλάκτωμα διαλύεται [30]. Επομένως, χρειάζεται προσεκτικός σχεδιασμός στο δίκτυο τροφοδοσίας του κινητήρα με το γαλάκτωμα, καθώς επίσης και στο δίκτυο επιστροφής του γαλακτώματος που δεν εγχύθηκε στον κινητήρα, ούτως ώστε η θερμοκρασία του ρευστού να μην υπερβαίνει σε κανένα σημείο του δικτύου την κρίσιμη τιμή. Τέλος, υπάρχει ο κίνδυνος να μειωθεί ο χρόνος ζωής τμημάτων της εγκατάστασης, εξαιτίας της διάβρωσής τους από το νερό. Το συγκεκριμένο πρόβλημα εμφανίζεται, σε μικρότερο ή μεγαλύτερο βαθμό, με όλες τις τεχνικές έγχυσης νερού στον κινητήρα.

Η τεχνική εισαγωγής νερού στον κινητήρα υπό μορφή γαλακτώματος είναι ιδανική για χρήση μαζί με άλλες τεχνικές μείωσης ρύπων, όπως η τεχνική της ανακυκλοφορίας καυσαερίων [11], [34], [59]. Τα ιδιαίτερα πλεονεκτήματα της τεχνικής του γαλακτώματος αντισταθμίζουν τα μειονεκτήματα των άλλων τεχνικών, ενώ, σε συνδυασμό με αυτές, επιτυγχάνεται περαιτέρω μείωση των NO_x .

3.3.4.3 Εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης

Λόγω των μειονεκτημάτων που εμφανίζει η τεχνική της χρήσης γαλακτώματος καυσίμου–νερού, τα οποία αναφέρθηκαν στην προηγούμενη υποπαράγραφο, γίνεται έρευνα για την εύρεση και την αποδοτική εφαρμογή και άλλων τεχνικών εισαγωγής νερού στον κινητήρα. Μία από αυτές είναι η εισαγωγή νερού μέσω του οχετού εισαγωγής, μαζί με τον αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο για την καύση. Με τον τρόπο αυτόν, το νερό αναμιγνύεται με τον αέρα εισαγωγής, και στον κύλινδρο εισάγεται ένα ομογενοποιημένο μίγμα αέρα και νερού. Στο μίγμα αυτό ψεκάζεται το καύσιμο, και η καύση λαμβάνει χώρα με χαμηλότερη θερμοκρασία φλόγας, συγκριτικά με την περίπτωση εισαγωγής ξηρού αέρα. Αυτή η μείωση της θερμοκρασίας της καύσης οδηγεί και πάλι στη μείωση των εκπομπών NO_x .

Υπάρχουν διάφορες τεχνικές με τις οποίες είναι δυνατή η εισαγωγή του νερού στον θάλαμο καύσης, μέσω του αέρα εισαγωγής:

- Ψεκασμός του νερού στο ρεύμα εισαγωγής του αέρα, για κάθε κύλινδρο ξεχωριστά, ακριβώς πριν τις θυρίδες (ή τις βαλβίδες) εισαγωγής. Υπάρχει ένας εγχυτήρας νερού για κάθε κύλινδρο. [17], [21]
- Εισαγωγή του νερού σε ένα σημείο, πριν τον στροβιλοϋπερπληρωτή. Υπάρχει ένας κεντρικός εγχυτήρας νερού στον κεντρικό οχετό εισαγωγής αέρα, πριν τον στροβιλοϋπερπληρωτή. [21]
- Εισαγωγή του νερού σε ένα σημείο, μετά τον στροβιλοϋπερπληρωτή. Υπάρχει ένας κεντρικός εγχυτήρας νερού στον κεντρικό οχετό εισαγωγής αέρα, πριν αυτός διακλαδωθεί (πριν την πολλαπλή εισαγωγής). [21]

Το κύριο πλεονέκτημα της τεχνικής αυτής είναι το γεγονός ότι μπορεί να γίνει δυναμική ρύθμιση της ποσότητας νερού που εισάγεται στον κινητήρα, κάτι το οποίο δεν είναι δυνατό με την τεχνική του γαλακτώματος. Στην παρούσα τεχνική, με ηλεκτρονική ρύθμιση του εγχυτήρα (ή των εγχυτήρων) νερού, καθίσταται δυνατή η εισαγωγή στον θάλαμο καύσης ακριβώς της επιθυμητής ποσότητας νερού, ανάλογα με το εκάστοτε φορτίο του κινητήρα. Έτσι, θεωρητικά, είναι περισσότερο εύκολος ο έλεγχος, σε πραγματικό χρόνο, των συνθηκών και της ποιότητας της καύσης.

Ένα εξίσου σημαντικό πλεονέκτημα είναι ότι η τεχνική αυτή είναι κατασκευαστικά πολύ απλή και ως εκ τούτου μπορεί να εφαρμοστεί εύκολα σε κινητήρες που λειτουργούν ήδη· πιο εύκολα ακόμη και από την τεχνική του γαλακτώματος: Στην τεχνική εισαγωγής γαλακτώματος καυσίμου–νερού απαιτείται ειδική διάταξη προετοιμασίας του καυσίμου και εμπλουτισμού του με το νερό. Αντίθετα, στην τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον

αέρα εισαγωγής, αρκεί να προσαρμοστεί σε κάποιο σημείο (ή κάποια σημεία) του οχετού εισαγωγής αέρα ένας εγγυτήρας νερού, μαζί με τη διάταξη που τον υποστηρίζει, η οποία όμως είναι πολύ πιο απλή από τη διάταξη γαλακτωματοποίησης που απαιτείται στην πρώτη περίπτωση.

Ένα άλλο πλεονέκτημα είναι ότι η ατμοποίηση του νερού πραγματοποιείται συνήθως κατά τη φάση της εισαγωγής, με τη βοήθεια της εσωτερικής ενέργειας του αέρα εισαγωγής και των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης (τοιχώματα κυλίνδρου, κεφαλή εμβόλου, καπάκι κυλίνδρου). Επομένως, αφενός δεν καταναλώνεται τμήμα της αποδιδόμενης ενέργειας της καύσης, για την ατμοποίηση του νερού, αλλά αποδίδεται σχεδόν εξ ολοκλήρου προς παραγωγή ωφέλιμου έργου, και αφετέρου μειώνονται οι ανάγκες ψύξης του κινητήρα [9], [17], [52]. Το πλεονέκτημα αυτό δεν είναι αποκλειστικό της συγκεκριμένης τεχνικής, καθώς, υπό συνθήκες, μπορεί να χαρακτηρίζει και άλλες τεχνικές εισαγωγής νερού.

Επιπλέον, η συγκεκριμένη τεχνική, σε αντίθεση με την τεχνική του γαλακτώματος, μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε κινητήρες που χρησιμοποιούν σχετικά ελαφρύ καύσιμο, όπως είναι οι κινητήρες Otto. Η τεχνική του γαλακτώματος είναι ακατάλληλη για ελαφριά καύσιμα, αφού το γαλάκτωμα δεν μπορεί να παραμείνει ομογενοποιημένο. Αντίθετα, με την τεχνική της εισαγωγής του νερού μέσω του αέρα εισαγωγής, η έγχυση νερού μπορεί να επεκταθεί και σε κινητήρες Otto, καθώς δεν απαιτείται εκ των προτέρων ανάμιξη του καυσίμου με το νερό.

Τέλος, ένα ακόμη πλεονέκτημα (όχι μόνο της συγκεκριμένης τεχνικής) είναι το γεγονός ότι, με την εισαγωγή νερού, μειώνεται η θερμοκρασία των καυσαερίων, επομένως μειώνεται η θερμική ρύπανση που προκαλεί ο κινητήρας. [52]

Παρόλα τα παραπάνω πλεονεκτήματα συγκριτικά με την τεχνική του γαλακτώματος, η τεχνική της εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα καύσης εμφανίζει μία σειρά από σοβαρά μειονεκτήματα, τα οποία, προς το παρόν, την καθιστούν ίσως τη λιγότερο ανταγωνιστική από τις τρεις κύριες τεχνικές εισαγωγής νερού στον κινητήρα.

Το σημαντικότερο μειονέκτημα είναι τα αυξημένα επίπεδα εκπομπών σωματιδίων αιθάλης που συνήθως παρατηρούνται. Παρότι έχουν αναφερθεί στη βιβλιογραφία περιπτώσεις, στις οποίες οι εκπομπές σωματιδίων αιθάλης δεν επηρεάζονται ([34], [52]), γενικά, οι αντίστοιχες συγκεντρώσεις αυξάνονται με τη χρήση της εν λόγω τεχνικής, και μάλιστα, για να επιτευχθούν αξιόλογα ποσοστά μείωσης των εκπεμπόμενων NO_x , το τμήμα στην αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης είναι συνήθως βαρύ [17], [60], [66]. Ο λόγος είναι ότι, σε αντίθεση με την τεχνική του γαλακτώματος, στην οποία το νερό, καθώς είναι αναμεμιγμένο με το καύσιμο, το βοηθάει να διασκορπιστεί και να αντιδράσει με τον αέρα, στην παρούσα τεχνική, επειδή το νερό είναι αναμεμιγμένο με τον αέρα, εμποδίζει το καύσιμο να αναμιχθεί καλά με αυτόν. Ως αποτέλεσμα, η ποιότητα της καύσης δεν είναι καλή και υπάρχουν περιοχές με μεγάλη συγκέντρωση καυσίμου (τοπικά υψηλός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα), οι οποίες οδηγούν στην αύξηση της παραγωγής σωματιδίων αιθάλης.

Ένα άλλο σημαντικό μειονέκτημα είναι ότι, για να επιτευχθεί ίδιο ποσοστό μείωσης των NO_x με αυτό που επιτυγχάνεται με την τεχνική του γαλακτώματος, απαιτείται πολύ μεγαλύτερη ποσότητα εισαγόμενου νερού (έως και διπλάσια, σε ορισμένες περιπτώσεις [17]). Το γεγονός αυτό αφενός έχει ως συνέπεια τη μείωση της θερμικής απόδοσης του κινητήρα και αφετέρου δημιουργεί προβλήματα στην παραγωγή ή την αποθήκευση των ποσοτήτων νερού που απαιτούνται. Επίσης, μπορεί να δημιουργήσει προβλήματα ακόμη και στην ίδια τη σταθερότητα της καύσης, ιδιαίτερα σε χαμηλά φορτία, όπου η αποδιδόμενη ενέργεια της καύσης είναι μικρή και μεγάλο μέρος της απορροφάται εξαιτίας της μεγάλης ειδικής θερμοχωρητικότητας του νερού.

Επιπλέον, με την εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, παρατηρείται συχνά αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου και πτώση της ισχύος του κινητήρα. Ένας παράγοντας

που επηρεάζει την αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου είναι η προκαλούμενη καθυστέρηση έναυσης και η μετατόπιση (χρονική υστέρηση) του πέρατος της καύσης. [17], [52].

Επίσης, όπως ισχύει γενικά για την εισαγωγή νερού, πρόβλημα αποτελεί η διάβρωση που προκαλεί το νερό στα μηχανικά μέρη του κινητήρα από τα οποία διέρχεται, με αποτέλεσμα τη μείωση της διάρκειας ζωής συγκεκριμένων εξαρτημάτων ή και ολόκληρου του κινητήρα. Το πρόβλημα αυτό υπάρχει με κάθε τεχνική έγχυσης νερού, όμως με την εν λόγω τεχνική καθίσταται εντονότερο, καθώς μεγαλύτερα και περισσότερα εξαρτήματα του κινητήρα έρχονται σε άμεση επαφή με το νερό σε υγρή μορφή. Αν, για παράδειγμα, το νερό εισάγεται πριν από τον στροβιλοϋπερπληρωτή, τότε κινδυνεύουν από διάβρωση σχεδόν ολόκληρο το σύστημα οχετών εισαγωγής, οι θυρίδες εισαγωγής, καθώς επίσης και ο ίδιος ο συμπιεστής. Ακόμη, χρειάζεται ιδιαίτερη προσοχή ώστε να διασφαλιστεί ότι το εισαγόμενο νερό στον θάλαμο καύσης θα ατμοποιηθεί εγκαίρως και θα αναμειχθεί πλήρως με τον αέρα, ούτως ώστε να μην προκαλέσει προβλήματα διάβρωσης εντός του κυλίνδρου [30].

Ένα ακόμη μειονέκτημα με την εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα καύσης αποτελεί η επερχόμενη πτώση του αριθμού Κετανίου (δηλαδή η μείωση της ικανότητας αυτανάφλεξης του καυσίμου), γεγονός που οδηγεί σε καθυστέρηση της ανάφλεξης και σε έντονη προαναμεμιγμένη καύση. Εργαστηριακές μετρήσεις σε πρότυπο κινητήρα CFR (Cooperative Fuel Research engine), ο οποίος χρησιμοποιείται για μέτρηση του αριθμού Κετανίου, έδειξαν ότι, με εισαγωγή 150% νερού, σε σχέση με τη μάζα του καυσίμου, ο αριθμός Κετανίου μειώθηκε κατά 15 μονάδες: από την τιμή 61 στην τιμή 46. [9]

Όσον αφορά σε αριθμητικές τιμές της μείωσης των εκπομπών NO_x και της ποσότητας του εισαγόμενου νερού, επισημαίνοντας ξανά ότι αυτές μπορούν να είναι μόνο ενδεικτικές, αφού κάθε έρευνα γίνεται υπό πολύ ειδικές συνθήκες και με πολύ συγκεκριμένες ρυθμίσεις, παραθέτουμε τα εξής στοιχεία από τη βιβλιογραφία: Σε τετράχρονο, τετρακύλινδρο κινητήρα Diesel, όγκου εμβολισμού 2,5lt και ταχύτητας περιστροφής 2500rpm, παρατηρήθηκε μείωση των εκπομπών NO_x μέχρι και 60%, για λόγο νερού/καυσίμου 2 (δηλαδή για ποσότητα νερού ίση με το 200% της ποσότητας του καυσίμου) [34]. Η μέγιστη αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης που παρατηρήθηκε είναι της τάξης του 92%, για εισαγωγή ποσότητας νερού 0,0102kg/kg_{αέρα}, σε εξακύλινδρο, τετράχρονο μεσόστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel, ονομαστικής ισχύος 193,8kW [66]. Άλλη έρευνα [60] έδειξε ότι, για να μειωθούν οι εκπομπές NO_x κατά 40% σε τετράχρονο εξακύλινδρο κινητήρα, ισχύος 211kW, το τίμημα στην αύξηση των σωματιδίων αιθάλης είναι της τάξης του 80%. Στην ίδια έρευνα προέκυψε ότι, με την εισαγωγή ποσότητας νερού ίσης με το 46,6% της ποσότητας του καυσίμου, προκύπτει αύξηση των σωματιδίων αιθάλης κατά 75%.

Σχετικά με την απόδοση της καύσης, έχει παρατηρηθεί μείωση του βαθμού απόδοσης τετράχρονου, μονοκύλινδρου κινητήρα, ισχύος 5,2kW και ταχύτητας περιστροφής 1500rpm, κατά 12%, με την εισαγωγή νερού με λόγο νερού/καυσίμου: 3,5 [52]. Επίσης, σε άλλη έρευνα προέκυψε ότι, για μείωση των NO_x κατά 40%, η κατανάλωση καυσίμου αυξήθηκε κατά 4% [60]. Όσον αφορά στην ευεργετική επίδραση που έχει η εισαγωγή νερού με τον αέρα της καύσης στην ψύξη του κινητήρα, έχει παρατηρηθεί, για λόγο νερού/καυσίμου ίσο με 3,5, μείωση της απαγόμενης θερμότητας με το ψυκτικό μέσο κατά 40% και μείωση της θερμότητας των καυσαερίων κατά 35% [52].

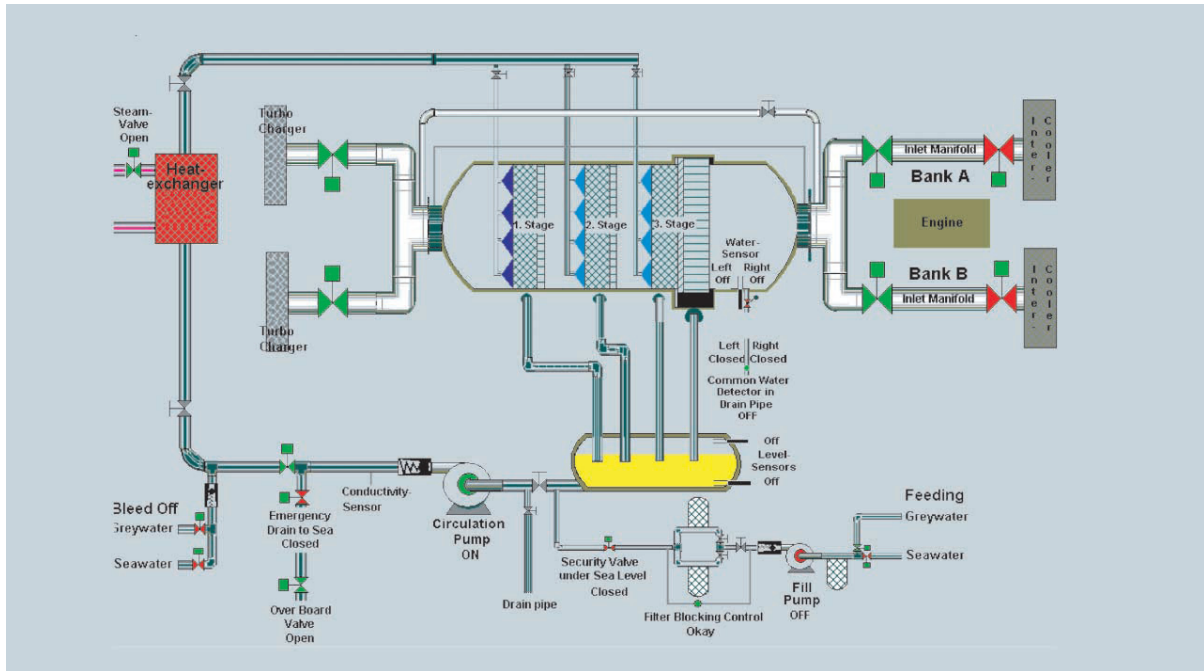
Δεν στάθηκε δυνατό να συλλέξουμε ερευνητικά αποτελέσματα που να σχετίζονται με την εφαρμογή της τεχνικής της εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα, σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Ούτε υπάρχουν αντίστοιχα στοιχεία από εμπορική χρήση της εν λόγω τεχνικής. Ωστόσο, η τεχνική αυτή εφαρμόζεται ήδη εμπορικά σε τετράχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel: Μία εταιρία κατασκευής ναυτικών κινητήρων υπόσχεται μείωση των εκπομπών NO_x κατά 30-50%, με εισαγωγή ποσότητας νερού διπλάσιας από αυτήν του καυσίμου, σε ένα ευρύ φάσμα τετράχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel, με ισχύ από 180kW/cyl έως 975kW/cyl [51]. Άλλη εταιρία κατασκευής ναυτικών κινητήρων υπόσχεται

μείωση των NO_x κατά 70-80% με σύστημα εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, το οποίο απαιτεί ελάχιστη επιπλέον ενέργεια, ενώ δεν αυξάνει μετρήσιμα την κατανάλωση καυσίμου. Η συγκεκριμένη εφαρμογή έγινε σε τετράχρονο κινητήρα διάταξης V, με διάμετρο εμβόλου 400mm, διαδρομή 500mm, ταχύτητα περιστροφής 600rpm και ισχύ ανά κύλινδρο: 750kW/cyl [22].

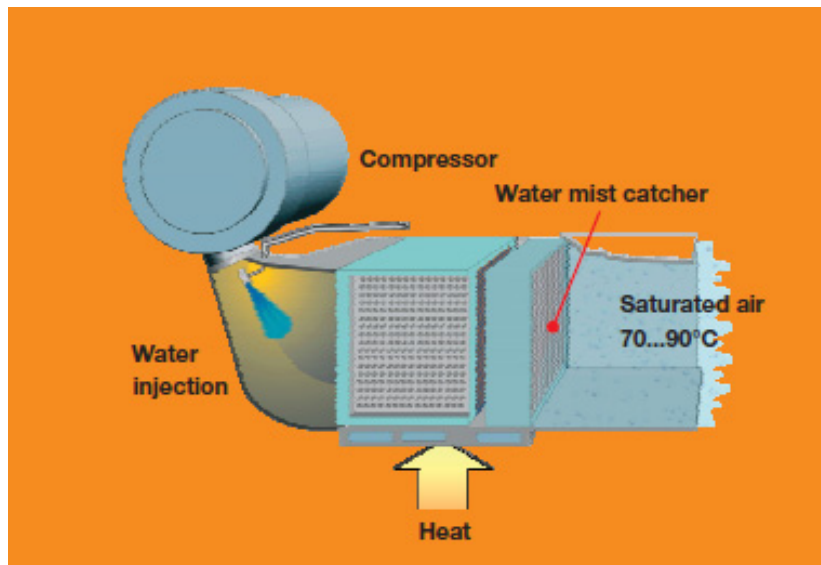
Ενδιαφέρον παρουσιάζει η χρήση της συγκεκριμένης τεχνικής εισαγωγής νερού σε κινητήρες Otto. Αναφέρεται περίπτωση, κατά την οποία διεξήχθησαν πειράματα σε πρότυπο κινητήρα CFR και, για λόγο νερού/καυσίμου ίσο με 2, παρατηρήθηκε μείωση των εκπομπών NO_x πάνω από 70%, ενώ ταυτόχρονα αυξήθηκε ο αριθμός οκτανίου πάνω από 25 μονάδες και έφτασε το 100 [9]. Γεγονός πολύ χρήσιμο, αν αναλογιστεί κανείς ότι με τον τρόπο αυτό καθίσταται δυνατή η χρήση καυσίμων με χαμηλό αριθμό οκτανίου, χωρίς την προσθήκη ουσιών που βοηθούν στην αντικρουστική καύση, οι οποίες, ως επί το πλείστον, είναι βλαβερές για το περιβάλλον και καρκινογόνες.

Τέλος, υπάρχει η δυνατότητα χρήσης αυτής της τεχνικής εισαγωγής νερού, σε συνδυασμό με άλλες τεχνικές, όπως για παράδειγμα με την τεχνική της ανακυκλοφορίας καυσαερίων [34]. Η απόδοση όμως ενός τέτοιου συνδυασμού συνήθως υστερεί σε σχέση με την απόδοση ενός συνδυασμού που χρησιμοποιεί για την εισαγωγή νερού την τεχνική του γαλακτώματος καυσίμου-νερού, εξαιτίας των συγκριτικών πλεονεκτημάτων που παρουσιάζει η τεχνική του γαλακτώματος.

Από την παραπάνω ανάλυση προκύπτει το συμπέρασμα ότι απαιτείται περαιτέρω έρευνα για τη βελτιστοποίηση των συνθηκών εισαγωγής νερού και γενικότερα των παραμέτρων της καύσης, ώστε η τεχνική της εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα της καύσης να γίνει ανταγωνιστική σε σύγκριση με την τεχνική του γαλακτώματος, και να καταστεί δυνατό να αξιοποιηθούν στην πράξη τα συγκριτικά της πλεονεκτήματα. Βέβαια, κάποια μειονεκτήματα, όπως η αυξημένη φθορά από διάβρωση, θα παραμένουν και θα αναζητούν επίλυση ίσως για αρκετό καιρό ακόμη. Έτσι, όπως θα αναπτυχθεί και στη συνέχεια, φαίνεται πως έχει στραφεί αλλού το ενδιαφέρον των ερευνητών, όσον αφορά στην ανάπτυξη τεχνικών έγχυσης νερού, που να έχουν την αποδοτικότητα της τεχνικής του γαλακτώματος, αλλά να μην χαρακτηρίζονται από τα μειονεκτήματά της. Για τους λόγους αυτούς, η τεχνική της εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα της καύσης φαίνεται ότι, προς το παρόν, έρχεται σε δεύτερη, ή καλύτερα σε τρίτη μοίρα, στην προσπάθεια ανεύρεσης συνολικά βέλτιστης τεχνικής έγχυσης νερού.



Εικόνα 3.9
 Διάγραμμα ροής συστήματος εφύγρανσης του αέρα εισαγωγής [22].



Εικόνα 3.9
 Απεικόνιση συστήματος εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα, το οποίο εφαρμόζεται σε σύγχρονους τετράχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel [54].

3.3.4.4 Απευθείας έγχυση νερού

Μία άλλη τεχνική εισαγωγής νερού που μελετάται στην προσπάθεια να αντιμετωπιστούν τα προβλήματα που παρουσιάζει η τεχνική του γαλακτώματος είναι η απευθείας έγχυση νερού εντός του θαλάμου καύσης. Στην τεχνική αυτή χρησιμοποιούνται ξεχωριστοί εγχυτήρες για την έγχυση του νερού, οι οποίοι τροφοδοτούνται από επίσης ξεχωριστή διάταξη κοινού διανομέα (common rail), και ελέγχονται από μία αντίστοιχη υπολογιστική μονάδα. Έτσι, στην κεφαλή του κυλίνδρου είναι προσαρμοσμένοι δύο ειδών εγχυτήρες: οι εγχυτήρες καυσίμου και ο εγχυτήρας (ή οι εγχυτήρες) νερού.

Η τεχνική αυτή παρουσιάζει σειρά πλεονεκτημάτων, τα οποία έχουν κινήσει το ενδιαφέρον της ερευνητικής κοινότητας. Το κύριο πλεονέκτημα είναι η απεριόριστη ευελιξία που υπάρχει στη χωρική, χρονική και ποσοτική ρύθμιση της εισαγωγής νερού. Εφόσον το νερό εισάγεται με ξεχωριστούς εγχυτήρες, η εισαγωγή του δεν εξαρτάται από άλλες διαδικασίες εισαγωγής στον θάλαμο καύσης (εισαγωγή αέρα ή εισαγωγή καυσίμου). Έτσι, είναι δυνατό οι εγχυτήρες του νερού να τοποθετηθούν ακριβώς στην επιθυμητή θέση, ενώ υπάρχει η δυνατότητα της ρύθμισης όχι μόνο της ποσότητας του εγχεόμενου νερού, όπως συμβαίνει στην τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, αλλά και του χρονισμού έγχυσης του νερού, με σκοπό τη βελτιστοποίηση της απόδοσης της καύσης. Δηλαδή, η χρονική στιγμή της εισαγωγής του νερού στον θάλαμο καύσης δεν είναι απαραίτητο να συμπίπτει με την εισαγωγή του αέρα ή την έγχυση του καυσίμου, αλλά μπορεί να επιλεγεί εντελώς ανεξάρτητα.

Μάλιστα, η ρύθμιση της ποσότητας του εγχεόμενου νερού είναι πολύ πιο άμεση από εκείνη στην περίπτωση της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, αφού εδώ το νερό εγχέεται απευθείας εντός του κυλίνδρου, οπότε μπορεί ακαριαία, από τον έναν κύκλο στον επόμενο, να αυξηθεί ή να μειωθεί η ποσότητά του. Αυτό είναι ένα μεγάλο πλεονέκτημα σε μεταβατικό φορτίο, όπου αλλάζουν απότομα οι συνθήκες της καύσης, εξαιτίας αφενός της εισαγωγής επιπλέον ποσότητας καυσίμου και αφετέρου της υστέρησης αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, εξαιτίας της οποίας καθυστερεί η αύξηση της ποσότητας του αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο για την καύση.

Η συγκεκριμένη τεχνική έχει πολύ καλή απόδοση στη μείωση των NO_x , ενώ παρουσιάζει το πλεονέκτημα ότι με την εφαρμογή της, η συγκέντρωση των σωματιδίων αιθάλης παρουσιάζει, υπό συνθήκες, πτωτική τάση (όχι τόσο έντονη όσο με την τεχνική του γαλακτώματος). Επίσης, υπό συνθήκες, είναι δυνατή η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου [36]. Χρειάζεται πολλή προσοχή, ωστόσο, και λεπτές ρυθμίσεις, καθώς είναι εύκολο αυτά τα μεγέθη να μεταβληθούν αντίθετα από το προσδοκώμενο [20].

Η μείωση των σωματιδίων αιθάλης που μπορεί να επιτευχθεί με την απευθείας έγχυση νερού, σε συνδυασμό με τη δυναμική ρύθμιση της ποσότητας του νερού που εισάγεται, οδηγεί και σε ένα ακόμη πλεονέκτημα: Σε μεταβατικά φορτία, ο κινητήρας εκπέμπει μεγάλη ποσότητα σωματιδίων αιθάλης (καπνού), λόγω της περίσσειας καυσίμου και της έλλειψης οξυγόνου. Εξαιτίας τούτου υπάρχει συγκεκριμένο όριο στον ρυθμό με τον οποίο αυτός μπορεί να επιταχύνει (στον ρυθμό αύξησης της ροπής του, δηλαδή). Με την εισαγωγή επιπλέον ποσότητας νερού σε μεταβατικό φορτίο, οι εκπομπές σωματιδίων αιθάλης μειώνονται στιγμιαία, και έτσι ο κινητήρας μπορεί να επιταχύνει γρηγορότερα (μπορεί να εισαχθεί περισσότερο καύσιμο), χωρίς το σημείο λειτουργίας του να βρεθεί εκτός του ορίου καπνού [11].

Επιπλέον, με την τεχνική αυτή είναι δυνατό, υπό συνθήκες, να μειωθούν οι θερμικές απώλειες του κινητήρα, αφού το ατμοποιημένο νερό μπορεί να αποτελέσει ένα διαχωριστικό – μονωτικό στρώμα μεταξύ της περιοχής της φλόγας και των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης [36].

Η βιβλιογραφία αναφέρει επίσης χρήση της τεχνικής αυτής σε κινητήρα Diesel προαναμεμιγμένης πλήρωσης [20]. Στην προαναμεμιγμένη πλήρωση το καύσιμο εισάγεται

στον θάλαμο καύσης μαζί με τον αέρα, υπό τη μορφή ομογενοποιημένου μίγματος αέρα – καυσίμου. Με αυτή την τεχνική εισαγωγής καυσίμου έχουμε χαμηλές εκπομπές NO_x και σωματιδίων αιθάλης. Ωστόσο, καθώς το φορτίο αυξάνεται, παρατηρείται πολύ έντονη και ακαριαία («κρουστική») προαναμεμιγμένη καύση, καθότι ολόκληρη η ποσότητα του καυσίμου βρίσκεται εντός του θαλάμου καύσης, πριν την αυτανάφλεξή του. Για τον λόγο αυτό, ένας κινητήρας προαναμεμιγμένης πλήρωσης μπορεί να λειτουργήσει σε περιορισμένο εύρος φορτίων. Η έγχυση νερού χρησιμοποιείται για να μειωθεί η θερμοκρασία στον θάλαμο καύσης και να κατασταλεί η ακαριαία προαναμεμιγμένη καύση. Έτσι μπορεί να αυξηθεί το φορτίο λειτουργίας ενός κινητήρα με προαναμεμιγμένη πλήρωση. Χωρίς την έγχυση νερού, η μεγάλη ποσότητα καυσίμου που εισάγεται στον θάλαμο καύσης σε μεγάλα φορτία προκαλεί τόσο έντονη «κρουστική» προαναμεμιγμένη καύση, ώστε να κινδυνεύουν με αστοχία τα κατασκευαστικά στοιχεία του θαλάμου καύσης.

Ένα ακόμη θετικό στοιχείο της απευθείας έγχυσης νερού είναι το γεγονός ότι η τεχνική αυτή, όπως και η τεχνική της εισαγωγής νερού μέσω του σχετού εισαγωγής αέρα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για οποιονδήποτε τύπο καυσίμου, ανεξαρτήτως της πυκνότητάς του, αφού δεν απαιτείται η ανάμιξη του νερού με το καύσιμο πριν από την εισαγωγή τους στον κινητήρα. Έτσι, είναι κατάλληλη τεχνική και για ελαφριά καύσιμα κινητήρων Otto.

Τέλος, σημαντικό πλεονέκτημα αποτελεί το γεγονός ότι δεν παρουσιάζεται πρόβλημα υπερβολικής καθυστέρησης του πέρατος της καύσης, όπως συμβαίνει με την τεχνική του γαλακτώματος, καθώς το καύσιμο και το νερό εγχέονται ανεξάρτητα και μπορούν να εισαχθούν στον κινητήρα ταυτόχρονα.

Η τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού, παρόλα τα πλεονεκτήματά της, παραμένει συνολικά λιγότερο αποδοτική από την τεχνική του γαλακτώματος. Σε σύγκριση με τη χρήση γαλακτώματος καυσίμου – νερού, απαιτείται μεγαλύτερη ποσότητα νερού για την ίδια μείωση των NO_x , καθώς η ανάμιξη του νερού με το καύσιμο και η ψυκτική του επίδραση είναι μικρότερη. Επίσης, η μείωση των σωματιδίων αιθάλης είναι μικρότερη (ή σε μερικές περιπτώσεις μηδαμινή) σε σχέση με τη μείωση που επιτυγχάνεται με το γαλάκτωμα. Ακόμη, παρότι αναφέρθηκε παραπάνω ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου ενδέχεται να μειωθεί, δεν είναι καθόλου δύσκολο να συμβεί το αντίθετο. Χρειάζονται λοιπόν πολύ προσεκτικές ρυθμίσεις ολόκληρου του συστήματος, ώστε η τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού να μην έχει αρνητικές επιπτώσεις στην καύση και στην απόδοση του κινητήρα, γενικότερα.

Επιπλέον, η τεχνική αυτή είναι ιδιαίτερα περίπλοκη, συγκριτικά τουλάχιστον με τις άλλες δύο τεχνικές εισαγωγής νερού που προαναφέρθηκαν. Για να εφαρμοστεί σε κινητήρες που βρίσκονται σε λειτουργία, θα πρέπει να αντικατασταθεί ολόκληρη η κεφαλή του κυλίνδρου και να προσαρμοστούν εγχυτήρες νερού, καθώς επίσης πρέπει να προστεθούν στο μηχανοστάσιο όλα τα τμήματα της διάταξης υποστήριξης των εγχυτήρων (σύστημα κοινού διανομέα, ηλεκτρονικός έλεγχος κτλ).

Το πρόβλημα της διάβρωσης εξαρτημάτων του κινητήρα είναι επίσης σημαντικό, σίγουρα όμως όχι τόσο μεγάλο, όσο στην περίπτωση της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης. Επιπρόσθετα, θα πρέπει να δοθεί προσοχή στην έγκαιρη ατμοποίηση του νερού που εισάγεται στον κύλινδρο. Οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν στον θάλαμο καύσης τη στιγμή της έγχυσης του νερού πρέπει να είναι τέτοιες ώστε το νερό να ατμοποιηθεί σχεδόν ακαριαία, με την είσοδό του στον θάλαμο καύσης· διότι, εάν σταγονίδια υγρού νερού έρθουν σε επαφή με το λάδι λίπανσης που βρίσκεται στα τοιχώματα του κυλίνδρου, θα το διαλύσουν, με τις καταστρεπτικές συνέπειες που αυτό συνεπάγεται στη λειτουργία και στη διάρκεια ζωής του κινητήρα [20]. Παρόμοιο πρόβλημα παρουσιάζεται λιγότερο στις άλλες δύο τεχνικές εισαγωγής νερού, αφού σε εκείνες το νερό εισέρχεται στον θάλαμο καύσης αναμεμιγμένο με ένα άλλο ρευστό (αέρα ή καύσιμο).

Στη βιβλιογραφία αναφέρεται μείωση των εκπομπών NO_x πάνω από 80%, με έγχυση ποσότητας νερού ίσης με αυτήν του καυσίμου, σε τετράχρονο μονοκύλινδρο κινητήρα Diesel

βαρέος τύπου, με διάμετρο εμβόλου 135mm, διαδρομή 140mm και όγκο εμβολισμού 2,004lt [36]. Επίσης, αναφέρεται μείωση των σωματιδίων αιθάλης κατά περίπου 10%, με έγχυση ποσότητας νερού διπλάσιας από αυτήν του καυσίμου, σε τετράχρονο μονοκύλινδρο κινητήρα Diesel, με διάμετρο εμβόλου 135mm, διαδρομή εμβόλου 130mm, όγκου εμβολισμού 1,681lt και ταχύτητας περιστροφής 1200rpm [20]. Όσον αφορά στον χρονισμό της έγχυσης του νερού, σε διαφορετικές έρευνες έχει επιλεγεί διαφορετικό σημείο έναρξης της έγχυσης νερού (σε γωνίες στροφάλου από το ANΣ): Αναφέρεται περίπτωση έναρξης της έγχυσης του νερού σε γωνία μικρότερη των 180° μετά το ANΣ [36]. Άλλη έρευνα αναφέρει έναρξη της έγχυσης του νερού στις 60° πριν το ANΣ [20]. Ενώ σε άλλες έρευνες επιλέγεται να γίνει η έγχυση του νερού ταυτόχρονα [33], ή με πολύ μικρή χρονική απόκλιση [50], σε σχέση με την έγχυση του καυσίμου (κάτι το οποίο μάλλον αποτελεί κοινή πρακτική).

Αναφορικά με έρευνες που έχουν ήδη γίνει σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel, παραθέτουμε τα εξής αποτελέσματα: Σε προσομοίωση που πραγματοποιήθηκε με χρήση κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής για κινητήρα με διάμετρο εμβόλου 540mm, διαδρομή εμβόλου 2150mm, ισχύ ανά κύλινδρο 1950kW/cyl και ταχύτητα περιστροφής σε πλήρες φορτίο 109rpm, προέκυψαν τα εξής: Με την έγχυση ποσότητας νερού ίσης με το 50% της ποσότητας του εγγεόμενου καυσίμου, οι εκπομπές NO_x μειώθηκαν κατά 55%, ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξήθηκε κατά 2%. Με την έγχυση ποσότητας νερού ίσης με αυτήν του καυσίμου, οι εκπομπές NO_x μειώθηκαν κατά 63%, ενώ η κατανάλωση καυσίμου αυξήθηκε κατά περίπου 4%, ποσοστό ιδιαίτερα μεγάλο για δίχρονους ναυτικούς κινητήρες [50]. Επίσης, σε άλλη προσομοίωση μεσόστροφου δίχρονου κινητήρα, διαμέτρου εμβόλου 190mm, διαδρομής 350mm και ταχύτητας περιστροφής 510rpm, προέκυψε, με εισαγωγή 50% νερού, μείωση στις εκπομπές NO_x κατά 68%, επίσης με κάποια πώση στην απόδοση του κινητήρα (μείωση κατά περίπου 3% της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης) [48].

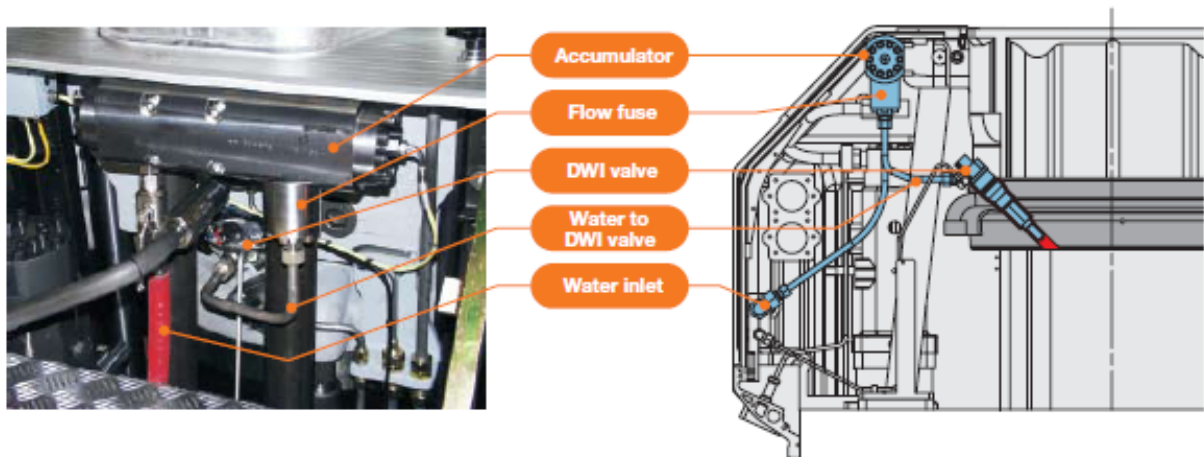
Η τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού δεν έχει βρει ακόμη εμπορική εφαρμογή σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Ωστόσο, εφαρμόζεται σε τετράχρονους ναυτικούς κινητήρες. Εταιρία κατασκευής ναυτικών κινητήρων υπόσχεται μείωση των εκπομπών NO_x κατά 50-60% σε τετράχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel με ισχύ από 975kW/cyl έως 1050kW/cyl, με έγχυση 40-70% νερού, χωρίς αρνητική επίδραση στην αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα, χρησιμοποιώντας το σύστημα απευθείας έγχυσης νερού που απεικονίζεται στην Εικόνα 3.10 [54]. Ωστόσο, δεν παρέχονται στοιχεία σχετικά με τυχόν μεταβολή στον βαθμό απόδοσης των κινητήρων.

Η εν λόγω τεχνική μπορεί να εφαρμοστεί με επιτυχία σε συνδυασμό με άλλες τεχνικές βελτίωσης των συνθηκών της καύσης και μείωσης ρύπων. Χαρακτηριστικά παραδείγματα αποτελούν τα εξής:

- Η εφαρμογή της απευθείας έγχυσης νερού σε κινητήρα προαναμεμιγμένης πλήρωσης, με στόχο την αντιμετώπιση της ακαριαίας, «κρουστικής» προαναμεμιγμένης καύσης και τη διεύρυνση του εύρους φορτίων λειτουργίας του κινητήρα [20].
- Η ταυτόχρονη χρήση της απευθείας έγχυσης νερού και της βελτίωσης του προφίλ έγχυσης με εφαρμογή προέγχυσης, με στόχο τον περιορισμό των εκπομπών μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και τη δραστική μείωση των εκπομπών NO_x, με ταυτόχρονη μείωση των σωματιδίων αιθάλης [36].
- Η συνδυασμένη χρήση της απευθείας έγχυσης νερού και της ανακυκλοφορίας καυσαερίων, με στόχο τη δραστική μείωση των NO_x, χωρίς υπερβολική αύξηση των σωματιδίων αιθάλης [11].

Η τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού φαίνεται ότι μπορεί να δώσει ελπιδοφόρα αποτελέσματα όσον αφορά στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και στην αντιμετώπιση των μειονεκτημάτων που παρουσιάζει η τεχνική του γαλακτώματος καυσίμου-νερού. Παρόλα αυτά, για να μπορέσει να αποκτήσει σημαντική εμπορική εφαρμογή, και να επεκταθεί η χρήση της σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel, απαιτείται αρκετή

περαιτέρω έρευνα, ώστε, αφενός να αντιμετωπιστούν ορισμένες τεχνικές δυσλειτουργίες, και αφετέρου να βελτιστοποιηθούν οι παράμετροι έγχυσης νερού και οι συνθήκες της καύσης. Μόνο έτσι, η εν λόγω τεχνική θα μπορέσει να προσεγγίσει την απόδοση της τεχνικής του γαλακτώματος στη συνολική μείωση των ρύπων και στη βελτίωση της απόδοσης της καύσης. Κάποιες προσπάθειες στην κατεύθυνση αυτή παρουσιάζονται στην επόμενη υποπαράγραφο.



Εικόνα 3.10

Σύστημα απευθείας έγχυσης νερού, το οποίο χρησιμοποιείται σε σύγχρονους τετράχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel [54].

3.3.4.5 Παραλλαγές της μεθόδου της απευθείας έγχυσης – υβριδικές μέθοδοι

Από τη μέχρι τώρα ανάλυση διαφάνεται ότι οι πλέον αποδοτικές τεχνικές έγχυσης νερού είναι η χρήση γαλακτώματος καυσίμου–νερού και η απευθείας έγχυση νερού στον θάλαμο καύσης. Αντίθετα, η εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα της καύσης υστερεί σε επιδόσεις, σε σχέση με τις άλλες δύο τεχνικές.

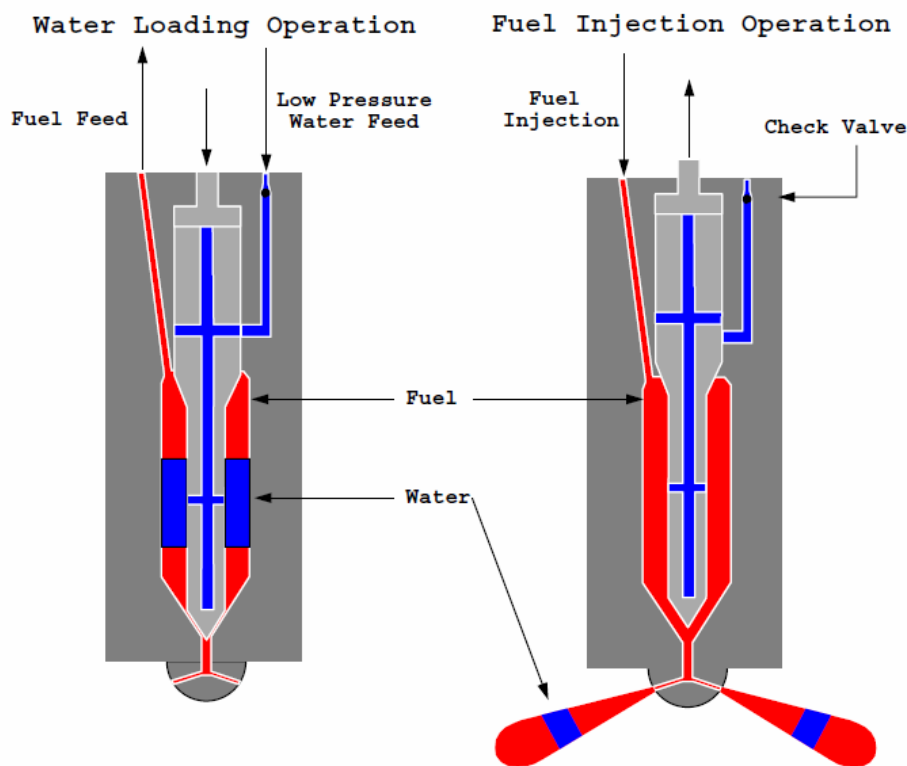
Κάθε μία από τις δύο επικρατούσες τεχνικές έχει ξεχωριστά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Δυστυχώς, τα πλεονεκτήματα της μίας αποτελούν τα μειονεκτήματα της άλλης και αντιστρόφως. Δηλαδή, ενώ η τεχνική του γαλακτώματος καυσίμου–νερού παρουσιάζει, θεωρητικά, την καλύτερη απόδοση στη μείωση των ρύπων και στη βελτίωση της καύσης, η δυσκολία ελέγχου και ρύθμισης των παραμέτρων της έγχυσης νερού περιορίζουν την αποδοτικότητα της τεχνικής στην πράξη. Αντίθετα, η τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού προσφέρει απόλυτη ελευθερία ρύθμισης του χρονισμού, της θέσης και της ποσότητας έγχυσης του νερού, όμως, από τη φύση της, φαίνεται να μην είναι ικανή να επιφέρει τόσο ευεργετικά αποτελέσματα στην ποιότητα της καύσης και στη μείωση των ρύπων, όσο μπορεί να επιφέρει, θεωρητικά τουλάχιστον, η τεχνική του γαλακτώματος. Η αποδέσμευση της έγχυσης του νερού από την έγχυση του καυσίμου στην τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού έχει ως επίπτωση τη μικρότερη ανάμιξη του νερού με το καύσιμο, στην οποία οφείλεται η υστέρηση της εν λόγω τεχνικής σε σχέση με το γαλάκτωμα, όσον αφορά στην αποδοτικότητά της στην ποιότητα της καύσης και στη μείωση των ρύπων.

Θα ήταν λοιπόν πολύ χρήσιμη η εφαρμογή μιας τεχνικής που να συνδυάζει τα πλεονεκτήματα κάθε μίας από τις δύο αυτές τεχνικές έγχυσης νερού, χωρίς όμως να έχει τα μειονεκτήματα καμίας από αυτές. Στην κατεύθυνση αυτή, έχουν προταθεί διάφορες τεχνικές και έχουν δοκιμαστεί πειραματικά και υπολογιστικά. Κάποιες από τις τεχνικές αυτές βρίσκονται πιο κοντά στην τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού και αποτελούν παραλλαγές – βελτιώσεις της, ενώ άλλες βρίσκονται ανάμεσα στις δύο τεχνικές (της απευθείας έγχυσης

και του γαλακτώματος), αποτελώντας υβριδικές μορφές. Οι δύο σημαντικότερες (και αποδοτικότερες) εξ αυτών περιγράφονται συνοπτικά στη συνέχεια.

► Στρωματομένη έγχυση καυσίμου – νερού – καυσίμου

Στην τεχνική αυτή το νερό και το καύσιμο εισάγονται από τον ίδιο εγχυτήρα, κατά στρώσεις: Εισάγεται αρχικά μία μικρή ποσότητα καυσίμου, στη συνέχεια εισάγεται η ποσότητα του νερού και ακολουθεί η έγχυση της κύριας ποσότητας του καυσίμου (βλ. Εικόνα 3.11). Υπάρχει ειδική διάταξη εντός του εγχυτήρα, η οποία επιτρέπει τη διαστρωμάτωση του νερού ανάμεσα στα στρώματα του καυσίμου, καθώς επίσης και τη ρύθμιση της ποσότητας του εγχεόμενου νερού. Τα στρώματα καυσίμου και νερού αναμιγνύονται μεταξύ τους κατά τη διαδικασία της έγχυσης. Έτσι, εισάγεται στον θάλαμο καύσης ένα μίγμα καυσίμου και νερού, παραπλήσιο με εκείνο που εισάγεται στην τεχνική του γαλακτώματος, χωρίς βέβαια να χαρακτηρίζεται από την ομοιογένεια του πραγματικού γαλακτώματος.



Εικόνα 3.11

Σχηματική απεικόνιση της στρωματομένης έγχυσης καυσίμου και νερού [6].

Η τεχνική αυτή συνδυάζει τα πλεονεκτήματα των τεχνικών του γαλακτώματος και της απευθείας έγχυσης, ως εξής: Η διαστρωμάτωση στην οποία υπόκεινται τα δύο ρευστά βοηθά στην ανάμιξή τους κατά την είσοδό τους στον κινητήρα, με αποτέλεσμα τα χαρακτηριστικά του μίγματος καυσίμου–νερού, από τη στιγμή που αυτό εισέλθει στον θάλαμο καύσης, να προσεγγίζουν τα χαρακτηριστικά του γαλακτώματος (σίγουρα με μικρότερο βαθμό ομοιογένειας). Ταυτόχρονα, η δυνατότητα ρύθμισης της ποσότητας του εγχεόμενου νερού, που προσφέρεται με την ειδική διαμόρφωση του εγχυτήρα, αποτελεί το κύριο πλεονέκτημα της τεχνικής της απευθείας έγχυσης νερού, το οποίο απουσιάζει από την τεχνική του

γαλακτώματος. Με αυτόν τον τρόπο, μπορούμε να έχουμε υψηλή απόδοση στη μείωση των εκπομπών ρύπων, με ταυτόχρονη ευελιξία στη ρύθμιση της ποσότητας του εγχέομένου νερού, ρύθμιση απαραίτητη ώστε η έγχυση νερού να είναι αποδοτική στη μείωση των εκπομπών ρύπων σε όλο το φάσμα του φορτίου.

Με την εφαρμογή της τεχνικής της στρωματωμένης έγχυσης μπορούν, υπό συνθήκες, να μειωθούν ταυτόχρονα οι εκπομπές NO_x και σωματιδίων αιθάλης, καθώς και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η τελευταία, ωστόσο, συχνά παρουσιάζει αυξητική τάση.

Η διείσδυση του καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης, καθώς και η ανάμιξή του με τον αέρα της καύσης, επιβραδύνονται σημαντικά από την έγχυση του νερού, όπως συμβαίνει και στην περίπτωση του γαλακτώματος. Συγκεκριμένα, στη βιβλιογραφία αναφέρεται περίπτωση, στην οποία αυξήθηκε το μήκος διείσδυσης του υγρού μίγματος καυσίμου-νερού εντός του θαλάμου καύσης κατά 35%, με την αντικατάσταση 23% του καυσίμου με νερό. Δηλαδή, η ατμοποίηση του μίγματος καθυστερεί, με αποτέλεσμα, το μίγμα σε υγρή φάση, να διεισδύει περισσότερο εντός του θαλάμου καύσης. Η αύξηση της διείσδυσης του υγρού μίγματος που παρατηρείται οφείλεται κυρίως στη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του νερού [6]. Αυτή είναι μία εξήγηση για τη μείωση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης που συμβαίνει συνήθως, καθώς, με τη μεγαλύτερη διείσδυση του καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης και με την καλύτερη ανάμιξή του με τον αέρα, λιγότευουν οι πλούσιες σε καύσιμο περιοχές, στις οποίες λαμβάνει χώρα η παραγωγή σωματιδίων αιθάλης.

Επίσης, η βιβλιογραφία αναφέρει ότι, με χρήση μίας διάταξης στρωματωμένης έγχυσης καυσίμου και νερού, παρατηρήθηκε μείωση στις εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων και μονοξειδίου του άνθρακα (CO), ειδικά σε πλήρες φορτίο [11]. Αυτό αποτελεί πλεονέκτημα ειδικά της συγκεκριμένης μεθόδου έγχυσης νερού, καθώς οι εκπομπές των δύο αυτών ρύπων, με τις υπόλοιπες τεχνικές έγχυσης νερού, παρουσιάζουν συχνά ανοδική τάση.

Το κύριο μειονέκτημα της συγκεκριμένης τεχνικής είναι ότι, καθώς το καύσιμο και το νερό εγχέονται από τον ίδιο εγχυτήρα, αυξάνεται η χρονική διάρκεια της έγχυσης. Το γεγονός αυτό ενδέχεται να οδηγήσει σε αύξηση της καθυστέρησης έναυσης και σε καθυστέρηση του πέρατος της καύσης. Το πρόβλημα αυτό εμφανίζεται με την εφαρμογή της τεχνικής του γαλακτώματος και μπορεί να επιφέρει αφενός μεγάλη θερμική καταπόνηση τμημάτων του θαλάμου καύσης (ιδίως της βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων) και αφετέρου αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης, καθώς η αιθάλη που σχηματίζεται κατά τα τελευταία στάδια της καύσης δεν προλαβαίνει να οξειδωθεί πριν ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής. Ενδεικτικά, αναφέρουμε ότι στη βιβλιογραφία παρουσιάζεται περίπτωση κατά την οποία, για φορτίο 86% και ποσοστό νερού ως προς το καύσιμο 45%, η διάρκεια έγχυσης αυξήθηκε κατά 6,5^ο γωνίας στροφάλου και η καθυστέρηση έναυσης κατά 8^ο, συγκριτικά με την περίπτωση μη έγχυσης νερού. Τα αποτελέσματα αυτά αναφέρονται σε προσομοίωση (με χρήση κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής) τετράχρονου κινητήρα βαρέος τύπου, με διάμετρο εμβόλου 130mm, διαδρομή εμβόλου 150mm, όγκο εμβολισμού 2lt και ταχύτητα περιστροφής 1080rpm [6].

Επιπλέον, παρότι έχει αναφερθεί στη βιβλιογραφία περίπτωση κατά την οποία η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώνεται, εντούτοις, υπάρχουν αρκετές περιπτώσεις στις οποίες αυτή αυξάνεται. Ενδεικτικά, αναφέρεται αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 2%, για εισαγωγή ποσότητας νερού ίσης με το 30% της ποσότητας καυσίμου, σε πειράματα που έγιναν σε τετράχρονο, εξακύλινδρο κινητήρα βαρέος φορτίου, με όγκο εμβολισμού 11,7lt [11]. Ακόμη, με την εισαγωγή 45% νερού, παρουσιάζεται αύξηση της ειδικής κατανάλωσης κατά περίπου 10%, σε φορτίο 86%, ενώ παρατηρείται μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά 1%, σε φορτίο 44% [6]. Επίσης, η μείωση των σωματιδίων αιθάλης δεν είναι ο κανόνας, ειδικά σε μεγάλα φορτία: Παρατηρήθηκαν αυξήσεις στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης μέχρι και κατά 450%, για ποσοστό νερού 45% και φορτίο

86% [6]. Επομένως, απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή στη ρύθμιση των παραμέτρων της έγχυσης νερού, ώστε να μην προκύψουν αντίθετα αποτελέσματα από τα προσδοκώμενα.

Τέλος, η τεχνική της στρωματωμένης έγχυσης καυσίμου και νερού απαιτεί περίπλοκο σύστημα έγχυσης, το οποίο αυξάνει το κόστος της εγκατάστασης και μειώνει ενδεχομένως την αξιοπιστία της.

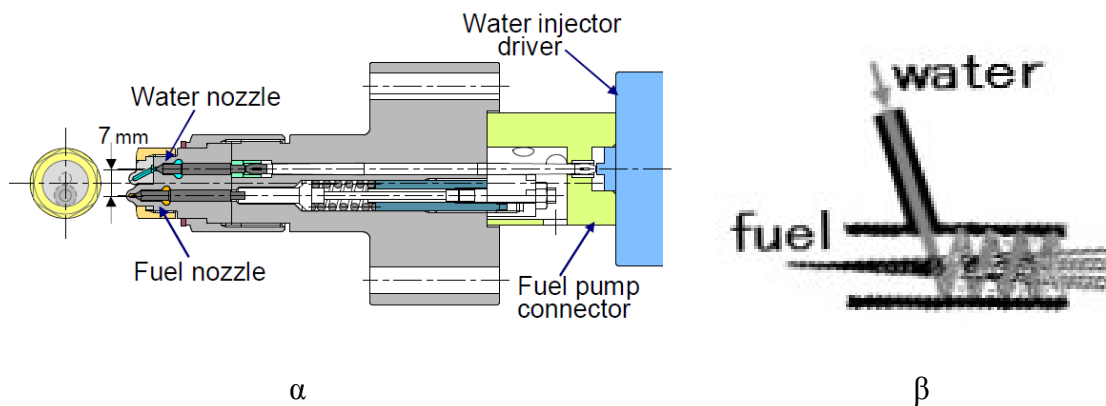
Η μέγιστη μείωση των σωματιδίων αιθάλης που παρατηρήθηκε με την εφαρμογή της στρωματωμένης έγχυσης καυσίμου και νερού είναι της τάξης του 40%, με έγχυση 30% νερού [11]. Όσον αφορά στην εφαρμογή της μεθόδου σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel, προέκυψε μείωση των εκπομπών NO_x κατά 73% και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 2%, με έγχυση 50% νερού, ως προς το εγχεόμενο καύσιμο. Τα αποτελέσματα προέκυψαν με προσομοίωση που έγινε, με τη βοήθεια κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel με διάμετρο εμβόλου 540mm, διαδρομή εμβόλου 2150mm, ισχύ ανά κύλινδρο 1950kW/cyl και ταχύτητα περιστροφής σε πλήρες φορτίο 109rpm [50].

Η τεχνική της στρωματωμένης έγχυσης μπορεί να εφαρμοστεί σε συνδυασμό με άλλες τεχνικές μείωσης των εκπεμπόμενων ρύπων. Στη βιβλιογραφία αναφέρεται συνδυασμός της εν λόγω τεχνικής με ανακυκλοφορία καυσαερίων, ο οποίος επέφερε συνολική μείωση των εκπομπών NO_x κατά 88%, με ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων 14% και ποσοστό νερού 30% [11].

► Ταυτόχρονη έγχυση νερού – καυσίμου και ακαριαία ανάμιξή τους

Στην εν λόγω τεχνική, το καύσιμο και το νερό εγχέονται στον θάλαμο καύσης την ίδια στιγμή και στο ίδιο σημείο, χρησιμοποιώντας όμως διαφορετικούς εγχυτήρες (ή τον ίδιο εγχυτήρα αλλά διαφορετικά ακροφύσια). Η έγχυση γίνεται κατά τέτοιο τρόπο ώστε το καύσιμο και το νερό, κατά την εισαγωγή τους στον θάλαμο καύσης, να αναμιγνύονται ακαριαία. Η φιλοσοφία της τεχνικής αυτής είναι αφενός το μίγμα καυσίμου–νερού να έχει ιδιότητες (άρα και δράση) παρεμφερείς με αυτές του γαλακτώματος και αφετέρου να υπάρχει απόλυτη ελευθερία στη ρύθμιση της ποσότητας του νερού που εισάγεται. Επιπρόσθετα αυτών, αντιμετωπίζεται το σημαντικότερο μειονέκτημα της τεχνικής της στρωματωμένης έγχυσης, το οποίο είναι η αύξηση της διάρκειας έγχυσης, καθώς, στην παρούσα τεχνική, η έγχυση νερού γίνεται παράλληλα (και όχι διαδοχικά) με το καύσιμο, από ξεχωριστό εγχυτήρα.

Τα ακροφύσια των δύο εγχυτήρων (του καυσίμου και του νερού) βρίσκονται πολύ κοντά μεταξύ τους και συχνά εγγέουν το καύσιμο και το νερό εντός μίας διάταξης που βοηθάει στην ανάμιξή τους, αμέσως μετά την έγχυση (βλ. Εικόνα 3.12) [33]. Η διάταξη αυτή είναι συνήθως ένας αγωγός ανάμιξης, στον οποίο εγχέονται, υπό κατάλληλη γωνία, τα δύο ρευστά, με αποτέλεσμα να εξέρχονται από αυτόν προς τον θάλαμο καύσης, πλήρως αναμεμιγμένα. Παραλλαγή της μεθόδου αποτελεί διάταξη, στην οποία το καύσιμο και το νερό εγχέονται από τον ίδιο εγχυτήρα, σε αντίθεση όμως με τη στρωματωμένη έγχυση, τα δύο ρευστά αναμιγνύονται κατά την εισαγωγή τους στον εγχυτήρα και στη συνέχεια εγχέονται στον θάλαμο καύσης υπό μορφή μίγματος και όχι κατά στρώσεις. Βέβαια, αυτή η παραλλαγή εξακολουθεί να έχει το μειονέκτημα της αύξησης της διάρκειας έγχυσης (μειονέκτημα που υπάρχει και στη στρωματωμένη έγχυση).



Εικόνα 3.12

- α) Έγχυση νερού και καυσίμου από τον ίδιο εγχυτήρα, αλλά από διαφορετικά ακροφύσια [48].
 β) Ανάμιξη του καυσίμου με το νερό αμέσως μετά την έγχυσή τους [33].

Η τεχνική της ταυτόχρονης έγχυσης καυσίμου και νερού και της ακαριαίας ανάμιξής τους έχει μακράν τα καλύτερα αποτελέσματα στη μείωση των εκπομπών ρύπων από κάθε άλλη τεχνική έγχυσης νερού: Συνδυάζει το σύνολο των πλεονεκτημάτων όλων των μεθόδων που προαναφέρθηκαν, αποφεύγοντας σχεδόν όλα τα μειονεκτήματά τους. Ενδεικτικά, στη βιβλιογραφία αναφέρεται μείωση των εκπομπών NO_x κατά περίπου 80%, και των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης κατά περίπου 90%, για εισαγωγή ίσης ποσότητας νερού με αυτήν του καυσίμου, σε πειραματική, πρότυπη διάταξη. Οι μειώσεις των εκπομπών NO_x και σωματιδίων αιθάλης που προέκυψαν με πειράματα σε υπαρκτό κινητήρα Diesel βαρέος τύπου, είναι ακόμη μεγαλύτερες [33]. Αναφορικά με την απόδοση της εν λόγω τεχνικής σε δίχρονους, ναυτικούς κινητήρες Diesel, έχει υπολογιστεί μείωση των εκπομπών NO_x μέχρι και κατά 67%, με έγχυση 50% νερού [50].

Αδύνατο σημείο της συγκεκριμένης τεχνικής αποτελεί η κατανάλωση καυσίμου. Υπό συνθήκες, είναι δυνατή η μείωσή της. Ωστόσο, συχνά παρουσιάζονται ανοδικές τάσεις, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς (χωρίς έγχυση νερού). Παρατηρήθηκε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου έως 2%, σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, με την έγχυση 50% νερού [50].

Άλλα μειονεκτήματα της μεθόδου είναι τα εξής: Κατ' αρχήν το γεγονός ότι είναι μία περίπλοκη και ακριβή, κατασκευαστικά, μέθοδος, που είναι πολύ δύσκολο να εφαρμοστεί σε κινητήρα που βρίσκεται ήδη σε λειτουργία. Επίσης, η περίπλοκη διάταξη που απαιτείται μειώνει την αξιοπιστία του συστήματος, ενώ αυξάνει τον κίνδυνο φθοράς λόγω διάβρωσης από το νερό, με αρνητικές συνέπειες στη διάρκεια ζωής του κινητήρα.

Επιπλέον, η μέθοδος αυτή, παρά τα θεαματικά αποτελέσματα που έχει στη μείωση των εκπομπών ρύπων, απαιτεί διπλάσια ή και μεγαλύτερη ακόμη ποσότητα νερού από αυτήν που απαιτεί η μέθοδος του γαλακτώματος, καθώς είναι πιο δύσκολη η ανάμιξη του καυσίμου με το νερό, στην εν λόγω τεχνική. Το γεγονός αυτό δημιουργεί πρόβλημα όσον αφορά στην παραγωγή και στη διαχείριση των ποσοτήτων νερού που απαιτούνται.

Από τα παραπάνω φαίνεται πως η τεχνική της ταυτόχρονης έγχυσης καυσίμου και νερού και της ακαριαίας ανάμιξής τους είναι η περισσότερο υποσχόμενη από όλες τις τεχνικές έγχυσης νερού. Ωστόσο, βρίσκεται ακόμη σε πρώιμο ερευνητικό στάδιο. Όταν λυθούν ορισμένα σχεδιαστικά προβλήματα και απλοποιηθεί κάπως η κατασκευαστική της διάταξη, ενώ, επιπρόσθετα, μειωθεί και το ποσοστό νερού που απαιτείται, πιθανόν να γίνει η μόνη τεχνική που θα μπορέσει να ανταγωνιστεί την τεχνική του γαλακτώματος και να βρει

εμπορική εφαρμογή σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Αυτό, διότι έχει καλύτερη απόδοση στη μείωση των εκπομπών ρύπων, προσφέροντας παράλληλα την πολυπόθητη ευελιξία στη ρύθμιση της ποσότητας του εγχεόμενου νερού, που είναι τόσο απαραίτητη, αφενός για τη λειτουργία του κινητήρα σε μερικό και μεταβατικά φορτία, και αφετέρου για την πλήρη αξιοποίηση της έγχυσης νερού σε πλήρες φορτίο.

3.3.4.6 Σύνοψη

Από τα παραπάνω προκύπτει ότι η έγχυση νερού είναι μία πολύ αξιόλογη και πολλά υποσχόμενη μέθοδος για τη βελτίωση των συνθηκών της καύσης και τον περιορισμό των εκπεμπόμενων ρύπων. Η μέθοδος αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε μόνη της, είτε σε συνδυασμό με άλλες μεθόδους μείωσης των ρύπων, όπως με την ανακυκλοφορία των καυσαερίων ή με τη βελτιστοποίηση του προφίλ έγχυσης καυσίμου. Διάφορες τεχνικές μελετώνται για την αποδοτική χρήση της έγχυσης νερού, κάθε μία με τα δικά της πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Επίσης, συνδυαστικές – υβριδικές τεχνικές προσπαθούν να αντιμετωπίσουν τα μειονεκτήματα που εμφανίζουν οι διάφορες επιμέρους τεχνικές. Το προβάδισμα, προς στιγμή, σε αυτή την κατεύθυνση έχει η τεχνική της ταυτόχρονης έγχυσης και ακαριαίας ανάμιξης καυσίμου και νερού.

Ωστόσο, απαιτείται περαιτέρω έρευνα, ώστε η έγχυση νερού να καταστεί μία αποδοτική, αξιόπιστη, οικονομική και αποτελεσματική μέθοδος. Χρειάζεται να βελτιστοποιηθούν οι παράμετροι των τεχνικών που μελετώνται ήδη (πίεση έγχυσης και θερμοκρασία εισαγωγής καυσίμου και νερού, ποσότητα εισαγόμενου νερού, χρονισμός έγχυσης νερού και καυσίμου κτλ.), ώστε να μειωθούν περαιτέρω οι εκπεμπόμενοι ρύποι και να βελτιωθεί η απόδοση της καύσης. Επιπλέον, πιθανόν να χρειαστεί η επινόηση νέων τεχνικών εισαγωγής νερού στον θάλαμο καύσης, με συνολικά καλύτερη απόδοση από αυτές που μελετώνται σήμερα.

Τα κύρια προβλήματα που αντιμετωπίζει η μέθοδος της έγχυσης νερού συνολικά (και όχι εξειδικευμένα κάποια τεχνική με την οποία πραγματοποιείται), και που αναζητούν επίλυση είναι τα εξής:

- Η διάβρωση που προκαλεί το νερό στα μέρη του κινητήρα με τα οποία έρχεται σε επαφή. Μειώνει την αξιοπιστία και τη διάρκεια ζωής, τόσο των συγκεκριμένων εξαρτημάτων, όσο και ολόκληρου του κινητήρα.
- Η ποσότητα νερού που απαιτείται για την εφαρμογή της μεθόδου. Πολλές τεχνικές απαιτούν έγχυση ποσότητας νερού ίσης, ή ακόμη και διπλάσιας από αυτήν του καυσίμου. Σε ένα πλοίο, τα καύσιμα που μεταφέρει αποτελούν σημαντικό ποσοστό της μεταφορικής του ικανότητας. Θα ήταν απαγορευτικό, λοιπόν, το ποσοστό αυτό να διπλασιαστεί ή να τριπλασιαστεί με τη μεταφορά νερού που προορίζεται για χρήση στον κινητήρα. Από την άλλη πλευρά, η χρήση του θαλασσινού νερού είναι επίσης απαγορευτική, λόγω της περιεκτικότητάς του σε άλατα και άλλες ουσίες. Η παραγωγή γλυκού νερού από το θαλασσινό, με τη βοήθεια αποστακτήρων είναι μία λύση, που και αυτή, όμως, απαιτεί κατανάλωση ενέργειας, και επομένως καυσίμου (εάν δεν επαρκεί η ενέργεια που περιέχουν τα καυσαέρια και το ψυκτικό μέσο του κινητήρα).
- Κατακαθίσεις. Στην περίπτωση που το νερό δεν παράγεται εντός του πλοίου, αλλά μεταφέρεται σε δεξαμενές, τότε είναι σχεδόν βέβαιο ότι θα υπάρχουν ιζήματα στον πυθμένα των δεξαμενών. Οι ουσίες αυτές αποτελούν κίνδυνο για τον κινητήρα, καθώς, εκτός του ότι θα επηρεάσουν αρνητικά την ποιότητα της καύσης, είναι πιθανό να καταστρέψουν τμήματά του. Στην περίπτωση, επομένως, μεταφοράς του νερού σε δεξαμενές, απαιτείται επιπλέον διάταξη επεξεργασίας του νερού πριν από τη χρήση του στον κινητήρα, αυξάνοντας ακόμη περισσότερο την ήδη αυξημένη πολυπλοκότητα του συστήματος.

- Πάγωμα του νερού. Είναι ένα πρόβλημα που εμφανίζεται περισσότερο σε κινητήρες χειρσαίων εφαρμογών και λιγότερο (έως καθόλου) σε ναυτικούς κινητήρες. Εάν η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι πολύ χαμηλή, και εάν ο κινητήρας μείνει εκτός λειτουργίας για μεγάλο χρονικό διάστημα, είναι πιθανό να παγώσει το νερό στις σωληνώσεις, παρά τη μόνωση που τις προστατεύει. Συνέπεια αυτού θα είναι η καταστροφή του συστήματος εισαγωγής νερού και η αδυναμία του κινητήρα να λειτουργήσει. Λύση σε αυτό το πρόβλημα πιθανόν δοθεί με την προσθήκη αντιπηκτικών ουσιών στο νερό, οι οποίες όμως θα αυξήσουν το κόστος λειτουργίας του κινητήρα.
- Τέλος, σημαντικό πρόβλημα και ζήτημα προς περαιτέρω διερεύνηση αποτελεί το γεγονός ότι οι περισσότερες μέχρι σήμερα έρευνες δείχνουν πως, από μόνη της, η εφαρμογή κάποιας τεχνικής έγχυσης νερού, συχνά δεν μπορεί να μειώσει τις εκπομπές ρύπων κάτω από τα απαιτούμενα όρια που θα τεθούν σε εφαρμογή μέσα στα επόμενα χρόνια (βλ. §2.4.2). Η παρατήρηση αυτή οδηγεί στο συμπέρασμα πως, ή θα πρέπει να μελετηθούν εκτενέστερα συνδυασμοί διαφόρων τεχνικών μείωσης ρύπων, ή θα πρέπει να αναπτυχθούν περαιτέρω οι τεχνικές έγχυσης νερού, ώστε να επιτύχουν ακόμη μεγαλύτερες μειώσεις στις εκπομπές ρύπων, χωρίς αρνητικές επιπτώσεις στην κατανάλωση καυσίμου και στην αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα.

Κεφάλαιο 4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗ

4.1 Γενικά

4.1.1 Εισαγωγή – Ανάπτυξη – Καθιέρωση

Μέχρι τη δεκαετία του 1960, υπήρχαν δύο τρόποι προσέγγισης των προβλημάτων της ρευστοδυναμικής: η θεωρία και το πείραμα [3]. Δηλαδή είτε γινόταν προσπάθεια αναλυτικής επίλυσης των εξισώσεων Navier-Stokes (οι οποίες εκφράζουν μαθηματικά τα πεδία ροής που εξετάζει η ρευστοδυναμική), είτε γινόταν πειραματική μελέτη της ροής, σε ειδικές διατάξεις, με χρήση δοκιμών, συνήθως υπό κλίμακα (μοντέλων), που κατασκευάζονταν για να προσομοιώσουν τα φυσικά αντικείμενα, τα οποία αλληλεπιδρούν με τα ροϊκά πεδία. Για παράδειγμα, η μελέτη της ροής του αέρα γύρω από ένα αεροσκάφος μπορεί να μελετηθεί κατασκευάζοντας ένα μοντέλο του αεροσκάφους υπό κλίμακα, και τοποθετώντας το εντός μίας αεροδυναμικής σήραγγας, στην οποία προσομοιώνεται και μελετάται η ροή του αέρα γύρω από αυτό. Με παρόμοιο τρόπο μπορεί να μελετηθεί η αντίσταση ενός σκάφους στο θαλασσινό νερό κατά την πλεύση του, κατασκευάζοντας ένα μοντέλο υπό κλίμακα και μελετώντας το εντός μίας δεξαμενής δοκιμών.

Ωστόσο, αυτοί οι δύο τρόποι προσέγγισης των προβλημάτων της ρευστοδυναμικής ενέχουν σοβαρά προβλήματα. Αφενός η θεωρητική προσέγγιση είναι ανεπαρκής, καθώς η αναλυτική επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes είναι σχεδόν αδύνατη, ακόμη και για σχετικά απλά πεδία ροής [67]. Αφετέρου, η πειραματική αντιμετώπιση των προβλημάτων είναι μία ιδιαίτερα ακριβή διαδικασία όσον αφορά τόσο στις απαιτούμενες εγκαταστάσεις, όσο και στην εκτέλεση. Απαιτείται ειδικός εξοπλισμός (π.χ. αεροδυναμική ή υδροδυναμική σήραγγα, ή δεξαμενή δοκιμών για ναυπηγικές εφαρμογές), καθώς επίσης η κατασκευή φυσικών μοντέλων. Ακόμη, η εκτέλεση των πειραμάτων είναι συχνά ιδιαίτερα ενεργοβόρα. Επιπλέον, δεν είναι πάντοτε εύκολη η κατασκευή μοντέλων που να προσομοιώνουν με ικανοποιητική πιστότητα τα υπό μελέτη φυσικά αντικείμενα. Τέλος, η ακρίβεια των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από την πειραματική μελέτη, εξαρτάται άμεσα από τον βαθμό πολυπλοκότητας του προβλήματος, από την πιστότητα του μοντέλου συγκριτικά με το φυσικό αντικείμενο, από τον βαθμό ταύτισης των συνθηκών του πειράματος με τις αντίστοιχες πραγματικές, ακόμη και από την κλίμακα του μοντέλου.

Για τους ανωτέρω λόγους, ήταν απαραίτητη η επινόηση και μιας τρίτης προσέγγισης, εκτός από τη θεωρία και το πείραμα, για την αντιμετώπιση των προβλημάτων της ρευστοδυναμικής. Η προσέγγιση αυτή αναπτύχθηκε κατά τις δεκαετίες του 1960 και 1970 και είναι η υπολογιστική ρευστοδυναμική (Computational Fluid Dynamics – CFD).

Κατά τα πρώτα χρόνια ανάπτυξης του νέου κλάδου, οι ηλεκτρονικοί υπολογιστές της εποχής δεν μπορούσαν να παράσχουν την υπολογιστική ισχύ που απαιτούσαν οι εφαρμογές της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Για τον λόγο αυτόν, η υπολογιστική ρευστοδυναμική δεν μπόρεσε να βρει αμέσως ευρεία εφαρμογή και να αξιοποιηθούν οι δυνατότητές της στο έπακρο.

Κατά τις δύο επόμενες δεκαετίες (από το 1970 έως το 1990) συνέβησαν δύο σημαντικές εξελίξεις που εκτίναξαν τη χρήση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής: Αφενός αναπτύχθηκαν ραγδαία οι ηλεκτρονικοί υπολογιστές: η επεξεργαστική και αποθηκευτική τους ικανότητα αναπτύχθηκε με γεωμετρική πρόοδο. Αφετέρου υπήρξαν σημαντικές εξελίξεις στην ανάπτυξη της αριθμητικής ανάλυσης, απαραίτητου εργαλείου στην υπολογιστική ρευστοδυναμική, όπως θα εξηγηθεί στη συνέχεια. Οπωσδήποτε, οι εξελίξεις αυτές στην αριθμητική ανάλυση πυροδοτήθηκαν από την εξέλιξη των ηλεκτρονικών

υπολογιστών, που έκανε δυνατή τη χρήση των νέων εργαλείων αριθμητικής ανάλυσης που αναπτύχθηκαν.

Με τις εξελίξεις αυτές, η υπολογιστική ρευστοδυναμική κατέστη μία αποτελεσματική προσέγγιση (συγκριτικά με τη θεωρητική προσέγγιση των προβλημάτων της ρευστοδυναμικής), αλλά και οικονομική και εύκολα εφαρμόσιμη (σε σύγκριση με την πειραματική προσέγγιση των προβλημάτων), που μπορεί πλέον να οδηγήσει σε αξιόπιστες λύσεις.

Βεβαίως, θα πρέπει να τονισθεί ότι η υπολογιστική ρευστοδυναμική ούτε χρησιμοποιείται αλλά ούτε και διαφαίνεται πως θα χρησιμοποιηθεί κάποτε στο μέλλον ως εξ ολοκλήρου αντικατάσταση της θεωρητικής και της πειραματικής προσέγγισης. Η χρήση της είναι συμπληρωματική. Ενώ στο παρελθόν υπήρχε το δίπτυχο: «θεωρία και πείραμα», τώρα υπάρχει το τρίπτυχο: «θεωρία, υπολογιστική ρευστοδυναμική και πείραμα» [3]. Το τρίπτυχο αυτό μπορεί να λύσει με εξαιρετικά αποτελεσματικότερο τρόπο, συγκριτικά με το δίπτυχο του παρελθόντος, τα προβλήματα της ρευστοδυναμικής, ενώ επιπλέον, μπορεί να προσεγγίσει προβλήματα τα οποία ήταν αδύνατο να λυθούν στο παρελθόν.

4.1.2 Φιλοσοφία – Βασικές Αρχές Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής

Κάθε ροή ρευστού διέπεται από τρεις θεμελιώδεις αρχές [3]:

- Διατήρηση της μάζας
- 2ος νόμος του Νεύτωνα (Δύναμη = Μάζα × Επιτάχυνση)
- Διατήρηση της ενέργειας

Οι ανωτέρω θεμελιώδεις αρχές της φυσικής μπορούν να εκφραστούν με βασικές μαθηματικές εξισώσεις, οι οποίες, στη γενική τους μορφή, είναι είτε ολοκληρωτικές εξισώσεις, είτε μερικές διαφορικές εξισώσεις.

Στην υπολογιστική ρευστοδυναμική, τα ολοκληρώματα και τα μερικά διαφορικά των εν λόγω εξισώσεων αντικαθίστανται με διακριτοποιημένες αλγεβρικές μορφές, οι οποίες στη συνέχεια επιλύονται, ώστε να προκύψουν οι τιμές των μεταβλητών του ροϊκού πεδίου, σε διακριτά χωρικά και χρονικά σημεία.

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν, επομένως, από την επίλυση ενός προβλήματος με την υπολογιστική ρευστοδυναμική, είναι μία σειρά από αριθμούς, οι οποίοι αντιστοιχούν στην αριθμητική επίλυση των εξισώσεων που περιγράφηκαν ανωτέρω, σε κάθε σημείο του υπό εξέταση ροϊκού πεδίου και για κάθε χρονική στιγμή.

Γίνεται λοιπόν κατανοητή η σημαντικότερη εξάρτηση της ανάπτυξης της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, από τις εξελίξεις στην αριθμητική ανάλυση και στην τεχνολογία των ηλεκτρονικών υπολογιστών: Όλες οι εξισώσεις λύνονται με αριθμητικές μεθόδους. Επιπλέον, εάν το ροϊκό πεδίο έχει περίπλοκη γεωμετρία (όπως, λ.χ., η ροή του αέρα γύρω από ένα αεροσκάφος), η διακριτοποίηση του πεδίου στον χώρο πρέπει να γίνει με μεγάλη ακρίβεια, επομένως απαιτούνται πολλά υπολογιστικά τμήματα (κελιά), για κάθε ένα από τα οποία είναι απαραίτητο να υπολογιστούν τα μεγέθη του πεδίου ροής. Εάν ο αριθμός των κελιών είναι μερικές δεκάδες χιλιάδες ή μερικά εκατομμύρια, όπως συμβαίνει συχνά σε πρακτικές εφαρμογές, είναι κατανοητό ότι απαιτείται πολύ μεγάλη υπολογιστική ισχύς για την επίλυση ενός τέτοιου περίπλοκου προβλήματος, με χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής.

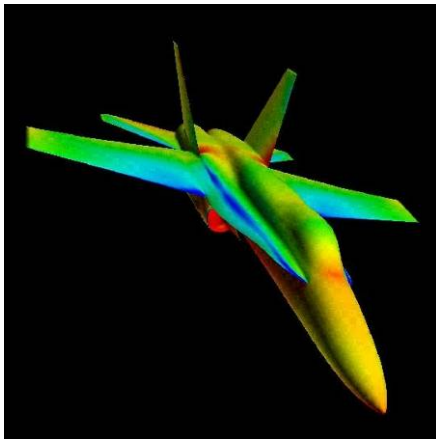
4.1.3 Εφαρμογές

Η υπολογιστική ρευστοδυναμική εισήχθη ως ερευνητικό εργαλείο, με στόχο την επίλυση των περίπλοκων προβλημάτων ρευστοδυναμικής που ανακύπτουν σε αεροδιαστημικές εφαρμογές (βλ. Εικόνα 4.1). Ωστόσο, με την εξέλιξη της τεχνολογίας των ηλεκτρονικών υπολογιστών, αλλά και εξαιτίας της αύξησης των απαιτήσεων των τεχνικών εφαρμογών, άρχισε να βρίσκει εφαρμογές σε ολοένα και περισσότερα πεδία της επιστήμης και της τεχνολογίας, με αποτέλεσμα, να χρησιμοποιείται σήμερα ευρύτατα, σε πλείστους επιστημονικούς και τεχνολογικούς κλάδους.

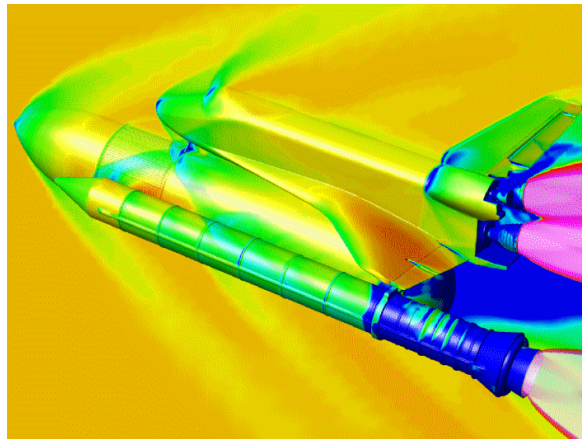
Χαρακτηριστικά παραδείγματα εφαρμογής της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής είναι τα εξής [3]:

► Αεροδιαστημική – Αεροναυπηγική

Η μελέτη της ροής του αέρα γύρω από αεροσκάφη και αεροδιαστημικά οχήματα, και συνεπώς ο υπολογισμός των πιέσεων που ασκούνται σε αυτά, εξαιτίας της κίνησής τους εντός του αέρα, μπορεί να γίνει με χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (βλ. Εικόνα 4.1).



α



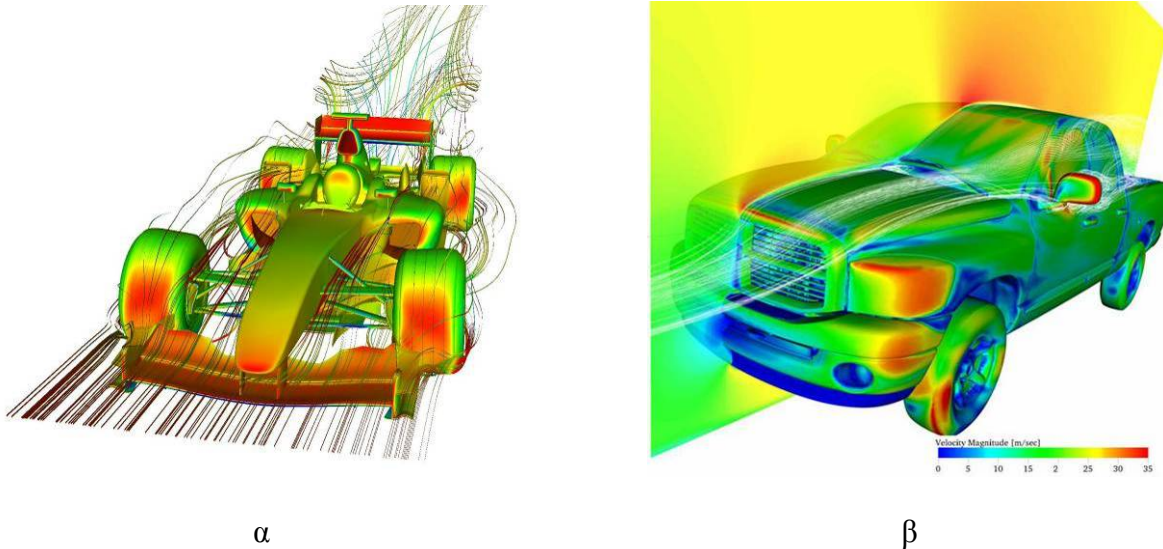
β

Εικόνα 4.1

Κατανομή της πίεσης που ασκείται από τον αέρα στην επιφάνεια:
α) υπερηχητικού αεροσκάφους, β) διαστημικού λεωφορείου κατά τη φάση της εκτόξευσης.

► **Αυτοκινητοβιομηχανία:**

Το πιο χαρακτηριστικό παράδειγμα χρήσης της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής στην αυτοκινητοβιομηχανία είναι η μελέτη και βελτιστοποίηση της αεροδυναμικής συμπεριφοράς των οχημάτων και η εύρεση του αεροδυναμικά βέλτιστου σχήματος. Με χρήση της προσέγγισης αυτής μπορεί να υπολογιστεί η πίεση σε κάθε σημείο της επιφάνειας του οχήματος, και συνεπώς η συνολική δύναμη που ασκεί ο αέρας στο όχημα (βλ. Εικόνα 4.2).



Εικόνα 4.2

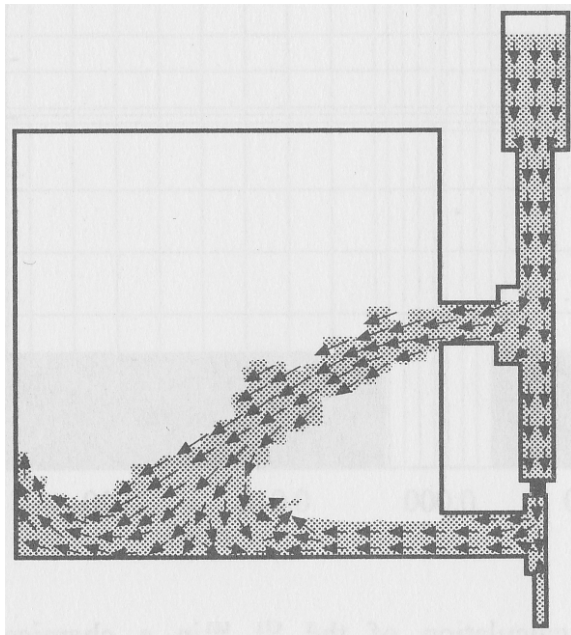
Ροή του αέρα γύρω από οχήματα:

- α) Κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια αγωνιστικού οχήματος.
- β) Απεικόνιση της ταχύτητας του αέρα γύρω από την επιφάνεια μικρού επαγγελματικού οχήματος.

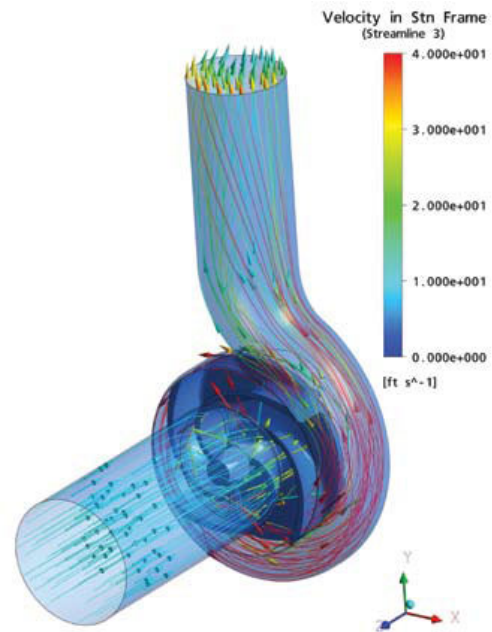
Επίσης, μία πιο πρόσφατη εξέλιξη σχετικά με τη χρήση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής στη μηχανολογία είναι η προσομοίωση της ροής και της καύσης σε μηχανές εσωτερικής καύσης. Η εξέλιξη αυτή αναπτύσσεται εκτενέστερα στην §4.2, καθώς αποτελεί το εργαλείο με το οποίο πραγματοποιείται η ερευνητική εργασία της παρούσας διπλωματικής.

► **Βιομηχανικές εφαρμογές:**

Παράδειγμα βιομηχανικής εφαρμογής της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής αποτελεί η μελέτη της ροής του υγρού μετάλλου εντός του καλουπιού χύτευσης (βλ. Εικόνα 4.3α). Τέτοιου είδους μελέτες, με χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, οδηγούν σε καλύτερη κατανόηση της ροής του υγρού μετάλλου κατά τη χύτευση και, κατά συνέπεια, στην ανάπτυξη βελτιωμένων τεχνικών χύτευσης. Άλλο παράδειγμα είναι η μελέτη της ροής του ρευστού εντός μιας αντλίας, με σκοπό τη βελτιστοποίηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της αντλίας (Εικόνα 4.3β).



α



β

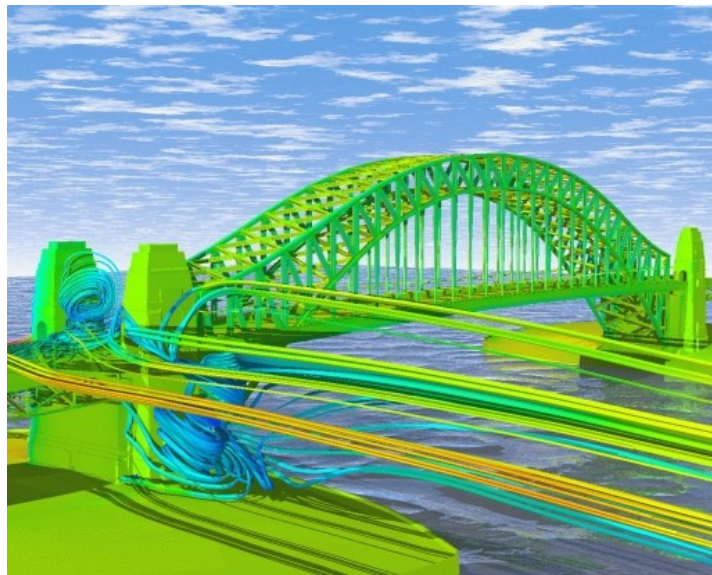
Εικόνα 4.3

- α) Ροή υγρού μετάλλου εντός του καλουπιού χύτευσης [3].
β) Ροή ρευστού μέσα από αντλία.

► **Κατασκευαστικά έργα:**

Η υπολογιστική ρευστοδυναμική βρίσκει εφαρμογές και στην επιστήμη του πολιτικού μηχανικού: Η ροή του νερού μέσα σε λίμνες και ποτάμια, μετά την πραγματοποίηση ορισμένων παρεμβάσεων μπορεί να προβλεφθεί με τη βοήθεια της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Επίσης, η μεθοδολογία αυτή χρησιμοποιείται στις εργασίες εκβάθυνσης λιμένων ή ανάπλασης ακτών, καθώς περιγράφεται η ροή του νερού εξαιτίας της απομάκρυνσης λάσπης ή της εναπόθεσης άμμου, οπότε καθίσταται δυνατή η εκ των προτέρων γνώση της τελικής μορφοποίησης του εδάφους, της ακτογραμμής και του βυθού, που θα προκύψει μετά την επιχειρούμενη επέμβαση διαμόρφωσης.

Ακόμη, είναι δυνατή η περιγραφή της ροής του αέρα γύρω από δομικές κατασκευές (βλ. Εικόνα 4.4)

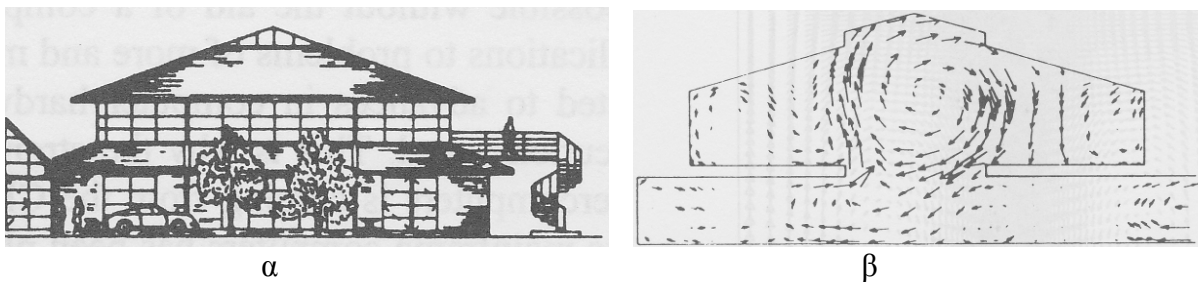


Εικόνα 4.4

Ροή του αέρα γύρω από τους πυλώνες στήριξης της γέφυρας του λιμανιού του Σίδνεϋ – καλλιτεχνική απεικόνιση.

► **Κλιματισμός**

Η ροή του αέρα για τη θέρμανση και την ψύξη των κτιρίων μπορεί να προσομοιωθεί με χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Έτσι μπορεί να μελετηθεί συνολικά το σύστημα κλιματισμού μιας εγκατάστασης, ώστε να προκύψει η ενεργειακά και οικονομικά αποδοτικότερη λύση (βλ. Εικόνα 4.5).

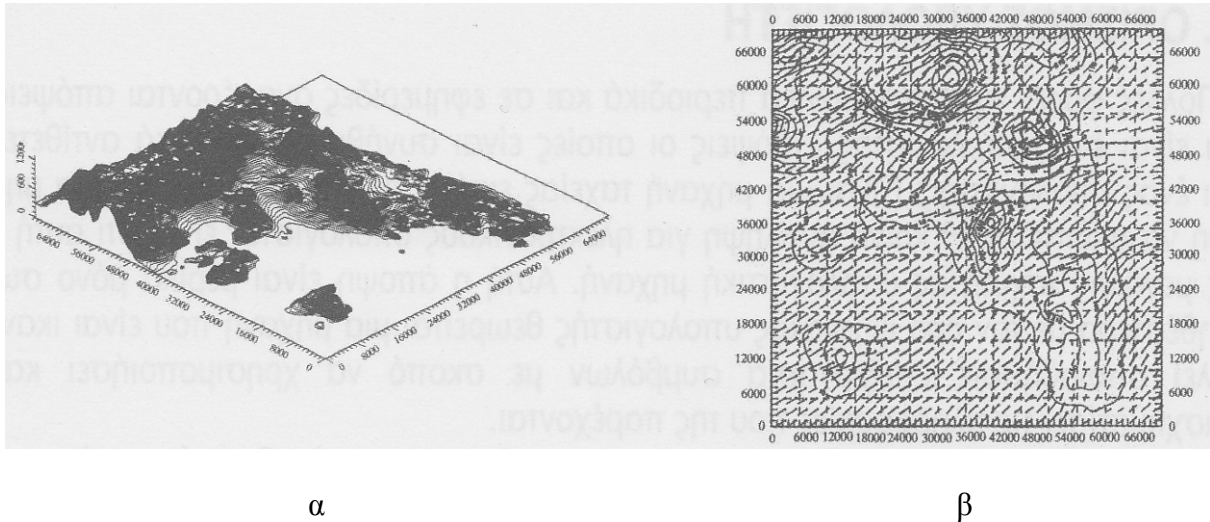


Εικόνα 4.5

α) Εξωτερική όψη κτιρίου, β) ροή αέρα εντός του κτιρίου [3].

► Μετεωρολογία:

Η υπολογιστική ρευστοδυναμική μπορεί να βρει εφαρμογές πολύ μεγαλύτερης κλίμακας από τις προαναφερθείσες. Στην Εικόνα 4.6β απεικονίζεται το πεδίο ταχυτήτων του ανέμου, 10 μέτρα πάνω από την επιφάνεια του εδάφους, για ολόκληρο το λεκανοπέδιο της Αττικής. Τέτοιες απεικονίσεις χρησιμοποιούνται στη μετεωρολογία, για τη στατιστική καταγραφή των καιρικών φαινομένων και την πρόγνωση του καιρού [67].



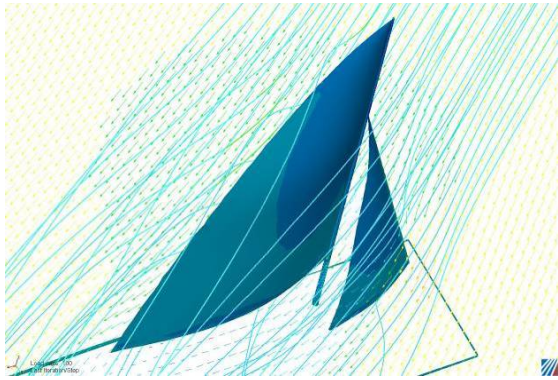
Εικόνα 4.6

- α) Τρισδιάστατη αναπαράσταση του λεκανοπεδίου Αττικής.
β) Πεδίο ταχυτήτων ανέμου, 10m πάνω από το έδαφος. [67]

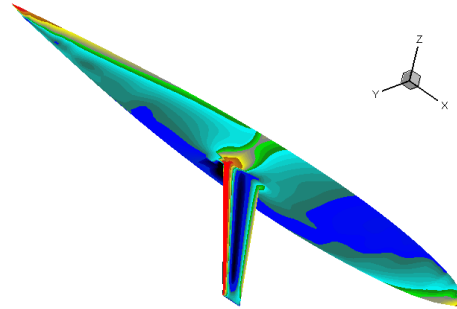
► Ναυπηγική:

Σημαντικότερη εφαρμογή βρίσκει η υπολογιστική ρευστοδυναμική εδώ και αρκετά χρόνια σε ναυπηγικές εφαρμογές. Με αυτή την προσέγγιση επιλύονται προβλήματα αντίστασης, πρόωσης, συμπεριφοράς σε κυματισμούς κ.α., δίνοντας λύσεις ικανοποιητικής ακρίβειας, σε σχέση με τα αντίστοιχα πειραματικά αποτελέσματα, ενώ το κόστος σε χρόνο και χρήματα είναι συνήθως σημαντικά μικρότερο.

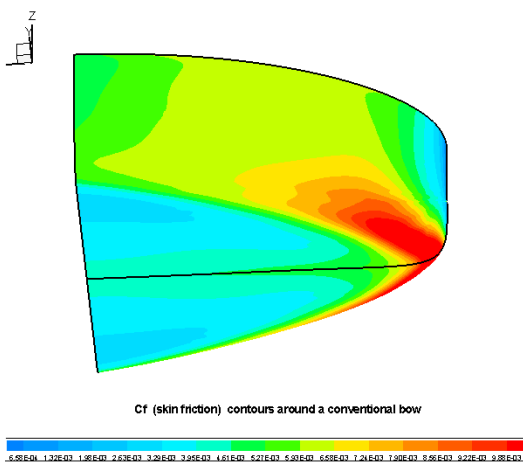
Η έρευνα σχετικά με την εφαρμογή της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής στους παραπάνω τομείς, αλλά και σε άλλους, συνεχίζεται με γρήγορους ρυθμούς, στην κατεύθυνση της περαιτέρω εξέλιξης και χρήσης κωδίκων που να έχουν τη δυνατότητα να προσομοιώνουν τα προβλήματα, στα οποία η υπολογιστική ρευστοδυναμική υπόσχεται γρήγορη, οικονομική και μεγάλης ακρίβειας λύση.



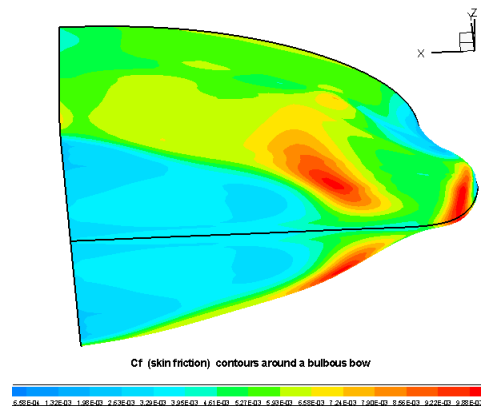
α



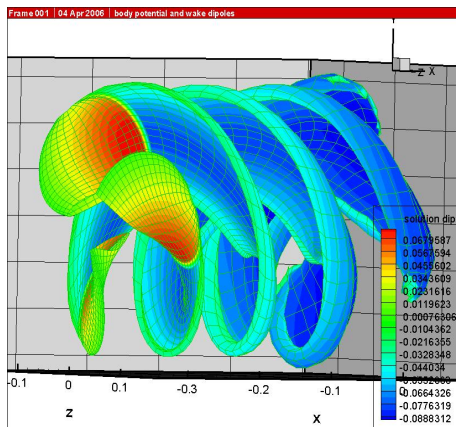
β



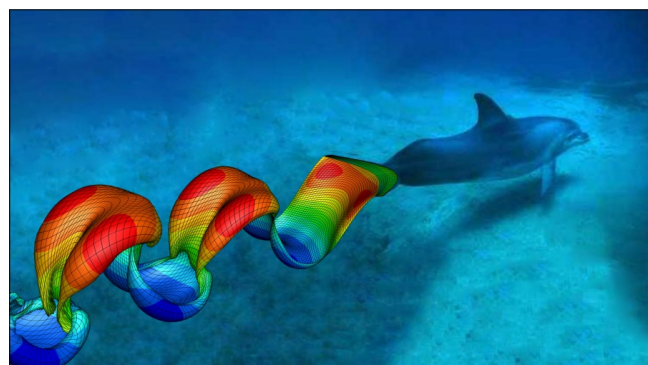
γ



δ



ε



σ

Εικόνα 4.7

- α) Ροϊκές γραμμές στη ροή ανέμου γύρω από τα ιστία ιστιοφόρου σκάφους.
- β) Κατανομή της πίεσης στη γάστρα ιστιοπλοϊκού σκάφους.
- γ) Κατανομή του συντελεστή τριβής σε πλήρη συμβατικού τύπου [70].
- δ) Κατανομή του συντελεστή τριβής σε βολβοειδή πλήρη [70].
- ε) Ένταση δυναμικού πεδίου πάνω στην έλικα και ακολουθόν φύλλο στροβιλότητας [70].
- στ) Ακολουθόν φύλλο στροβιλότητας πίσω από το πτερύγιο δελφινιού [39].

4.2 Εφαρμογή στην Προσομοίωση της Καύσης σε Εμβολοφόρους Κινητήρες

Με χρήση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής είναι δυνατόν να περιγραφεί η ροή του αέρα εντός του κυλίνδρου και διαμέσου των βαλβίδων (ή θυρίδων) εισαγωγής και εξαγωγής, σε έναν εμβολοφόρο κινητήρα, κατά τις φάσεις της συμπίεσης, της εκτόνωσης και της εναλλαγής των αερίων. Εάν η υπολογιστική ρευστοδυναμική συμπεριλάβει τις χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα κατά τη διεργασία της καύσης εντός του κυλίνδρου, τότε είναι δυνατή η προσομοίωση της συνολικής λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή η προσομοίωση τόσο της ροής όσο και της καύσης εντός του κυλίνδρου.

Έχουν αναπτυχθεί κώδικες υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, οι οποίοι επιλύουν αριθμητικά τις εξισώσεις διατήρησης της συμπιεστής ροής, παρουσία χημικών αντιδράσεων. Οι κώδικες αυτοί περιλαμβάνουν επιμέρους φυσικά μοντέλα για την περιγραφή επιμέρους διεργασιών, όπως η διάσπαση των σταγονιδίων του καυσίμου, η έναυση, η εξέλιξη της καύσης, ο σχηματισμός ρύπων κ.α.

Ένας τέτοιος κώδικας είναι ο κώδικας KIVA, τον οποίο χρησιμοποιούμε στην παρούσα εργασία. Ο συγκεκριμένος κώδικας είναι εφοδιασμένος με έναν επιμέρους κώδικα, με χρήση του οποίου μπορεί να δημιουργηθεί το υπολογιστικό πλέγμα του θαλάμου καύσης του κινητήρα (βλ. §5.2). Οι κύριες εξισώσεις οι οποίες επιλύονται με τη βοήθεια του εν λόγω κώδικα είναι: η εξίσωση της συνέχειας, η εξίσωση της ορμής και η εξίσωση της εσωτερικής ενέργειας. Οι εξισώσεις αυτές διακριτοποιούνται στον χώρο και στον χρόνο, κατά τα λεγόμενα της §4.1.2. Για τη διακριτοποίηση στον χώρο, χρησιμοποιείται το πλέγμα που δημιουργήθηκε.

Κάθε χρονικό βήμα υπολογισμού επιμερίζεται σε τρία στάδια [1], [2]:

- Στο πρώτο στάδιο υπολογίζονται οι μετατοπίσεις των σταγονιδίων της δέσμης του καυσίμου, οι πιθανές συγκρούσεις μεταξύ τους, καθώς και η ατμοποίησή τους.
- Στο δεύτερο στάδιο υπολογίζονται όροι που έχουν σχέση με την παράγωγο της πίεσης στην εξίσωση της ορμής, καθώς και οι όροι ταχύτητας στην εξίσωση της μάζας και της ενέργειας.
- Στο τρίτο στάδιο το πεδίο ροής «παγώνει» και προσαρμόζεται στο καινούριο, μεταβληθέν πλέγμα. Το πλέγμα μεταβάλλεται λόγω της κίνησης του εμβόλου, με πιθανή αφαίρεση ολόκληρων σειρών από κελιά κατά την άνοδο του εμβόλου, και αντίστοιχη προσθήκη ολόκληρων σειρών κατά την καθοδική κίνηση του εμβόλου (βλ. §5.2). Επομένως πρέπει να μεταφερθεί η πληροφορία από τα κελιά που αποκόπτονται, στα γειτονικά τους, κατά την ανοδική κίνηση του εμβόλου, ενώ, κατά την κάθοδο του εμβόλου, η πληροφορία μεταφέρεται από τα υπάρχοντα κελιά, στα υπολογιστικά κελιά που δημιουργούνται ανάμεσά τους.

Εφόσον μελετάται η διεργασία της καύσης εντός του κινητήρα, θα ήταν ενδεχομένως περισσότερο κατανοητό η μελέτη να γίνει από την οπτική γωνία της θερμοδυναμικής και όχι της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Δηλαδή, σε πρώτη προσέγγιση, η χρήση θερμοδυναμικών υπολογιστικών μοντέλων ([59], [60], [66]) θα μπορούσε να κριθεί πιο πρόσφορη, από τη χρήση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής.

Ο λόγος που επιλέγεται η δεύτερη προσέγγιση είναι η πολύ μεγαλύτερη ακρίβεια που χαρακτηρίζει την υπολογιστική ρευστοδυναμική. Με τη συγκεκριμένη μέθοδο, οι υπολογισμοί παρέχουν πληροφορία για κάθε κελί του πλέγματος (το οποίο πλέγμα αποτελείται από μερικές δεκάδες χιλιάδες κελιά). Έτσι, είναι δυνατόν να γνωρίζουμε όλα τα μεγέθη του ροϊκού πεδίου, ανά πάσα στιγμή, πρακτικά σε κάθε σημείο του κυλίνδρου. Μπορούμε λοιπόν να κατανοήσουμε καλύτερα τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα εντός του

κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της καύσης, αλλά και να εκτιμήσουμε με μεγαλύτερη ακρίβεια σημαντικά θερμοδυναμικά μεγέθη, όπως ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας. Επιπλέον, καθώς η παραγωγή ορισμένων ρύπων εξαρτάται από τις ειδικές συνθήκες που επικρατούν σε ορισμένα σημεία του θαλάμου καύσης, με χρήση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής είναι δυνατή η ακριβέστερη εκτίμηση των εκπομπών ρύπων, αφού είναι γνωστές οι συνθήκες που επικρατούν σε κάθε κελί του υπολογιστικού πλέγματος.

Το συγκριτικό πλεονέκτημα στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων, που έχει η χρήση ενός κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, σχετικά με έναν θερμοδυναμικό κώδικα, αντικατοπτρίζεται και στον χρόνο εκτέλεσης του καθενός. Ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA που χρησιμοποιούμε στην παρούσα εργασία έχει μέσο χρόνο εκτέλεσης 24 ώρες, ενώ ένας θερμοδυναμικός κώδικας που προσομοιώνει παρόμοιο κινητήρα, χρειάζεται μόλις 30 δευτερόλεπτα για την εκτέλεσή του.

Τα μοντέλα διάσπασης σταγονιδίων, έναυσης και καύσης, τα οποία υπάρχουν στην έκδοση του κώδικα KIVA που χρησιμοποιούμε στην παρούσα εργασία, περιγράφονται στην §5.3. Όσον αφορά στα μοντέλα πρόβλεψης των εκπομπών ρύπων, οι εκπομπές NO_x εκτιμώνται με ένα μοντέλο, που ως βάση του έχει τον διευρυμένο μηχανισμό Zeldovich [14], ενώ για την εκτίμηση της παραγωγής και της οξείδωσης της αιθάλης χρησιμοποιείται το μοντέλο του Hiroyasu [15].

Κεφάλαιο 5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ – ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

5.1 Γενικά

5.1.1 Ο Κώδικας Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής

Για την υπολογιστική μελέτη της έγχυσης νερού σε κινητήρα Diesel είχαμε στη διάθεσή μας δύο εργαλεία: δύο τροποποιημένες εκδόσεις του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA. Η μία είναι η έκδοση KIVA-3 και η άλλη η έκδοση KIVA-3V. Η ποιοτική διαφορά των εκδόσεων αυτών είναι η δυνατότητα που διαθέτει αποκλειστικά η έκδοση KIVA-3V για προσομοίωση της ροής μέσω των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Η πρακτική διαφορά των δύο εκδόσεων είναι το γεγονός ότι η συγκεκριμένη έκδοση KIVA-3 έχει ρυθμιστεί και ελεγχθεί σχετικά με την προσομοίωση συγκεκριμένου μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel σε πλήρες φορτίο [19], αλλά δεν διαθέτει μοντέλο προσομοίωσης της έγχυσης νερού στον κινητήρα. Αντίθετα, η έκδοση KIVA-3V που είχαμε στη διάθεσή μας είναι εφοδιασμένη με σχετικό μοντέλο για την προσομοίωση της έγχυσης νερού [33], ωστόσο δεν είχε χρησιμοποιηθεί μέχρι τώρα για την προσομοίωση της ροής και της καύσης σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel.

Τελικά επελέγη η χρήση της έκδοσης KIVA-3V, καθώς θεωρήθηκε πιο εύκολο και λειτουργικό να ρυθμιστεί ο κώδικας για την προσομοίωση ενός μεγάλου ναυτικού κινητήρα, παρά να κατασκευαστεί από την αρχή ένα υπολογιστικό μοντέλο για την προσομοίωση της έγχυσης νερού εντός του κινητήρα. Ένα ακόμη συγκριτικό πλεονέκτημα της έκδοσης KIVA-3V, σε σχέση με την έκδοση KIVA-3 είναι το γεγονός ότι η έκδοση KIVA-3V εμπεριέχει μοντέλο υπολογισμού των εκπεμπόμενων σωματιδίων αιθάλης.

5.1.2 Ο Κινητήρας

5.1.2.1 Γενικά χαρακτηριστικά

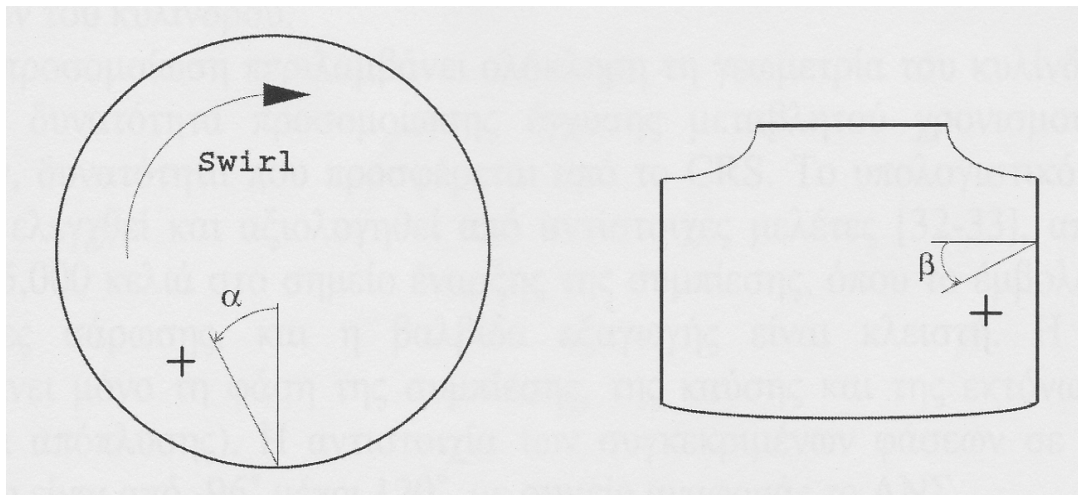
Η προσομοίωση έγινε για κύλινδρο ενός δίχρονου, βραδύστροφου, υπερπληρωμένου κινητήρα, του οποίου τα χαρακτηριστικά λειτουργίας σε πλήρες φορτίο είναι τα εξής [62]:

Κατασκευαστής:	Wärtsilä Switzerland
Τύπος:	RT-flex58T-B
Διάμετρος εμβόλου:	580 mm
Διαδρομή εμβόλου:	2416 mm
Ταχύτητα περιστροφής:	105 rpm
Μέση ταχύτητα εμβόλου:	8.46 m/s
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής (από ΑΝΣ):	-96°
Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής (από ΑΝΣ):	120°
Σύστημα έγχυσης	Common Rail System - CRS
Αριθμός εγχυτήρων:	3
Έναρξη έγχυσης:	2°
Διάρκεια έγχυσης:	15,2°
Μέση ενδεικνύμενη πίεση:	19 bar
Μέγιστη ισχύς ανά κύλινδρο:	2125 kW

Η επιλογή του συγκεκριμένου κινητήρα έγινε διότι, αφενός μπορούσαμε να έχουμε διαθέσιμα τα στοιχεία που χρειαζόμασταν για την προσομοίωση, και αφετέρου επειδή κινητήρας τέτοιου τύπου βρίσκεται στο ερευνητικό κέντρο της κατασκευάστριας εταιρίας, οπότε η σύγκριση των αποτελεσμάτων της υπολογιστικής προσομοίωσης με αντίστοιχα πειραματικά θα μπορούσε να είναι πιο άμεση και ποσοτική. Επίσης και άλλες διπλωματικές εργασίες που έχουν ως αντικείμενο την υπολογιστική μελέτη της καύσης σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες προσομοίωσαν (ή προσομοιώνουν) τον ίδιο κινητήρα, οπότε καθίσταται πιο εύκολη και άμεση η σύγκριση των διαφόρων τεχνικών επίδρασης στον κινητήρα.

5.1.2.2 Εγχυτήρες

Κάθε κύλινδρος του κινητήρα είναι εφοδιασμένος με τρεις εγχυτήρες, συμμετρικά τοποθετημένους, στην περιοχή της κυλινδροκεφαλής. Δηλαδή ο κάθε εγχυτήρας απέχει από τους άλλους κατά 120° , στην περιμετρική κατεύθυνση. Κάθε εγχυτήρας έχει πέντε ακροφύσια για τον ψεκασμό του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Το κάθε ακροφύσιο ψεκάζει το καύσιμο με συγκεκριμένη κατεύθυνση, η οποία ορίζεται από τη γωνία ως προς το οριζόντιο και το ακτινικό επίπεδο που διέρχονται από το ακροφύσιο (βλ. Εικόνα 5.1).



Εικόνα 5.1

Γωνίες ορισμού κατεύθυνσης της δέσμης καυσίμου που εγχέεται από το ακροφύσιο [62].

Οι κατευθύνσεις των γωνιών $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$ για κάθε ακροφύσιο, όπως αυτές ορίζονται στην Εικόνα 5.1, παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.1:

Πίνακας 5.1

Κατευθύνσεις γωνιών $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$ (βλ. Εικόνα 5.1) για τα ακροφύσια του εγχυτήρα.

Αρ. ακροφυσίου	1	2	3	4	5
$\hat{\alpha}$	-	+	+	+	+
$\hat{\beta}$	+	+	+	+	+

Παρατηρούμε ότι στα τέσσερα από τα πέντε ακροφύσια η έγχυση έχει ίδια φορά με εκείνη της εγκάρσιας συστροφής του αέρα (swirl – βλ. Εικόνα 5.1). Ως εγκάρσια συστροφή χαρακτηρίζεται η περιστροφή του εισαγόμενου αέρα εντός του κυλίνδρου, που οφείλεται στην ειδική διαμόρφωση της γεωμετρίας των θυρίδων εισαγωγής. Έτσι, υπάρχει μία εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας του εισαγόμενου αέρα στον κύλινδρο. Αυτή η εγκάρσια συστροφή οδηγεί σε καλύτερη απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια, καθώς επίσης και σε καλύτερη ανάμιξη του αέρα με το εγχεόμενο καύσιμο. Επομένως, η καύση γίνεται αποδοτικότερα, με αποτέλεσμα τη μεγαλύτερη πρόσληψη έργου και τη μικρότερη παραγωγή ρύπων.

Η ένταση της εγκάρσιας συστροφής (swirl number) ορίζεται ως ο λόγος της γωνιακής ταχύτητας συστροφής του αέρα προς τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

5.1.2.3 Προφίλ έγχυσης καυσίμου

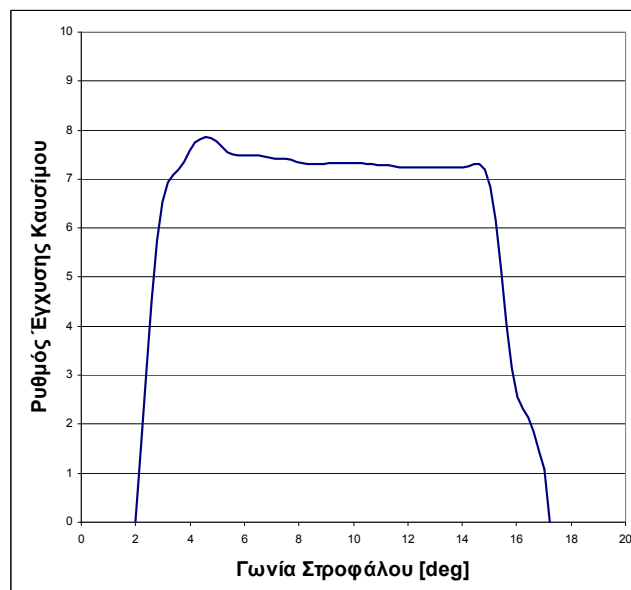
Το προφίλ έγχυσης του καυσίμου, δηλαδή ο ρυθμός με τον οποίο εγχέεται η μάζα του καυσίμου στον κύλινδρο, παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 5.1. Το συγκεκριμένο προφίλ έχει προκύψει από μετρήσεις της κατασκευάστριας εταιρίας του υπό προσομοίωση κινητήρα, ενώ, στο συγκεκριμένο διάγραμμα παρουσιάζεται αδιαστατοποιημένο ως προς τη συνολική εγχεόμενη μάζα του καυσίμου. Δηλαδή, ο ρυθμός της εγχεόμενης μάζας που απεικονίζεται στο Διάγραμμα 5.1 προκύπτει από τη σχέση:

$$\text{mass injection rate} = \frac{dm}{d\phi} \cdot \frac{100}{m_{\text{tot}}} \quad (5.1.1)$$

όπου:

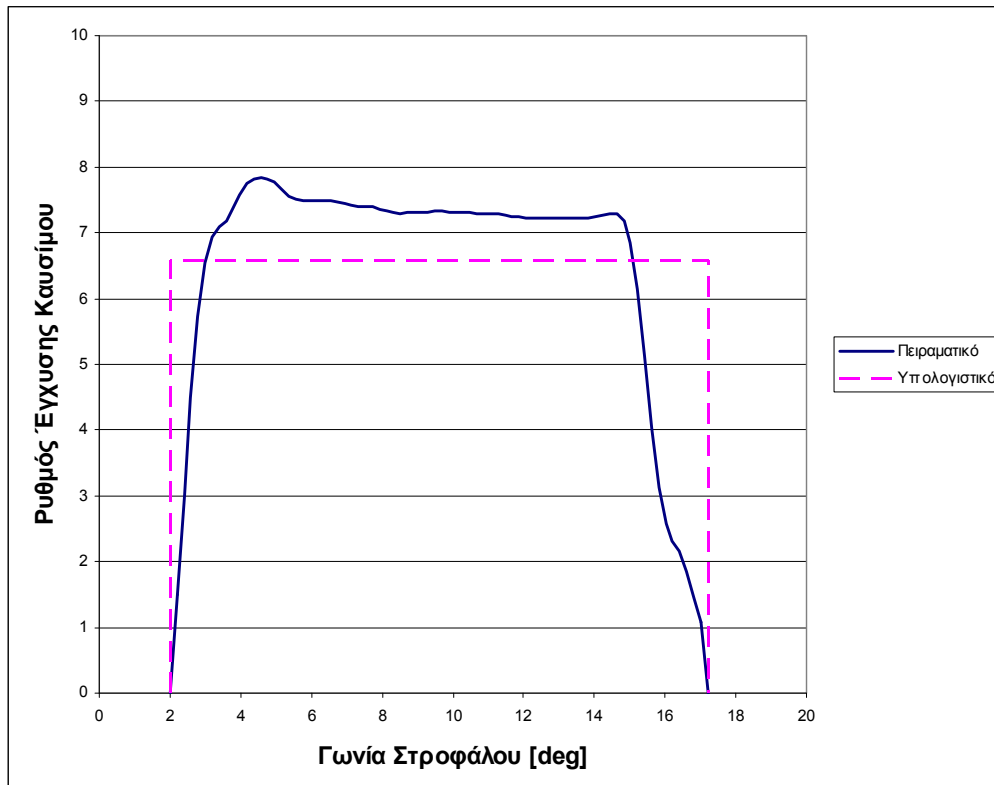
$dm/d\phi$ η παροχή της εγχεόμενης μάζας του καυσίμου, ανά γωνία στροφάλου και
 m_{tot} η συνολική, ανά κύκλο, εγχεόμενη μάζα του καυσίμου.

Καθώς το προφίλ του Διαγράμματος 5.1 είναι αδιαστατοποιημένο, το εμβαδόν που περικλείεται από την καμπύλη ισούται με 100.



Διάγραμμα 5.1
 Πειραματικό προφίλ έγχυσης καυσίμου.

Ο κώδικας KIVA έχει, θεωρητικά, τη δυνατότητα να προσομοιώνει προφίλ έγχυσης τυχαίας μορφής, με τον ορισμό, στο αντίστοιχο αρχείο εισόδου, ενός αριθμού σημείων που περιγράφουν, δειγματοληπτικά, την καμπύλη του Διαγράμματος 5.1. Ωστόσο, όταν προσπαθήσαμε να εκτελέσουμε τον κώδικα ορίζοντας δειγματοληπτικά το ανωτέρω προφίλ, παρουσιάστηκε κάποια υπολογιστική επιπλοκή. Για τον λόγο αυτόν, ορίσαμε ένα προφίλ έγχυσης γεωμετρίας «Π», που αντιστοιχεί στο πειραματικό προφίλ (βλ. Διάγραμμα 5.2).



Διάγραμμα 5.2
Πειραματικό και υπολογιστικό προφίλ έγχυσης καυσίμου.

Το υπολογιστικό προφίλ έγχυσης καυσίμου οδηγεί στην έγχυση της ίδιας ποσότητας καυσίμου με εκείνη που εγχέεται με το πειραματικό προφίλ. Επομένως το εμβαδόν που περικλείεται από την αντίστοιχη καμπύλη ισούται και πάλι με 100. Η διαφορά έγκειται στο γεγονός ότι, με τη χρήση του υπολογιστικού προφίλ, ο ρυθμός έγχυσης καυσίμου παραμένει σταθερός καθ' όλη τη διάρκεια της έγχυσης. Η ταχύτητα εισαγωγής του καυσίμου που αντιστοιχεί στο υπολογιστικό προφίλ είναι 467m/s.

5.1.3 Στάδια της Μελέτης

Τα στάδια που πραγματοποιήθηκαν κατά τη διάρκεια της υπολογιστικής μελέτης της εισαγωγής νερού σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel –και που θα αναπτυχθούν εκτενώς στη συνέχεια– είναι τα εξής:

Κατ' αρχήν έπρεπε να ρυθμιστεί ο κώδικας κατά τρόπο τέτοιο ώστε να μπορέσει να προσομοιώσει με ακρίβεια την καύση στον συγκεκριμένο κινητήρα. Για τον λόγο αυτόν ήταν απαραίτητη η κατασκευή ενός πλέγματος που να προσομοιώνει τη γεωμετρία του θαλάμου καύσης του κινητήρα, καθώς επίσης έπρεπε να οριστούν οι τιμές σε μία σειρά από παραμέτρους που σχετίζονται με τη γεωμετρία και τη λειτουργία του συγκεκριμένου κινητήρα (γεωμετρία κυλίνδρου και εγχυτήρων, θέση εγχυτήρων, χρονισμός έγχυσης, μάζα εγχόμενου καυσίμου κ.α.).

Στη συνέχεια ήταν απαραίτητη η ρύθμιση ορισμένων παραμέτρων που επηρεάζουν την προσομοίωση της διάσπασης των σταγονιδίων καυσίμου, της έναυσης και της καύσης, ούτως ώστε τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την περίπτωση αναφοράς (δηλαδή για την καύση χωρίς εισαγωγή νερού) να βρίσκονται σε ικανοποιητική σύγκριση με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα που μας παρείχε η εταιρία κατασκευής του κινητήρα.

Όταν ολοκληρώθηκε η ρύθμιση του κώδικα για την προσομοίωση του συγκεκριμένου κινητήρα, εκτελέστηκαν προσομοιώσεις για διάφορες περιπτώσεις εισαγωγής νερού στον κύλινδρο. Συγκεκριμένα, μελετήθηκαν δύο τεχνικές εισαγωγής νερού: Η εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης και η απευθείας έγχυση νερού. Για καθεμία από τις τεχνικές αυτές μελετήθηκε η επίδραση που έχει η ποσότητα του εισαγόμενου νερού στις εκπομπές NO_x και σωματιδίων αιθάλης, καθώς επίσης στα χαρακτηριστικά της καύσης και στο αποδιδόμενο έργο. Για την τεχνική της εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα εκτελέστηκαν προσομοιώσεις για μάζα εισαγόμενου νερού 50%, 100%, 150% και 200% σχετικά με τη μάζα του καυσίμου, ενώ για την τεχνική της απευθείας έγχυσης, τα αντίστοιχα ποσοστά εγχόμενου νερού ήταν 20%, 40%, 50%, 60% και 80%. Η ποσότητα του εισαγόμενου νερού με την τεχνική της απευθείας έγχυσης είναι πολύ μικρότερη από την ποσότητα του εισαγόμενου νερού με την τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα, λόγω της πολύ μεγαλύτερης αποτελεσματικότητας της πρώτης τεχνικής, γεγονός που θα αναλυθεί εκτενώς στη συνέχεια. Τέλος, έγινε η προσπάθεια συνολικής βελτίωσης της καύσης, με ρύθμιση των παραμέτρων της έγχυσης του καυσίμου (και του νερού, στην περίπτωση της απευθείας έγχυσης νερού).

Ας σημειωθεί ότι οι προσομοιώσεις που πραγματοποιήθηκαν περιελάμβαναν μόνο τις φάσεις της συμπίεσης, της καύσης και της εκτόνωσης. Η φάση της εναλλαγής των αερίων δεν περιελήφθη. Έτσι, οι προσομοιώσεις ξεκινούν στις 96° πριν το ΑΝΣ (οπότε κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής) και ολοκληρώνονται στις 120° μετά από αυτό (οπότε ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής).

Η πορεία της μελέτης και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται αναλυτικά στις επόμενες παραγράφους.

5.2 Δημιουργία Υπολογιστικού Πλέγματος

Ο θάλαμος καύσης σε έναν εμβολοφόρο κινητήρα είναι το τμήμα εκείνο του κυλίνδρου που ως άνω όριο έχει την κεφαλή του κυλίνδρου, στην οποία είναι τοποθετημένη η βαλβίδα (ή οι βαλβίδες) για την εξαγωγή (ή την εναλλαγή) των αερίων, περιφερειακά ορίζεται από τα πλευρικά τοιχώματα του κυλίνδρου και το κάτω του όριο είναι η άνω επιφάνεια του εμβόλου, η οποία κινείται, καθώς το έμβολο παλινδρομεί εντός του κυλίνδρου.

Σε έναν κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής όπως ο κώδικας KIVA, ο θάλαμος καύσης προσομοιώνεται με ένα πλέγμα που αποτελείται από δεκάδες χιλιάδες κελιά σε τρεις κατευθύνσεις: την κατακόρυφη, την ακτινική και την περιφερειακή. Καθώς το έμβολο ανέρχεται προς το ΑΝΣ, ολόκληρες σειρές κελιών αφαιρούνται και τα κελιά συγχωνεύονται στην κατακόρυφη κατεύθυνση, ενώ το μέγεθός τους αναπροσαρμόζεται. Αντίθετα, όταν το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ, τα κελιά διαιρούνται και προστίθενται νέες σειρές κελιών. Με τον τρόπο αυτόν, το μέγεθος των κελιών δεν μεταβάλλεται σημαντικά, ώστε να μην εμφανιστούν ανεπιθύμητες υπολογιστικές επιπλοκές.

Καθώς η έκδοση KIVA-3V δεν είχε χρησιμοποιηθεί στο παρελθόν για την προσομοίωση και τη μελέτη του συγκεκριμένου δίχρονου κινητήρα, ήταν απαραίτητο να κατασκευάσουμε ένα πλέγμα που να προσομοιώνει τον θάλαμο καύσης του κινητήρα αυτού. Η ανάγκη κατασκευής του πλέγματος προέκυψε καθώς δεν ήταν δυνατό να χρησιμοποιηθεί το πλέγμα που είχε κατασκευαστεί σε παλαιότερες εργασίες ([19], [63]) για χρήση στην έκδοση KIVA-3, εξαιτίας διαφορών μεταξύ των δύο εκδόσεων του κώδικα (KIVA-3 και KIVA-3V).

Ο κώδικας KIVA είναι εφοδιασμένος με ένα υποπρόγραμμα που κατασκευάζει το υπολογιστικό πλέγμα, δημιουργώντας ένα αρχείο στο οποίο περιγράφεται η γεωμετρία του πλέγματος και το οποίο χρησιμοποιείται ως αρχείο εισόδου στον κύριο υπολογιστικό κώδικα KIVA. Με τη βοήθεια του συγκεκριμένου προγράμματος, κατασκευάσαμε το πλέγμα που περιγράφει τον θάλαμο καύσης του προς μελέτη κινητήρα.

Ο θάλαμος καύσης σε έναν τυπικό δίχρονο ναυτικό κινητήρα χωρίζεται σε τρία τμήματα: το κάτω τμήμα (piston cup), που σχηματίζεται από την κοιλότητα της κεφαλής του εμβόλου, το κυλινδρικό τμήμα (squish), που ορίζεται περιφερειακά από τα τοιχώματα του κυλίνδρου, και το άνω τμήμα (head dome), που σχηματίζεται από την κεφαλή του κυλίνδρου και το κάτω μέρος της βαλβίδας (βλ. Εικ. 5.2α).

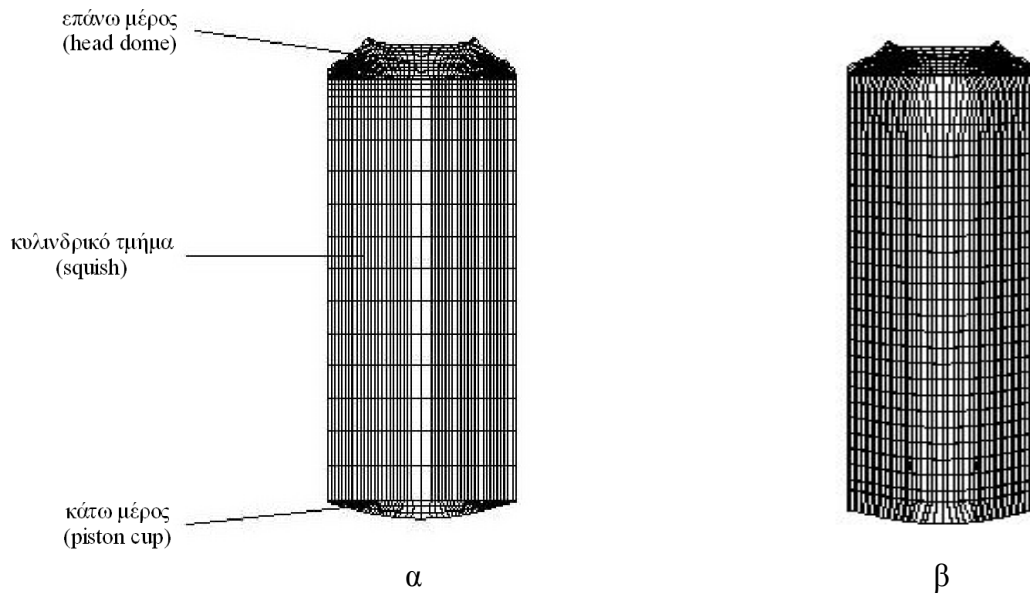
Το πρόγραμμα κατασκευής του πλέγματος (grid generator) που διαθέτει ο κώδικας KIVA λαμβάνει ως δεδομένα:

- τις βασικές διαστάσεις του κυλίνδρου
- τον επιθυμητό αριθμό των υπολογιστικών κελιών σε κάθε κατεύθυνση (κατακόρυφα, ακτινικά και περιμετρικά)
- τον αριθμό των τμημάτων από τα οποία αποτελείται ο θάλαμος καύσης
- την ειδική γεωμετρία που τυχόν έχουν κάποια από τα τμήματα αυτά (π.χ. κεφαλή κυλίνδρου, ή κεφαλή εμβόλου).

Στη συνέχεια κατασκευάζει τα κελιά και ενώνει κατάλληλα τα τμήματα του θαλάμου καύσης μεταξύ τους, για να δημιουργήσει ένα ενιαίο πλέγμα που προσομοιώνει με ακρίβεια τη γεωμετρία του θαλάμου.

Αρχικά, υπήρξε κάποια υπολογιστική επιπλοκή στην προσπάθεια δημιουργίας πλέγματος που αποτελείται από τρία μέρη (όπως περιγράφηκε ανωτέρω). Η λύση που δόθηκε στο πρόβλημα αυτό ήταν η συγχώνευση του κατώτερου και του μεσαίου τμήματος του θαλάμου καύσης σε ένα τμήμα. Αυτή η λύση οδήγησε σε λίγο διαφορετική γεωμετρία των κελιών του πλέγματος σε ορισμένα σημεία (σε σχέση με το προϋπάρχον πλέγμα που χρησιμοποιείται στην έκδοση KIVA-3), ωστόσο η γεωμετρία του θαλάμου καύσης εξακολουθεί να περιγράφεται με την ίδια ακρίβεια με την οποία περιγράφεται και με το

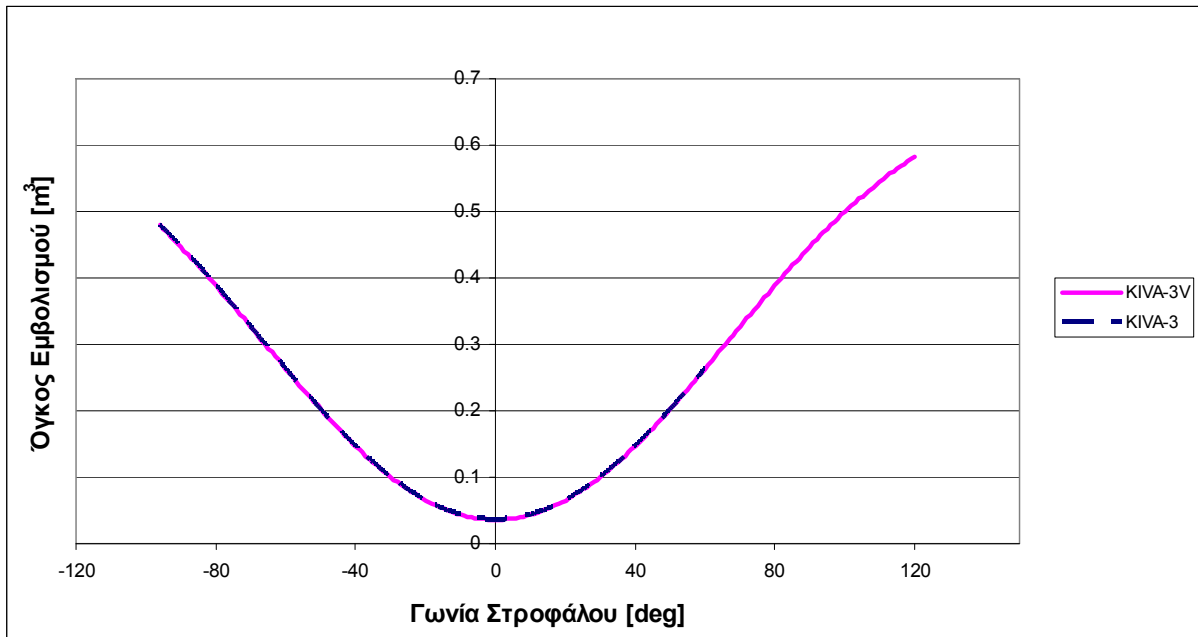
προηγούμενο πλέγμα. Ο αριθμός των κελιών δεν μεταβλήθηκε ουσιωδώς, ενώ και το μέγεθος τους δεν τροποποιήθηκε με τρόπο τέτοιο ώστε να μειωθεί η ακρίβεια των υπολογισμών. Στην Εικόνα 5.2 παρουσιάζονται τα δύο πλέγματα: εκείνο που χρησιμοποιείται στην έκδοση KIVA-3 και εκείνο που δημιουργήσαμε για χρήση στην έκδοση KIVA-3V. (Σημείωση: η διαφορετική πυκνότητα κελιών που παρατηρείται μεταξύ των δύο πλεγμάτων οφείλεται στο γεγονός ότι κάθε πλέγμα αντιστοιχεί σε διαφορετικό στιγμιότυπο – διαφορετική γωνία στροφάλου).



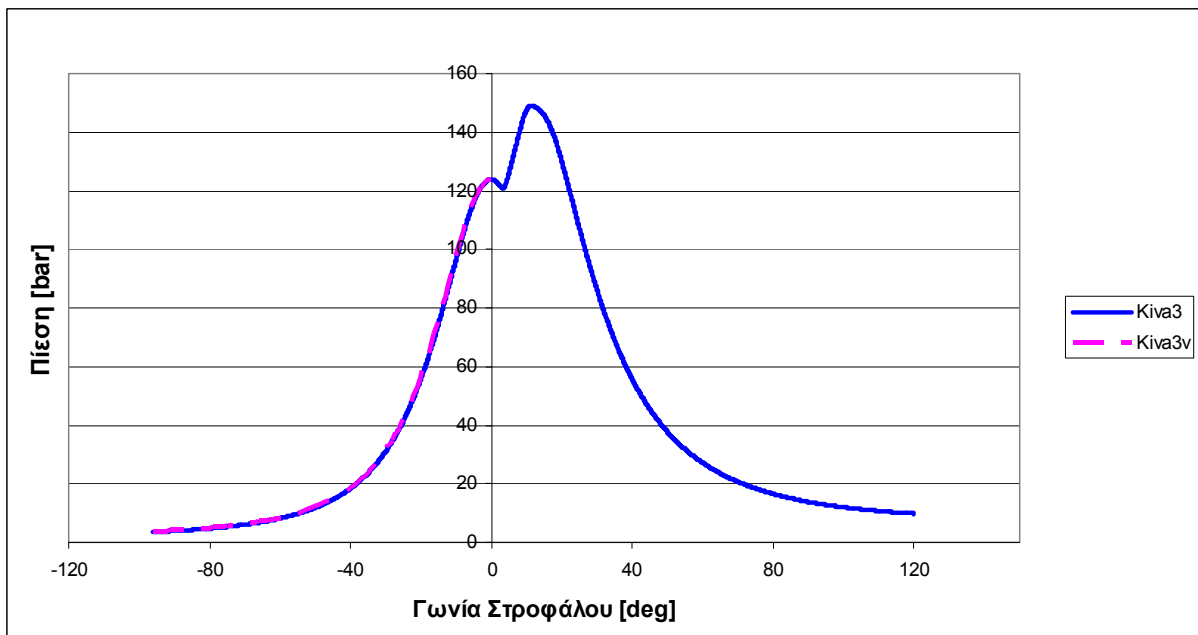
Εικόνα 5.2

- α) Πλέγμα για την έκδοση KIVA-3.
- β) Πλέγμα για την έκδοση KIVA-3V.

Για να βεβαιωθούμε ότι το πλέγμα της έκδοσης KIVA-3V προσομοιώνει το ίδιο καλά τον θάλαμο καύσης με το πλέγμα της έκδοσης KIVA-3, κατασκευάσαμε διαγράμματα που παρουσιάζουν τον όγκο εμβολισμού και την πίεση εντός του κυλίνδρου, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Παρατηρούμε ότι οι δύο καμπύλες ταυτίζονται (βλ. Διαγράμματα 5.3 και 5.4).



Διάγραμμα 5.3
 Όγκοι εμβολισμού συναρτήσει της γωνίας στροφάλου,
 για τα πλέγματα των εκδόσεων KIVA-3 και KIVA-3V του κώδικα KIVA



Διάγραμμα 5.4
 Υπολογισθείσα πίεση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου,
 με χρήση των εκδόσεων KIVA-3 και KIVA-3V του κώδικα KIVA

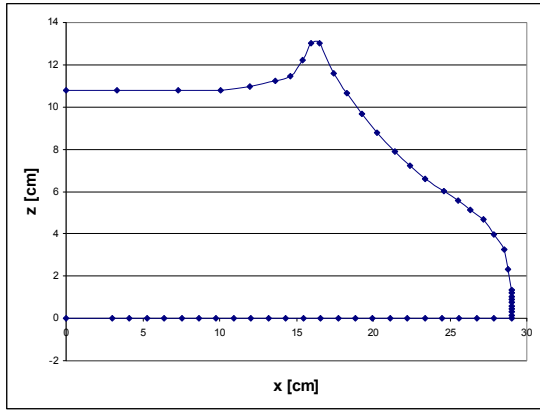
Αξίζει να σημειωθεί ότι, καθώς ο κύλινδρος διαθέτει τρεις εγχυτήρες, συμμετρικά τοποθετημένους και καθώς όλα τα άλλα στοιχεία έχουν αξονική συμμετρία ως προς άξονα που διέρχεται από το κέντρο του κυλίνδρου, όλες οι διεργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός του θαλάμου καύσης έχουν περιοδικότητα ανά 120° . Επομένως, ως πλέγμα, θα μπορούσε να κατασκευαστεί ένας κυλινδρικός τομέας 120° , που θα περιέγραφε το $1/3$ του θαλάμου καύσης και στη συνέχεια, εκ περιστροφής, θα προέκυπτε ολόκληρος ο θάλαμος καύσης. Αυτή η λύση θα μείωνε τον χρόνο υπολογισμού στο $1/3$. Ωστόσο δεν επελέγη για τον εξής λόγο: Στην παρούσα εργασία, που μελετάται η επίδραση της έγχυσης νερού σε πλήρες φορτίο λειτουργίας του κινητήρα, πράγματι, υπάρχει συμμετρία ως προς τον άξονα του κυλίνδρου. Εάν όμως, μελλοντικά, χρειαστεί να γίνει μελέτη σε χαμηλό φορτίο λειτουργίας του κινητήρα (ή και σε πλήρες), στο οποίο δεν εγγέται ίδια ποσότητα καυσίμου από κάθε εγχυτήρα, τότε δεν θα υπάρχει συμμετρία στον θάλαμο καύσης και ένα τέτοιο πλέγμα θα είναι ακατάλληλο. Γι' αυτό και επελέγη ένα πλήρες πλέγμα 360° , παρά τη σημαντική αύξηση στον χρόνο υπολογισμού.

Το αρχικό πλέγμα που δημιουργήσαμε για χρήση στον κώδικα KIVA-3V (βλ. Εικ. 5.2β) είχε πρακτικά ίδιο αριθμό και γεωμετρία κελιών με το πλέγμα που χρησιμοποιόταν στον κώδικα KIVA-3, με εξαίρεση τη διαφοροποίηση που προκαλεί η συγχώνευση του κατώτερου με το μεσαίο τμήμα του θαλάμου καύσης. Ωστόσο, κατά την πορεία των υπολογισμών, παρουσιάστηκαν διάφορα προβλήματα που οδηγούσαν σε τερματισμό της εκτέλεσης του κώδικα, χωρίς να ολοκληρωθεί η προσομοίωση. Μία πιθανή αιτία θα μπορούσε να είναι η ποιότητα του πλέγματος.

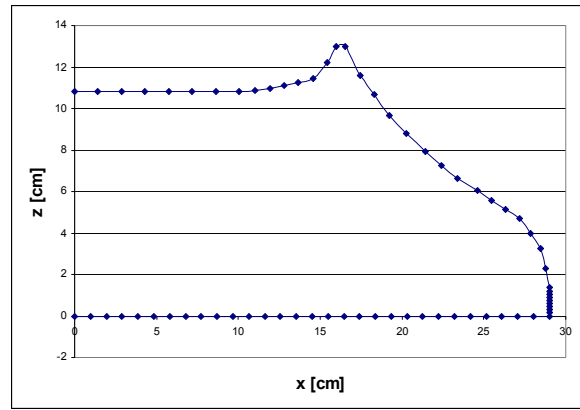
Εξετάζοντας το περίγραμμα του πάνω και το κάτω μέρος του αρχικού πλέγματος (Διαγράμματα 5.5), παρατηρούμε ότι τα κεντρικά κελιά είναι ιδιαίτερα μεγάλα, συγκριτικά με τα υπόλοιπα. Δηλαδή τα σημεία που ορίζουν τις στήλες κελιών κατά την ακτινική κατεύθυνση απέχουν περισσότερο μεταξύ τους κοντά στον κεντρικό άξονα του κυλίνδρου, απ' ό,τι στην περιφέρεια.

Επιχειρήσαμε, λοιπόν, να πυκνώσουμε το πλέγμα, ούτως ώστε να μικρύνει το μέγεθος των κελιών και να αυξηθεί η ακρίβεια των υπολογισμών. Αρχικά δημιουργήσαμε ένα πλέγμα που είχε διπλάσιες στήλες κελιών στην ακτινική κατεύθυνση. Ωστόσο, με αυτόν τον τρόπο το πλέγμα πυκνώσε πολύ, με αποτέλεσμα τα κελιά να γίνουν πολύ μικρά σε ορισμένες περιοχές (όπως, π.χ., στην περιοχή των εγχυτήρων καυσίμου). Αυτό είχε ακριβώς αντίθετη επίπτωση από την προσδοκώμενη: ο κώδικας δεν μπορούσε να εκτελεστεί εντός λογικού χρονικού πλαισίου, καθώς απαιτούνταν πολύ μικρές τιμές του χρονικού βήματος ώστε να υπάρχει σύγκλιση.

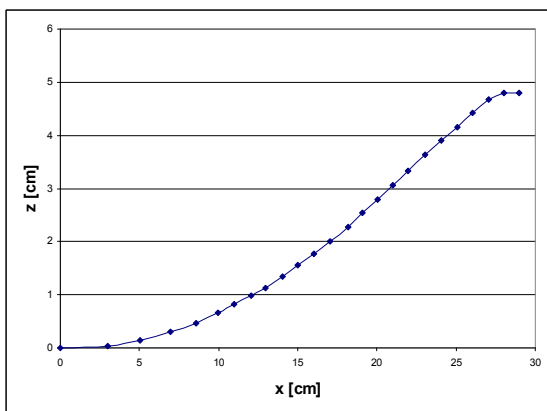
Ως εκ τούτου, προσπαθήσαμε να πυκνώσουμε επιλεκτικά το πλέγμα, μόνο στην περιοχή που είναι ιδιαίτερα αραιό. Το περίγραμμα του πάνω και του κάτω μέρους του τελικού, επιλεκτικά πυκνωμένου πλέγματος απεικονίζεται στα Διαγράμματα 5.6.



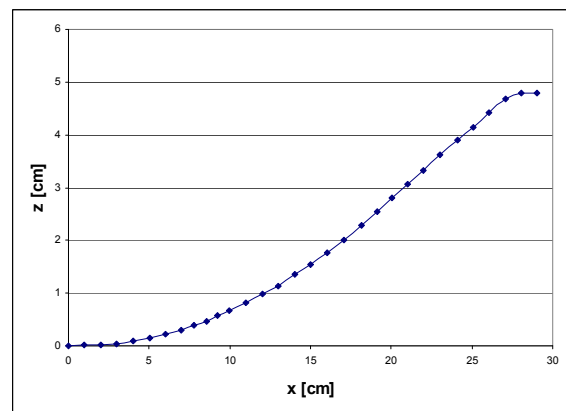
α) πάνω μέρος



α) πάνω μέρος



β) κάτω μέρος



β) κάτω μέρος

Διάγραμμα 5.5
Αρχικό πλέγμα

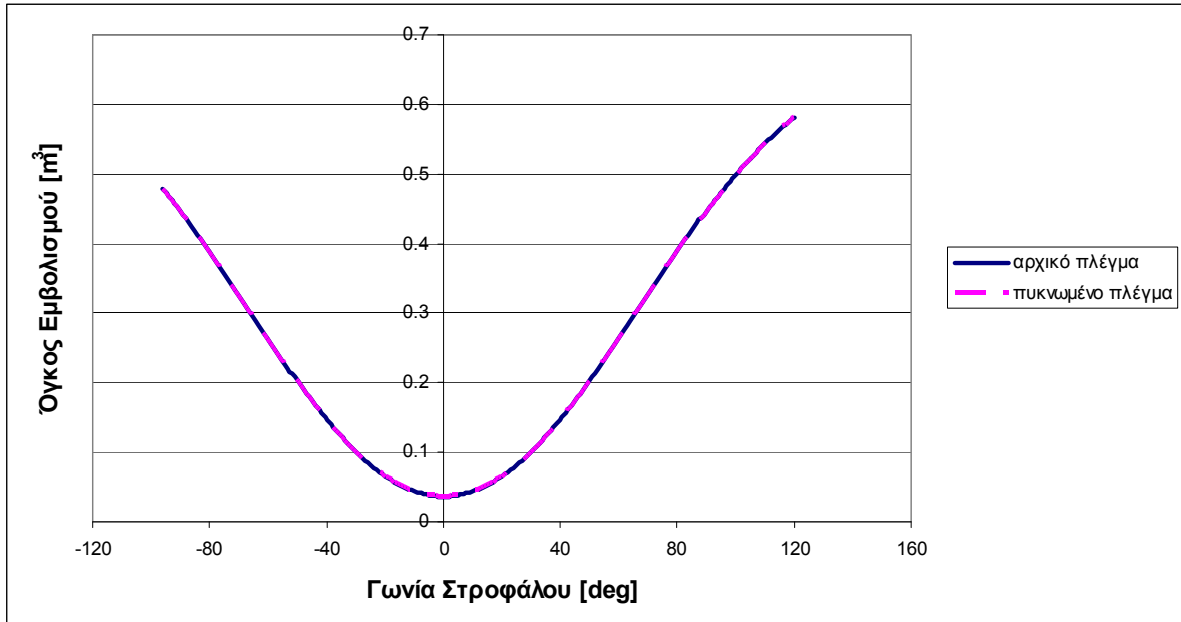
Διάγραμμα 5.6
Πυκνωμένο πλέγμα

Το νέο πλέγμα αποτελείται, στο ΚΝΣ, από 103751 κελιά. Επιπλέον, ύστερα από μία διερεύνηση σχετικά με την ευαισθησία των αποτελεσμάτων, συναρτήσε του χρονικού βήματος των υπολογισμών, επελέγη χρονικό βήμα: $2 \cdot 10^{-5} \text{sec}$. Αυτό το χρονικό βήμα, λαμβάνοντας υπόψη την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (105rpm) αντιστοιχεί σε περίπου 80 υπολογισμούς σε κάθε μοίρα της γωνίας στροφάλου. Όσο μειώνεται το χρονικό βήμα των υπολογισμών, τόσο πιο ακριβή είναι τα αποτελέσματα. Ωστόσο, όπως είναι λογικό, ο υπολογιστικός χρόνος πολλαπλασιάζεται. Το χρονικό βήμα των $2 \cdot 10^{-5} \text{sec}$ επελέγη έτσι ώστε ο συνολικός χρόνος των υπολογισμών να μην είναι απαγορευτικά μεγάλος, δεδομένου ότι, από ένα σημείο και πέρα, μείωση του χρονικού βήματος αυξάνει σημαντικά τον χρόνο υπολογισμών, χωρίς ουσιαστική βελτίωση στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων.

Για να επιβεβαιώσουμε ότι το νέο πλέγμα είναι κατάλληλο για την προσομοίωση του κινητήρα και ότι τα αποτελέσματα που προκύπτουν με τη χρήση του είναι το ίδιο αξιόπιστα με εκείνα που προκύπτουν με τη χρήση του αρχικού πλέγματος, κάναμε ορισμένες συγκρίσεις μεταξύ των δύο πλεγμάτων. Συγκεκριμένα, συγκρίναμε τον όγκο εμβολισμού, την πίεση εντός του κυλίνδρου, τις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) και τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, συναρτήσε της γωνίας στροφάλου. Τα αποτελέσματα της σύγκρισης

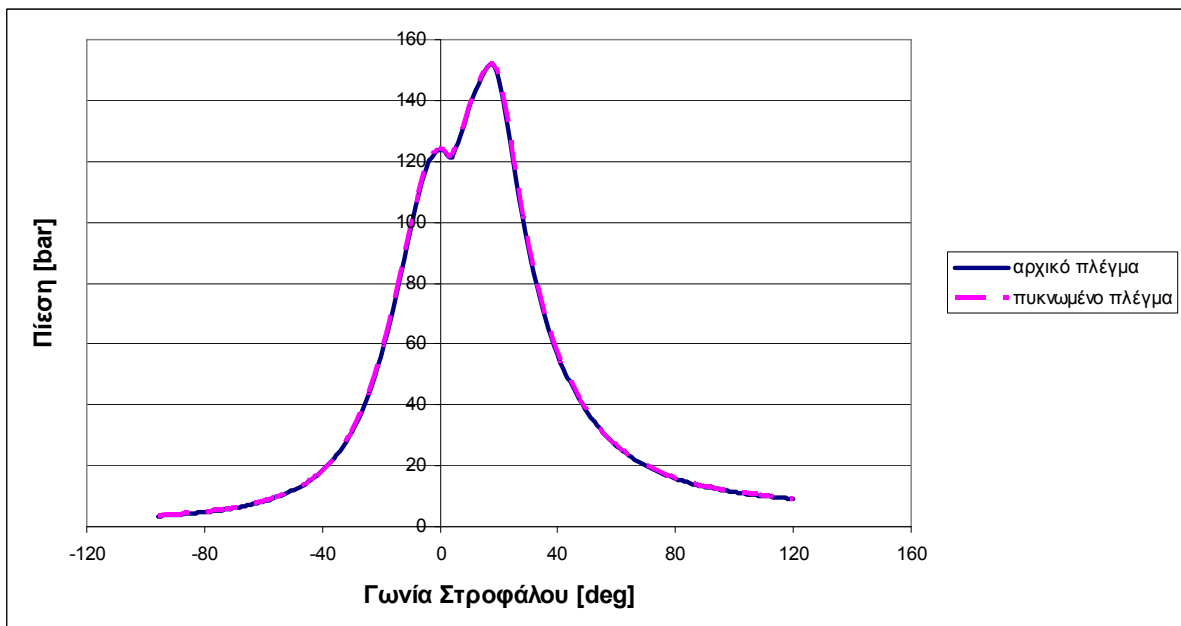
(βλ. Διαγράμματα 5.7 – 5.10) είναι ιδιαίτερα ικανοποιητικά, αφού οι αντίστοιχες καμπύλες πρακτικά ταυτίζονται.

Στο Παράρτημα II παρατίθεται το αρχείο εισόδου του υποπρογράμματος, με το οποίο κατασκευάστηκε το τελικό πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε στις προσομοιώσεις που περιγράφονται στη συνέχεια.



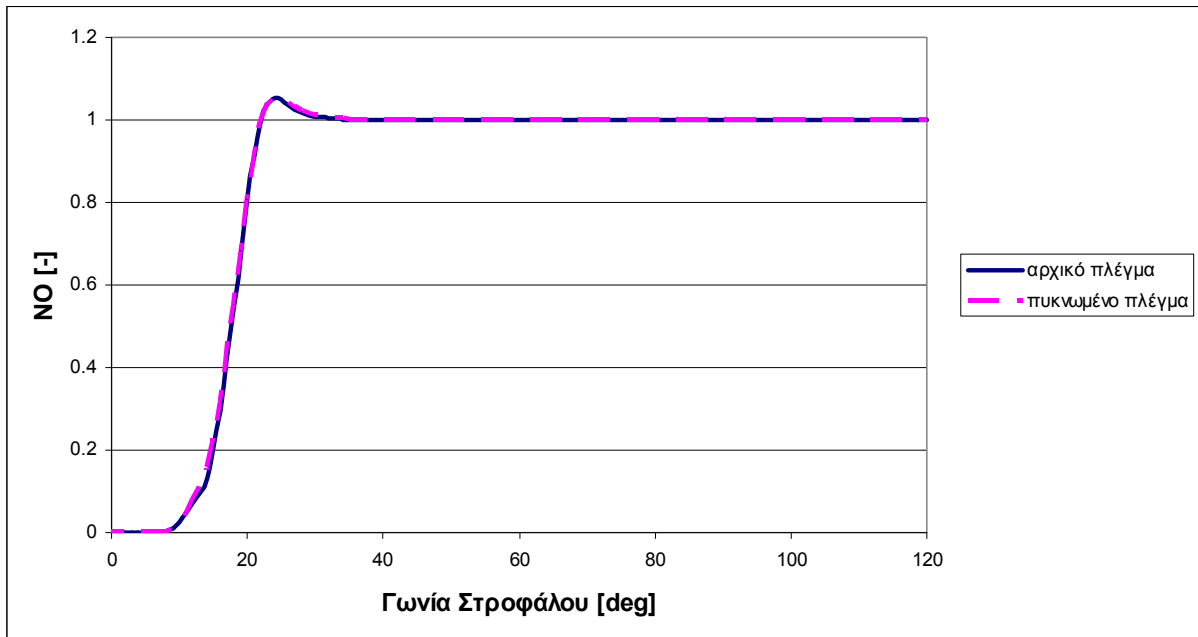
Διάγραμμα 5.7

Όγκος εμβολισμού συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για το αρχικό και το επιλεκτικά πυκνωμένο πλέγμα.



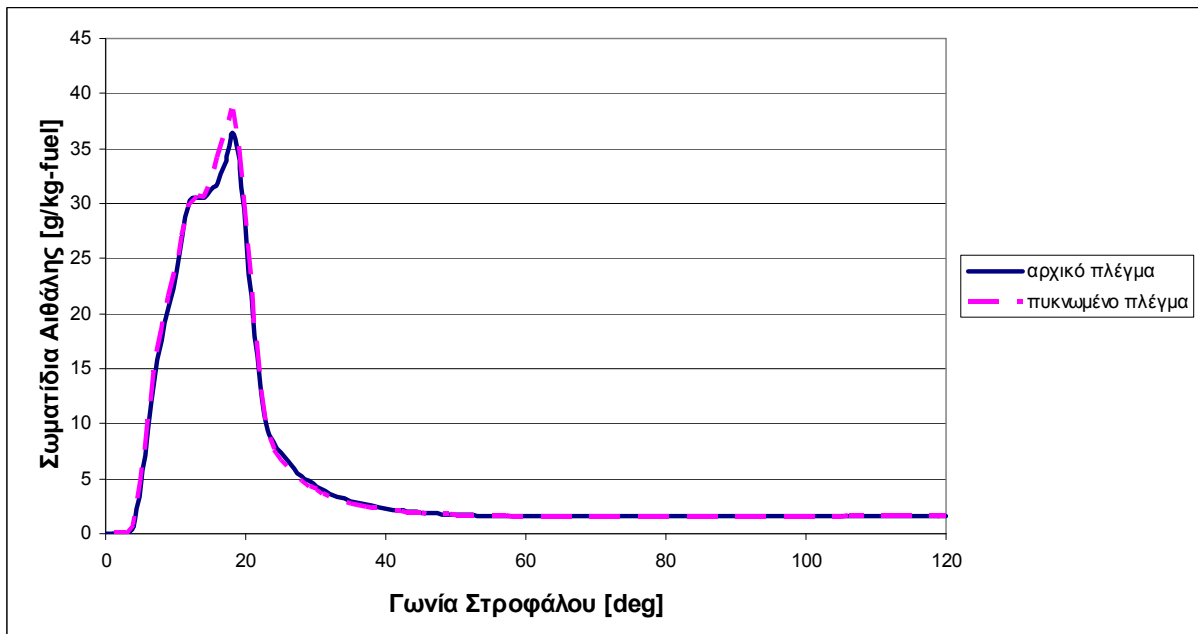
Διάγραμμα 5.8

Πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για το αρχικό και το επιλεκτικά πυκνωμένο πλέγμα.



Διάγραμμα 5.9

Αδιαστατοποιημένη μέση συγκέντρωση NO συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για το αρχικό και το επιλεκτικά πυκνωμένο πλέγμα.

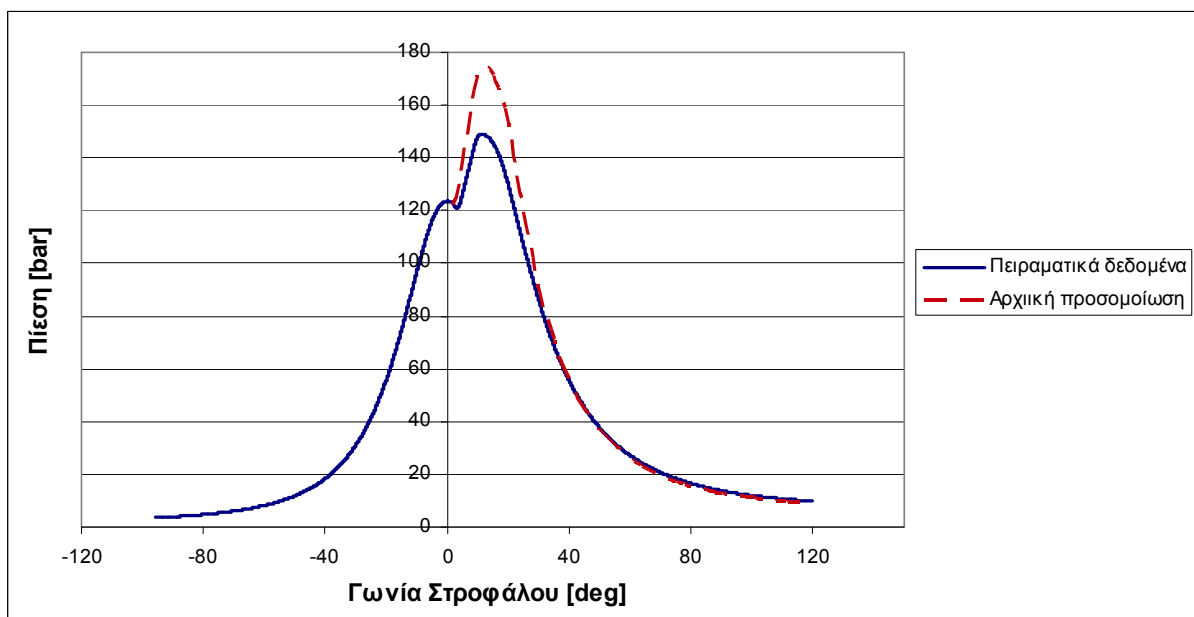


Διάγραμμα 5.10

Μάζα σωματιδίων αιθάλης ανά μονάδα μάζας καυσίμου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για το αρχικό και το επιλεκτικά πυκνωμένο πλέγμα.

5.3 Ρύθμιση Παραμέτρων

Όπως αναφέραμε και προηγουμένως, η έκδοση KIVA-3V του κώδικα KIVA που χρησιμοποιήσαμε ήταν ρυθμισμένη για εφαρμογή σε μικρούς κινητήρες Diesel. Δηλαδή οι παράμετροι των φυσικών μοντέλων που χρησιμοποιούνται στον κώδικα είχαν τέτοιες τιμές ώστε να προσομοιώνουν με ικανοποιητική ακρίβεια την καύση σε τέτοιους κινητήρες (κινητήρες φορτηγών αυτοκινήτων ή οχημάτων βαρέος τύπου, που χρησιμοποιούνται σε κατασκευές). Χρησιμοποιώντας λοιπόν τον κώδικα με τα νέα δεδομένα, για τον υπό μελέτη δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, τα πρώτα αποτελέσματα δεν ήταν ικανοποιητικά. Το γεγονός αυτό απεικονίζεται παραστατικά στο Διάγραμμα 5.11, στο οποίο συγκρίνονται τα πειραματικά δεδομένα που μας παρείχε η εταιρία κατασκευής του κινητήρα για την πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, με τα δεδομένα που προέκυψαν από την προσομοίωση.



Διάγραμμα 5.11

Πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου: πειραματικά δεδομένα και αρχικά υπολογιστικά αποτελέσματα με χρήση του κώδικα KIVA-3V.

Στο Διάγραμμα 5.11 παρατηρούμε ότι η μέγιστη πίεση του κυλίνδρου με την προσομοίωση προκύπτει περισσότερο από 20 bar μεγαλύτερη από την αντίστοιχη των πειραματικών δεδομένων. Στην προσπάθεια μείωσης της μέγιστης πίεσης και προσέγγισης της πειραματικής καμπύλης, επιχειρήθηκε η ρύθμιση ορισμένων παραμέτρων που επιδρούν σε συγκεκριμένα μοντέλα του κώδικα. Συγκεκριμένα, τα μοντέλα στα οποία έγινε προσπάθεια επίδρασης ήταν το μοντέλο διάσπασης των σταγονιδίων του καυσίμου (spray model), το μοντέλο έναυσης (ignition model) και το μοντέλο καύσης (combustion model). Τα εν λόγω μοντέλα και η διαδικασία ρύθμισής τους περιγράφονται στη συνέχεια.

► Μοντέλο διάσπασης σταγονιδίων

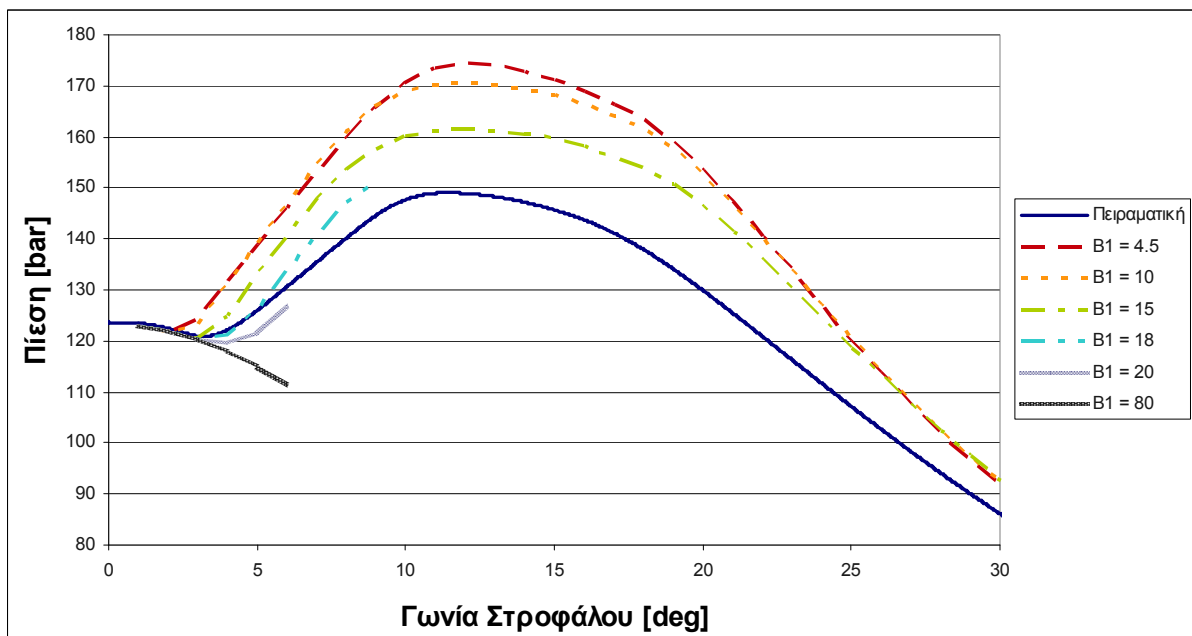
Για τη διάσπαση των σταγονιδίων του καυσίμου (και του νερού) χρησιμοποιείται το μοντέλο «KH-RT» ή αλλιώς «WAVE» [38]. Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιεί μία χρονική σταθερά διάσπασης των σταγονιδίων, η οποία περιγράφεται από την απλοποιημένη σχέση:

$$\tau = 3,726 \cdot B_1 \cdot \frac{r_0}{\Lambda \cdot \Omega} \quad (5.3.1)$$

όπου:

- τ ο χρόνος που απαιτείται για τη διάσπαση μίας σταγόνας
- B_1 παράμετρος (που μπορεί να πάρει τιμές από 1.6 έως 85 [38], [58])
- r_0 η αρχική διάμετρος της σταγόνας
- Λ χαρακτηριστικό μήκος κύματος των διαταραχών που δημιουργούνται στην επιφάνεια της σταγόνας και που προκαλούν τελικά τη διάσπασή της
- Ω ρυθμός αύξησης των διαταραχών στην επιφάνεια της σταγόνας.

Τροποποιήσαμε τον κώδικα KIVA-3V, έτσι ώστε η τιμή της παραμέτρου B_1 να μπορεί να οριστεί κατά βούληση, μέσω μίας μεταβλητής εισόδου που ονομάστηκε “**breakB1**” (αρχικά η παράμετρος B_1 ήταν ορισμένη εντός του κώδικα με την τιμή $B_1 = 4.5$ και δεν ήταν δυνατό να μεταβληθεί σε κάθε εκτέλεση του κώδικα, ως μεταβλητή εισόδου). Από την Εξ. (5.3.1) προκύπτει ότι, αυξάνοντας την τιμή της μεταβλητής αυτής, ο χρόνος που απαιτείται για τη διάσπαση των σταγονιδίων του καυσίμου αυξάνεται, οπότε καθυστερεί η έναρξη και η χρονική εξέλιξη της καύσης, και επομένως η μέγιστη πίεση είναι μικρότερη, καθώς η καύση πραγματοποιείται πιο μακριά από το ΑΝΣ, δηλαδή σε συνθήκες χαμηλότερης πίεσης. Στο Διάγραμμα 5.12 παρουσιάζονται οι καμπύλες πίεσης για διάφορες τιμές της συγκεκριμένης μεταβλητής.



Διάγραμμα 5.12

Υπολογισθείσα πίεση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορες τιμές της μεταβλητής εισόδου breakB1.

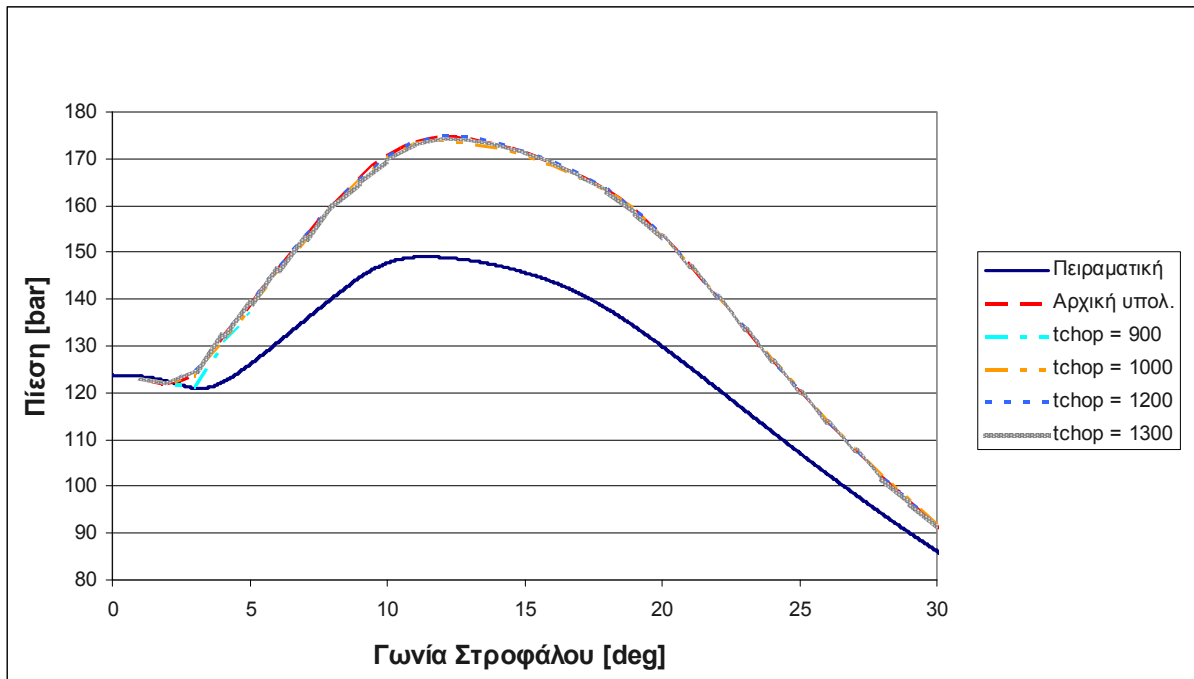
Παρατηρούμε ότι για πολύ μεγάλες τιμές της μεταβλητής $breakB1$ ($B_1 = 80$) η διάσπαση των σταγονιδίων του καυσίμου καθυστερεί τόσο πολύ, που είναι αδύνατο να πραγματοποιηθεί η καύση, καθώς δεν μπορούν να επιτευχθούν οι συνθήκες αυτανάφλεξης (ατμοποίηση του καυσίμου σε συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας). Οι καμπύλες στο διάγραμμα οι οποίες δεν εκτείνονται μέχρι τις 30° , αντιστοιχούν σε εκτελέσεις του κώδικα οι οποίες τερματίστηκαν πριν ολοκληρωθεί η προσομοίωση, εξαιτίας υπολογιστικής δυσλειτουργίας του κώδικα.

Τα αποτελέσματα του Διαγράμματος 5.12 είναι απόρροια της Εξ. (5.3.1): όσο αυξάνεται η τιμή της μεταβλητής $breakB1$ (και αντίστοιχα καθυστερεί η διάσπαση των σταγονιδίων), τόσο μειώνεται η μέγιστη πίεση εντός του θαλάμου καύσης. Ωστόσο, όσο μεγαλώνει η τιμή της συγκεκριμένης μεταβλητής, αυξάνει και η διείδυση της δέσμης του υγρού καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Η καθυστέρηση της διάσπασης των σταγονιδίων οδηγεί σε καθυστέρηση της εξάτμισης του καυσίμου και επομένως, η περιοχή εντός του θαλάμου καύσης, στην οποία υπάρχει υγρό καύσιμο είναι μεγαλύτερη. Με τη χρήση προγράμματος οπτικοποίησης (βλ. §5.4.2.2) παρατηρήσαμε τη διείδυση της δέσμης του υγρού καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης και προσπαθήσαμε να ρυθμίσουμε τη μεταβλητή $breakB1$ κατά τέτοιο τρόπο, ώστε η διείδυση του καυσίμου να μη διαφέρει αισθητά από τη διείδυση που είχε το καύσιμο σε παλαιότερες εργασίες, οι οποίες χρησιμοποιούσαν τον κώδικα KIVA-3 (και όχι τον κώδικα KIVA-3V). Τελικά, επελέγη η τιμή $breakB1 = 5$, ως η τιμή που συνδύαζε τις δύο παραπάνω απαιτήσεις: χαμηλή μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου και ρεαλιστική διείδυση της δέσμης του υγρού καυσίμου.

► Μοντέλο έναυσης

Για την έναυση του καυσίμου χρησιμοποιείται μία τροποποιημένη έκδοση του μοντέλου έναυσης Shell [13]. Το μοντέλο αυτό περιγράφεται από μία σειρά σχέσεων, και μπορεί να ρυθμιστεί από ένα σύνολο 33 παραμέτρων, οι τιμές των οποίων ορίζονται μέσω αντίστοιχων μεταβλητών εισόδου του κώδικα. Εδώ εξετάστηκε η επίδραση της, ταυτόχρονης, προς την ίδια κάθε φορά κατεύθυνση, και ίδιας τάξης μεγέθους, μεταβολής ενός αριθμού από τις παραμέτρους αυτές. Ωστόσο, από τις δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν δεν εξήχθησαν σαφή και ικανοποιητικά συμπεράσματα σχετικά με την επίδραση των εν λόγω παραμέτρων στη μορφή της καμπύλης πίεσης. Για τον λόγο αυτό αποφασίστηκε να διατηρηθούν οι συνήθως χρησιμοποιούμενες τιμές των παραμέτρων.

Εξάιρεση αποτελεί η εξής περίπτωση: Υπάρχει μία παράμετρος, με την οποία ορίζεται η θερμοκρασία κατά την οποία θα γίνει η μετάβαση από το μοντέλο της έναυσης στο μοντέλο της καύσης (βλ. παρακάτω). Δηλαδή για θερμοκρασία μικρότερη από την οριζόμενη, χρησιμοποιείται το μοντέλο της έναυσης για την προσομοίωση της θερμοχημείας σε κάθε υπολογιστικό κελί, ενώ για θερμοκρασία μεγαλύτερη από την οριζόμενη χρησιμοποιείται το μοντέλο της καύσης. Η μεταβλητή εισόδου που αντιστοιχεί στην εν λόγω παράμετρο ονομάζεται: “ $tchop$ ”. Ύστερα από διάφορες δοκιμές μεταβολής της μεταβλητής αυτής, σε συνδυασμό με τη μεταβολή ορισμένων άλλων μεταβλητών εισόδου που αντιστοιχούν σε παραμέτρους άλλων φυσικών μοντέλων, προέκυψε το συμπέρασμα ότι η μεταβολή της μεταβλητής εισόδου “ $tchop$ ” επιφέρει ελαφρά βελτίωση στην καμπύλη της πίεσης (βλ. Διάγραμμα 5.13). Έτσι, δόθηκε η τιμή: $tchop = 900K$, αντί για $tchop = 1100K$, που ήταν η αρχική ρύθμιση.



Διάγραμμα 5.13
 Καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου
 για διάφορες τιμές της μεταβλητής εισόδου tchor.

Μία πιο συστηματική μελέτη αναφορικά με την επίδραση των παραμέτρων του μοντέλου έναυσης στην προσομοίωση της καύσης στον κινητήρα, θα περιελάμβανε προσπάθεια βελτιστοποίησης των τιμών των αντίστοιχων μεταβλητών εισόδου, με χρήση κάποιου υπολογιστικού κώδικα βελτιστοποίησης, βασισμένου σε γενετικούς (εξελικτικούς) αλγορίθμους. Ωστόσο, κρίθηκε ότι η μελέτη αυτή ξεφεύγει σημαντικά από το θεματικό και χρονικό πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

► Μοντέλο καύσης

Το μοντέλο καύσης είναι τύπου «χαρακτηριστικού χρόνου» (characteristic time combustion model), περιγράφει δε τη μεταβολή της συγκέντρωσης κάθε στοιχείου που συμμετέχει στην καύση, συναρτήσει του χρόνου. Περιγράφεται από την απλοποιημένη σχέση: ([26], [43] σελ. 228-229)

$$\frac{dY_m}{dt} = \frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c} \quad (5.3.2)$$

όπου:

$\frac{dY_m}{dt}$ η μεταβολή της συγκέντρωσης του στοιχείου m, συναρτήσει του χρόνου

Y_m η τρέχουσα συγκέντρωση του στοιχείου m

Y_m^* η συγκέντρωση ισορροπίας του στοιχείου m

τ_c χαρακτηριστικός χρόνος, ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$\tau_c = \tau_\ell + f \cdot \tau_t \quad (5.3.3)$$

όπου:

- f συντελεστής αναλογίας (συντελεστής υστέρησης – delay coefficient), η οποία αρχικά έχει την τιμή μηδέν, ενώ, στην πορεία, κατά την εξέλιξη της καύσης, κάποια στιγμή προσεγγίζει τη μονάδα
- τ_ℓ χαρακτηριστικός χρόνος που σχετίζεται με τη χημική κινητική της αντίδρασης (χαρακτηριστικός χρόνος χημείας)
- τ_i χαρακτηριστικός χρόνος που σχετίζεται με την επίδραση της τύρβης (χαρακτηριστικός χρόνος τυρφώδους ανάμιξης).

Η σταθερά τ_ℓ στην Εξ. (5.3.3), που σχετίζεται με τη χημική κινητική της αντίδρασης, προκύπτει από την εξίσωση:

$$\tau_\ell = A^{-1} \cdot [C_{14}H_{30}]^{0.75} \cdot [O_2]^{-1.5} \cdot \exp\left(\frac{E}{R \cdot T}\right) \quad (5.3.4)$$

όπου:

$[C_{14}H_{30}]$ και $[O_2]$: οι συγκεντρώσεις του δεκατετρανίου (που εδώ χρησιμοποιείται ως καύσιμο, ως προσέγγιση του καυσίμου Diesel) και του οξυγόνου, αντίστοιχα

E εσωτερική ενέργεια ενεργοποίησης της αντίδρασης

R γενική σταθερά των αερίων

T απόλυτη θερμοκρασία

A^{-1} συντελεστής αναλογίας.

Η τιμή του συντελεστή A^{-1} μπορεί να οριστεί στον κώδικα KIVA-3V, μέσω μιας μεταβλητής εισόδου που ονομάζεται “denomc”.

Αντίστοιχα, η σταθερά τ_i στην Εξ. (5.3.3), που σχετίζεται με την επίδραση της τύρβης, προκύπτει από την εξίσωση:

$$\tau_i = c_m \cdot k/\varepsilon \quad (5.3.5)$$

όπου:

k: κινητική ενέργεια της τύρβης

ε : ρυθμός σκέδασης της κινητικής ενέργειας της τύρβης

c_m : συντελεστής αναλογίας

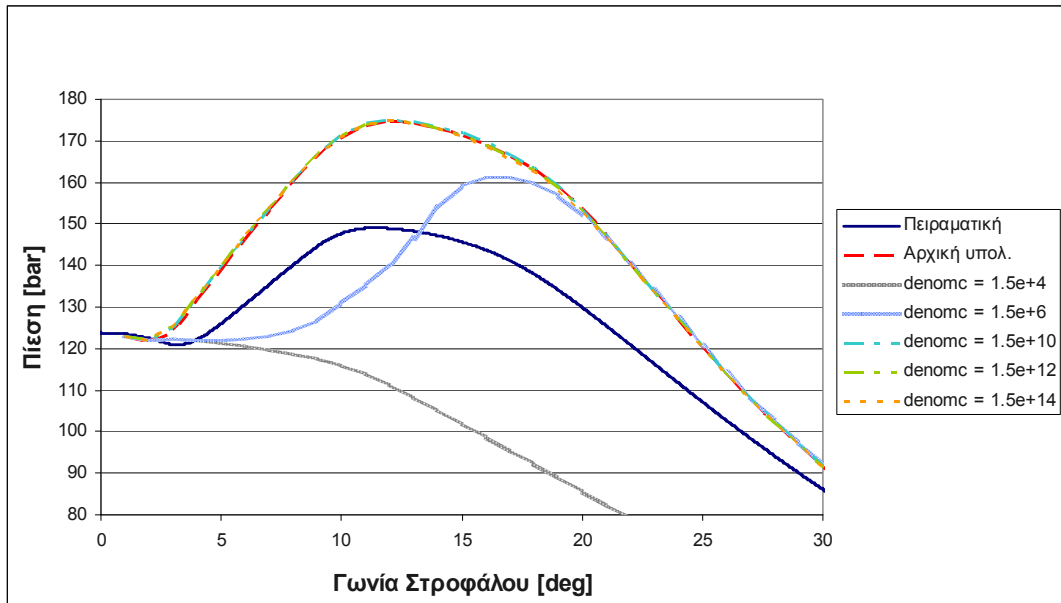
Η τιμή του συντελεστή c_m μπορεί να οριστεί στον κώδικα KIVA-3V, μέσω μιας μεταβλητής εισόδου που ονομάζεται “cm2”.

Η ανωτέρω αναφορά στο μοντέλο καύσης οδηγεί στο πρακτικό συμπέρασμα ότι, με κατάλληλη ρύθμιση των μεταβλητών εισόδου denomc και cm2 μπορούμε –θεωρητικά τουλάχιστον, και εντός ορίων– να ρυθμίσουμε τον χρονισμό και την ένταση της καύσης, καθώς μπορούμε να επηρεάσουμε την ταχύτητα της χημικής κινητικής (μέσω της μεταβλητής denomc) και την επίδραση της τύρβης στην καύση (μέσω της μεταβλητής cm2). Η ταχύτητα της χημικής κινητικής επιδρά κυρίως στο αρχικό στάδιο της καύσης, όπου τα φαινόμενα καθορίζονται κυρίως από την κινητική («προαναμεμιγμένο» μίγμα – χαμηλές θερμοκρασίες), ενώ η τύρβη επιδρά περισσότερο στην εξέλιξη της καύσης, καθώς συντελεί στην περαιτέρω ανάμιξη του καυσίμου με το οξυγόνο.

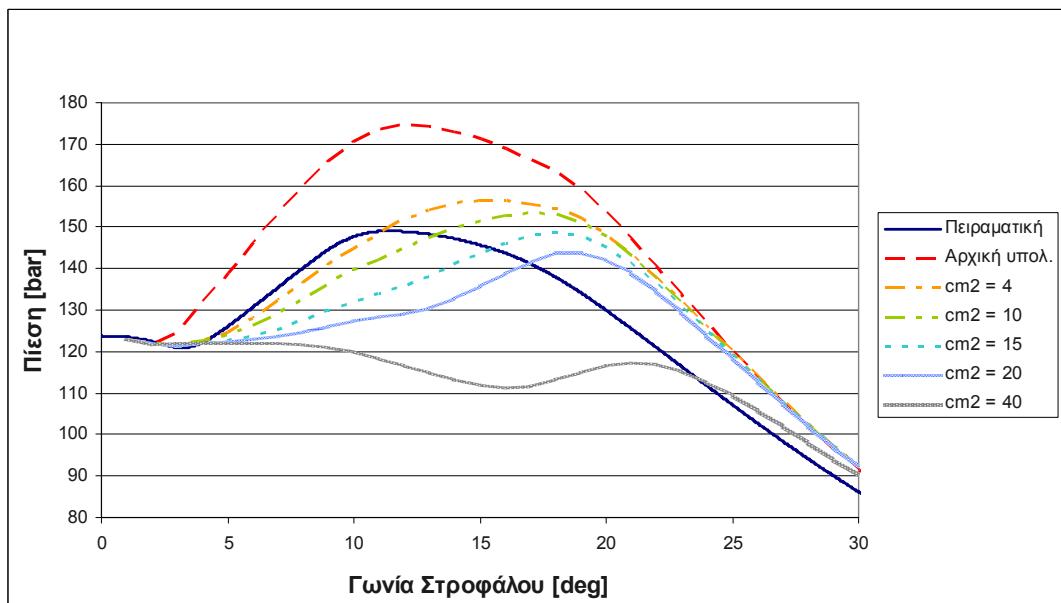
Μελετώντας την επίδραση που έχουν διάφορες τιμές των μεταβλητών εισόδου denomc και cm2 στη μορφή της καμπύλης πίεσης του κυλίνδρου (βλ. Διαγράμματα 5.14 και 5.15), καταλήξαμε στις εξής τιμές:

denomc = $1.5e^{14}$ και

cm2 = 12

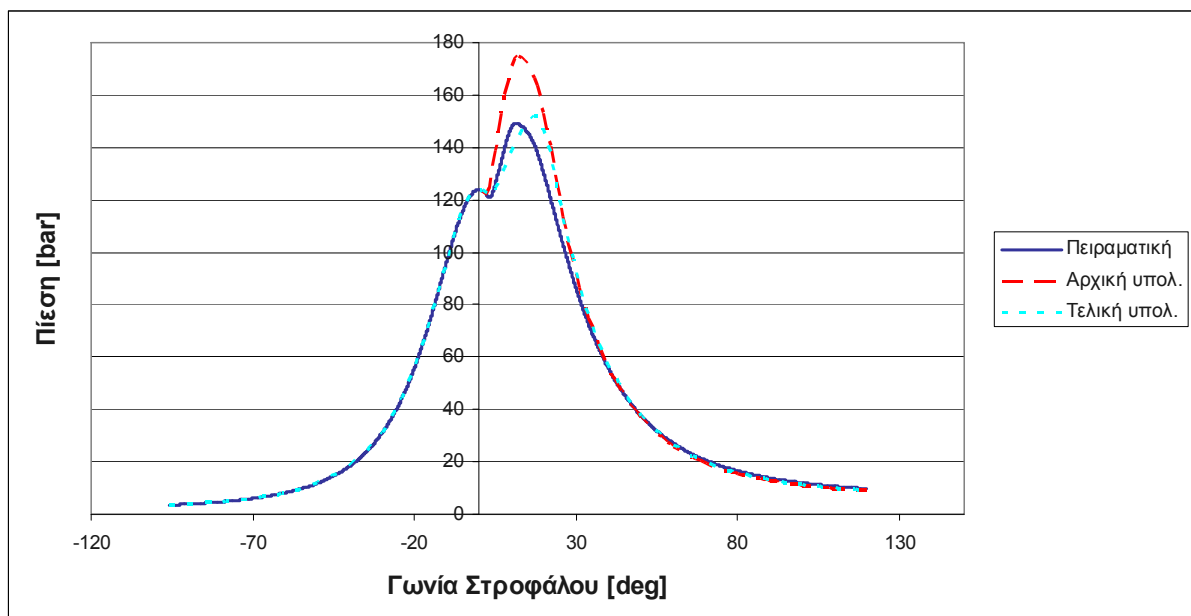


Διάγραμμα 5.14
 Καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου,
 για διάφορες τιμές της μεταβλητής εισόδου denomc.



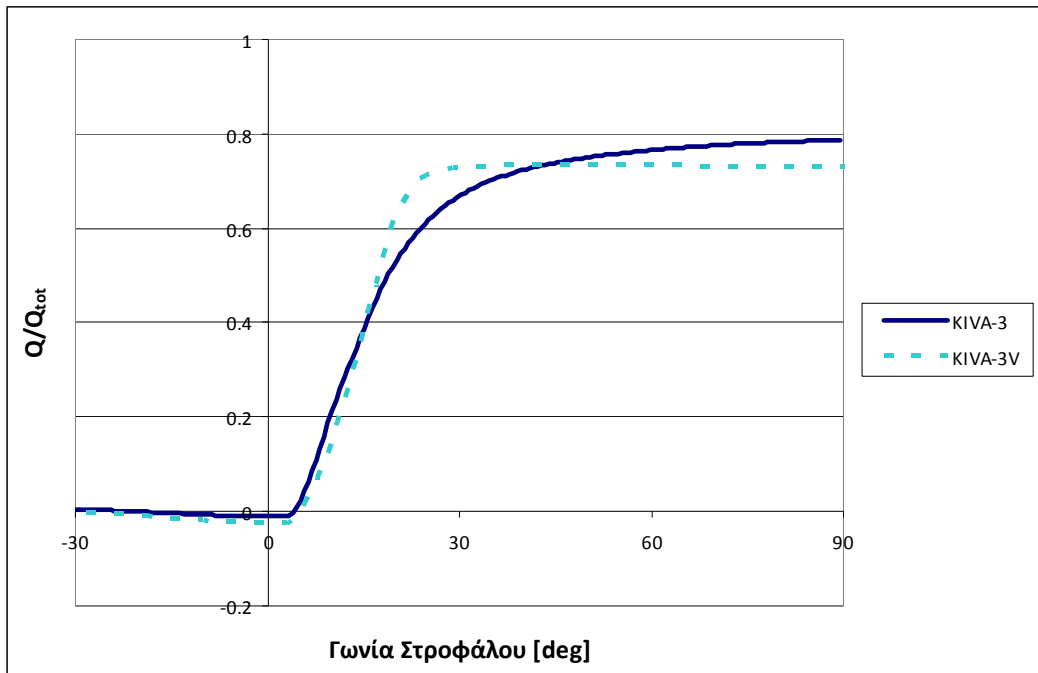
Διάγραμμα 5.15
 Καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου,
 για διάφορες τιμές της μεταβλητής εισόδου cm2.

Δοκιμάζοντας διάφορους συνδυασμούς των τιμών των παραμέτρων που περιγράφηκαν ανωτέρω, καταλήξαμε στις τιμές οι οποίες οδηγούν στην τελική υπολογιστική καμπύλη πίεσης που απεικονίζεται στο Διάγραμμα 5.16. Όπως παρατηρούμε στο διάγραμμα, η καμπύλη που αντιστοιχεί στην τελική επιλογή των παραμέτρων βρίσκεται κοντά στην πειραματική καμπύλη (πολύ πιο κοντά απ' ό,τι η αρχική καμπύλη), ωστόσο η ταύτιση εξακολουθεί να μην είναι πάρα πολύ καλή. Συγκεκριμένα, η μέγιστη πίεση της τελικής υπολογιστικής καμπύλης είναι κατά 3.7 bar μεγαλύτερη από τη μέγιστη πίεση της πειραματικής καμπύλης. Δηλαδή η διαφορά είναι 2.48%. Η διαφορά αυτή δεν είναι πολύ μεγάλη· περισσότερο, όμως, προβληματίζει το γεγονός ότι το μέγιστο της τελικής υπολογιστικής καμπύλης πίεσης έχει μία χρονική απόκλιση από το μέγιστο της αντίστοιχης πειραματικής καμπύλης, μεγαλύτερη από πέντε μοίρες. Επίσης, η κλίση των δύο καμπυλών διαφέρει. Στο χρονικό πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας δεν κατέστη δυνατό να βελτιστοποιήσουμε με πιο συστηματικό τρόπο τις παραμέτρους που επιδρούν στη μορφή της καμπύλης πίεσης, ώστε να πετύχουμε καλύτερη ταύτιση μεταξύ πειραματικής και υπολογιστικής καμπύλης.



Διάγραμμα 5.16
Πειραματική, αρχική και τελική καμπύλη πίεσης.

Στο Διάγραμμα 5.17 απεικονίζεται η σύγκριση της αδιαστατοποιημένης αθροιστικής έκλυσης θερμότητας (βλ. Παράρτημα Ι), που προκύπτει για τα δεδομένα της πειραματικής περίπτωσης, με χρήση της έκδοσης KIVA-3 και της έκδοσης KIVA-3V του κώδικα.



Διάγραμμα 5.17

Καθαρή αθροιστική αδιαστατοποιημένη έκλυση θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, με χρήση των δύο εκδόσεων του κώδικα KIVA.

Στο εξής, θα χρησιμοποιούμε για την περίπτωση αναφοράς τα δεδομένα που αντιστοιχούν στην τελική υπολογιστική καμπύλη πίεσης. Όλες οι προσομοιώσεις που περιγράφονται στις §5.4 και §5.5 θα συγκρίνονται με αυτή την περίπτωση, οπότε, ακόμη και εάν οι απόλυτοι αριθμοί που προκύπτουν δεν είναι απολύτως ακριβείς, οι σχετικές μεταβολές των ρύπων και του αποδιδόμενου έργου εξαιτίας της εισαγωγής νερού, που παρουσιάζονται στη συνέχεια, έχουν σαφές νόημα, αφού συγκρίνονται με μία περίπτωση αναφοράς, σε σχέση με την οποία, όλες οι υπόλοιπες παράμετροι (εκτός από εκείνες της εισαγωγής νερού) είναι ίδιες.

5.4 Εισαγωγή Νερού - Βασικές Περιπτώσεις

Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή του παρόντος κεφαλαίου (§5.1), στην παρούσα εργασία μελετήθηκαν δύο τεχνικές εισαγωγής νερού στον κινητήρα: η εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης και η απευθείας έγχυση νερού εντός του κυλίνδρου. Αρχικά, για κάθε μία από τις τεχνικές αυτές μελετήθηκε η επίδραση που έχει η ποσότητα του εισαγόμενου νερού στα επίπεδα εκπομπών ρύπων και στην ποιότητα της καύσης. Τα αποτελέσματα της σχετικής μελέτης παρουσιάζονται, αναλύονται και συγκρίνονται μεταξύ τους σε αυτήν την παράγραφο.

5.4.1 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

5.4.1.1 Εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης

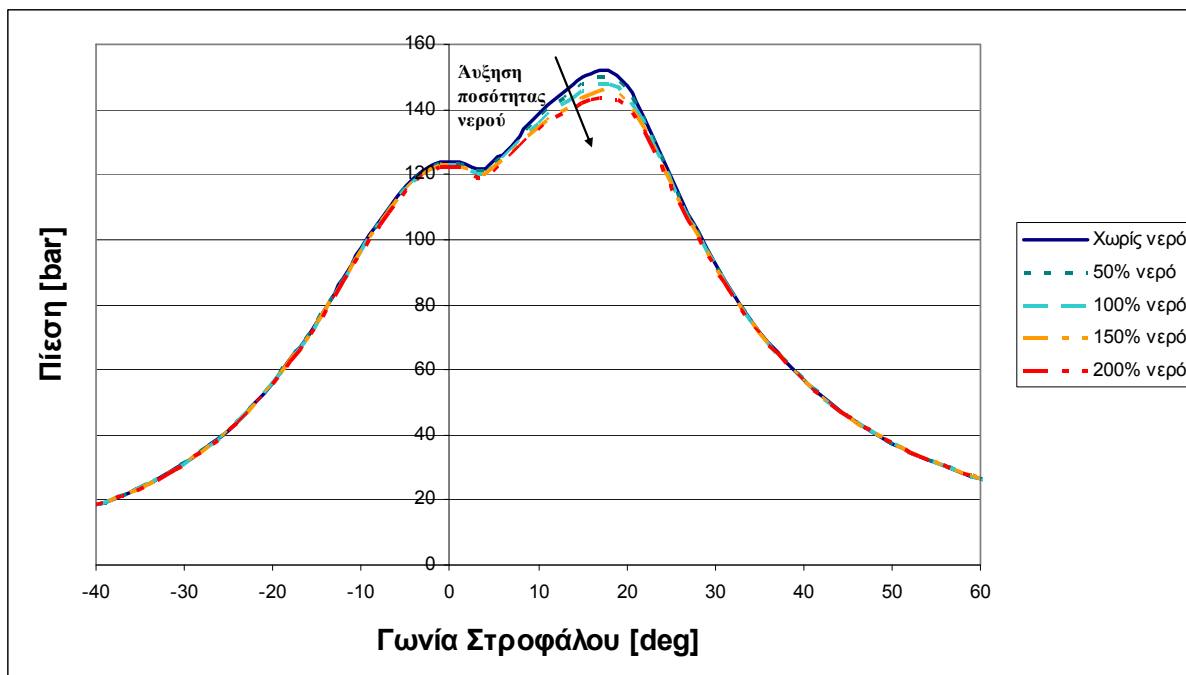
Στην τεχνική αυτή το νερό αναμιγνύεται με τον αέρα εισαγωγής πριν από την είσοδό τους στον κύλινδρο. Έτσι, τελικά εισέρχεται στον κύλινδρο του κινητήρα, μέσω των θυρίδων εισαγωγής, ένα ομογενοποιημένο μίγμα υδρατμών* και αέρα.

Στην παρούσα εργασία εκτελέστηκαν προσομοιώσεις για τέσσερις διαφορετικές ποσότητες εισαγόμενου νερού. Γενικά, η ποσότητα του νερού που εισάγεται στον κύλινδρο εκφράζεται συνήθως ως ποσοστό επί της μάζας του καυσίμου. Εμείς μελετήσαμε την εισαγωγή 50%, 100%, 150% και 200% μάζας νερού ως προς τη μάζα του καυσίμου.

Κάνουμε τη θεώρηση ότι δεν υπάρχει κάποια διάταξη προθέρμανσης του νερού προτού αυτό αναμιχθεί με τον αέρα της καύσης, ή κατά τη διάρκεια ανάμιξης. Αυτή η θεώρηση έχει ως συνέπεια την ελαφρά μείωση της θερμοκρασίας του μίγματος αέρα-νερού, εξαιτίας της ψυκτικής επίδρασης του νερού (η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού είναι μεγαλύτερη από εκείνη του αέρα). Με τον τρόπο αυτό, η μάζα του εισαγόμενου αέρα στον κύλινδρο παραμένει σταθερή. Στην πράξη, κάτι τέτοιο μπορεί να συμβεί στην περίπτωση που το νερό εισαχθεί μετά τον συμπίεσή του αέρα. Αντίθετα, εάν το νερό προθερμανθεί πριν από την ανάμιξή του με τον αέρα, ώστε το τελικό μίγμα αέρα-νερού να έχει ίδια θερμοκρασία με εκείνην του αέρα, η μάζα του αέρα που τελικά θα εισαχθεί στον κύλινδρο θα είναι μικρότερη, για δεδομένη πίεση υπερπλήρωσης, με αποτέλεσμα να μειωθεί περαιτέρω το αποδιδόμενο έργο.

Οι καμπύλες της πίεσης εντός του κυλίνδρου, για την περίπτωση αναφοράς (βλ. §5.3), και για τις τέσσερις περιπτώσεις εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα που μελετώνται, παρουσιάζονται στο Διάγραμμα 5.18.

* Γίνεται η παραδοχή ότι, κατά την εισαγωγή του μίγματος στον κύλινδρο, το νερό έχει ατμοποιηθεί πλήρως και έχει δημιουργηθεί ένα απολύτως ομογενές μίγμα νερού και αέρα.

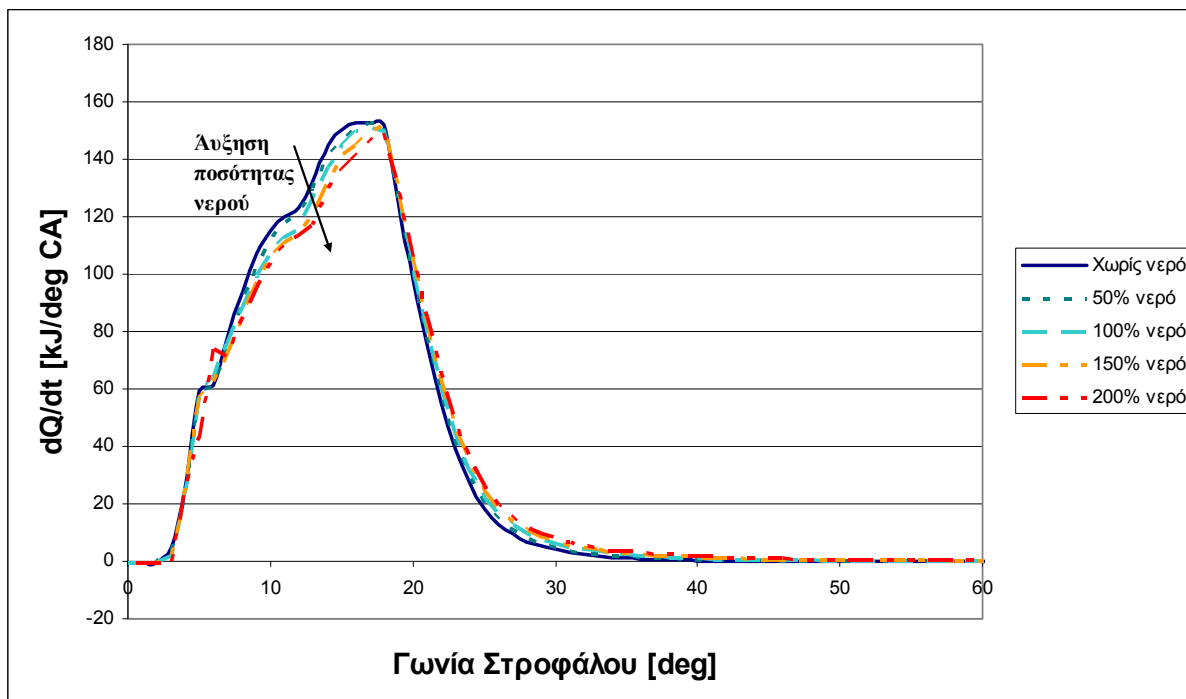


Διάγραμμα 5.18

Πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες νερού, εισαγόμενου μαζί με τον αέρα.

Στο Διάγραμμα 5.18 παρατηρούμε ότι, όσο αυξάνεται η ποσότητα του εισαγόμενου νερού, τόσο μειώνεται η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η καύση είναι πιο ήπια, παρουσία του νερού. Μέρος της παραγόμενης θερμότητας από την καύση απορροφάται από το νερό, το οποίο έχει υψηλότερη ειδική θερμοχωρητικότητα από τον αέρα, και έτσι η ενέργεια που αποδίδεται για την αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου είναι μικρότερη.

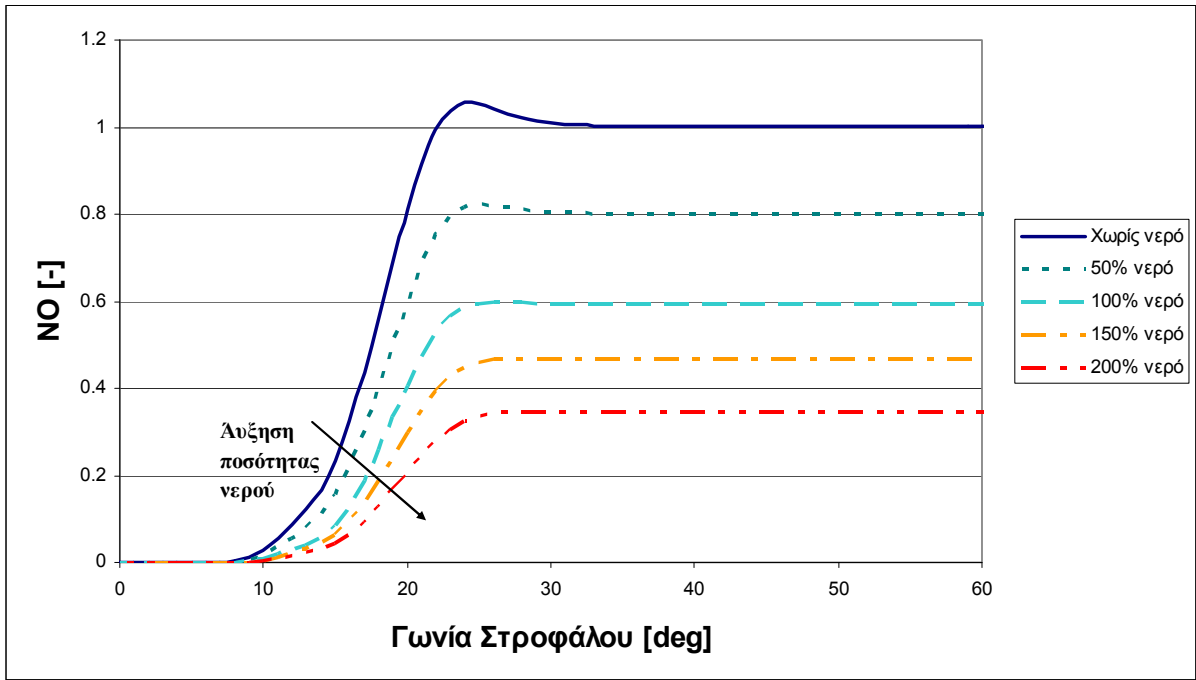
Το συμπέρασμα αυτό προκύπτει και από το Διάγραμμα 5.19, στο οποίο απεικονίζεται ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Όσο αυξάνεται η ποσότητα του εισαγόμενου νερού, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας παρουσιάζει πτωτική τάση. Επίσης, όσο αυξάνεται η ποσότητα του εισαγόμενου νερού, η κλίση της καμπύλης του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μικραίνει. Και αυτό το γεγονός υποδηλώνει ότι η προσθήκη του νερού οδηγεί σε πιο ήπια καύση. (Σχετικά με τον τρόπο υπολογισμού του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, βλ. Παράρτημα Ι).



Διάγραμμα 5.19

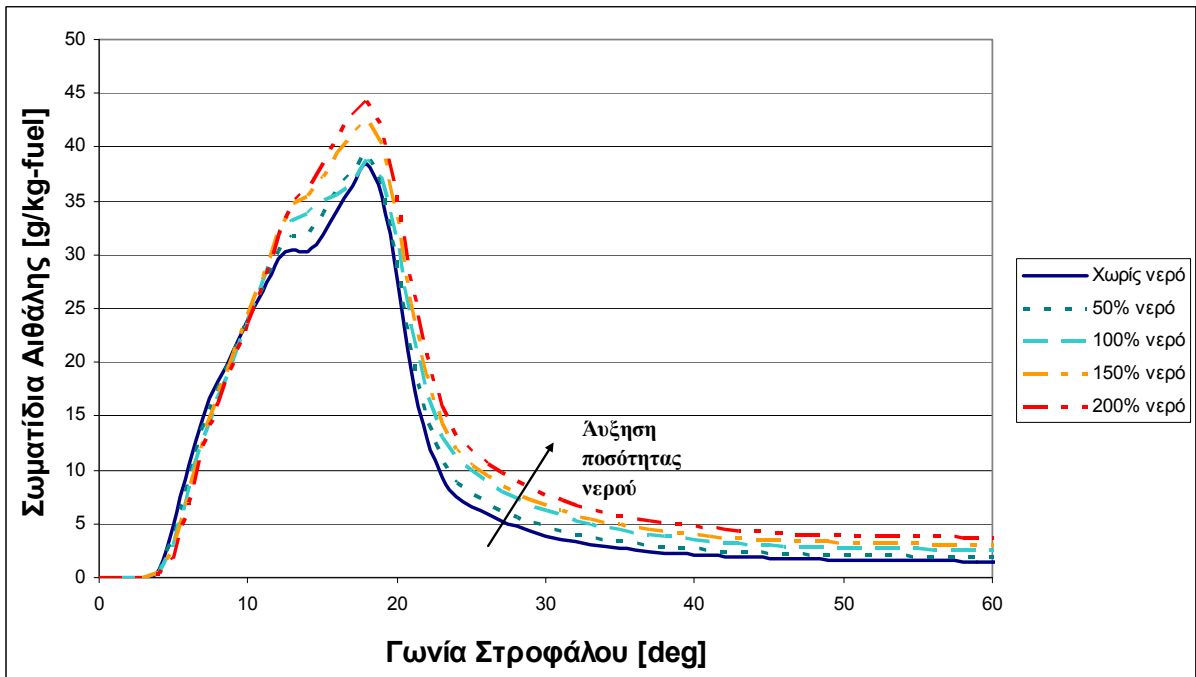
Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες νερού, εισαγόμενου μαζί με τον αέρα.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι εκπομπές NO και σωματιδίων αιθάλης, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις διάφορες ποσότητες εισαγόμενου νερού (Διαγράμματα 5.20 και 5.21). Θα πρέπει να σημειωθεί ότι ο κώδικας KIVA είναι εφοδιασμένος με μοντέλο που υπολογίζει την παραγωγή μόνο του μονοξειδίου του αζώτου και όχι και του διοξειδίου. Έτσι, στα διαγράμματα δεν απεικονίζεται η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου (NO_x) αλλά του μονοξειδίου του αζώτου (NO). Ωστόσο, καθώς το NO αποτελεί τουλάχιστον το 90% στις τελικές εκπομπές NO_x της παρούσας δίχρονης μηχανής [36, 37], τα εν λόγω διαγράμματα δίνουν μια αντιπροσωπευτική εικόνα της συνολικής τάσης που εμφανίζουν τα οξείδια του αζώτου.



Διάγραμμα 5.20

Αδιαστατοποιημένη, σχετικά με την τελική τιμή της περίπτωσης αναφοράς, μέση συγκέντρωση NO συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες νερού, εισαγόμενου μαζί με τον αέρα.



Διάγραμμα 5.21

Μάζα σωματιδίων αιθάλης ανά μονάδα μάζας καυσίμου, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες νερού, εισαγόμενου μαζί με τον αέρα.

Όπως ήταν αναμενόμενο (με βάση τη βιβλιογραφική επισκόπηση), με αύξηση της ποσότητας του εισαγόμενου νερού, μειώνονται οι εκπομπές NO_x. Η μείωση αυτή οφείλεται στις χαμηλότερες θερμοκρασίες που επικρατούν εντός του κυλίνδρου, εξαιτίας της εισαγωγής του νερού (βλ. §3.3.4.3).

Οι εκπομπές σωματιδίων αιθάλης παρουσιάζουν σημαντική (ποσοστιαία) αύξηση, ωστόσο παραμένουν σε σχετικά χαμηλά επίπεδα (όσον αφορά σε απόλυτες τιμές). Η αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης οφείλεται επίσης στις μειωμένες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου. Αξίζει να παρατηρήσουμε εδώ ότι, όπως προκύπτει από το Διάγραμμα 5.21, ειδικά για τις περιπτώσεις εισαγωγής 50% και 100% νερού, δεν αυξάνεται ιδιαίτερα η παραγωγή αιθάλης (κορυφή καμπύλης). Ωστόσο, τα τελικά επίπεδα σωματιδίων αιθάλης είναι υψηλότερα, καθώς, εξαιτίας των χαμηλών θερμοκρασιών που επικρατούν στον κύλινδρο, η αιθάλη που έχει ήδη σχηματιστεί δεν καθίσταται δυνατό να οξειδωθεί σε ικανοποιητικό βαθμό, κατά το τελευταίο στάδιο της καύσης (ύστερα από τις 25^ο μετά το ΑΝΣ).

5.4.1.2 Απευθείας έγχυση νερού

Σ' αυτή την τεχνική εισαγωγής νερού υπάρχει ξεχωριστό σύστημα εγχυτήρων, οι οποίοι ψεκάζουν το νερό εντός του κυλίνδρου, με τρόπο όμοιο με αυτόν που ψεκάζεται το καύσιμο. Έτσι, ο χρονισμός, η ποσότητα και η θέση έγχυσης του νερού μπορούν να ρυθμιστούν κατά βούληση, ενώ, επιπρόσθετα, ο χρονισμός έγχυσης και η ποσότητα του εγχεόμενου νερού μπορούν να ρυθμιστούν δυναμικά, ανάλογα με τις εκάστοτε ειδικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα (π.χ. μερικό φορτίο, επιταχύνσεις κλπ.).

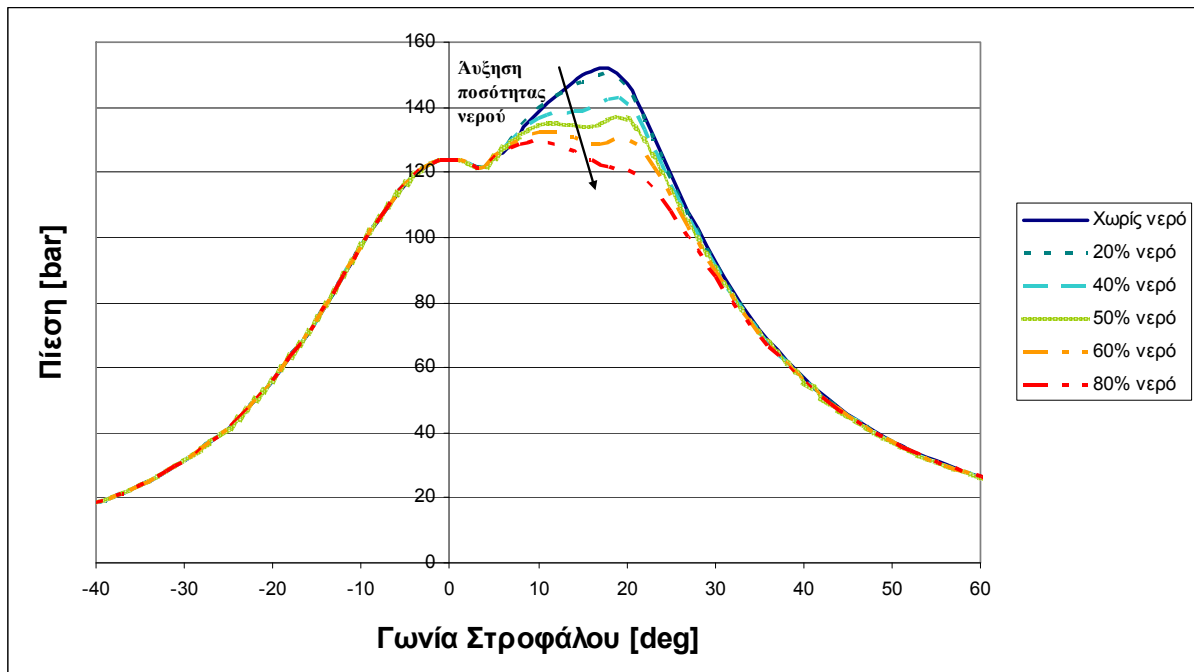
Από τη βιβλιογραφική έρευνα προέκυψε ότι τα βέλτιστα αποτελέσματα όσον αφορά στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και την ποιότητα της καύσης παρουσιάζονται όταν το νερό εγχέεται ταυτόχρονα με το καύσιμο και αναμιγνύεται ακαριαία με αυτό [33]. Η έκδοση του κώδικα KIVA που χρησιμοποιούμε, ωστόσο, δεν είναι εφοδιασμένη με κάποιο φυσικό μοντέλο που να μπορεί να προσομοιώσει την ανάμιξη σταγονιδίων διαφορετικών ρευστών (δηλ. καυσίμου και νερού). Συνεπώς δεν ήταν δυνατή η προσομοίωση της ακαριαίας ανάμιξης του νερού με το καύσιμο κατά την εισαγωγή τους στον κύλινδρο. Παρόλα αυτά, για να προσεγγίσουμε όσο το δυνατόν περισσότερο την τεχνική της απευθείας έγχυσης και ακαριαίας ανάμιξης καυσίμου και νερού, τοποθετήσαμε του εγχυτήρες του νερού ακριβώς στο ίδιο σημείο με εκείνους του καυσίμου, και ορίσαμε την κατεύθυνση ψεκασμού των ακροφυσίων του νερού ίδια με εκείνη των ακροφυσίων του καυσίμου. Επίσης ο χρονισμός ψεκασμού του νερού επελέγη ίδιος με εκείνον του καυσίμου. Έτσι, μολονότι δεν μπορέσαμε να επιτύχουμε την προσομοίωση της ακαριαίας ανάμιξης καυσίμου και νερού, πετύχαμε τουλάχιστον την προσομοίωση της ταυτόχρονης (και ταυτόχωρης) έγχυσής τους.

Μελετήθηκε η επίδραση πέντε διαφορετικών ποσοτήτων εγχεόμενου νερού: 20%, 40%, 50%, 60% και 80%. Η μάζα του εγχεόμενου νερού εκφράζεται ως ποσοστό της μάζας του εγχεόμενου καυσίμου (ομοίως με την τεχνική εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης). Η διάρκεια έγχυσης του νερού επελέγη να είναι ίδια με τη διάρκεια έγχυσης του καυσίμου (15,2^ο γωνίας στροφάλου), για όλες τις υπό εξέταση ποσότητες εγχεόμενου νερού. Το γεγονός αυτό έχει ως απόρροια τη μεταβολή της πίεσης και της ταχύτητας έγχυσης, σε συνάρτηση με την ποσότητα του εγχεόμενου νερού.

Στα Διαγράμματα 5.22–5.25 παρατίθενται, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, οι υπολογισμένες καμπύλες: της πίεσης εντός του κυλίνδρου, του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, της μέσης αδιαστατοποιημένης συγκέντρωσης NO και της μάζας των σωματιδίων αιθάλης ανά μονάδα μάζας καυσίμου. Παρατηρούνται οι ίδιες τάσεις με εκείνες που παρατηρήθηκαν με εφαρμογή της τεχνικής της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης. Ωστόσο, οι μεταβολές σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, που παρατηρούνται σε αυτά τα μεγέθη με

την απευθείας έγχυση νερού, είναι πολύ μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες μεταβολές που παρατηρούνται με την εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα.

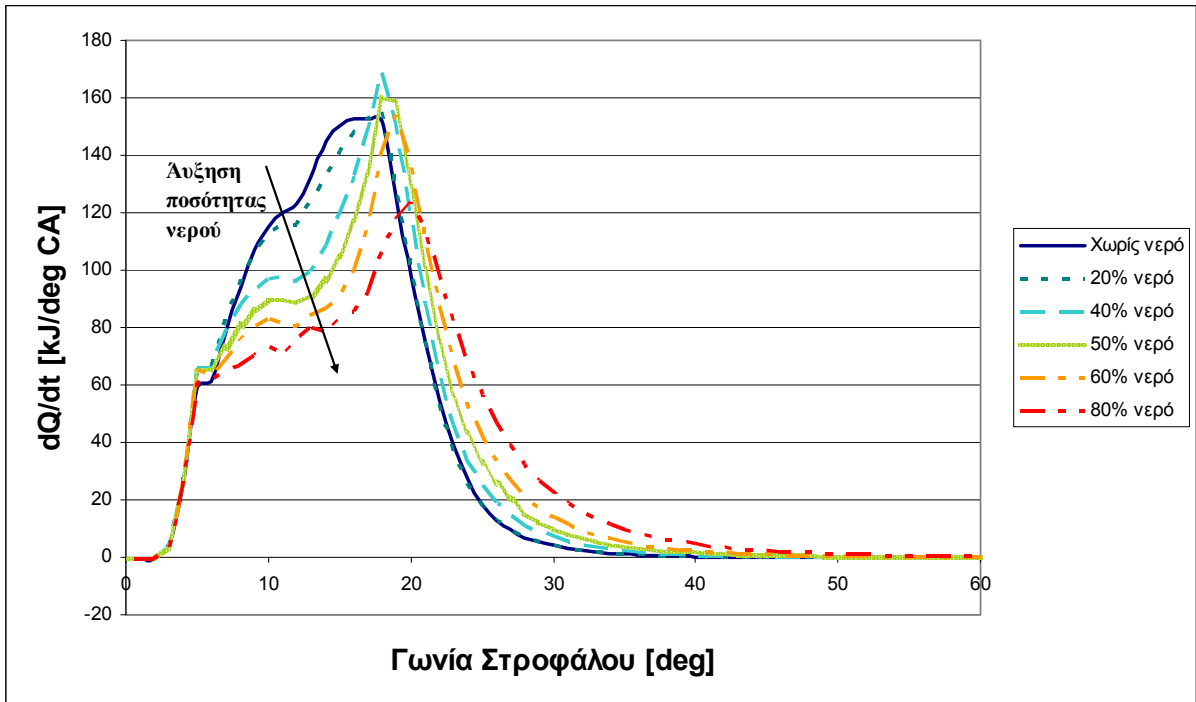
Το γεγονός αυτό οφείλεται στην πολύ μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα της τεχνικής της απευθείας έγχυσης νερού, καθώς, με την εφαρμογή της εν λόγω τεχνικής, το νερό βρίσκεται ακριβώς στα σημεία που χρειάζεται (στις περιοχές που πραγματοποιείται η καύση) και όχι ομοιόμορφα κατανομημένο εντός του κυλίνδρου, με αποτέλεσμα η ψυκτική του επίδραση να είναι πολύ μεγαλύτερη. Επίσης, η ατμοποίηση του νερού γίνεται εντός του κυλίνδρου, τη στιγμή κατά την οποία ξεκινά η καύση, με αποτέλεσμα να απορροφάται για την ατμοποίηση θερμότητα από την καύση. Στην περίπτωση της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα, το νερό εισέρχεται σε αέρια φάση εντός του κυλίνδρου, επομένως, η ενέργεια για την ατμοποίησή του προέρχεται μόνο από τη θερμότητα του αέρα εισαγωγής. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι με την τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού, για μεγάλα ποσοστά εγχόμενου νερού (60% και 80%) η καύση γίνεται ιδιαίτερα αδύναμη (βλ. Διάγραμμα 5.23). Για περίπου την ίδια ποσότητα εισαγόμενου νερού μαζί με τον αέρα, η επίδραση στην ένταση της καύσης είναι πολύ μικρότερη (βλ. Διάγραμμα 5.19).



Διάγραμμα 5.22

Πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες απευθείας εγχόμενου νερού.

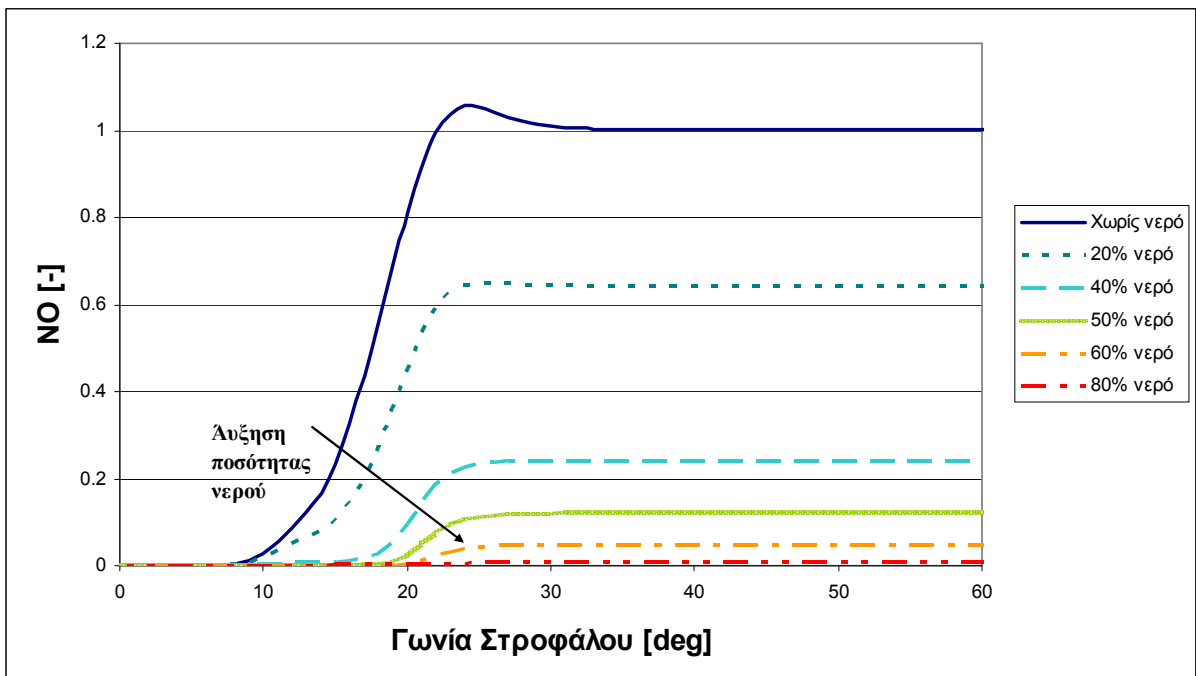
Η έγχυση του νερού συμπίπτει χωρικά και χρονικά με την έγχυση του καυσίμου.



Διάγραμμα 5.23

Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες απευθείας εγχεόμενου νερού.

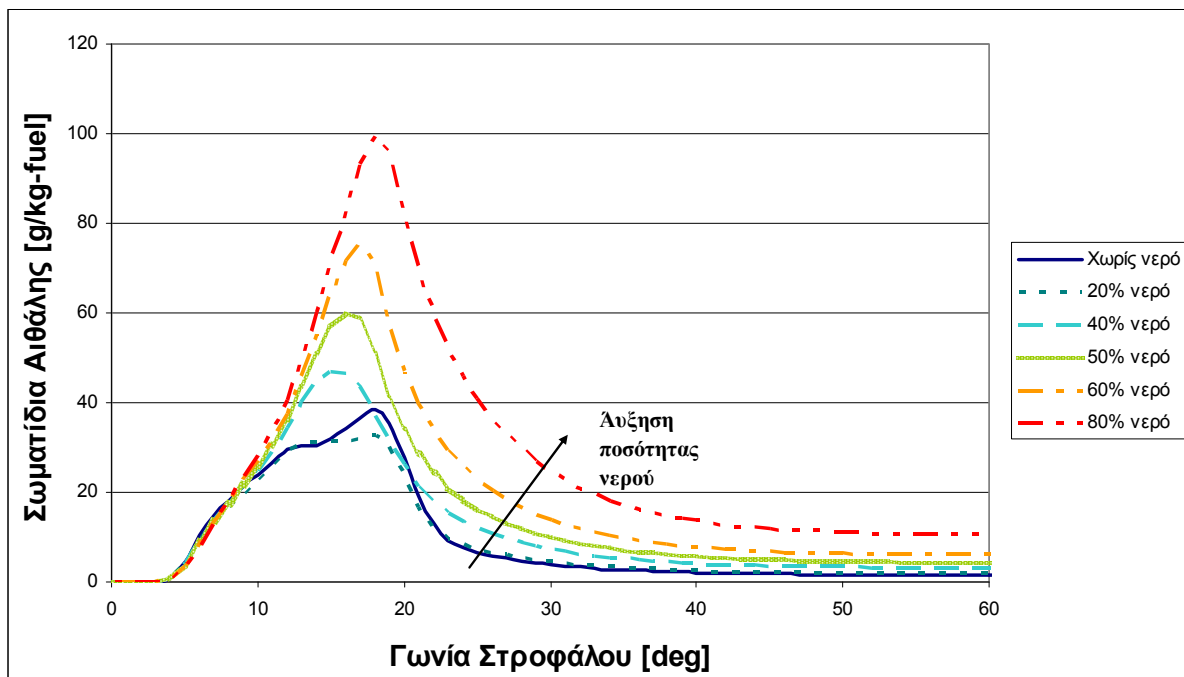
Η έγχυση του νερού συμπίπτει χωρικά και χρονικά με την έγχυση του καυσίμου.



Διάγραμμα 5.24

Αδιαστατοποιημένη, σχετικά με την τελική τιμή της περίπτωσης αναφοράς, μέση συγκέντρωση NO συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες απευθείας εγχεόμενου νερού.

Η έγχυση του νερού συμπίπτει χωρικά και χρονικά με την έγχυση του καυσίμου.



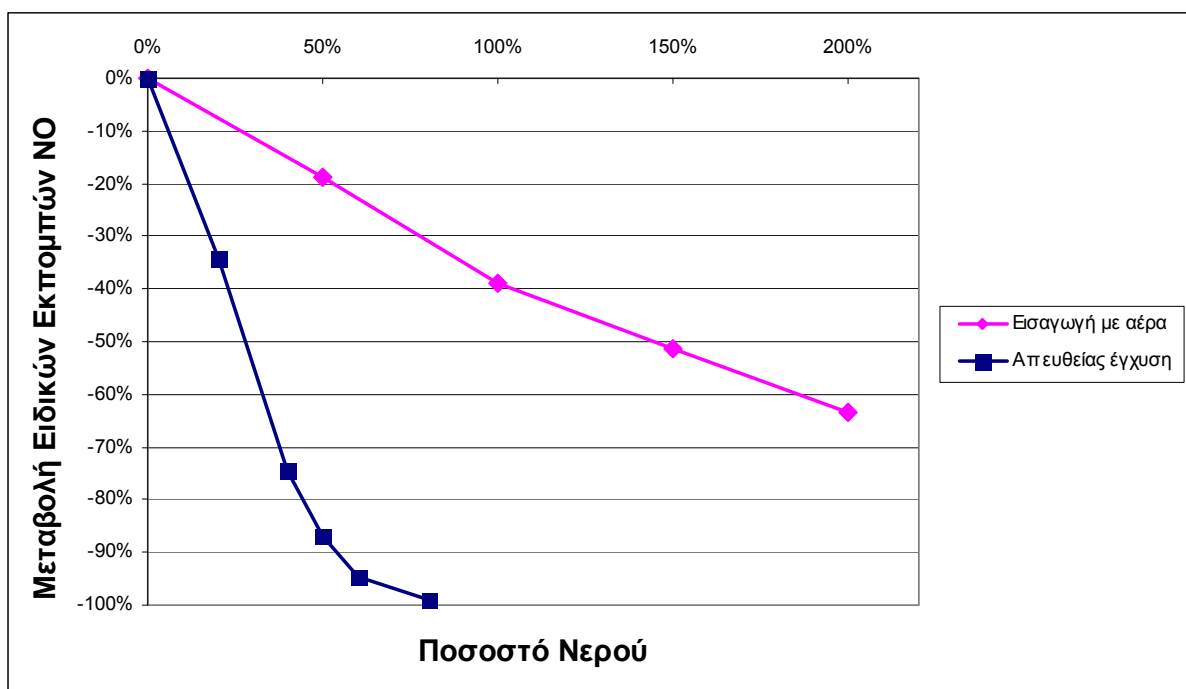
Διάγραμμα 5.25

Μάζα σωματιδίων αιθάλης ανά μονάδα μάζας καυσίμου, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορες ποσότητες απευθείας εγχεόμενου νερού. Η έγχυση του νερού συμπίπτει χωρικά και χρονικά με την έγχυση του καυσίμου.

5.4.2 Σύγκριση Τεχνικών

5.4.2.1 Σύγκριση εκπεμπόμενων ρύπων

Στο Διάγραμμα 5.26 παρουσιάζεται η μείωση στις ειδικές εκπομπές NO συναρτήσει της ποσότητας του νερού που εισάγεται, για τις δύο υπό εξέταση τεχνικές εισαγωγής νερού. Ως ειδικές εκπομπές NO λογίζονται η τελική συγκέντρωση μονοξειδίου του αζώτου κάθε περίπτωσης, προς το αντίστοιχο συνολικό αποδιδόμενο έργο (σε ppm NO/kWh). Οι τιμές που εμφανίζονται στο διάγραμμα είναι οι σχετικές μεταβολές των ειδικών εκπομπών NO, συγκριτικά με την περίπτωση αναφοράς (χωρίς εισαγωγή νερού).



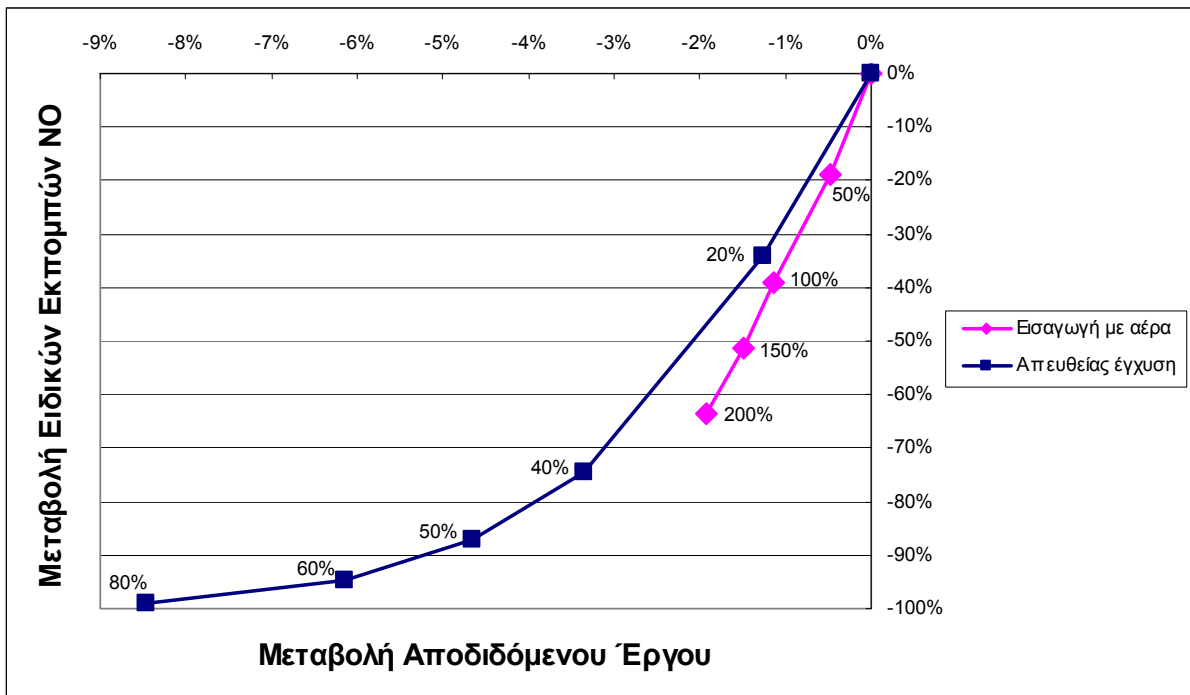
Διάγραμμα 5.26

Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της ποσότητας του εισαγόμενου νερού, για εισαγωγή του νερού με τον αέρα, και απευθείας έγχυση νερού.

Παρατηρούμε ότι, με την απευθείας έγχυση νερού, οι μειώσεις που επιτυγχάνονται στις ειδικές εκπομπές NO είναι πολύ μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες μειώσεις με την τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί το γεγονός ότι εισαγωγή 50% νερού μαζί με τον αέρα της καύσης επιφέρει μείωση των ειδικών εκπομπών NO κατά 18.8%, ενώ απευθείας έγχυση της ίδιας ποσότητας νερού επιφέρει μείωση στις ειδικές εκπομπές NO κατά 87%.

Βεβαίως, οφείλουμε να παρατηρήσουμε ότι, καθώς τα αποτελέσματα αυτά προκύπτουν από μία υπολογιστική προσομοίωση, δεν μπορούμε να είμαστε απολύτως βέβαιοι για την ακρίβεια των αριθμητικών τιμών που αναφέρονται ανωτέρω. Ωστόσο, το Διάγραμμα 5.26 δείχνει μία σαφέστατη υπεροχή στη μείωση των εκπομπών NO, της τεχνικής της ευθείας έγχυσης νερού, έναντι της τεχνικής της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης. Αυτή η εικόνα όχι απλώς επιβεβαιώνει, αλλά ενισχύει τα συμπεράσματα που προκύπτουν από τη βιβλιογραφική έρευνα (βλ. §3.3.4).

Ωστόσο, αυτή η σημαντικότερη μείωση που παρατηρείται στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου συνοδεύεται από σημαντική μείωση του αποδιδόμενου έργου και σημαντικότερη αύξηση των εκπομπών των σωματιδίων αιθάλης. Στο Διάγραμμα 5.27 παρουσιάζεται η μείωση του αποδιδόμενου έργου, συναρτήσει της μείωσης των ειδικών εκπομπών NO, για τις διάφορες ποσότητες εισαγόμενου νερού που μελετήθηκαν με τις δύο τεχνικές.



Διάγραμμα 5.27

Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της μεταβολής του αποδιδόμενου έργου, για εισαγωγή του νερού με τον αέρα, και απευθείας έγχυση νερού.

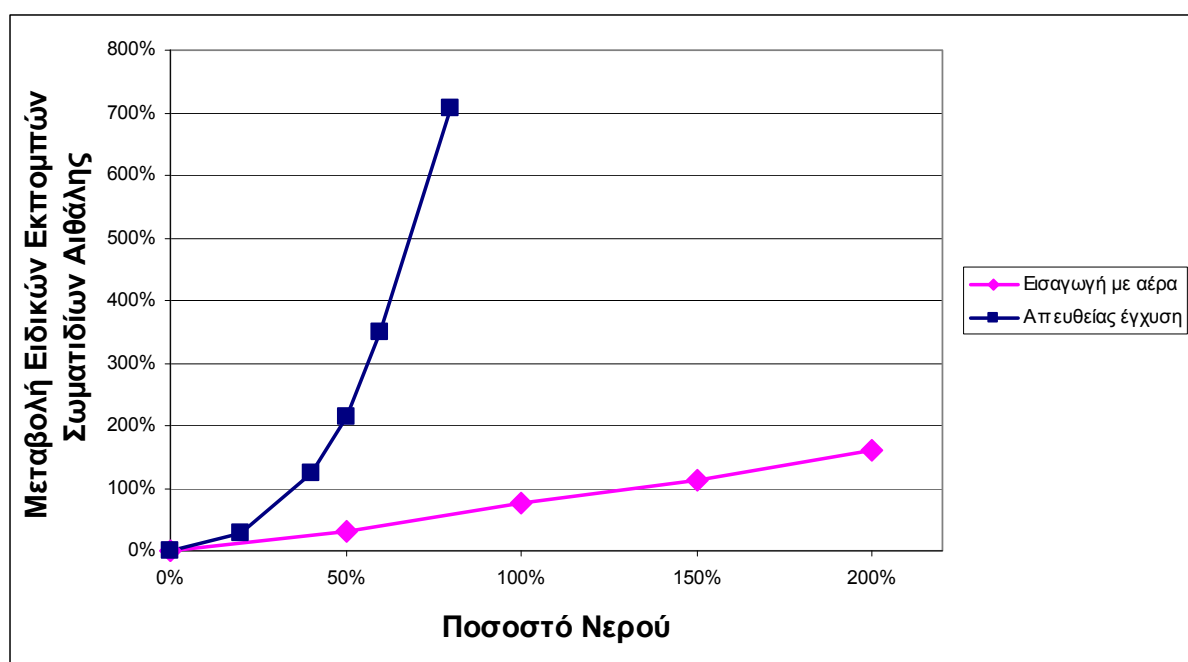
Από το Διάγραμμα 5.27 μπορούμε να εξάγουμε κάποια αρκετά χρήσιμα συμπεράσματα: Αφενός, η μείωση του αποδιδόμενου έργου που παρατηρείται με την τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης είναι σημαντικά μικρότερη από την αντίστοιχη μείωση που παρατηρείται με την απευθείας έγχυση νερού. Συγκεκριμένα, για απευθείας έγχυση 50% νερού παρατηρείται μείωση στο αποδιδόμενο έργο κατά 4.65%, ενώ η αντίστοιχη μείωση για την ίδια ποσότητα νερού, εισαγόμενου μαζί με τον αέρα της καύσης είναι μόλις 0.48%. Βεβαίως, η διαφορά αυτή στη μείωση του αποδιδόμενου έργου είναι σχεδόν ανάλογη με τη διαφορά στη μείωση των ειδικών εκπομπών NO. Ωστόσο, για την ίδια μείωση στα οξείδια του αζώτου, η τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα οδηγεί σε λίγο μικρότερη μείωση του αποδιδόμενου έργου, σε σύγκριση με την τεχνική της απευθείας έγχυσης του νερού.

Ένα άλλο αξιόλογο συμπέρασμα που προκύπτει από το Διάγραμμα 5.27 είναι ότι, με την εφαρμογή της τεχνικής της απευθείας έγχυσης νερού, για ποσοστά έγχυσης νερού μεγαλύτερα από 40% η περαιτέρω μείωση στις εκπομπές NO_x είναι συγκριτικά πολύ μικρότερη από την αντίστοιχη μείωση του αποδιδόμενου έργου. Για ποσοστό εγχεόμενου νερού 40% η μείωση των ειδικών εκπομπών NO είναι 74.4%, ενώ η μείωση του αποδιδόμενου έργου είναι 3.35%. Για ποσοστό εγχεόμενου νερού 50%, οι αντίστοιχες μειώσεις είναι 87% και 4.65% αντίστοιχα. Για να μειωθούν, λοιπόν, οι εκπομπές NO περαιτέρω κατά 12,6%, το τίμημα στο αποδιδόμενο έργο είναι 1.3%. Η τάση αυτή αυξάνεται, όσο αυξάνεται το ποσοστό του εγχεόμενου νερού.

Τέλος, αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι με την τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού, φαίνεται πως είναι ρεαλιστική η επίτευξη των ορίων που θέτει το TIER III του IMO, σχετικά με τις εκπομπές NO_x (βλ. §2.4). Μάλιστα, εξαιτίας της απεριόριστης ελευθερίας που προσφέρει η συγκεκριμένη τεχνική στη ρύθμιση της ποσότητας του εγχεόμενου νερού, είναι

δυνατό να αυξάνεται το ποσοστό νερού έγχυσης εντός των ζωνών στις οποίες ισχύει το όριο του TIER III ώστε να επιτυγχάνεται η απαραίτητη μείωση στις εκπομπές NO_x, ενώ εκτός των ζωνών ισχύος του TIER III, το ποσοστό του εγχέομενου νερού μπορεί να παραμένει χαμηλότερο, ώστε να μην αυξάνεται απαγορευτικά η κατανάλωση καυσίμου.

Εκτός από τη μείωση του αποδιδόμενου έργου, το δεύτερο αρνητικό στοιχείο που προέκυψε από τη μελέτη είναι η σημαντικότερη αύξηση που παρατηρείται στις εκπομπές των σωματιδίων αιθάλης. Στο Διάγραμμα 5.28 παρουσιάζεται η αύξηση των ειδικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης, συναρτήσει της ποσότητας του νερού που εισάγεται, για κάθε μία από τις εξεταζόμενες τεχνικές εισαγωγής νερού. Ως ειδικές εκπομπές σωματιδίων αιθάλης λογίζονται η τελική μάζα των σωματιδίων αιθάλης προς τη μάζα του καυσίμου (σε γραμμάρια σωματιδίων αιθάλης ανά κιλό καυσίμου), προς το αποδιδόμενο έργο. Οι τιμές που εμφανίζονται στο διάγραμμα είναι οι σχετικές μεταβολές των ειδικών εκπομπών των σωματιδίων αιθάλης, συγκριτικά με την περίπτωση αναφοράς (χωρίς εισαγωγή νερού).



Διάγραμμα 5.28

Μεταβολή των ειδικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της ποσότητας του εισαγόμενου νερού, για εισαγωγή του νερού με τον αέρα, και απευθείας έγχυση νερού.

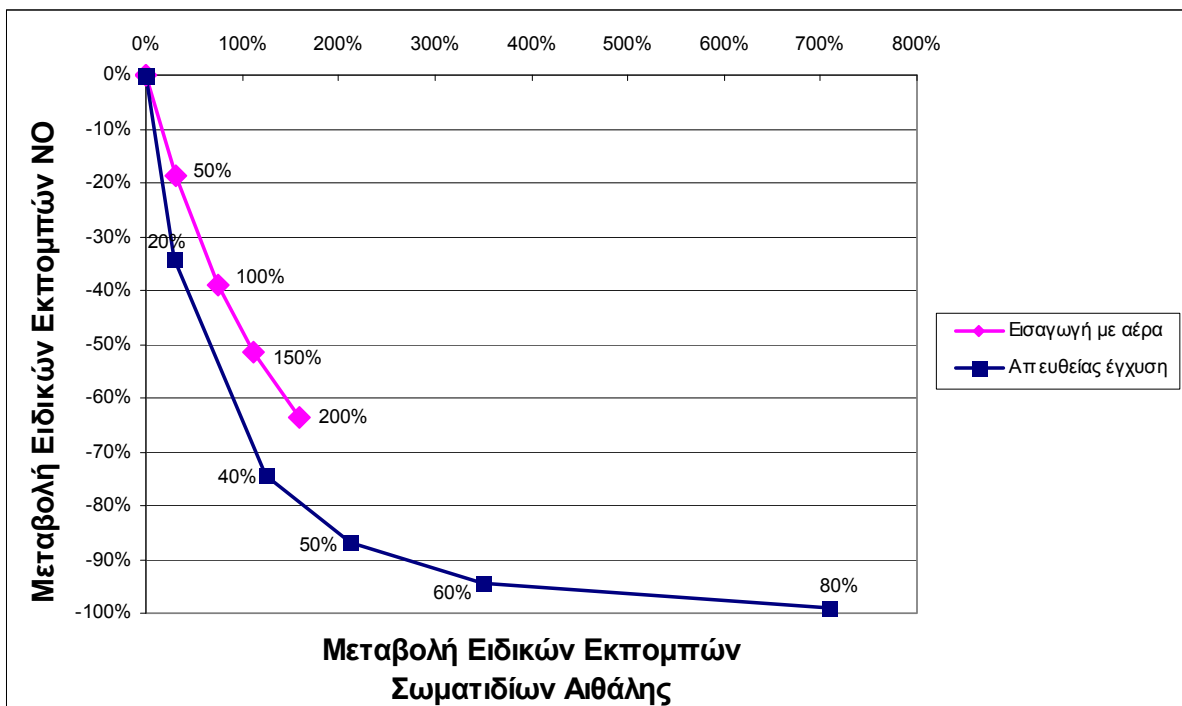
Παρατηρούμε ότι οι ειδικές εκπομπές σωματιδίων αιθάλης παρουσιάζουν ακριβώς την αντίθετη συμπεριφορά από εκείνη των ειδικών εκπομπών NO. Βεβαίως, πρέπει να σημειώσουμε ότι εν γένει τα μοντέλα για την πρόβλεψη των τελικών συγκεντρώσεων σωματιδίων αιθάλης, προς το παρόν, δεν είναι πάντοτε αξιόπιστα. Οπότε τα αποτελέσματα πρέπει να τα εξετάζουμε έχοντας επίγνωση των περιορισμένων δυνατοτήτων του κάθε μοντέλου. Ωστόσο, οι τάσεις είναι μάλλον σωστές, ενώ βρίσκονται και σε σχετική συμφωνία με αντίστοιχα αποτελέσματα από προηγούμενη έρευνα σε μικρότερο κινητήρα [6], στην οποία, για ποσοστό απευθείας έγχυσης νερού 45%, προέκυψε αύξηση στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης κατά 450%.

Η συμπεριφορά που παρουσιάζουν οι εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, λόγω της προσθήκης νερού στον κινητήρα, μπορεί να αναχθεί σε δύο αιτίες: Αφενός αυξάνεται η παραγωγή αιθάλης, καθώς το εισαγόμενο νερό εμποδίζει την ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα, οπότε αυξάνονται οι περιοχές εντός του θαλάμου καύσης με υψηλό λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (ϕ). Αφετέρου, δυσχεραίνεται η οξειδωση της ήδη παραχθείσας αιθάλης, καθώς η προσθήκη νερού οδηγεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου. Αυτό έχει ως συνέπεια τα τελικά επίπεδα των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης να είναι αυξημένα.

Σε πειραματικές μελέτες [33], έχει αναφερθεί μείωση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης, με χρήση της απευθείας έγχυσης και ακαριαίας ανάμιξης καυσίμου και νερού. Η τάση αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι το νερό, καθώς έχει αναμιχθεί με το καύσιμο, ατμοποιούμενο εντός του κυλίνδρου, βοηθάει στον διασκορπισμό των σταγονιδίων του καυσίμου και, επομένως, στην καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα. Έτσι, οι περιοχές με υψηλό λόγο ϕ είναι περιορισμένες, οπότε αποτρέπεται η παραγωγή αιθάλης. Στην παρούσα μελέτη, η απευθείας έγχυση του νερού γίνεται στην ίδια θέση και ταυτόχρονα με την έγχυση του καυσίμου, ωστόσο, δεν στάθηκε δυνατό να προσομοιωθεί η ανάμιξη των σταγονιδίων των δύο ρευστών (όπως αναφέρεται στην §5.4.1.2). Γι' αυτόν τον λόγο δεν μπορέσαμε να παρατηρήσουμε και να αξιολογήσουμε την ευεργετική επίδραση που ενδεχομένως θα είχε στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, η ακαριαία ανάμιξη του νερού με το καύσιμο, κατά την εφαρμογή της τεχνικής της απευθείας έγχυσης νερού.

Στο Διάγραμμα 5.28 παρατηρούμε επίσης ότι, με την τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού, για ποσοστά εγγεόμενου νερού μεγαλύτερα από 40%, η αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης αυξάνεται με εκθετικό ρυθμό. Την αντίθετη τάση παρουσιάζουν –και σε αυτή την περίπτωση– οι εκπομπές NO, αφού για ποσοστά εγγεόμενου νερού πάνω από 40%, ο ρυθμός μείωσης των NO μειώνεται σημαντικά. Οι ανωτέρω παρατηρήσεις απεικονίζονται πιο παραστατικά στο Διάγραμμα 5.29, στο οποίο παρουσιάζεται η μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO συναρτήσει της μεταβολής των ειδικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης. Οδηγούμαστε, επομένως, στο συμπέρασμα ότι η απευθείας έγχυση νερού είναι συνολικά αποδοτική, για ποσοστά εγγεόμενου νερού μέχρι 40-50%. Για μεγαλύτερα ποσοστά εγγεόμενου νερού, η περαιτέρω μείωση στα NO_x είναι μικρή, ενώ αυξάνονται δραματικά οι εκπομπές σωματιδίων αιθάλης και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Βεβαίως, εάν κάποια από τις ανωτέρω παραμέτρους (μείωση NO_x, αύξηση σωματιδίων αιθάλης, μείωση αποδιδόμενου έργου) έχει ιδιαίτερη βαρύτητα, για κάποιον ειδικό λόγο, τότε μπορεί να αλλάξει, ανά περίπτωση, το μέγιστο ποσοστό εγγεόμενου νερού, για το οποίο η εν λόγω τεχνική είναι αποδοτική.

Από το Διάγραμμα 5.29 προκύπτει ένα ακόμη σημαντικό συμπέρασμα: Για δεδομένη μείωση των εκπομπών NO_x, με την τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα, παρουσιάζεται μεγαλύτερη αύξηση στις εκπομπές των σωματιδίων αιθάλης, συγκριτικά με την τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού. Αυτό είναι ένα ακόμη στοιχείο που καταδεικνύει τη, συνολικά, μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα της απευθείας έγχυσης νερού στη μείωση των NO_x.



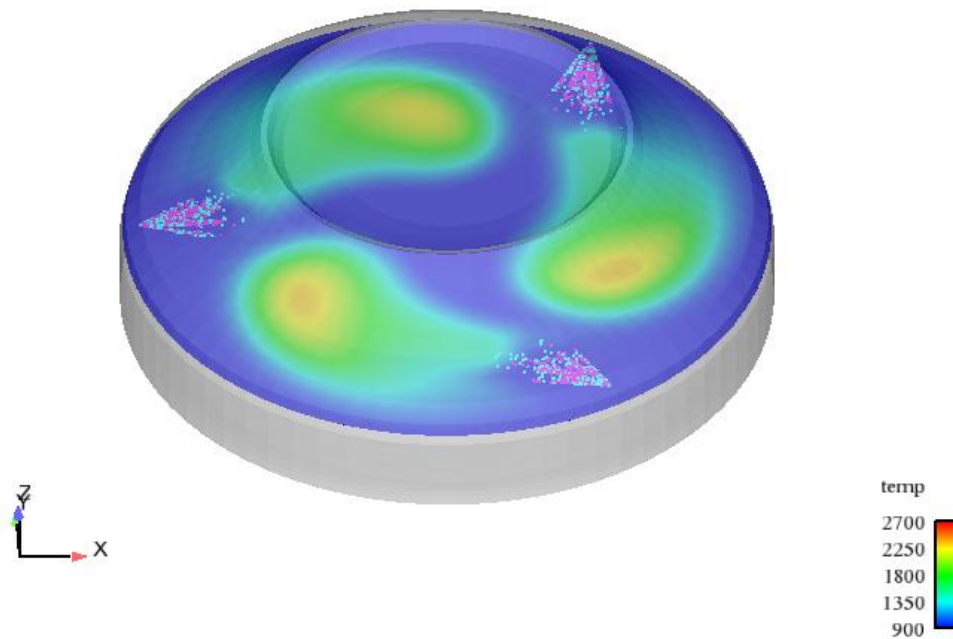
Διάγραμμα 5.29

Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της μεταβολής των ειδικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, για εισαγωγή του νερού με τον αέρα, και απευθείας έγχυση νερού.

5.4.2.2 Οπτικοποίηση αποτελεσμάτων προσομοίωσης

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την εκτέλεση του υπολογιστικού κώδικα KIVA είναι δυνατόν να εισαχθούν (μετά από κάποια επεξεργασία) σε ειδικά προγράμματα οπτικοποίησης, για καλύτερη κατανόηση των φαινομένων.

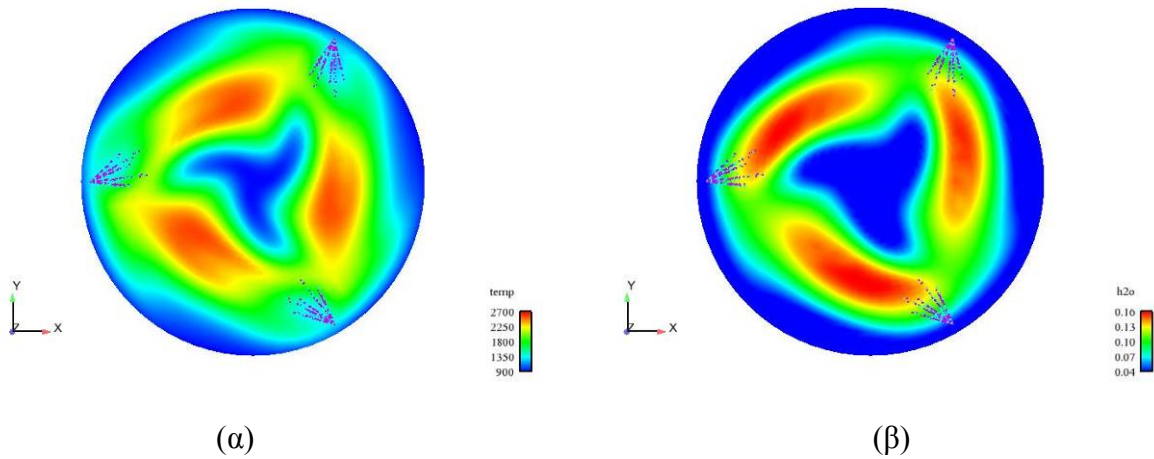
Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Ensignt για την οπτικοποίηση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης. Συγκεκριμένα, με τη βοήθεια του λογισμικού αυτού, προέκυψαν εικόνες οι οποίες απεικονίζουν την κατανομή της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης υδρατμών σε μία οριζόντια τομή του κυλίνδρου, στο ύψος των εγχυτήρων. Στην Εικόνα 5.3 απεικονίζεται ο θάλαμος καύσης του κινητήρα (ημιδιαφανής, με ανοιχτό γκρι χρώμα), καθώς επίσης και το οριζόντιο επίπεδο στο ύψος των εγχυτήρων, πάνω στο οποίο απεικονίζεται η κατανομή της θερμοκρασίας, υπό μορφή χρωματικών περιοχών. Το ποσοστό του νερού επί του καυσίμου είναι 40%, ενώ η γωνία στροφάλου είναι 9° μετά το ΑΝΣ. Σε αυτή τη γωνία στροφάλου το έμβολο βρίσκεται αρκετά ψηλά (κοντά στην κεφαλή του κυλίνδρου), γι' αυτό και το ύψος του εικονιζόμενου θαλάμου καύσης είναι μικρό. Οι σκούρες μπλε περιοχές στο οριζόντιο επίπεδο τομής αντιστοιχούν σε χαμηλή θερμοκρασία (μικρότερη των 900K) και οι κόκκινες περιοχές σε πολύ υψηλή (μεγαλύτερη των 2700K). Περιοχές ενδιάμεσου χρώματος αντιστοιχούν σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες. Η χρωματική κλίμακα φαίνεται στο δεξί κάτω άκρο της εικόνας. Οι δέσμες του καυσίμου και του νερού που ψεκάζονται από τους εγχυτήρες απεικονίζονται με μοβ και γαλάζιες κουκκίδες αντίστοιχα, οι οποίες οπτικοποιούν τις σταγόνες του καυσίμου και του νερού, καθώς αυτές εισέρχονται στον κύλινδρο.



Εικόνα 5.3

Οπτικοποίηση του θαλάμου καύσης για ποσότητα εγχέομενου νερού ίση με 40% του καυσίμου, για γωνία στροφάλου $CA = 9^\circ$: θερμοκρασιακή κατανομή στο οριζόντιο επίπεδο που διέρχεται από το ύψος των εγχυτήρων. Στην εικόνα παρίστανται και οι δέσμες καυσίμου (μοβ κουκκίδες) και νερού (γαλάζιες κουκκίδες).

Με τη διαδικασία αυτή προκύπτουν τα σχήματα που φαίνονται στις Εικόνα 5.4. Αναφέρονται στην περίπτωση κατά την οποία ποσότητα 20% νερού εγχέεται απευθείας εντός του κυλίνδρου. Το στιγμιότυπο το οποίο απεικονίζεται αντιστοιχεί στις 16° μετά το ΑΝΣ. Η Εικόνα 5.4α παρουσιάζει την κατανομή της θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο τομής του κυλίνδρου, ενώ η Εικόνα 5.4β παρουσιάζει την κατανομή της συγκέντρωσης των υδρατμών στο ίδιο επίπεδο. Διακρίνονται οι περιοχές υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας, καθώς επίσης και υψηλής και χαμηλής συγκέντρωσης υδρατμών, χρωματισμένες με κόκκινο και μπλε σκούρο χρώμα αντίστοιχα. Τα υπόλοιπα χρώματα αντιστοιχούν σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες και συγκεντρώσεις υδρατμών, σύμφωνα με τη χρωματική κλίμακα που βρίσκεται στο κάτω δεξιά άκρο των εικόνων. Απεικονίζονται επίσης (όπως και στην Εικόνα 5.3) οι δέσμες του εγχέομενου καυσίμου και νερού, ως μοβ και γαλάζιες κουκκίδες αντίστοιχα.



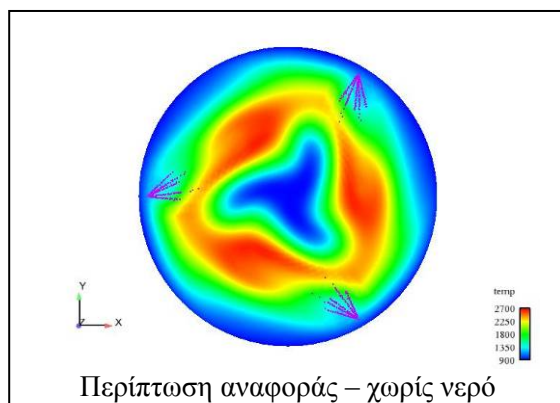
Εικόνα 5.4

Κατανομή: α) θερμοκρασίας και β) συγκέντρωσης υδρατμών, για απευθείας έγχυση 20% νερού και γωνία στροφάλου 16° , σε οριζόντιο επίπεδο που διέρχεται από το ύψος των εγχυτήρων.

Οι εικόνες αυτές είναι πολύ χρήσιμες για τη σύγκριση των διαφόρων περιπτώσεων εισαγωγής νερού, μεταξύ τους και με την περίπτωση αναφοράς, και συμβάλλουν στην καλύτερη κατανόηση των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου, κατά τη διαδικασία της καύσης.

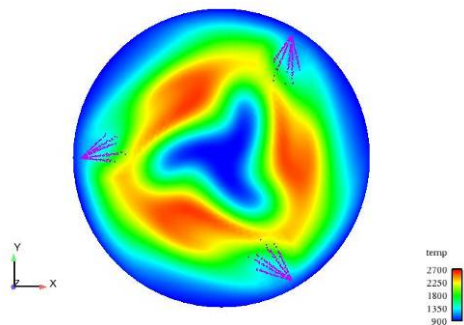
Στην Εικόνα 5.5 απεικονίζεται η κατανομή θερμοκρασίας και συγκέντρωσης υδρατμών στο οριζόντιο επίπεδο τομής, για το στιγμιότυπο που αντιστοιχεί σε γωνία στροφάλου 15° μετά το ΑΝΣ και για όλες τις βασικές περιπτώσεις για τις οποίες έγινε προσομοίωση, δηλαδή, για την περίπτωση αναφοράς χωρίς εισαγωγή νερού, για τις τέσσερις ποσότητες εισαγόμενου νερού μαζί με τον αέρα (50%, 100%, 150% και 200%) και για τις πέντε περιπτώσεις απευθείας έγχυσης νερού (20%, 40%, 50%, 60% και 80%).

Εικ. 5.5: α) 15 Μοίρες – Θερμοκρασία [K]

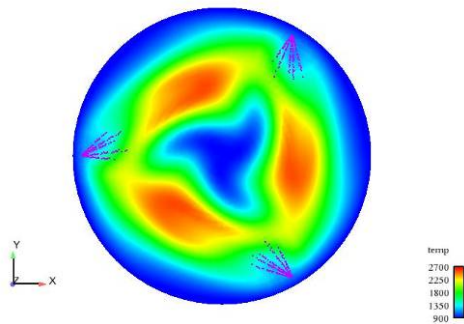


Περίπτωση αναφοράς – χωρίς νερό

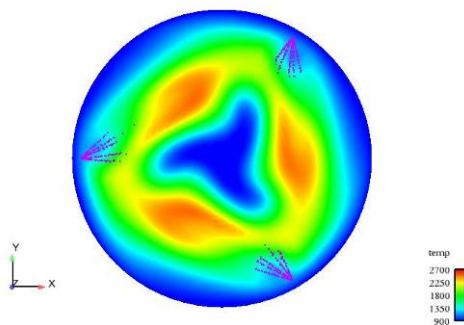
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



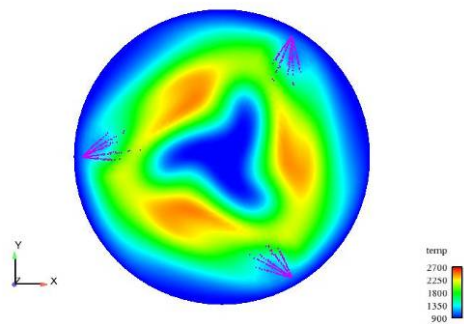
50% νερό



100% νερό

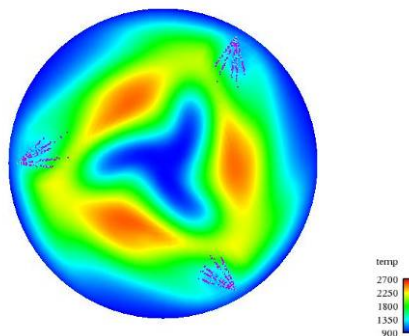


150% νερό

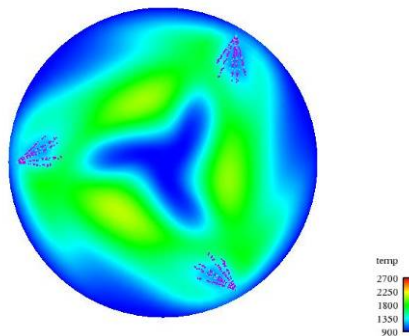


200% νερό

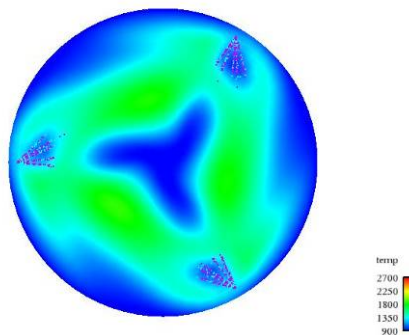
Απευθείας έγχυση νερού



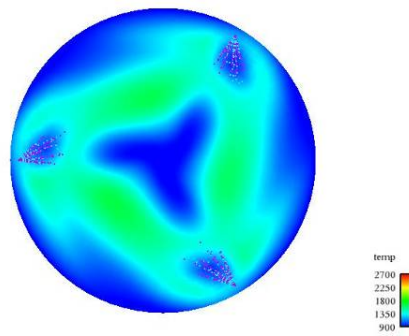
20% νερό



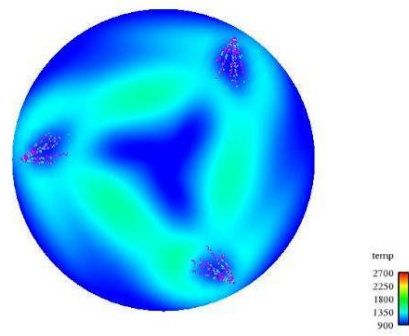
40% νερό



50% νερό

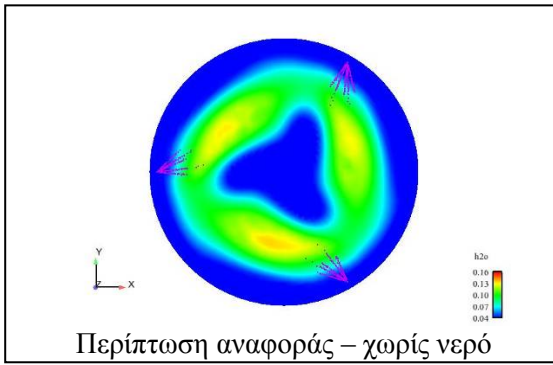


60% νερό

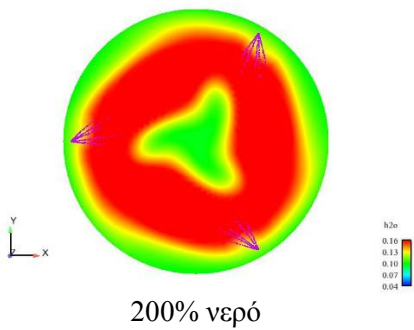
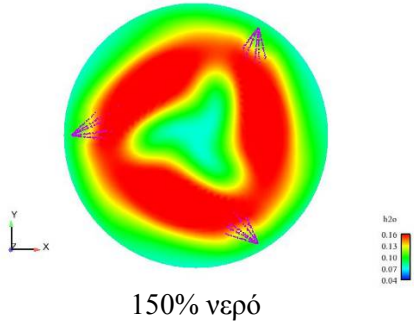
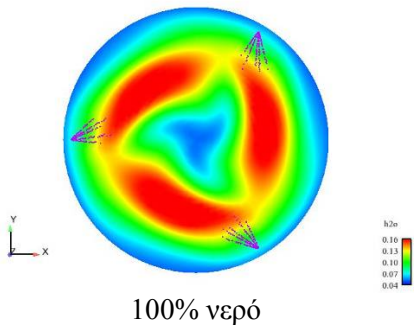
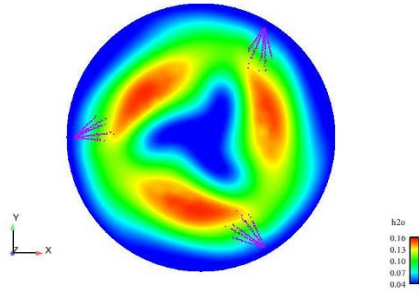


80% νερό

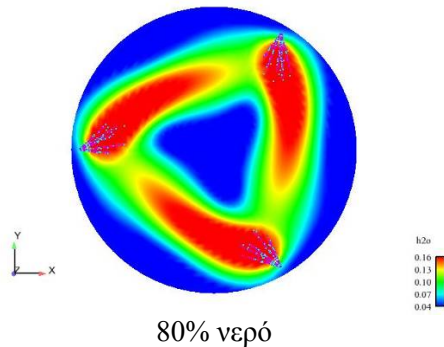
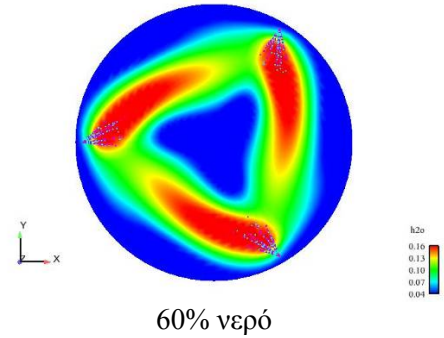
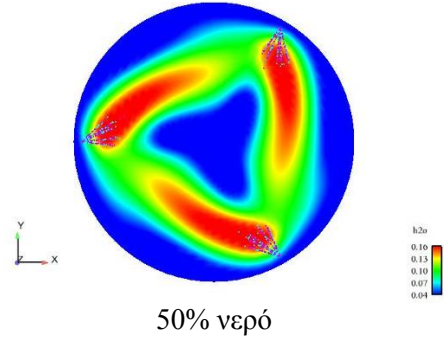
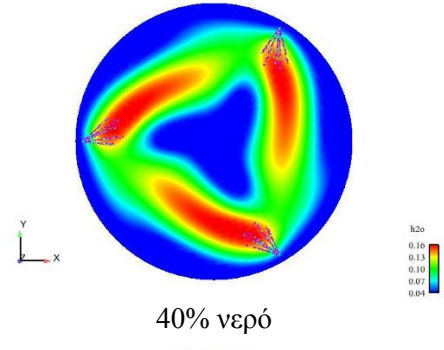
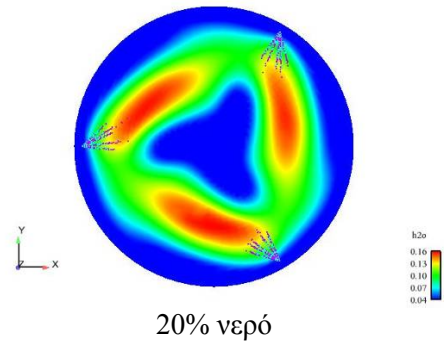
β) 15 Μοίρες – Συγκ. Υδατμών [% v/v]



Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



Απευθείας έγχυση νερού



Εικόνα 5.5

Κατανομή α) θερμοκρασίας και β) συγκέντρωσης υδατμών για διάφορες περιπτώσεις εισαγωγής νερού. CA = 15°.

Μελετώντας τα σχήματα της Εικόνας 5.5 μπορούμε να κάνουμε τις εξής παρατηρήσεις:

Στην Εικόνα 5.5α (τα σχήματα της οποίας απεικονίζουν τη θερμοκρασιακή κατανομή εντός του κυλίνδρου) αποτυπώνεται εμφανώς η ψυκτική επίδραση του νερού εντός του θαλάμου καύσης. Όσο αυξάνεται το ποσοστό του εισαγόμενου νερού, τόσο μειώνονται σε έκταση οι περιοχές υψηλής θερμοκρασίας (περιοχές με κόκκινο χρώμα). Μάλιστα, σε πολλές περιπτώσεις οι περιοχές με κόκκινο χρώμα έχουν εξαλειφθεί εντελώς, ενώ υπάρχουν περιπτώσεις που δεν εμφανίζονται ούτε καν οι κίτρινες ζώνες. Δηλαδή η θερμοκρασία τη συγκεκριμένη στιγμή (στις 15° μετά το ΑΝΣ) είναι μικρότερη από 2250K σε κάθε σημείο του κυλίνδρου. Επιπλέον, αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι οι θερμοκρασίες είναι πολύ χαμηλότερες στις περιπτώσεις της απευθείας έγχυσης νερού, απ' ό,τι στις περιπτώσεις της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα, παρότι τα ποσοστά απευθείας έγχυσης νερού είναι πολύ μικρότερα από τα αντίστοιχα στην εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα. Το γεγονός αυτό καταδεικνύει πολύ παραστατικά την υπεροχή της τεχνικής της απευθείας έγχυσης νερού ως προς την αποτελεσματικότητα στην ψύξη του θαλάμου καύσης.

Επίσης, αξίζει να παρατηρήσουμε ότι η μέγιστη θερμοκρασία εντός του θαλάμου καύσης δεν εμφανίζεται κοντά στους εγχυτήρες, αλλά σε μία θέση ανάμεσα από τους διαδοχικούς εγχυτήρες. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην καθυστέρηση ανάφλεξης του καυσίμου και στην παρουσία της εγκάρσιας συστροφής του αέρα. Το καύσιμο που εισάγεται στον κύλινδρο είναι απαραίτητο να ατμοποιηθεί πριν αναφλεγεί. Κατά τη διάρκεια της ατμοποίησης παρασύρεται από τον στροβιλιζόμενο αέρα, με αποτέλεσμα, όταν το καύσιμο έλθει σε κατάσταση ανάφλεξης, να έχει απομακρυνθεί αρκετά από τον εγχυτήρα από τον οποίο ψεκάστηκε. Έτσι, το μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου καίγεται περίπου ανάμεσα από τον εγχυτήρα που ψεκάστηκε και από τον επόμενο εγχυτήρα. Σε αυτά τα σημεία εμφανίζονται οι μέγιστες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου.

Επιπρόσθετα με την προηγούμενη επισήμανση, παρατηρούμε ότι, στις περιπτώσεις της απευθείας έγχυσης νερού, οι μικρότερες θερμοκρασίες εντός του θαλάμου καύσης εμφανίζονται –εκτός από τα τοιχώματα του κυλίνδρου– και στην περιοχή των εγχυτήρων. Αυτή η τάση υπάρχει και στις υπόλοιπες περιπτώσεις που μελετήθηκαν, όμως στις περιπτώσεις της απευθείας έγχυσης νερού είναι πιο έντονη. Το καύσιμο που εγχέεται στον κύλινδρο, ατμοποιούμενο, απορροφά ενέργεια και μειώνει, τοπικά, τη θερμοκρασία στην περιοχή μπροστά από τον εγχυτήρα. Στις περιπτώσεις απευθείας έγχυσης νερού, υπάρχει ένα επιπλέον ρευστό που ατμοποιείται, με επίσης υψηλή θερμοχωρητικότητα. Μάλιστα, η ατμοποίηση του νερού γίνεται πιο εύκολα από την ατμοποίηση του καυσίμου (δηλαδή σε χαμηλότερη θερμοκρασία), και επομένως πιο γρήγορα. Έτσι η θερμοκρασία ακριβώς μπροστά από τους εγχυτήρες μειώνεται αισθητά, γεγονός που απεικονίζεται με περιοχές σκούρου μπλε χρώματος, μπροστά από τον εγχυτήρες. Όσο αυξάνεται η ποσότητα του εγχέομένου νερού, τόσο μεγαλώνουν οι περιοχές αυτές.

Τέλος, αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι στο κέντρο του κυλίνδρου η θερμοκρασία είναι πολύ χαμηλή, συγκριτικά με τα υπόλοιπα σημεία του κυλίνδρου. Αυτό συμβαίνει αφενός επειδή ο αέρας στροβιλίζεται εντός του κυλίνδρου, εξαιτίας της εγκάρσιας συστροφής (swirl), οπότε αναπτύσσονται φυγοκεντρικές δυνάμεις που τον οδηγούν προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου, και αφετέρου επειδή το καύσιμο δεν ψεκάζεται ακτινικά, προς το κέντρο του κυλίνδρου, αλλά υπό κλίση, ώστε να ακολουθήσει τη συστροφή του αέρα. Μάλιστα, σε κινούμενες οπτικοποιήσεις (βίντεο), που δημιουργήσαμε, γίνεται πιο ξεκάθαρο ότι ο κύριος όγκος του καυσίμου καίγεται εντός ενός δακτυλίου, περιφερειακά του κυλίνδρου.

Στα σχήματα της Εικόνας 5.5β απεικονίζεται η κατανομή της συγκέντρωσης υδρατμών στο ίδιο με πριν οριζόντιο επίπεδο τομής του κυλίνδρου. Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι τοπικές διαφοροποιήσεις στην κατανομή της συγκέντρωσης υδρατμών πάνω

στο επίπεδο προβολής παρουσιάζονται ακόμη και στην περίπτωση αναφοράς, στην οποία δεν γίνεται εξωτερική προσθήκη νερού. Σε αυτή την περίπτωση, οι υδρατμοί που απεικονίζονται εντός του κυλίνδρου παράγονται κατά τη διαδικασία της καύσης. Για τον λόγο αυτόν οι περιοχές με την πιο έντονη συγκέντρωση υδρατμών, στην περίπτωση αναφοράς, είναι οι περιοχές στις οποίες καίγεται το μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου (περιοχές μέγιστης θερμοκρασίας, στα σχήματα της Εικ. 5.5α).

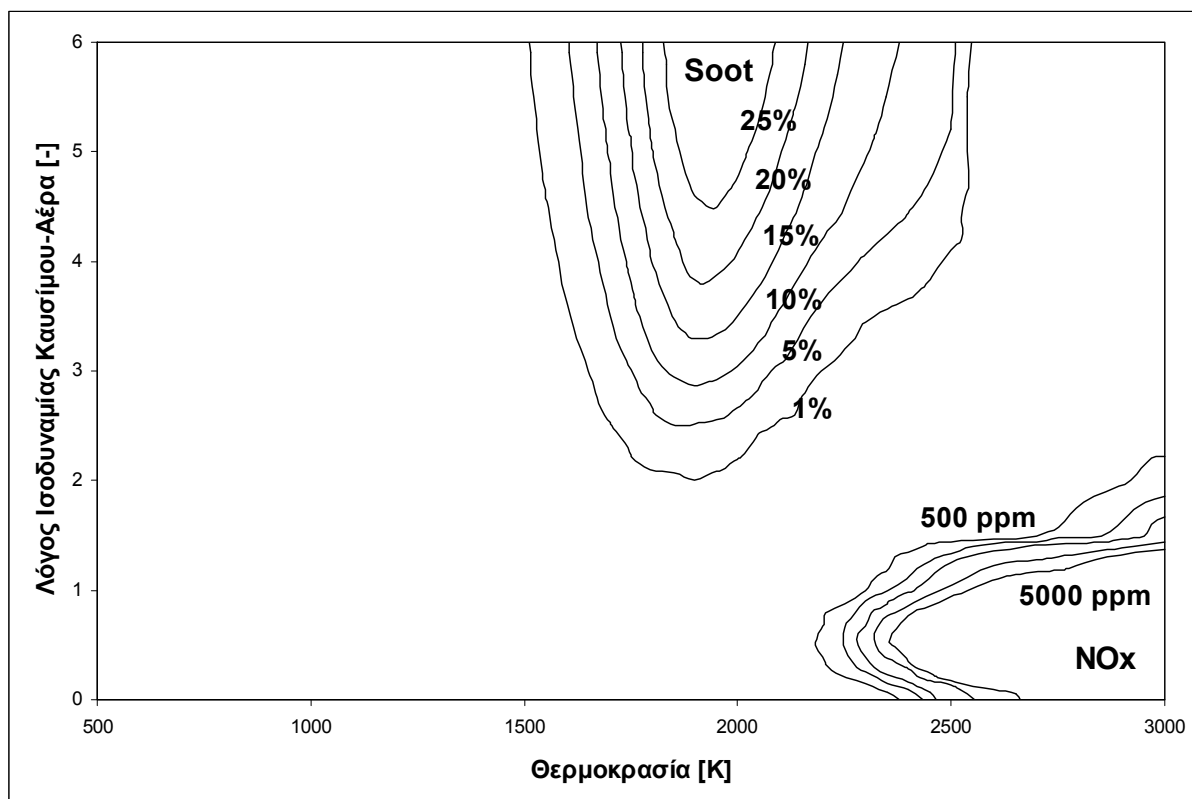
Κατ' αντιστοιχία με την προηγούμενη επισήμανση, παρατηρούμε ότι στις περιπτώσεις της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, η μεγαλύτερη συγκέντρωση υδρατμών εμφανίζεται και πάλι ανάμεσα από τους εγχυτήρες, στις περιοχές μέγιστης θερμοκρασίας. Ωστόσο, στις περιπτώσεις αυτές, σε αντίθεση με τις υπόλοιπες περιπτώσεις, η συγκέντρωση υδρατμών είναι αυξημένη σε κάθε σημείο του κυλίνδρου, καθώς οι υδρατμοί είναι εξ αρχής ομοιόμορφα διασκορπισμένοι στον κύλινδρο, αφού είναι αναμεμιγμένοι με τον αέρα εισαγωγής. Αυτό μπορεί να διαπιστωθεί παρατηρώντας το κέντρο του δίσκου που απεικονίζεται στα σχήματα της Εικόνας 5.5β. Σε όλες τις υπόλοιπες περιπτώσεις το κέντρο του δίσκου έχει χρώμα σκούρο μπλε (δηλαδή η συγκέντρωση υδρατμών στην περιοχή αυτή είναι χαμηλή). Στις περιπτώσεις εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα, το κέντρο του δίσκου έχει διαφορετικό χρώμα. (Εξαιρέση αποτελεί η περίπτωση εισαγωγής 50% νερού μαζί με τον αέρα, στην οποία η ποσότητα του εισαγόμενου νερού είναι σχετικά μικρή, οπότε δεν εμφανίζεται χρωματική διαφορά στο κέντρο του δίσκου). Στις υπόλοιπες περιπτώσεις εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα, η διαφορά είναι εμφανής: στην περίπτωση εισαγωγής 100% νερού, το κέντρο του δίσκου έχει χρώμα ανοιχτό μπλε, που αντιστοιχεί σε συγκέντρωση υδρατμών της τάξης του 5% κατ' όγκο. Στην περίπτωση εισαγωγής 150% νερού, το κέντρο του δίσκου έχει χρώμα γαλάζιο, που αντιστοιχεί σε συγκέντρωση υδρατμών της τάξης του 7% κατ' όγκο. Τέλος, για εισαγωγή 200% νερού μαζί με τον αέρα, το κέντρο του δίσκου έχει πράσινο χρώμα, το οποίο αντιστοιχεί σε συγκέντρωση υδρατμών περίπου 10% κατ' όγκο.

Στις περιπτώσεις απευθείας έγχυσης νερού παρατηρείται μία περιοχή υψηλής συγκέντρωσης υδρατμών, η οποία δημιουργείται τόσο από το εγχεόμενο νερό όσο από το νερό που παράγεται από την καύση. Έτσι, η περιοχή αυτή ξεκινά μπροστά από κάθε εγχυτήρα και καταλήγει λίγο μετά το μέσο της απόστασης μεταξύ του συγκεκριμένου εγχυτήρα και του επόμενου. Όσο αυξάνεται η ποσότητα του εγχεόμενου νερού, τόσο μεγαλώνει η περιοχή υψηλής συγκέντρωσης υδρατμών.

Στο Παράρτημα ΙΙΙ παρουσιάζονται οπτικοποιήσεις της κατανομής της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης υδρατμών για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις, σε στιγμιότυπα ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου, από τις 3^ο μετά το ΑΝΣ (δηλαδή μία μοίρα μετά την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου) μέχρι τις 20^ο μετά το ΑΝΣ (δηλαδή περίπου 3^ο μετά το πέρας της έγχυσης του καυσίμου).

5.4.2.3 Ανάλυση των αποτελεσμάτων με χρήση χαρτών T-φ

Η παραγωγή ορισμένων ρύπων εξαρτάται άμεσα και μονοσήμαντα από τις συνθήκες πίεσης, θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (ϕ), που επικρατούν ανά πάσα στιγμή σε κάθε σημείο του θαλάμου καύσης. Έτσι, μπορούν να κατασκευαστούν διαγράμματα, τα οποία, για μία δεδομένη πίεση, δίνουν πληροφορία για την παραγωγή ορισμένων ρύπων, συναρτήσει της θερμοκρασίας και του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (χάρτες T-φ). Ένα παράδειγμα χάρτη T-φ παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 5.30.



Διάγραμμα 5.30

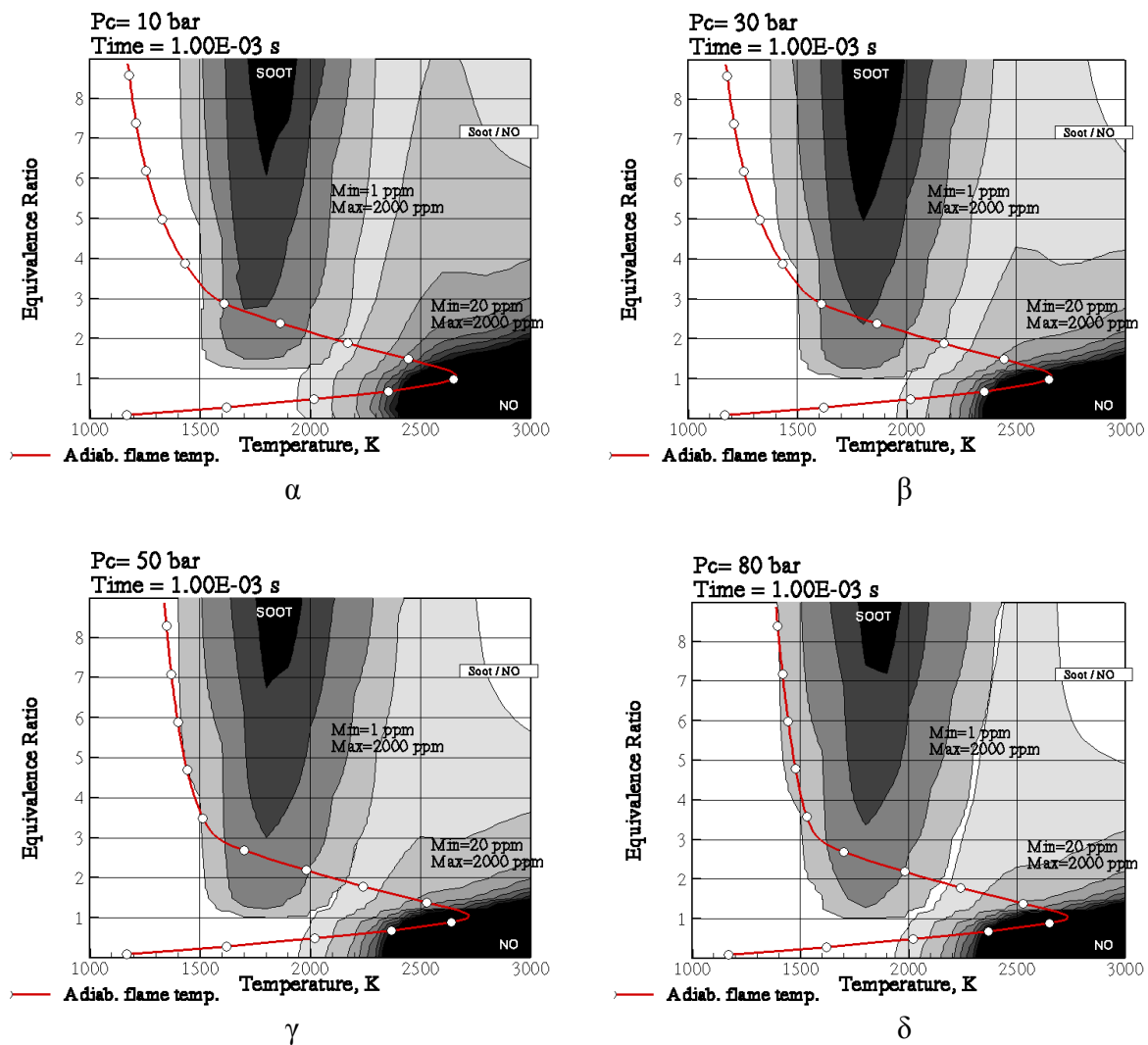
Χάρτης T-φ για εκτίμηση παραγωγής σωματιδίων αιθάλης και NO σε πίεση $p = 60\text{bar}$ [23].

Το Διάγραμμα 5.30 παρουσιάζει τις περιοχές παραγωγής σωματιδίων αιθάλης και NO, συναρτήσει της θερμοκρασίας (T) και του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (ϕ), για πίεση $p = 60\text{bar}$. Οι περιοχές παραγωγής των ρύπων απεικονίζονται υπό τη μορφή ισοϋψών καμπυλών. Για την παραγωγή NO, οι ισοϋψείς καμπύλες αναφέρονται σε συγκεντρώσεις, ξεκινώντας από τα 500ppm και φτάνοντας στα 5000ppm. Στην περίπτωση των σωματιδίων αιθάλης, οι ισοϋψείς καμπύλες αναφέρονται στην επί τοις εκατό κατά μάζα συγκέντρωση αιθάλης, ξεκινώντας από ποσοστό 1% και φτάνοντας σε ποσοστό 25%.

Όπως αναφέρθηκε ανωτέρω, η παραγωγή των συγκεκριμένων ρύπων εξαρτάται από τις συνθήκες p , T και ϕ ανά πάσα στιγμή. Για τον λόγο αυτόν, για να προκύψουν οι ισοϋψείς καμπύλες του Διαγράμματος 5.30 απαιτείται χρονική ολοκλήρωση ως προς ένα μικρό χρονικό διάστημα, ώστε τα αποτελέσματα να είναι αντιπροσωπευτικά για τη χρονική στιγμή, στην οποία αντιστοιχούν τα δεδομένα p , T και ϕ . Η χρονική διάρκεια ολοκλήρωσης που αντιστοιχεί στο Διάγραμμα 5.30 είναι 2ms [23]. Ο χρόνος αυτός αντιστοιχεί σε περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα κατά 1.26° για τη δεδομένη ταχύτητα περιστροφής του υπό εξέταση κινητήρα (105rpm). Κατά συνέπεια, η χρονική διάρκεια ολοκλήρωσης είναι κατάλληλη, αφού μπορούμε να θεωρήσουμε ότι για μεταβολή της γωνίας στροφάλου κατά 1.26° δεν αλλάζουν σημαντικά οι συνθήκες εντός του θαλάμου καύσης.

Εφόσον, όπως αναφέρθηκε ανωτέρω, η παραγωγή των ρύπων εξαρτάται από την πίεση εντός του κυλίνδρου, θα πρέπει για κάθε εξεταζόμενη χρονική στιγμή να χρησιμοποιούμε διαφορετικό χάρτη T-φ. Δηλαδή, οι ισοϋψείς καμπύλες που περιγράφουν την παραγωγή NO και αιθάλης π.χ. στις 5° μετά το ANΣ είναι, θεωρητικά, διαφορετικές από τις αντίστοιχες καμπύλες που περιγράφουν την παραγωγή των συγκεκριμένων ρύπων στις 20°

μετά το ANΣ, αφού η πίεση μεταβάλλεται συνεχώς εντός του κυλίνδρου. Στην Εικόνα 5.6 παρουσιάζονται χάρτες T-φ που απεικονίζουν την παραγωγή σωματιδίων αιθάλης και NO για διάφορες πιέσεις εντός του κυλίνδρου και χρονική διάρκεια ολοκλήρωσης 1ms [5].



Εικόνα 5.6

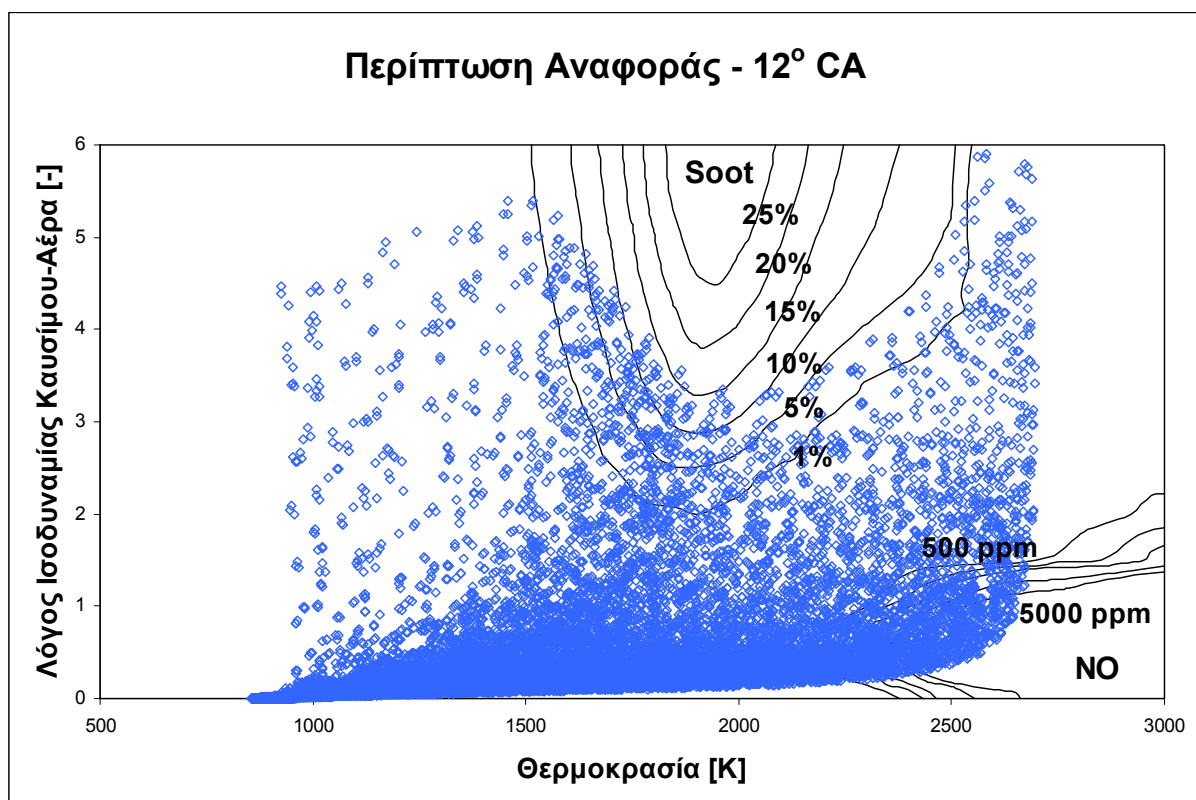
Χάρτες T-φ, για χρονική διάρκεια ολοκλήρωσης 1ms και πίεση: α) 10 bar, β) 30 bar, γ) 50 bar και δ) 80 bar [5].

Όταν, κατά τη μελέτη της παραγωγής των ρύπων, χρησιμοποιούνται διαφορετικοί χάρτες T-φ για κάθε τιμή της πίεσης, οι χάρτες αυτοί ονομάζονται *δυναμικοί* χάρτες T-φ. Ωστόσο, όπως παρατηρούμε στην Εικόνα 5.6, οι διαφορές μεταξύ των χαρτών που αντιστοιχούν σε διαφορετικές πιέσεις είναι μικρές, δηλαδή οι ισοϋψείς καμπύλες των χαρτών σχεδόν ταυτίζονται. Επομένως, είναι δυνατό, για λόγους απλοποίησης, να χρησιμοποιηθεί μόνο ένας χάρτης T-φ, που αντιστοιχεί σε κάποια μέση πίεση, χωρίς να προκύπτει μεγάλο σφάλμα στα αποτελέσματα. Τότε, ο χάρτης T-φ χαρακτηρίζεται ως *στατικός*. Τέτοιος είναι ο χάρτης που απεικονίζεται στο Διάγραμμα 5.30, ο οποίος θα χρησιμοποιηθεί κατ' αποκλειστικότητα στη συνέχεια.

Όπως αναφέρθηκε ανωτέρω, οι χάρτες T-φ περιγράφουν τον σχηματισμό ορισμένων ρύπων, συναρτήσει των συνθηκών p, T και φ που αντιστοιχούν σε κάθε σημείο του θαλάμου

καύσης. Δεν θα είχε νόημα, επομένως, να θέσουμε σε έναν χάρτη T-φ τη μέση θερμοκρασία και τον μέσο λόγο φ, που επικρατούν στον θάλαμο καύσης κάποια χρονική στιγμή. Τα αποτελέσματα που θα λαμβάναμε δεν θα ήταν καθόλου αντιπροσωπευτικά της πραγματικής παραγωγής ρύπων, αφού οι ρύποι παράγονται σε ορισμένες μόνο περιοχές του θαλάμου καύσης, στις οποίες επικρατούν ειδικές συνθήκες (μεγάλες θερμοκρασίες, χαμηλή συγκέντρωση σε οξυγόνο κλπ.).

Για να εξαχθούν ικανοποιητικά αποτελέσματα σχετικά με την παραγωγή ρύπων από τους χάρτες T-φ, πρέπει να εισαχθούν σε αυτούς οι συνθήκες θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα που επικρατούν τοπικά, σε διάφορα σημεία εντός του θαλάμου καύσης. Αυτός είναι ο λόγος που οι χάρτες T-φ είναι ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο για την ανάλυση των αποτελεσμάτων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Εφόσον, κατά την κατασκευή του πλέγματος (βλ. §5.2) κατασκευάστηκαν περισσότερα από 100000 υπολογιστικά κελιά, είναι δυνατό να τοποθετηθούν σε χάρτη T-φ οι αντίστοιχες τιμές (T,φ) για κάθε κελί. Έτσι, τα αποτελέσματα που προκύπτουν σχετικά με την παραγωγή ρύπων είναι ιδιαίτερα ικανοποιητικά. Ένα τέτοιο παράδειγμα εφαρμογής στατικού χάρτη T-φ (για πίεση $p = 60$ bar) παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 5.31, για την περίπτωση αναφοράς (χωρίς εισαγωγή νερού) και για γωνία στροφάλου $CA = 12^\circ$. Με μπλε κουκκίδες αποτυπώνονται τα υπολογισθέντα ζεύγη τιμών (T,φ) για κάθε κελί του υπολογιστικού πλέγματος.



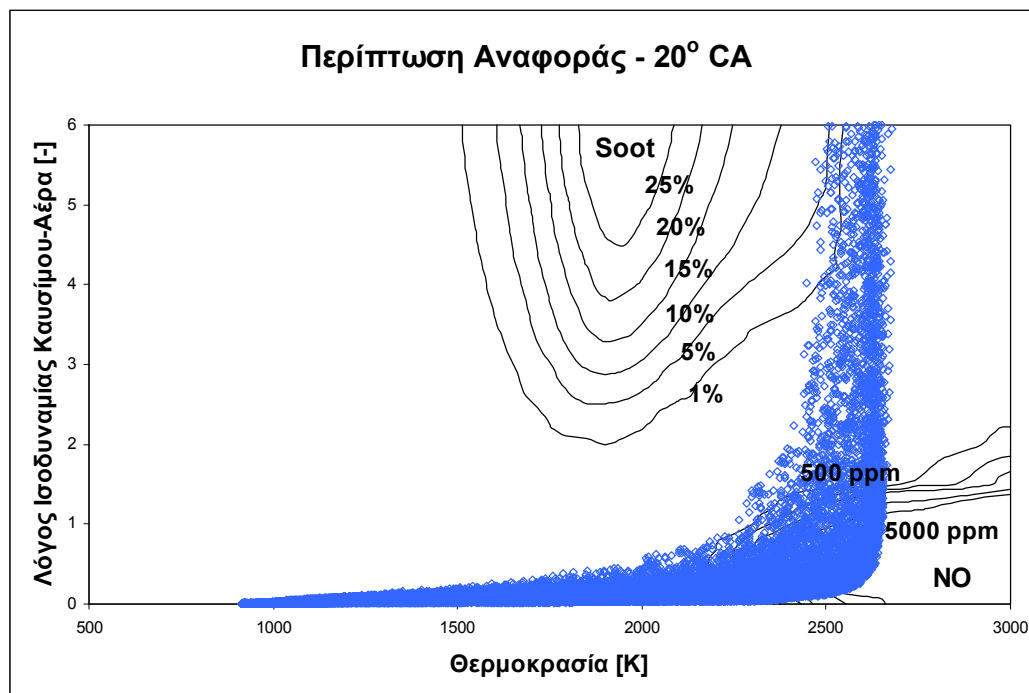
Διάγραμμα 5.31

Απεικόνιση τοπικών τιμών θερμοκρασίας και φ σε στατικό χάρτη T-φ, κατασκευασμένο για πίεση 60 bar και χρόνο ολοκλήρωσης 2ms. Εδώ, εξετάζεται η περίπτωση αναφοράς, για γωνία στροφάλου 12° μετά το ΑΝΣ.

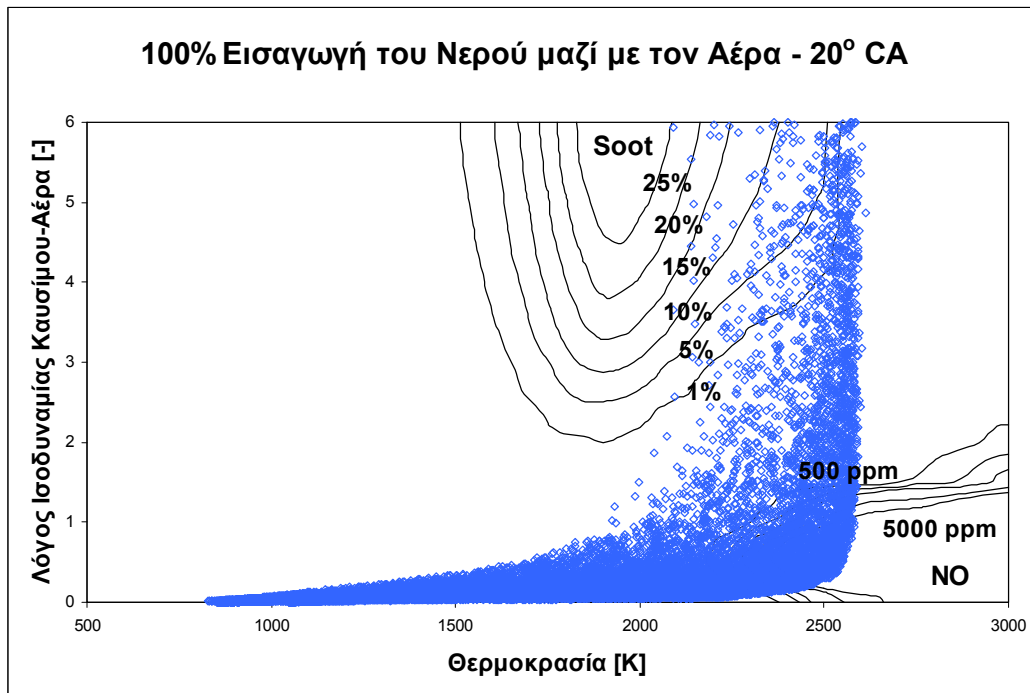
Η ανάλυση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με διαγράμματα όπως το 5.31 είναι πολύ χρήσιμη, καθώς καταδεικνύει τις ειδικές συνθήκες θερμοκρασίας και λόγου φ, για τις οποίες παρουσιάζεται μεγάλη παραγωγή σωματιδίων αιθάλης ή NO. Έτσι, μπορούν να διερευνηθούν συγκεκριμένες λύσεις για τη μεταβολή των δύο αυτών παραμέτρων (T και φ) τοπικά, με τρόπο τέτοιο ώστε να μειωθεί η παραγωγή σωματιδίων αιθάλης και NO_x.

Πρέπει να τονίσουμε ότι στους χάρτες T-φ παρουσιάζεται μόνο η παραγωγή αιθάλης, και όχι η τελική συγκέντρωση των σωματιδίων αιθάλης. Δεν λαμβάνεται υπόψη δηλαδή η οξείδωση της αιθάλης. Επίσης, υπολογίζεται η παραγωγή μόνο του μονοξειδίου του αζώτου και όχι των συνολικών NO_x (δηλαδή και του διοξειδίου). Γι' τον λόγο αυτόν, τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την ανάλυση των χαρτών T-φ μπορούν να έχουν μόνο ποιοτικό χαρακτήρα.

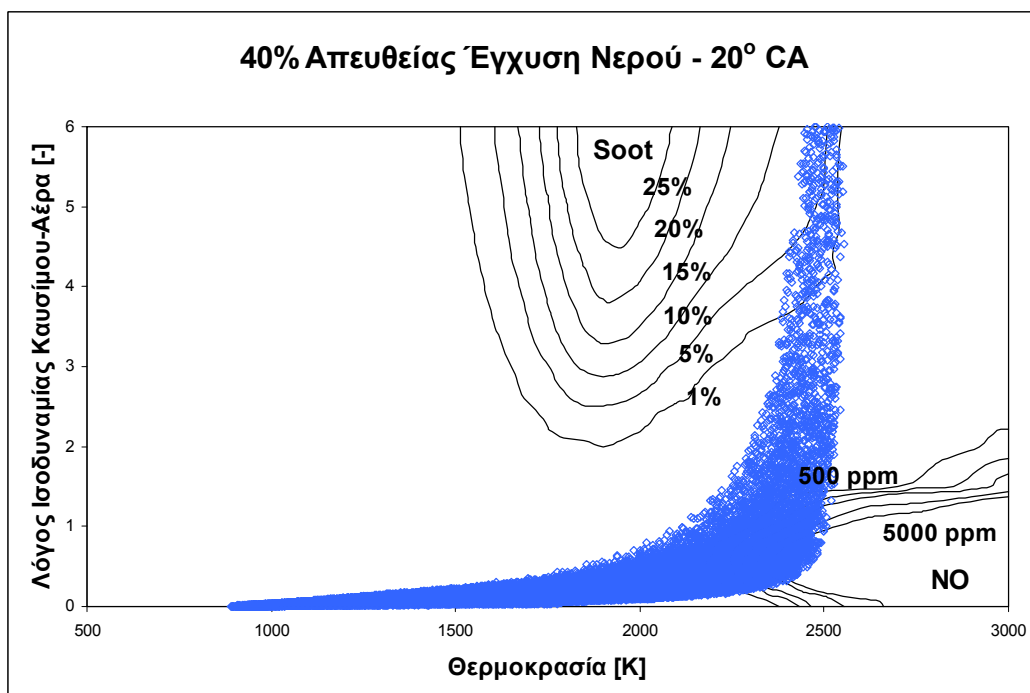
Στη συνέχεια χρησιμοποιούμε τον χάρτη T-φ του Διαγράμματος 5.30 [23], για να αναλύσουμε τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που εκτελέσαμε με τη βοήθεια του κώδικα KIVA-3V. Απεικονίζοντας με μπλε κουκκίδες τα ζεύγη (T,φ) για κάθε υπολογιστικό κελί, πάνω στον χάρτη T-φ του Διαγράμματος 5.30, προκύπτουν τα Διαγράμματα 5.32. Τα διαγράμματα αυτά αντιστοιχούν σε γωνία στροφάλου 20° μετά το ΑΝΣ, ενώ εξετάζονται, ενδεικτικά, οι περιπτώσεις: αναφοράς, εισαγωγής ποσότητας 100% νερού μαζί με τον αέρα της καύσης και απευθείας έγχυσης 40% νερού.



(α)



(β)



(γ)

Διάγραμμα 5.32

Απεικόνιση τοπικών τιμών θερμοκρασίας και φ σε στατικό χάρτη T-φ, κατασκευασμένο για πίεση 60 bar και χρόνο ολοκλήρωσης 2ms.

Εξετάζονται, για γωνία στροφάλου 20°, οι εξής περιπτώσεις:

- α): Περίπτωση αναφοράς (χωρίς εισαγωγή νερού).
- β) Εισαγωγή 100% νερού, μαζί με τον αέρα.
- γ) Απευθείας έγχυση 40% νερού.

Παρατηρώντας τα Διαγράμματα 5.32 διαπιστώνουμε ότι τα σημεία που αντιστοιχούν στα ζεύγη θερμοκρασίας και λόγου ϕ για κάθε κελί, έχουν μια διασπορά που σχηματίζει γωνία, σχεδόν ορθή. Η κορυφή της γωνίας βρίσκεται εντός της περιοχής σχηματισμού των NO ενώ η κατακόρυφη πλευρά της βρίσκεται στο δεξί όριο της περιοχής σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης.

Για την περίπτωση αναφοράς (Διάγραμμα 5.32α), μεγάλο μέρος της κορυφής της γωνίας που σχηματίζεται από τη διασπορά των σημείων βρίσκεται εντός της περιοχής σχηματισμού NO. Στην περίπτωση εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης (Διάγραμμα 5.32β), το αντίστοιχο τμήμα της διασποράς των σημείων είναι μικρότερο, ενώ στην περίπτωση απευθείας έγχυσης νερού (Διάγραμμα 5.32γ) ακόμη λιγότερα σημεία βρίσκονται εντός της περιοχής σχηματισμού NO. Τα δεδομένα αυτά συνάδουν με τα αποτελέσματα που απεικονίζονται στο Διάγραμμα 5.26, στο οποίο, για εισαγωγή 100% νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, παρατηρείται μείωση κατά 40% στις ειδικές εκπομπές NO, ως προς την περίπτωση αναφοράς, ενώ για απευθείας έγχυση 40% νερού εμφανίζεται μείωση κατά 74.4% στις ειδικές εκπομπές NO.

Σχετικά με την παραγωγή σωματιδίων αιθάλης, παρατηρούμε ότι η κύρια ποσότητα των σημείων στην περίπτωση αναφοράς βρίσκεται εξωτερικά της ισοϋψούς καμπύλης που αντιστοιχεί σε συγκέντρωση αιθάλης 1%. Στην περίπτωση εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, η κύρια ποσότητα των σημείων βρίσκεται επίσης εκτός της περιοχής αυξημένης συγκέντρωσης αιθάλης, ωστόσο υπάρχουν αρκετά σημεία εσωτερικά της περιοχής αυτής. Έτσι εξηγείται η αύξηση των σωματιδίων αιθάλης, σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς. Στην περίπτωση απευθείας έγχυσης νερού, η κύρια ποσότητα των σημείων που βρίσκονται στην κατακόρυφη πλευρά της γωνίας που σχηματίζει η διασπορά των σημείων, βρίσκεται εσωτερικά της ισοϋψούς καμπύλης που αντιστοιχεί σε συγκέντρωση αιθάλης 1%. Αυτό εξηγεί την ακόμη μεγαλύτερη αύξηση στην εκπομπή σωματιδίων αιθάλης που παρατηρείται με την τεχνική αυτή. Τα αποτελέσματα είναι και πάλι σε συμφωνία με εκείνα του Διαγράμματος 5.28, σύμφωνα με το οποίο, με την εισαγωγή 100% νερού μαζί με τον αέρα της καύσης παρατηρείται αύξηση κατά 76% στις εκπομπές των σωματιδίων αιθάλης, ενώ, με την απευθείας έγχυση 40% νερού παρουσιάζεται αύξηση στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης κατά 124%.

Γενικά, μπορούμε να συνάγουμε ότι οι διαφοροποιήσεις που προκύπτουν στην παραγωγή NO και σωματιδίων αιθάλης μεταξύ των τριών περιπτώσεων που εξετάζονται, οφείλονται στην οριζόντια μετατόπιση της κατακόρυφης πλευράς της γωνίας που σχηματίζει η διασπορά των σημείων στους χάρτες T- ϕ . Δηλαδή, με την προσθήκη νερού η κατακόρυφη πλευρά της γωνίας μετατοπίζεται προς τα αριστερά, συνεπώς σε περιοχές χαμηλότερης θερμοκρασίας. Αυτή η τάση συμφωνεί με την οπτικοποίηση των αποτελεσμάτων (βλ. §5.4.2.2), αφού στα σχήματα της Εικόνας 5.5α παρατηρήθηκε ότι με την εισαγωγή του νερού η θερμοκρασία εντός του θαλάμου καύσης συνολικά μειώνεται. Μάλιστα, η απευθείας έγχυση νερού έχει μεγαλύτερη ψυκτική επίδραση από εκείνη της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα. Η παρατήρηση αυτή επιβεβαιώνεται και από τους χάρτες T- ϕ , αφού η κατακόρυφη πλευρά της γωνίας που σχηματίζει η διασπορά των σημείων βρίσκεται πιο αριστερά (σε χαμηλότερες τιμές θερμοκρασίας) στην περίπτωση της απευθείας έγχυσης νερού (Διάγραμμα 5.32γ), συγκριτικά με την περίπτωση εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα (Διάγραμμα 5.32β).

Η συνολική αυτή μείωση που παρατηρείται στη θερμοκρασία οδηγεί στη μείωση των εκπομπών NO, καθώς λιγότερα σημεία βρίσκονται εντός της περιοχής παραγωγής NO. Επιπλέον, επειδή ένα σημαντικό ποσοστό των σημείων χαρακτηρίζεται από λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα μεγαλύτερο του 3, η μετακίνηση των σημείων, λόγω της εισαγωγής νερού, προς τα αριστερά στους χάρτες T- ϕ (δηλαδή σε περιοχές με χαμηλότερη θερμοκρασία) οδηγεί στην είσοδο των συγκεκριμένων σημείων (με λόγο ϕ μεγαλύτερο του 3) εντός της

περιοχής παραγωγής αιθάλης, με αποτέλεσμα να αυξηθούν τα τελικά επίπεδα εκπομπών σωματιδίων αιθάλης.

Επομένως, εάν υπήρχε τρόπος να μειωθεί ο τοπικά αυξημένος λόγος ϕ που παρατηρείται σε ορισμένες περιοχές του θαλάμου καύσης, θα ήταν δυνατή η μείωση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης. Ένας τρόπος για να πραγματοποιηθεί αυτό είναι ίσως η ακαριαία ανάμιξη του καυσίμου με το νερό, κατά την εισαγωγή τους στον κύλινδρο (στην περίπτωση απευθείας έγχυσης νερού). Στην §5.4.1.2 εξηγείται ο λόγος για τον οποίο δεν στάθηκε δυνατό στην παρούσα εργασία να προσομοιωθεί η ακαριαία ανάμιξη των δύο ρευστών.

Στο Παράρτημα IV παρουσιάζονται οι χάρτες T-φ για τις τρεις περιπτώσεις που αναλύθηκαν ανωτέρω, για το χρονικό διάστημα από τις 3^ο μετά το ANΣ μέχρι τις 20^ο μετά το ANΣ, ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου.

5.5 Παραλλαγές – Βελτιώσεις

Η ανάλυση που προηγήθηκε στην §5.4 έδειξε ότι η εφαρμογή των εξεταζόμενων τεχνικών εισαγωγής νερού στον κινητήρα μπορεί να οδηγήσει σε θεαματική μείωση των εκπομπών NO_x. Ωστόσο, το τίμημα στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης και στο αποδιδόμενο έργο είναι μεγάλο. Για τον λόγο αυτόν έγινε προσπάθεια αναζήτησης λύσεων που θα επιφέρουν την ίδια (ή παρόμοια) μείωση στις εκπομπές NO_x, χωρίς όμως αυτή να συνοδεύεται από την τόσο μεγάλη αύξηση στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης και την –απαγορευτική πολλές φορές– μείωση του αποδιδόμενου έργου.

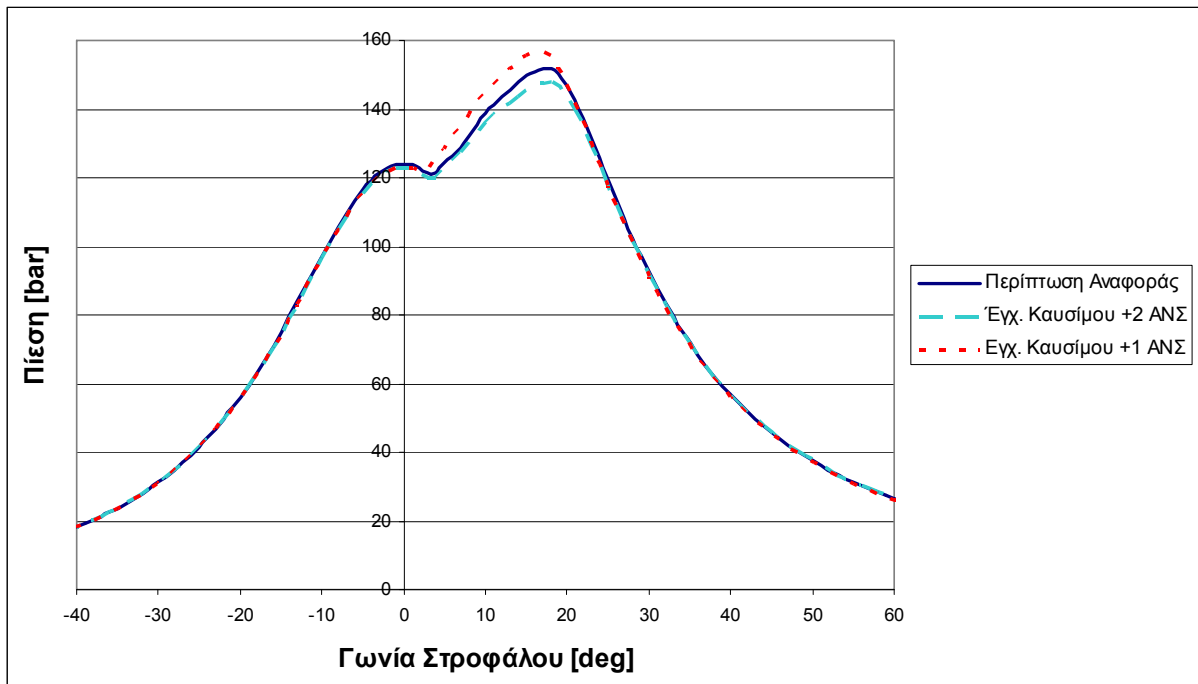
Μία πιο συστηματική προσέγγιση θα περιελάμβανε μελέτη βελτιστοποίησης διαφόρων παραμέτρων της καύσης και της εισαγωγής του νερού, με τη χρήση γενετικών αλγορίθμων βελτιστοποίησης. Ωστόσο, κάτι τέτοιο ξεφεύγει κατά πολύ από τα χρονικά και θεματικά όρια της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Έτσι, επιχειρήθηκε η «διαισθητική» μεταβολή ορισμένων παραμέτρων, με σκοπό τη βελτίωση της καύσης και με τελικό στόχο την αναζήτηση των κατευθύνσεων προς τις οποίες θα μπορούσε να κινηθεί μία μελλοντική έρευνα με αντικείμενο τη συστηματική βελτιστοποίηση της εισαγωγής νερού.

5.5.1 Εισαγωγή του Νερού Μαζί με τον Αέρα της Καύσης

Ως μέσο για τη μείωση της αρνητικής επίδρασης που έχει η εισαγωγή νερού στην απόδοση της καύσης επελέγη η ρύθμιση του χρονισμού της έγχυσης του καυσίμου. Το σκεπτικό ήταν ότι, εάν ο ψεκασμός του καυσίμου γίνει νωρίτερα (πιο κοντά στο ANΣ), το αποδιδόμενο έργο θα είναι μεγαλύτερο, αφού η καύση θα πραγματοποιηθεί σε συνθήκες μεγαλύτερης πίεσης και θερμοκρασίας. Επίσης, θα υπάρχει περισσότερος χρόνος για την εκτόνωση των καυσαερίων, δηλαδή για την πρόσληψη έργου από τον κινητήρα. Έτσι, η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου ορίστηκε στη 1^ο μετά το ANΣ, αντί για τις 2^ο που ήταν ορισμένη στις βασικές περιπτώσεις (§5.4). Η χρονική διάρκεια έγχυσης του καυσίμου παρέμεινε 15.2 μοίρες.

Έγινε προσομοίωση και για τις τέσσερις ποσότητες εισαγόμενου νερού που εξετάστηκαν στην §5.4.1.1. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στη συνέχεια.

Στο Διάγραμμα 5.33 παρουσιάζονται οι καμπύλες πίεσης για την κατάσταση αναφοράς (χωρίς έγχυση νερού), για την περίπτωση εισαγωγής 100% νερού μαζί με τον αέρα και έγχυση καυσίμου στις 2^ο μετά το ANΣ και για την περίπτωση εισαγωγής 100% νερού μαζί με τον αέρα και έγχυση καυσίμου στη 1^ο μετά το ANΣ.

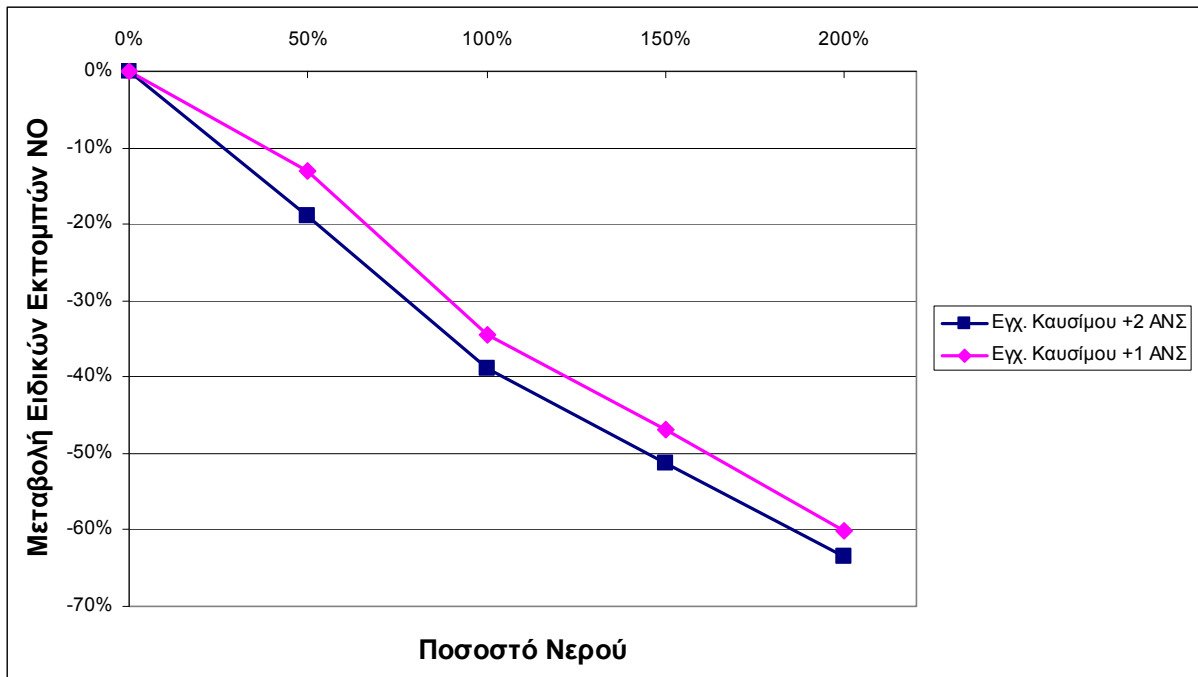


Διάγραμμα 5.33

Πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, για εισαγωγή 100% νερού μαζί με τον αέρα και διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου.

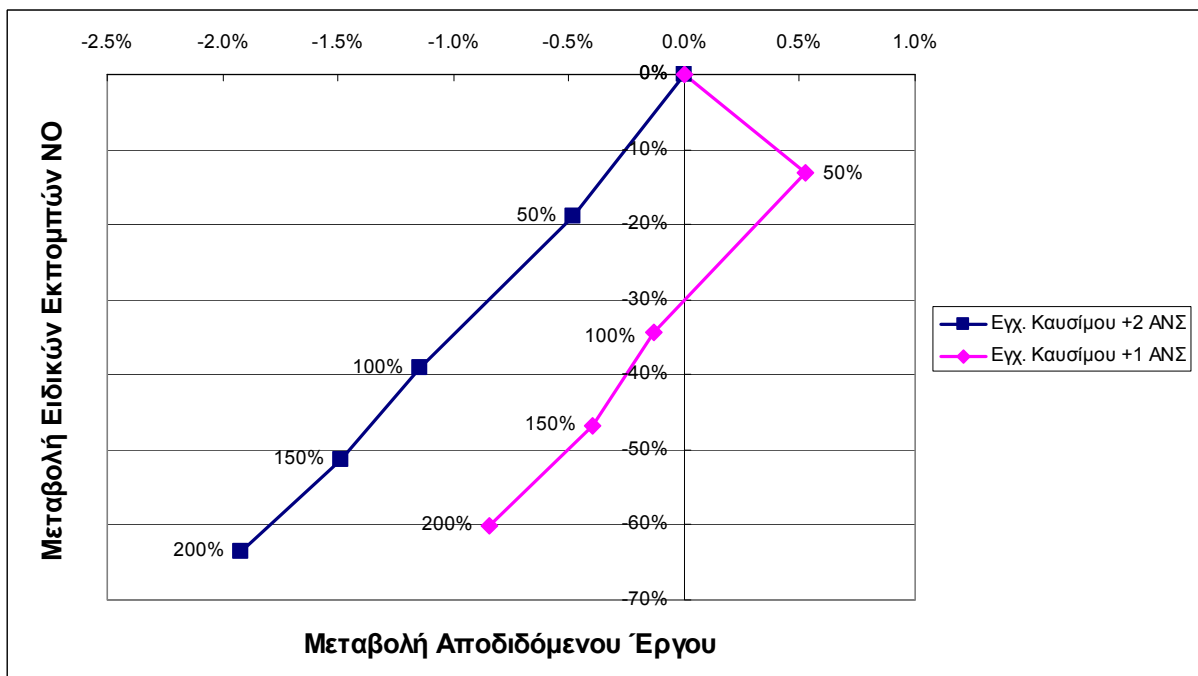
Παρατηρούμε ότι η μέγιστη πίεση στην περίπτωση κατά την οποία η έγχυση του καυσίμου ξεκινά στη 1^ο είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τιμή στην περίπτωση που η έγχυση καυσίμου ξεκινά στις 2^ο, και μεγαλύτερη ακόμη και από τη μέγιστη πίεση της περίπτωσης χωρίς εισαγωγή νερού.

Η επίδραση που έχει η αλλαγή του χρονισμού του ψεκασμού καυσίμου στις εκπομπές NO και σωματιδίων αιθάλης, καθώς και στο αποδιδόμενο έργο, παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 5.34-5.36.



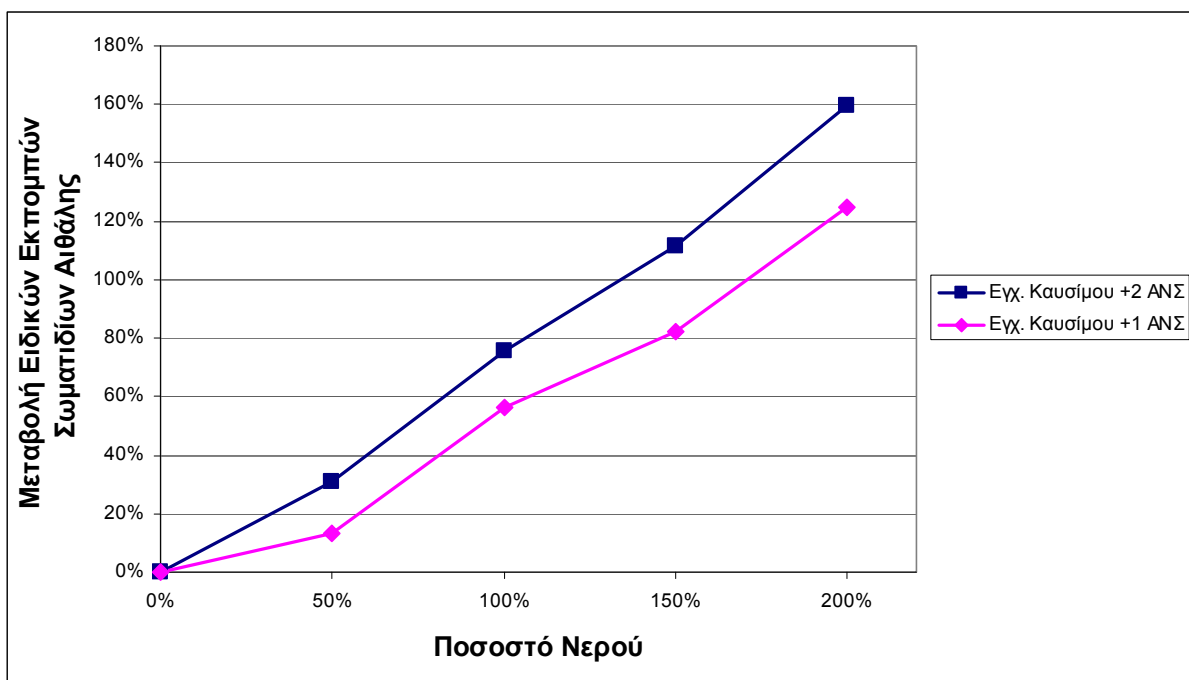
Διάγραμμα 5.34

Μεταβολή ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της ποσότητας του εισαγόμενου μαζί με τον αέρα νερού, για διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου.



Διάγραμμα 5.35

Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της μεταβολής στο αποδιδόμενο έργο, για διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου και διάφορα ποσοστά εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα.



Διάγραμμα 5.36

Μεταβολή ειδικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της ποσότητας του εισαγόμενου μαζί με τον αέρα νερού, για διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου.

Στο Διάγραμμα 5.34 παρατηρούμε ότι η μείωση των εκπομπών NO σχετικά με την περίπτωση αναφοράς είναι ελαφρώς μικρότερη στην περίπτωση που η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου γίνεται στη 1^ο μετά το ANΣ (εφεξής: “βελτιωμένη” περίπτωση), απ’ ό,τι στην περίπτωση που η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου γίνεται στις 2^ο μετά το ANΣ (εφεξής: βασική περίπτωση). Ωστόσο, η διαφορά είναι μικρή. Αντίθετα, στο Διάγραμμα 5.36 παρατηρούμε ότι η αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης συγκριτικά με την περίπτωση αναφοράς είναι μικρότερη στη βελτιωμένη περίπτωση, απ’ ό,τι στη βασική περίπτωση. Η διαφορά εδώ είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη διαφορά στις μειώσεις των NO.

Το πιο ενδιαφέρον αποτέλεσμα, ωστόσο, παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 5.35, στο οποίο απεικονίζεται η μείωση στις ειδικές εκπομπές NO συναρτήσει της μεταβολής στο αποδιδόμενο έργο. Παρατηρούμε ότι η μείωση που παρουσιάζεται στο έργο, συγκριτικά με την περίπτωση αναφοράς είναι πολύ μικρότερη στη βελτιωμένη περίπτωση, απ’ ό,τι στη βασική. Επιπλέον αυτού, για εισαγωγή 50% νερού, στη βελτιωμένη περίπτωση το αποδιδόμενο έργο προκύπτει μεγαλύτερο ακόμη και από το έργο που αποδίδεται στην περίπτωση αναφοράς (χωρίς την εισαγωγή νερού). Επίσης, στη βελτιωμένη περίπτωση εισαγωγής 100% νερού, η μείωση του έργου είναι πολύ μικρή (0.13%).

Με τη ρύθμιση του χρονισμού της έγχυσης του καυσίμου, λοιπόν, είναι δυνατό να βελτιώσουμε την ποιότητα της καύσης, χωρίς να μειωθεί ιδιαίτερα η ευεργετική επίδραση της εισαγωγής νερού στη μείωση των εκπομπών NO_x. Για παράδειγμα, για εισαγωγή 100% νερού μαζί με τον αέρα, μετακινώντας την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου από τις 2^ο μετά το ANΣ στη 1^ο μετά το ANΣ, υπάρχει μια απώλεια της τάξης του 4.6% στη μείωση των εκπομπών NO, αλλά το κέρδος στη μείωση του αποδιδόμενου έργου είναι πάνω από 1%. Τα παραπάνω ποσοστά είναι η διαφορά των ποσοστών μείωσης των δύο περιπτώσεων σχετικά με την περίπτωση αναφοράς.

Ωστόσο, υπάρχει ένα βασικό πρόβλημα στη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου. Όπως παρατηρούμε στο Διάγραμμα 5.33, η μέγιστη πίεση της βελτιωμένης περίπτωσης υπερβαίνει τη μέγιστη πίεση της περίπτωσης αναφοράς. Ωστόσο, η μέγιστη πίεση της περίπτωσης αναφοράς βρίσκεται οριακά χαμηλότερα από τη μέγιστη επιτρεπτή πίεση στον κύλινδρο. Δηλαδή, εάν εντός του κυλίνδρου αναπτυχθούν πιέσεις μεγαλύτερες από αυτήν, κινδυνεύουν με αστοχία κατασκευαστικά μέρη του κυλίνδρου, όπως η κεφαλή και η βαλβίδα. Ως εκ τούτου, δεν υπάρχει απεριόριστη ελευθερία στη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου. Το ζήτημα αυτό μπορεί να λυθεί με διατύπωση ενός προβλήματος βελτιστοποίησης με περιορισμούς. Βεβαίως, εάν τα κατασκευαστικά δεδομένα αλλάξουν και η τιμή της μέγιστης επιτρεπτής πίεσης αυξηθεί, τότε θα υπάρξει μεγαλύτερη ελευθερία στη βελτίωση της καύσης με ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου.

Στο Παράρτημα III.2 παρουσιάζονται οπτικοποιήσεις που δημιουργήθηκαν με τη βοήθεια του προγράμματος Ensight, για την κατανομή της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης του νερού εντός του κυλίνδρου. Οι οπτικοποιήσεις αναφέρονται στην περίπτωση αναφοράς και στη βασική και βελτιωμένη περίπτωση, για ποσοστό εισαγωγής νερού 100% και για χρόνο από 3° μετά το ANΣ έως 20° μετά το ANΣ, ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου.

5.5.2 Απευθείας Έγχυση Νερού

Αναφορικά με την τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού, μελετήθηκε η επίδραση των εξής παραμέτρων στην ποιότητα της καύσης:

- Χρονισμός έγχυσης νερού
- Χρονισμός έγχυσης καυσίμου
- Θέση των εγχυτήρων νερού

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη διερεύνηση παρουσιάζονται στη συνέχεια.

5.5.2.1 Χρονισμός έγχυσης νερού

Διερευνήθηκε η επίδραση που έχει η χρονική στιγμή της έναρξης της έγχυσης νερού και η διάρκειά της στην ποιότητα της καύσης και στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων. Έγιναν υπολογιστικές δοκιμές, η έναρξη της έγχυσης του νερού να προηγηθεί της έναρξης της έγχυσης του καυσίμου και το αντίστροφο. Συγκεκριμένα, ενώ η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου παρέμεινε στις 2° μετά το ANΣ, δοκιμάστηκε η έναρξη του νερού να γίνει ακριβώς στο ANΣ και στις 4° μετά από αυτό. Επίσης έγινε υπολογιστική δοκιμή έναρξης της έγχυσης του νερού στις 7° μετά το ANΣ.

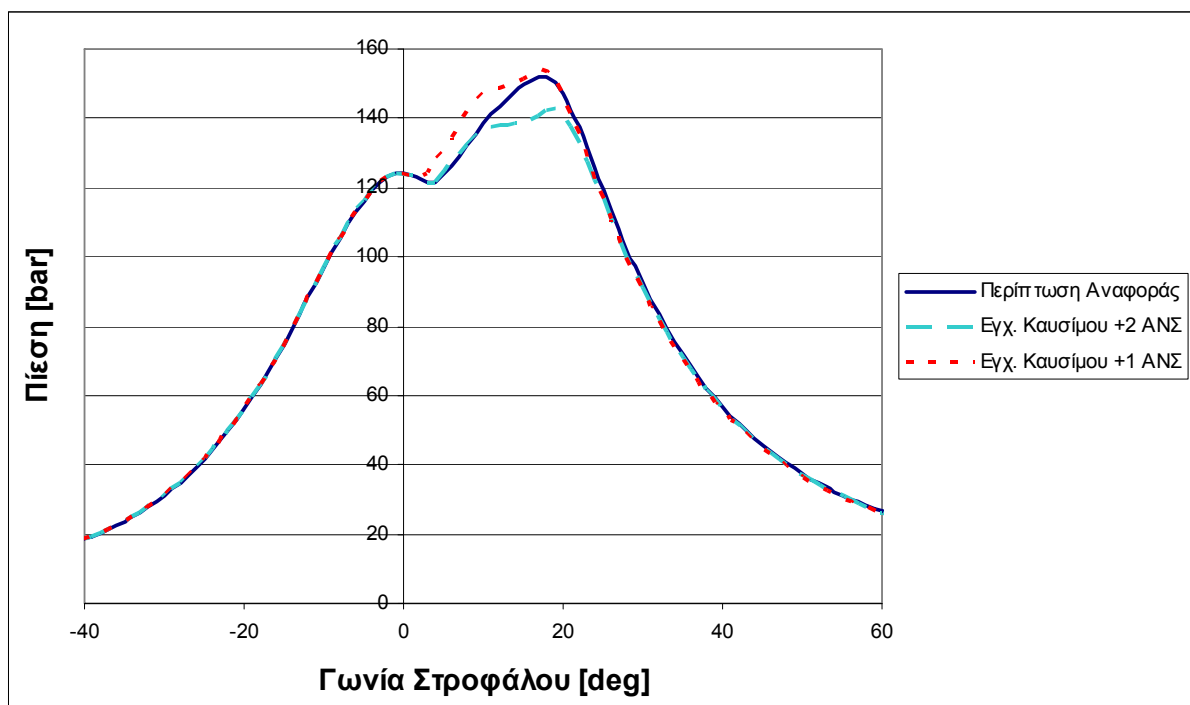
Τέλος επιχειρήθηκε να μειωθεί η διάρκεια έγχυσης του νερού. Έτσι, εκτελέστηκε μία προσομοίωση με την έγχυση ποσότητας 40% νερού να διαρκεί 10°, αντί για 15.2°. Στην προσομοίωση αυτή, η έγχυση νερού ξεκινούσε στις 5° μετά το ANΣ και ολοκληρωνόταν στις 15° μετά το ANΣ. Εφόσον η μάζα του εγχόμενου νερού παρέμεινε η ίδια με την περίπτωση της μεγάλης διάρκειας έγχυσης, αυξήθηκε αναλογικά η ταχύτητα έγχυσης του νερού. Το σκεπτικό ήταν η έγχυση νερού να πραγματοποιηθεί λίγο πριν εμφανιστούν οι μέγιστες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου, ώστε να επιδράσει πιο αποτελεσματικά στη μείωση των μεγάλων θερμοκρασιών που εμφανίζονται, χωρίς όμως να καταστείλει την καύση σε περιόδους που αυτή πραγματοποιείται πιο ήπια. Δηλαδή η ελπίδα ήταν πως με αυτόν τον τρόπο θα μπορούσε να προκύψει παρόμοια μείωση των NO_x, καθώς η μέγιστη θερμοκρασία της καύσης θα μειωνόταν, αλλά η αρνητική επίδραση στο αποδιδόμενο έργο θα ήταν μικρότερη, αφού δεν θα μειωνόταν περαιτέρω η θερμοκρασία σε περιόδους κατά τις οποίες η

καύση πραγματοποιείται ούτως η άλλως σε συνθήκες σχετικά χαμηλής θερμοκρασίας (αρχή της καύσης).

Ωστόσο, τα αποτελέσματα από τις ανωτέρω δοκιμές δεν οδήγησαν σε κάποιο ιδιαίτερα ενδιαφέρον συμπέρασμα. Γενικά, οι εκπομπές NO_x και το αποδιδόμενο έργο μεταβάλλονταν ανάλογα: η αύξηση του αποδιδόμενου έργου συνοδευόταν από μία ανάλογη αύξηση των εκπομπών NO_x . Δεν υπήρξε δηλαδή κάποια περίπτωση στην οποία η αύξηση του έργου να συνοδεύεται από πολύ μικρότερη αύξηση στις εκπομπές NO_x , όπως συνέβη στις δοκιμές της §5.5.1.

5.5.2.2 Χρονισμός έγχυσης καυσίμου

Η μελέτη αναφορικά με τον χρονισμό της έγχυσης καυσίμου ήταν αντίστοιχη εκείνης της §5.5.1. Εξετάστηκε η περίπτωση κατά την οποία η έγχυση καυσίμου προηγείται της έγχυσης νερού κατά μία μοίρα. Συγκεκριμένα, η έναρξη της έγχυσης καυσίμου μετατοπίστηκε στη 1° μετά το ΑΝΣ, από τις 2° μετά το ΑΝΣ, που ήταν στις βασικές περιπτώσεις.

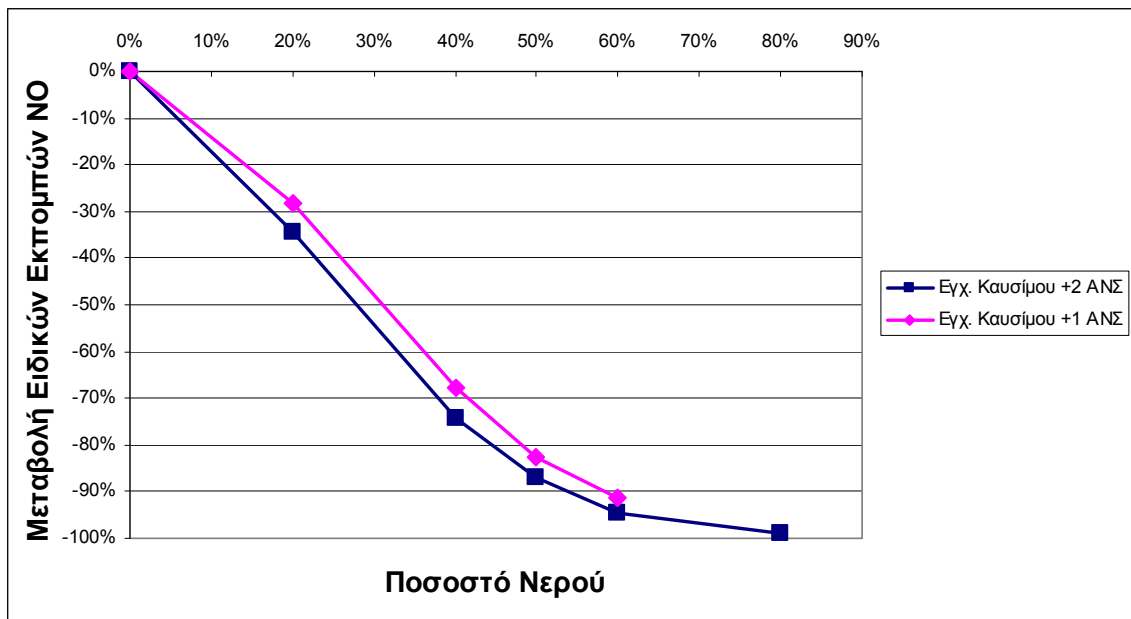


Διάγραμμα 5.37

Πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για απευθείας έγχυση 40% νερού και διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου.

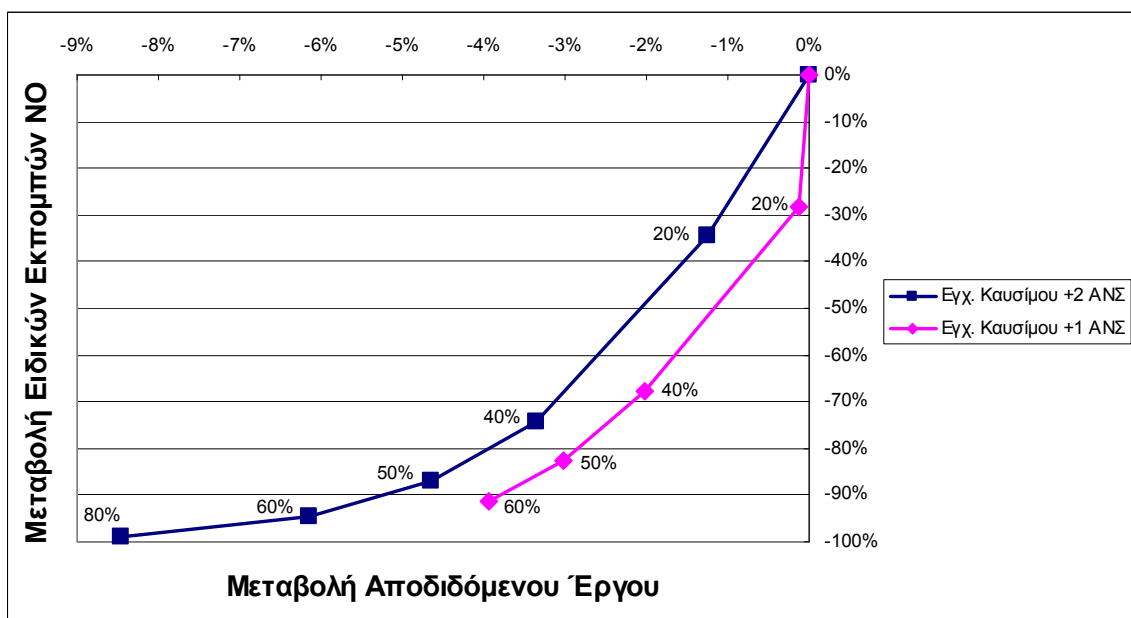
Η επίδραση που είχε αυτή η μεταβολή στην καμπύλη της πίεσης, απεικονίζεται στο Διάγραμμα 5.37. Παρατηρούμε ότι η μέγιστη πίεση της “βελτιωμένης” περίπτωσης (δηλαδή εκείνης στην οποία η έγχυση του καυσίμου ξεκινά στη 1° μετά το ΑΝΣ) είναι αρκετά μεγαλύτερη από τη μέγιστη πίεση της βασικής περίπτωσης (δηλαδή εκείνης στην οποία η έγχυση του καυσίμου ξεκινά στις 2° μετά το ΑΝΣ). Ωστόσο, η μέγιστη πίεση της βελτιωμένης περίπτωσης υπερβαίνει ελάχιστα τη μέγιστη πίεση της περίπτωσης αναφοράς. Επομένως, σε αντίθεση με τις βελτιωμένες περιπτώσεις εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα, εδώ το πρόβλημα της υπέρβασης της μέγιστης επιτρεπτής πίεσης είναι πολύ μικρότερο.

Η επίδραση που έχει η αλλαγή του χρονισμού της έγχυσης καυσίμου στις εκπομπές NO και σωματιδίων αιθάλης, καθώς και στο αποδιδόμενο έργο, παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 5.38-5.40.



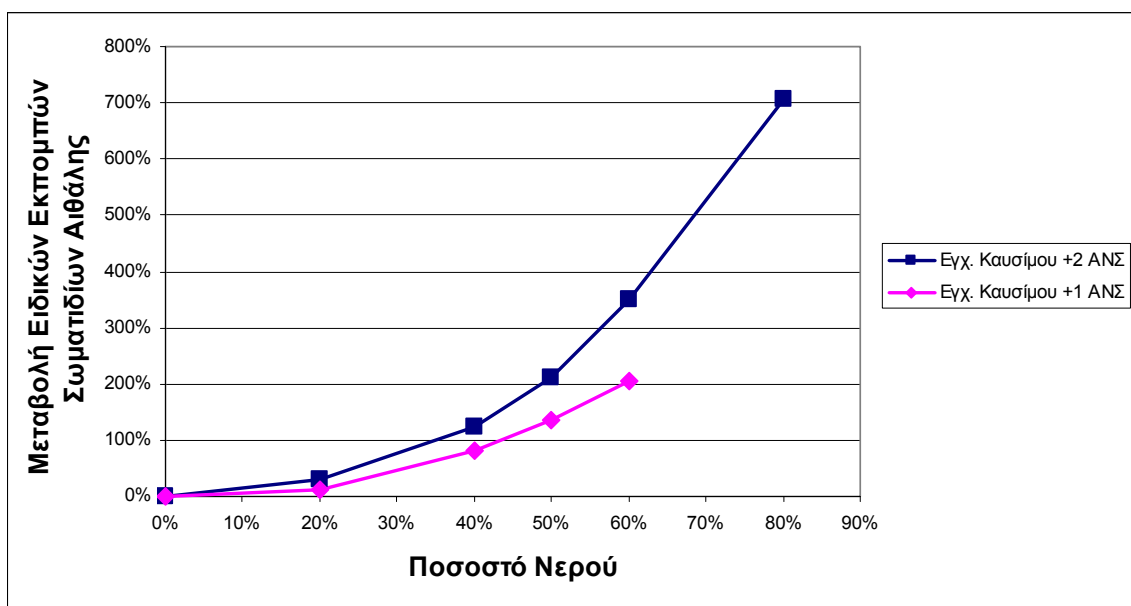
Διάγραμμα 5.38

Μεταβολή ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της ποσότητας του απευθείας εγχεόμενου νερού, για διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου.



Διάγραμμα 5.39

Μεταβολή των ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της μεταβολής στο αποδιδόμενο έργο, για διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου και διάφορα ποσοστά απευθείας εγχεόμενου νερού.



Διάγραμμα 5.40

Μεταβολή ειδικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της ποσότητας του απευθείας εγγεόμενου νερού, για διαφορετικό χρονισμό έγχυσης του καυσίμου.

Παρατηρούμε ότι εμφανίζονται οι ίδιες τάσεις με εκείνες κατά τη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης καυσίμου στις περιπτώσεις της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης. Ωστόσο, οι μεταβολές εδώ είναι μικρότερες. Για παράδειγμα, δεν υπάρχει κανένα ποσοστό έγχυσης νερού για το οποίο να αυξάνεται το αποδιδόμενο έργο, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς. Ακόμη και για έγχυση 20% νερού, υπάρχει μια πολύ μικρή μείωση του έργου (0,13%).

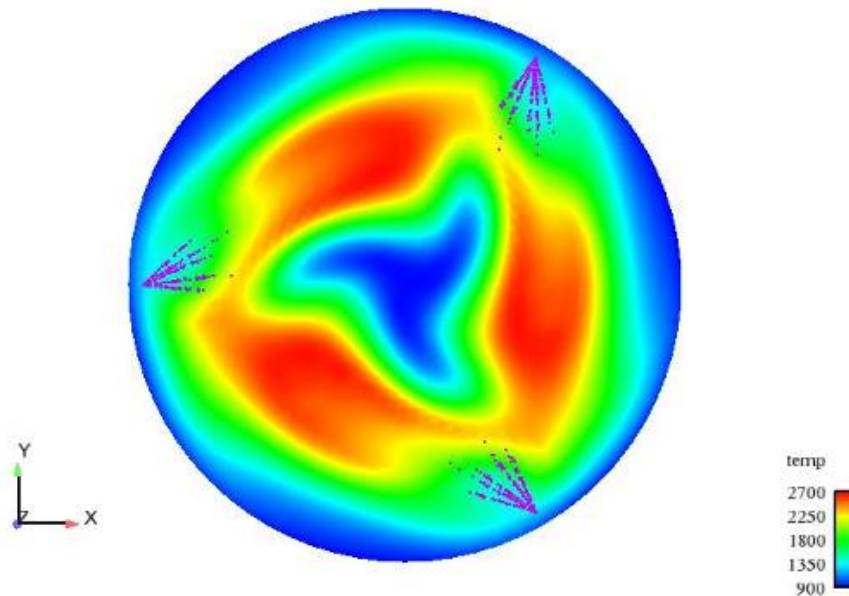
Παρόλα αυτά, η ποιότητα της καύσης βελτιώνεται αισθητά, και η μείωση του αποδιδόμενου έργου ελαττώνεται σημαντικά, με πολύ μικρή επίπτωση στη μείωση των εκπομπών NO. Επιπλέον, η περίπτωση αυτή είναι περισσότερο ρεαλιστική όσον αφορά στη χρήση της σε πραγματικούς κινητήρες, καθώς, από κάποια ποσότητα εγγεόμενου νερού και άνω (γύρω στο 45%), δεν παρατηρείται υπέρβαση της μέγιστης επιτρεπτής πίεσης.

Σημειώνεται ότι στα Διαγράμματα 5.38-5.40 δεν απεικονίζεται η βελτιωμένη περίπτωση έγχυσης 80% νερού, καθώς, εξαιτίας υπολογιστικής δυσλειτουργίας, δεν στάθηκε δυνατό να ολοκληρωθεί η προσομοίωση.

Στο Παράρτημα IV παρουσιάζονται οι χάρτες T-φ για τη βελτιωμένη περίπτωση της απευθείας έγχυσης 40% νερού, για το χρονικό διάστημα από 3^ο μετά το ΑΝΣ μέχρι 20^ο μετά το ΑΝΣ, ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου.

5.5.2.3 Μεταβολή της θέσης των εγχυτήρων νερού

Στις βασικές περιπτώσεις απευθείας έγχυσης νερού, οι εγχυτήρες του νερού επελέγη να τοποθετηθούν στην ίδια θέση με αυτούς του καυσίμου, ώστε να προσομοιώνεται μερικώς η τεχνική της απευθείας έγχυσης και ακαριαίας ανάμιξης (βλ. §5.4.1.2). Ωστόσο, παρατηρώντας μία εικόνα κατανομής των θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου, όπως αυτή προκύπτει μέσω οπτικοποίησης των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, παρατηρούμε ότι η περιοχή των μέγιστων θερμοκρασιών βρίσκεται ανάμεσα από τους εγχυτήρες (βλ. Εικόνα 5.7).



Εικόνα 5.7

Οπτικοποίηση του θαλάμου καύσης για την περίπτωση αναφοράς (χωρίς έγχυση νερού), για γωνία στροφάλου $CA = 9^\circ$: θερμοκρασιακή κατανομή σε οριζόντιο επίπεδο που διέρχεται από το ύψος των εγχυτήρων.

Η παρατήρηση αυτή οδήγησε στην ιδέα της αλλαγής της θέσης των εγχυτήρων νερού, ώστε η δέσμη του ψεκαζόμενου νερού να πλήττει απευθείας την περιοχή υψηλής θερμοκρασίας και να οδηγήσει στην ψύξη της.

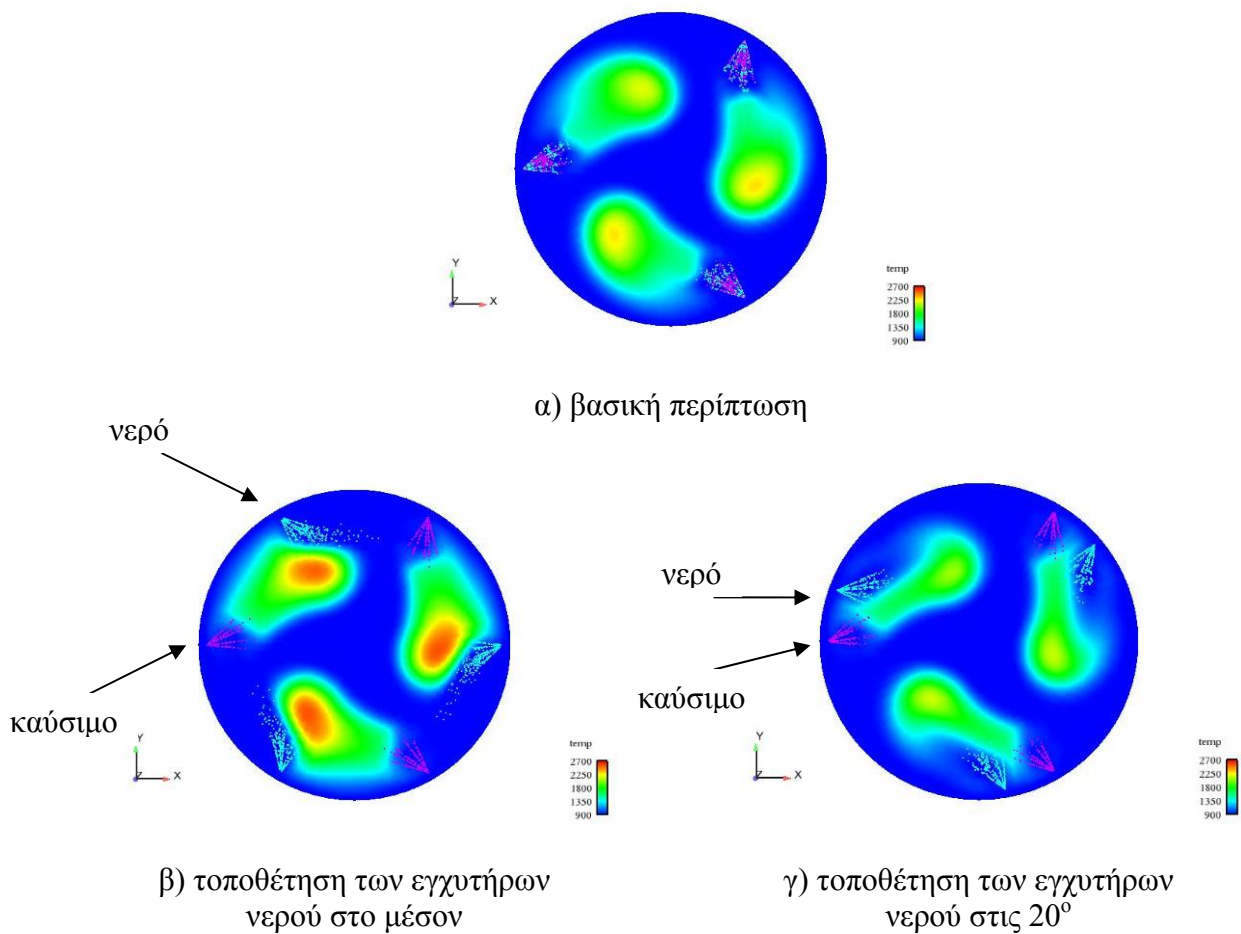
Αρχικά έγινε η δοκιμή να τοποθετηθούν οι εγχυτήρες νερού ακριβώς ανάμεσα από τους εγχυτήρες καυσίμου, δηλαδή ακριβώς στη θέση όπου εμφανίζεται η μέγιστη θερμοκρασία (βλ. Εικόνα 5.8β). Ωστόσο, οι εγχυτήρες δεν ψεκάζουν το νερό ακτινικά, προς το κέντρο του κυλίνδρου, αλλά υπό μία κλίση (όπως φαίνεται και στις Εικόνες 5.7 και 5.8). Ως εκ τούτου, η ψυκτική επίδραση που είχε το νερό στην περιοχή υψηλής θερμοκρασίας ήταν μικρή, καθώς το νερό, εγχέόμενο στον κύλινδρο, προσπερνούσε την περιοχή αυτή και κατευθυνόταν προς τον επόμενο εγχυτήρα καυσίμου, στην περιοχή του οποίου η θερμοκρασία είναι, ούτως ή άλλως μικρή, όπως παρατηρήθηκε και εξηγήθηκε στην §5.4.2.2. Έτσι, το όφελος στο αποδιδόμενο έργο ήταν πολύ μικρό, και το όφελος στη μείωση των εκπομπών NO μηδαμινό.

Για να διορθωθεί η αναποτελεσματικότητα της παραπάνω δοκιμής, επιχειρήθηκε η τοποθέτηση των εγχυτήρων 20° μετά τους εγχυτήρες καυσίμου (κατά τη φορά του εγκάρσιου στροβιλισμού του αέρα). Με αυτόν τον τρόπο, το νερό εγχέεται με κατεύθυνση ακριβώς προς την περιοχή μέγιστης θερμοκρασίας (βλ. Εικόνα 5.8γ), οπότε έχει τη μέγιστη ψυκτική

επίδραση, προλαβαίνοντας την ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών (και όχι αντιμετωπίζοντάς τες εκ των υστέρων).

Έτσι, επιτυγχάνεται σημαντική μείωση στις εκπομπές NO (πάνω από 80%, για έγχυση 40% νερού). Ωστόσο, το αποδιδόμενο έργο μειώνεται και πάλι σχεδόν αναλογικά. Συνεπώς, με μεταβολή της θέσης των εγχυτήρων νερού, επετεύχθη μεγαλύτερη μείωση των NO, αλλά δεν επετεύχθη βελτίωση της απόδοσης της καύσης.

Στην Εικόνα 5.8 παρουσιάζονται ενδεικτικές οπτικοποιήσεις της θερμοκρασιακής κατανομής εντός του θαλάμου καύσης, για τη βασική περίπτωση έγχυσης 40% νερού και για τις δύο περιπτώσεις αλλαγής της θέσης των εγχυτήρων νερού, που περιγράφηκαν ανωτέρω.

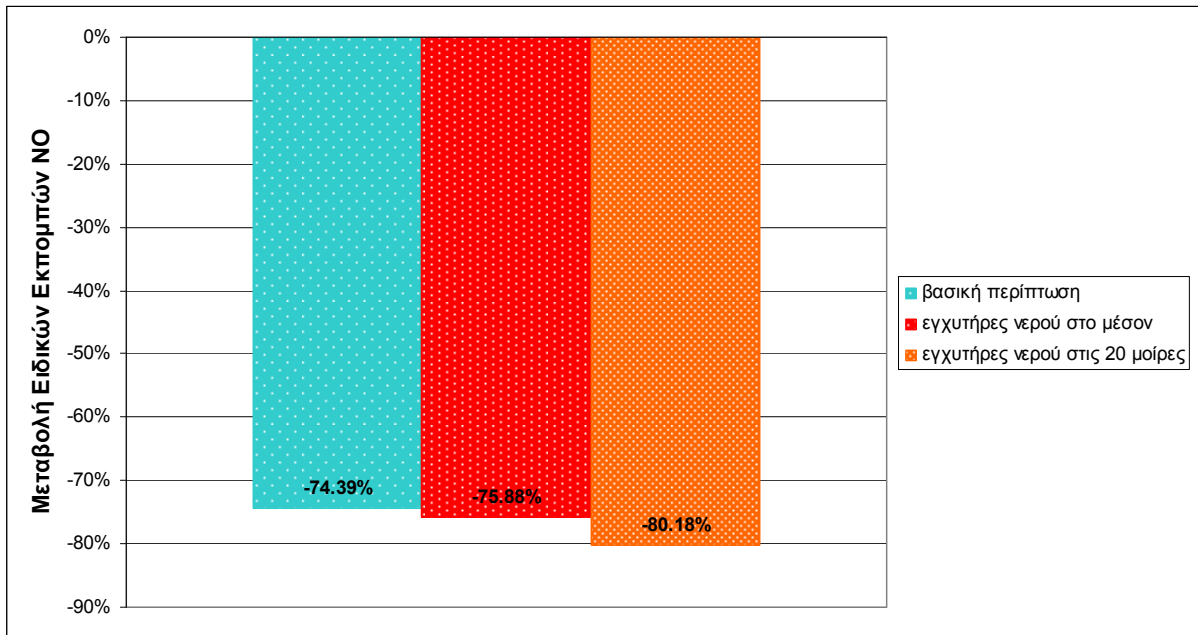


Εικόνα 5.8

Θερμοκρασιακή κατανομή για απευθείας έγχυση 40% νερού, για γωνία στροφάλου 8°, σε οριζόντιο επίπεδο που διέρχεται από το ύψος των εγχυτήρων, για διάφορες θέσεις των εγχυτήρων νερού.

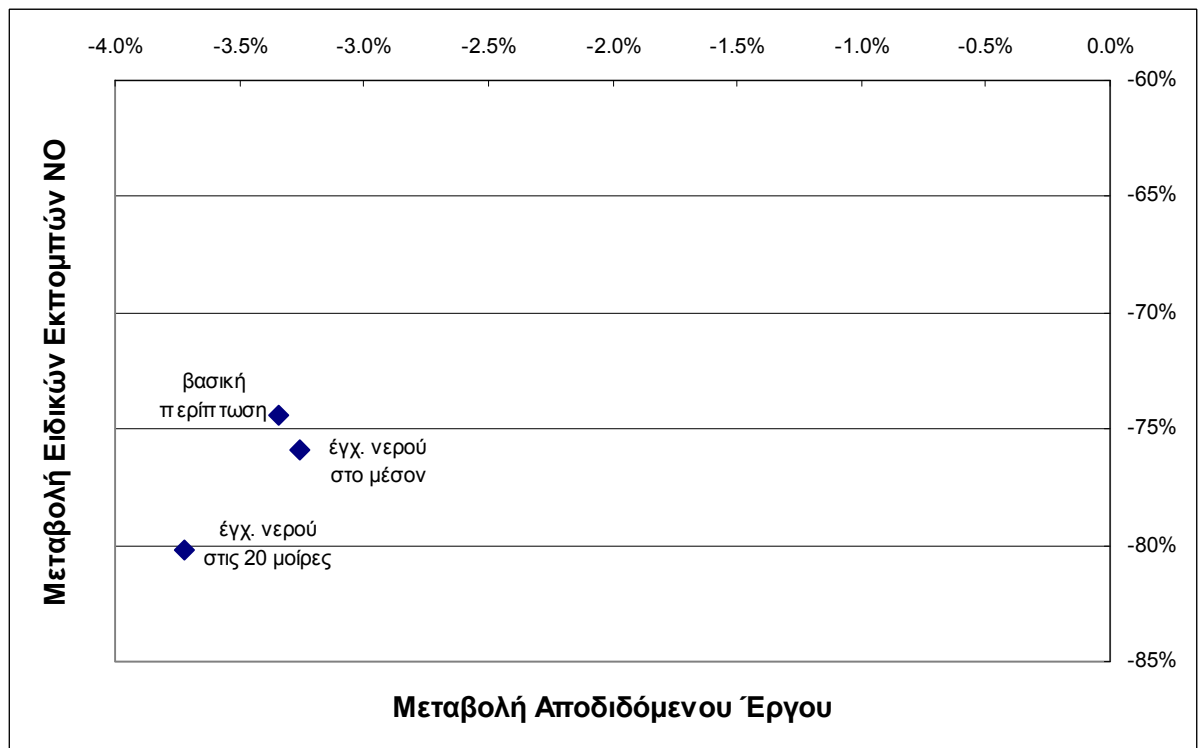
Στο Παράρτημα III.3 παρουσιάζονται οι οπτικοποιήσεις για διάφορες χαρακτηριστικές περιπτώσεις απευθείας έγχυσης 40% νερού, για χρονικό διάστημα από τις 3^ο μετά το ΑΝΣ μέχρι τις 20^ο μετά το ΑΝΣ, ανά μία μοίρα.

Η επίδραση που είχε η αλλαγή της θέσης των εγχυτήρων στις εκπομπές NO και σωματιδίων αιθάλης, καθώς επίσης και στο αποδιδόμενο έργο, παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 5.41 – 5.43.



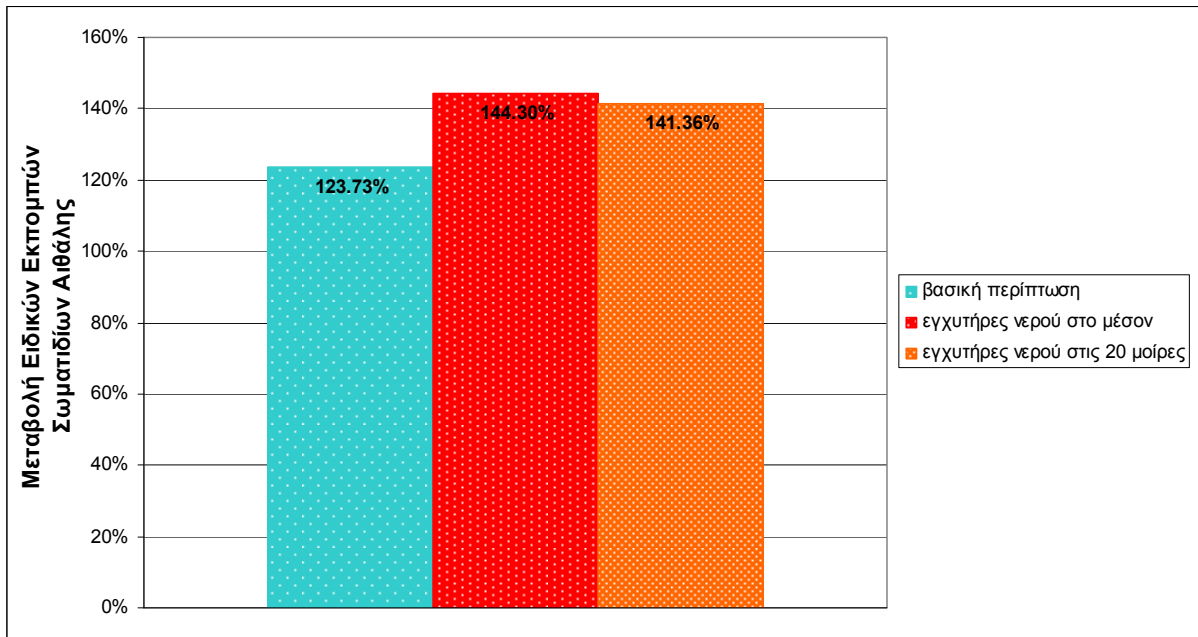
Διάγραμμα 5.41

Μεταβολή ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, για απευθείας έγχυση 40% νερού και για διάφορες θέσεις των εγχυτήρων νερού.



Διάγραμμα 5.42

Μεταβολή ειδικών εκπομπών NO σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, συναρτήσει της μεταβολής στο αποδιδόμενο έργο, για απευθείας έγχυση 40% νερού και για διάφορες θέσεις των εγχυτήρων νερού.



Διάγραμμα 5.43

Μεταβολή ειδικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, για απευθείας έγχυση 40% νερού και για διάφορες θέσεις των εγχυτήρων νερού.

Κεφάλαιο 6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

6.1 Συμπεράσματα

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε η επίδραση που έχει η εισαγωγή νερού σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel στα επίπεδα των εκπομπών NO_x και σωματιδίων αιθάλης, καθώς και στο αποδιδόμενο έργο. Με χρήση της έκδοσης KIVA-3V του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA, μελετήθηκαν δύο τεχνικές εισαγωγής νερού στον κύλινδρο: η εισαγωγή του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης και η απευθείας έγχυση νερού. Αρχικά, μελετήθηκε η επίδραση της ποσότητας του εγχεόμενου νερού στις εκπομπές ρύπων και στο έργο ανά κύκλο, και, στη συνέχεια, έγινε προσπάθεια βελτίωσης της ποιότητας της καύσης, με μεταβολή παραμέτρων της έγχυσης του καυσίμου και του νερού.

Τα συμπεράσματα που προέκυψαν είναι τα εξής:

- Οι θερμοκρασίες εντός του θαλάμου καύσης μειώνονται αισθητά με την εισαγωγή νερού. Μάλιστα, σημαντικά μεγαλύτερη μείωση στη θερμοκρασία παρατηρείται με εφαρμογή της τεχνικής της απευθείας έγχυσης.
- Η τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού είναι πολύ πιο αποτελεσματική από την τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, όσον αφορά στη μείωση των εκπομπών NO_x, καθώς, με πολύ μικρότερη ποσότητα εισαγόμενου νερού επιτυγχάνεται πολύ μεγαλύτερη μείωση στις εκπομπές NO_x.
- Με την εισαγωγή νερού στον κινητήρα καθίσταται δυνατή η συμμόρφωση με τα όρια εκπομπών NO_x που θέτει το Tier III του IMO, χωρίς την ανάγκη περίπλοκων, ευαίσθητων και ακριβών διατάξεων καταλυτικής μετατροπής των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου.
- Με χρήση των τεχνικών εισαγωγής νερού προκύπτει σημαντική αύξηση στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, η οποία, συνήθως, είναι περίπου ανάλογη της μείωσης των εκπομπών NO_x. Το γεγονός αυτό θέτει ερωτηματικά αναφορικά με τη χρήση της εισαγωγής νερού με στόχο την επίτευξη των ορίων του Tier III του IMO. Ωστόσο, η εδώ υπολογισθείσα σημαντική αύξηση στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης είναι πιθανό να οφείλεται στην αδυναμία προσομοίωσης της ανάμιξης των σταγονιδίων του νερού και του καυσίμου (απουσία σχετικού φυσικού μοντέλου – βλ. §5.4.1.2). Το σημείο αυτό χρήζει περαιτέρω διερεύνησης.
- Με την τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού, η αύξηση που προκύπτει στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης ανά μονάδα μείωσης των εκπομπών NO_x είναι μικρότερη από την αντίστοιχη αύξηση που προκύπτει με την προσθήκη νερού στον αέρα εισαγωγής.
- Το αποδιδόμενο έργο παρουσιάζει αισθητή μείωση στις περισσότερες περιπτώσεις εισαγωγής νερού στον κινητήρα, η οποία είναι συνήθως περίπου ανάλογη με τη μείωση των εκπομπών NO_x.
- Για δεδομένη μείωση των εκπομπών NO_x, η τεχνική της εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης οδηγεί σε ελαφρά μικρότερη μείωση του αποδιδόμενου έργου, σε σύγκριση με την τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού.
- Είναι δυνατό να μειωθεί σημαντικά (έως και να ανατραπεί, σε ορισμένες περιπτώσεις) η αρνητική επίδραση που παρατηρείται στο αποδιδόμενο έργο και στις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης, με χρήση των τεχνικών εισαγωγής νερού στον κινητήρα. Αυτό συμβαίνει με ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου, καθώς επίσης και της θέσης των εγχυτήρων του νερού (στην τεχνική της απευθείας έγχυσης του νερού). Η χρήση των παραπάνω τεχνικών, ωστόσο, πρέπει να λαμβάνει υπόψη πρακτικούς περιορισμούς, όπως η μέγιστη επιτρεπτή πίεση εντός του κυλίνδρου.

6.2 Προτάσεις για Μελλοντική Έρευνα

Όπως επισημάνθηκε στην §5.3, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης με την έκδοση KIVA-3V του κώδικα KIVA, παρόλο που περιγράφουν επαρκώς τη θερμορευστομηχανική του κινητήρα, χρήζουν περαιτέρω βελτίωσης. Σε συνέχεια της παρούσας προσπάθειας ρύθμισης των παραμέτρων των φυσικών μοντέλων, θα μπορούσε να διερευνηθεί η δυνατότητα μιας πιο αποτελεσματικής, συνολικής βελτιστοποίησης των τιμών των παραμέτρων, ώστε οι αποκλίσεις σε σχέση με τα πειραματικά δεδομένα να ελαχιστοποιούνται (αυτό συμβαίνει ήδη σε ικανοποιητικό βαθμό στην έκδοση KIVA-3). Με αυτόν τον τρόπο θα μπορούσαν να αξιοποιηθούν στο έπακρο τα συγκριτικά πλεονεκτήματα της έκδοσης KIVA-3V (ύπαρξη μοντέλου απευθείας έγχυσης νερού). Εναλλακτικά, μπορεί να γίνει ανάπτυξη ενός υπολογιστικού μοντέλου απευθείας έγχυσης νερού στην έκδοση KIVA-3.

Πολύ χρήσιμη θα είναι, επίσης, η δημιουργία μοντέλου ανάμιξης σταγονιδίων διαφορετικών ρευστών [46]. Έτσι, θα μπορέσει να προσομοιωθεί με πολύ μεγαλύτερη ακρίβεια η τεχνική της απευθείας έγχυσης νερού και ακαριαίας ανάμιξής του με το καύσιμο, η οποία, σύμφωνα με αντίστοιχες πειραματικές εργασίες [33], φαίνεται να έχει την καλύτερη απόδοση στη μείωση των ρύπων και στην ποιότητα της καύσης από οποιαδήποτε άλλη τεχνική εισαγωγής νερού στον κινητήρα.

Ακόμη, πολύ χρήσιμη θα ήταν η σύζευξη του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής με κώδικα βελτιστοποίησης, με στόχο τη συνολική βελτιστοποίηση των παραμέτρων της εισαγωγής νερού, στο πλαίσιο πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης της λειτουργίας του κινητήρα. Η διερεύνηση που πραγματοποιήθηκε σχετικά με τη βελτίωση των παραμέτρων της εισαγωγής του νερού, και παρουσιάζεται στην §5.5 θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί επιβοηθητικά για την κατάστροψη του προβλήματος βελτιστοποίησης.

Σημειώνεται ότι οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα που αναφέρονται ανωτέρω δεν είναι ανεξάρτητες μεταξύ τους, αφού, για παράδειγμα, η δυνατότητα ανάμιξης των σταγονιδίων του καυσίμου και του νερού, ενδέχεται να οδηγήσει το πρόβλημα βελτιστοποίησης σε διαφορετικές λύσεις. Η βέλτιστη ρύθμιση και περαιτέρω ανάπτυξη των φυσικών μοντέλων πρέπει να προηγηθεί των μελετών πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης.

Τέλος, θα ήταν χρήσιμη η μελέτη συνδυασμού των τεχνικών εισαγωγής νερού που μελετήθηκαν στην παρούσα εργασία με άλλες μεθόδους μείωσης των ρύπων, καθώς επίσης και η έρευνα σχετικά με άλλες τεχνικές εισαγωγής νερού στον κινητήρα (π.χ. γαλάκτωμα καυσίμου-νερού ή άλλες, υβριδικές μεθόδους, βλ. §3.3.4).

Παράρτημα Ι: Υπολογισμός Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας

Ο καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας προκύπτει από την Εξ. (I.1), ([14], σελ. 510):

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \quad (I.1)$$

όπου:

$\frac{dQ_{ch}}{dt}$ ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας λόγω της καύσης

$\frac{dQ_{ht}}{dt}$ οι απώλειες θερμικής ισχύος προς το περιβάλλον.

Ως μεταβλητή χρόνου στα ανωτέρω διαφορικά μπορεί να οριστεί είτε ο χρόνος (σε sec), είτε η γωνία στροφάλου σε μοίρες, καθώς η μεταβολή της γωνίας στροφάλου, $d\phi$, είναι άμεσα συνυφασμένη με τη μεταβολή του χρόνου, dt .

Ο μικτός ρυθμός έκλυσης θερμότητας, δηλαδή ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας από την καύση του καυσίμου δίνεται από τη σχέση:

$$\frac{dQ_{ch}}{dt} = H_u \cdot \frac{dm_B}{d\phi} \quad (I.2)$$

όπου:

dm_B η ποσότητα του καυσίμου που καίγεται στο χρονικό διάστημα $d\phi$ και

H_u : η κατώτερη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου. Στις προσομοιώσεις που πραγματοποιούνται με τον κώδικα KIVA-3V στην παρούσα εργασία, ως καύσιμο χρησιμοποιείται το δεκατετράνιο ($C_{14}H_{30}$). Για το δεκατετράνιο ισχύει: $H_u = 47,44 \text{ MJ/kg}$ [41].

Ο καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας προκύπτει από την Εξ. (I.3), ([14], σελ. 510):

$$\frac{dQ_n}{d\phi} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\phi} \quad (I.3)$$

όπου:

p η πίεση

V ο όγκος

$\gamma = c_p/c_v$ ο λόγος των ειδικών θερμοχωρητικοτήτων. Για τους κινητήρες Diesel, μία καλή προσέγγιση είναι: $\gamma = 1.35$.

Τα ολοκληρώματα των Εξ. (I.2) και (I.3) δίνουν τη συνολική μικτή και καθαρή έκλυση θερμότητας αντίστοιχα:

$$Q_{ch} = H_u \cdot \int_{\phi_{start}}^{\phi_{end}} \frac{dm_B}{d\phi} \cdot d\phi \quad (I.4)$$

$$Q_n = \int_{\phi_{start}}^{\phi_{end}} \left[\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\phi} \right] \cdot d\phi \quad (I.5)$$

Αδιαστατοποιώντας τη συνολική μικτή και καθαρή έκλυση θερμότητας, προκύπτουν οι Εξ. (I.6) και (I.7):

$$Q_{ch,αδιαστ.} = H_u \cdot \frac{\int_{\phi_{start}}^{\phi_{end}} \frac{dm_B}{d\phi} \cdot d\phi}{m_{tot}} \quad (I.6)$$

όπου:

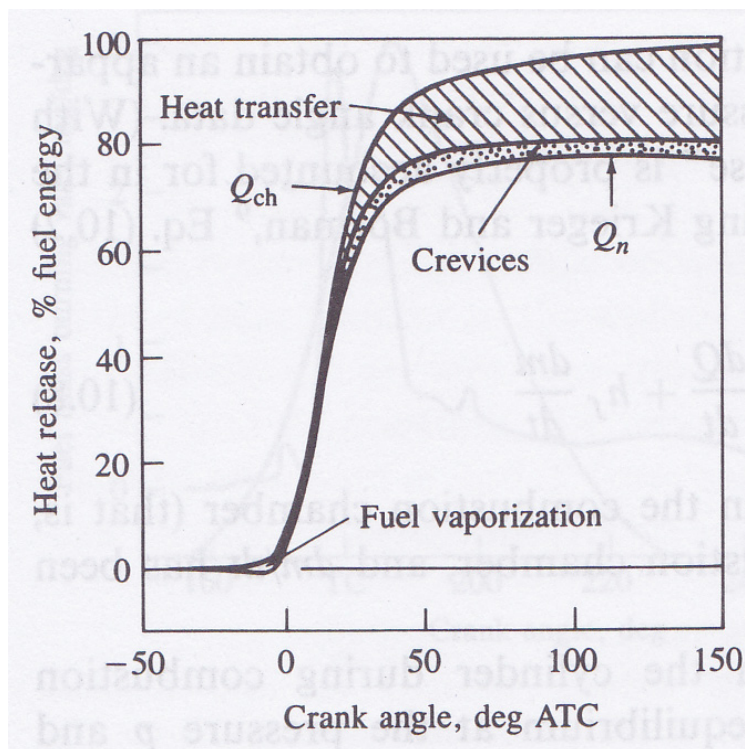
m_{tot} η συνολική μάζα του καυσίμου που καίγεται κατά τη διάρκεια ενός κύκλου, δηλαδή η συνολική εγχεόμενη μάζα του καυσίμου στον κύλινδρο ανά κύκλο.

$$Q_{n,αδιαστ.} = \frac{\int_{\phi_{start}}^{\phi_{end}} \left[\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\phi} \right] \cdot d\phi}{Q_{tot}} \quad (I.7)$$

όπου:

$$Q_{tot} = H_u \cdot m_{tot} \quad (I.8)$$

Στο Διάγραμμα I.1 παρουσιάζονται τα αδιαστατοποιημένα ολοκληρώματα των Εξ. (I.6) και (I.7), συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (δηλαδή, το άνω όριο ολοκλήρωσης είναι μεταβλητό).



Διάγραμμα I.1

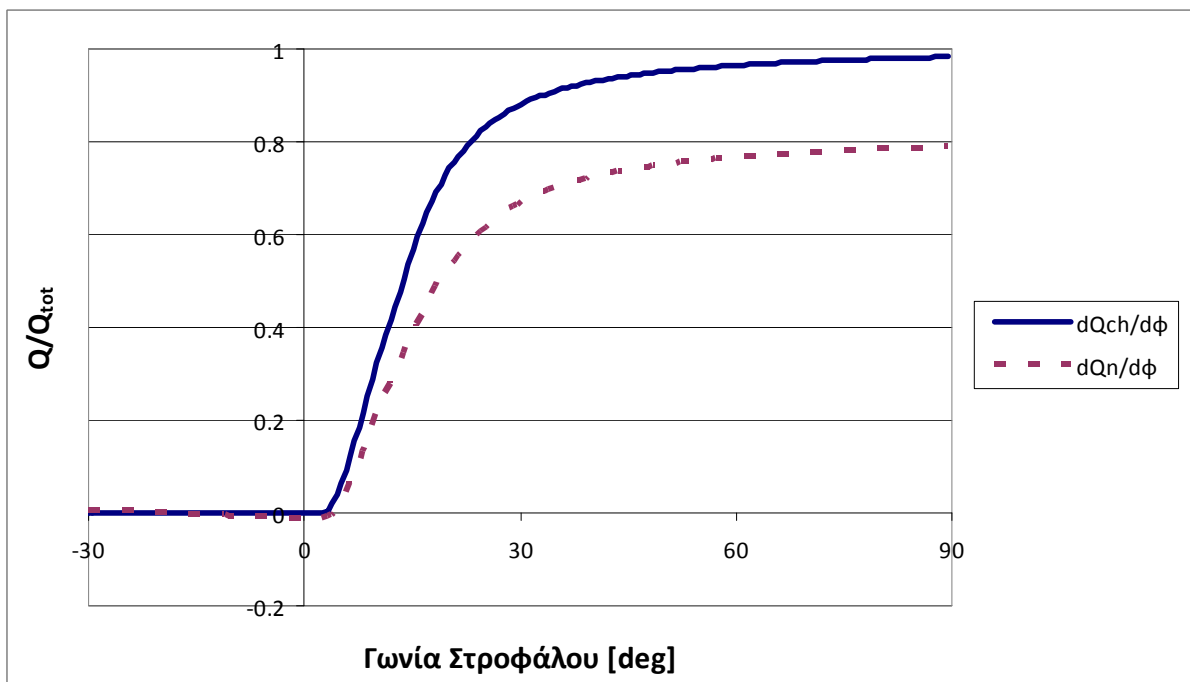
Μικτή και καθαρή αθροιστική αδιαστατοποιημένη έκλυση θερμότητας, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου [14].

Στην έκδοση KIVA-3 του κώδικα KIVA, υπάρχει υπορουτίνα που υπολογίζει με ακρίβεια για κάθε χρονική στιγμή το κλάσμα: $\frac{dm_B}{d\phi \cdot m_{tot}}$, υπολογίζοντας τη μάζα του καυσίμου που καίγεται ανά πάσα στιγμή σε κάθε υπολογιστικό κελί. Συνεπώς, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας που υπολογίζεται με τη χρήση του ανωτέρω κλάσματος είναι ο μικτός ρυθμός έκλυσης θερμότητας: $dQ_{ch}/(d\phi \cdot Q_{tot})$.

Στην έκδοση KIVA-3V, που χρησιμοποιούμε στην παρούσα εργασία, δεν υπάρχει αντίστοιχη υπορουτίνα. Έτσι, για τον υπολογισμό του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, χρησιμοποιούμε την Εξ. (I.3), αντικαθιστώντας τις διαδοχικές τιμές πίεσης, όγκου και γωνίας στροφάλου που προκύπτουν από την εκτέλεση του κώδικα και θέτοντας $\gamma = 1.35$. Δηλαδή, υπολογίζουμε τον καθαρό ρυθμό έκλυσης θερμότητας: $dQ_n/d\phi$.

Για να επαληθεύσουμε ότι ο υπολογισμός του ρυθμού έκλυσης θερμότητας με τον τρόπο αυτόν είναι σωστός, ακολουθούμε την εξής διαδικασία: Εκτελούμε μία προσομοίωση για την περίπτωση αναφοράς (χωρίς εισαγωγή νερού), χρησιμοποιώντας της έκδοσης KIVA-3 και υπολογίζουμε το ολοκλήρωμα της αδιαστατης μικτής έκλυσης θερμότητας που προκύπτει από τον λόγο $\frac{dm_B}{d\phi \cdot m_{tot}}$. Στη συνέχεια, υπολογίζουμε τον καθαρό ρυθμό έκλυσης

θερμότητας, $dQ_n/d\phi$, με βάση την Εξ. (I.3), ολοκληρώνουμε και αδιαστατοποιούμε τη συνολική καθαρή έκλυση θερμότητας. Τέλος, παριστάνουμε σε ένα διάγραμμα τα ολοκληρώματα της αδιαστατοποιημένης μικτής και καθαρής συνολικής έκλυσης θερμότητας, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Τα αποτελέσματα απεικονίζονται στο Διάγραμμα I.2:



Διάγραμμα I.2

Μικτή και καθαρή αθροιστική αδιαστατοποιημένη εκλυθείσα θερμότητα, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, με βάση αποτελέσματα της έκδοσης KIVA-3 για την περίπτωση αναφοράς.

Παρατηρούμε ότι η μορφή του Διαγράμματος I.2 είναι όμοια με εκείνην του Διαγράμματος I.1. Ως εκ τούτου, εξάγουμε το συμπέρασμα ότι οι υπολογισμοί του ρυθμού έκλυσης θερμότητας που πραγματοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία, με χρήση της Εξ. (I.3), είναι λογικοί και τα αποτελέσματα που προέκυψαν είναι ρεαλιστικά.

Παράρτημα II: Αρχείο Εισόδου για την Κατασκευή του Πλέγματος

IPREP/wartsila 2-stroke Diesel Engine - RTA58T

bore	58.0								
stroke	241.6								
squish	8.1								
thsect	360.0								
nblocks	2								
1	30	72	35	31	2	1	0		
29.0	29.0	0.0		0.0		0.0	29.0	29.0	0.0
0.0	0.0	0.0		0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	0.0	0.0		0.0		0.0	249.7	249.7	249.7
3.0	2.0	4.0		4.0		1.0	4.0		
-1.0	-1.0	-1.0		-1.0		0.0	-1.0		
0.000	0.000								
1.000	0.010								
2.000	0.020								
3.000	0.030								
4.015	0.090								
5.030	0.150								
6.000	0.225								
6.970	0.300								
7.765	0.385								
8.560	0.470								
9.260	0.570								
9.960	0.670								
10.970	0.820								
12.030	0.980								
12.970	1.130								
14.030	1.350								
15.020	1.550								
16.030	1.770								
17.060	2.000								
18.150	2.280								
19.100	2.550								
20.040	2.800								
21.000	3.070								
21.980	3.330								
23.030	3.630								
24.080	3.900								
25.070	4.150								
26.030	4.430								
27.070	4.680								
28.030	4.800								
29.000	4.800								
2	30	72	9	70	3	1	0		
29.0	29.0	0.0		0.0		0.0	29.0	29.0	0.0
0.0	0.0	0.0		0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	0.0	0.0		0.0		0.0	13.0	13.0	13.0
3.0	2.0	4.0		4.0		4.0	2.0		
-1.0	-1.0	-1.0		-1.0		-1.0	-1.0		
0.000	0.000								
0.967	0.000								
1.934	0.000								
2.901	0.000								
3.868	0.000								
4.835	0.000								
5.802	0.000								
6.769	0.000								
7.736	0.000								
8.703	0.000								
9.670	0.000								
10.637	0.000								
11.604	0.000								
12.571	0.000								
13.538	0.000								

14.505	0.000				
15.472	0.000				
16.439	0.000				
17.406	0.000				
18.373	0.000				
19.340	0.000				
20.307	0.000				
21.274	0.000				
22.241	0.000				
23.208	0.000				
24.175	0.000				
25.142	0.000				
26.109	0.000				
27.076	0.000				
28.043	0.000				
29.000	0.000				
29.000	0.150				
29.000	0.300				
29.000	0.450				
29.000	0.600				
29.000	0.750				
29.000	0.900				
29.000	1.050				
29.000	1.200				
29.000	1.350				
28.750	2.310				
28.500	3.270				
27.840	3.980				
27.190	4.690				
26.340	5.140				
25.500	5.590				
24.620	6.030				
23.390	6.620				
22.420	7.230				
21.400	7.910				
20.260	8.800				
19.240	9.660				
18.280	10.660				
17.430	11.600				
16.530	13.000				
15.960	13.000				
15.420	12.220				
14.580	11.440				
13.650	11.230				
12.805	11.105				
11.960	10.980				
11.000	10.890				
10.040	10.800				
8.604	10.800				
7.170	10.800				
5.736	10.800				
4.302	10.800				
2.868	10.800				
1.434	10.800				
0.000	10.800				
ncopy	0				
tiltflag	0				
pentflag	0				
wedgeflag	0				
translate	0				
nlocxy	0				
reshape	0				
npentxy	0				
nvguide	0				
nvalvport	0				
nrunner	0				
nsiamese	0				
nround	0				
npatch	1				
2	5	1	1	1	2

nrelaxb	0
nprovtop	0
nprovfce	0
nzcyllwall	0
tilt	0
ndish	0
nscallop	0
xoffset	0.0
yoffset	0.0
write17	1.0
plotmesh	1.0
nxplots	0
nyplots	1
0.0	
nzplots	0
nvhide	0

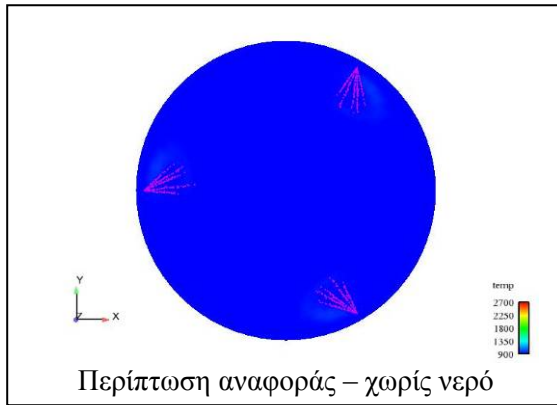
Παράρτημα III: Οπτικοποίηση Αποτελεσμάτων

Παράρτημα III.1: Βασικές Περιπτώσεις

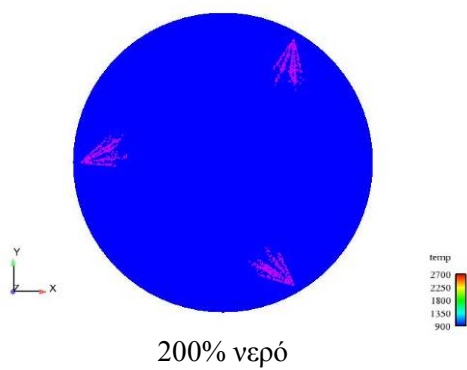
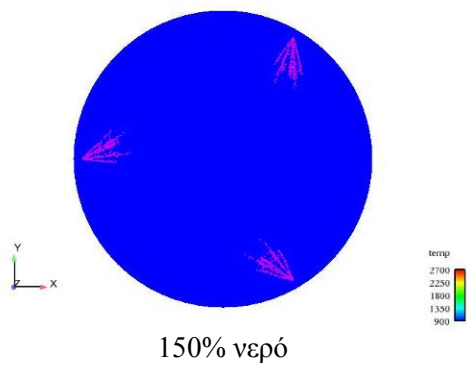
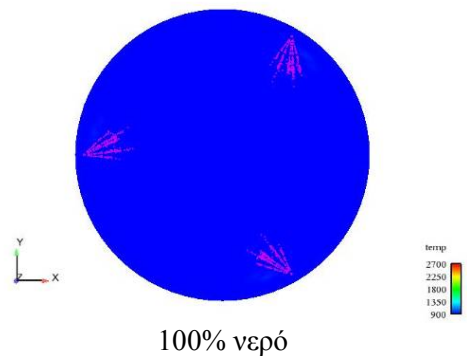
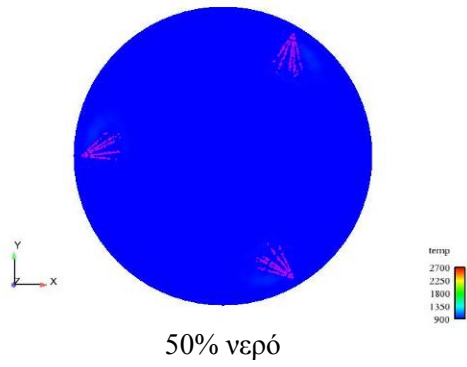
Παρουσιάζονται οπτικοποιήσεις της κατανομής της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης υδρατμών σε οριζόντιο επίπεδο που τέμνει τον κύλινδρο στο ύψος των εγχυτήρων, για όλες τις βασικές περιπτώσεις, σε στιγμιότυπα ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου, από τις 3° μετά το ΑΝΣ (δηλαδή μία μοίρα μετά την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου) μέχρι τις 20° μετά το ΑΝΣ (δηλαδή περίπου 3° μετά το πέρας της έγχυσης του καυσίμου). Ως βασικές περιπτώσεις θεωρούνται:

- Η περίπτωση αναφοράς (χωρίς έγχυση νερού).
- Οι τέσσερις περιπτώσεις εισαγωγής νερού μαζί με τον αέρα της καύσης (εισαγωγή 50%, 100%, 150% και 200% νερού).
- Οι πέντε περιπτώσεις απευθείας έγχυσης νερού (έγχυση 20%, 40%, 50%, 60% και 80% νερού).

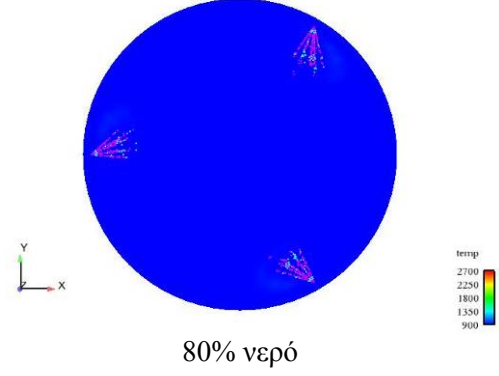
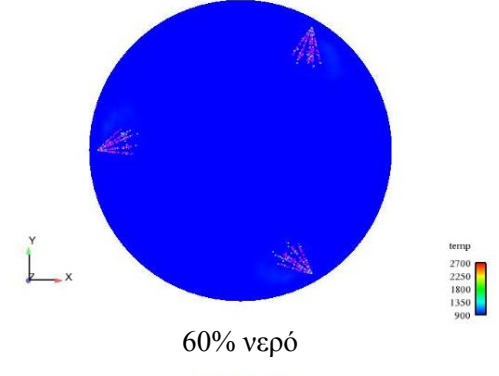
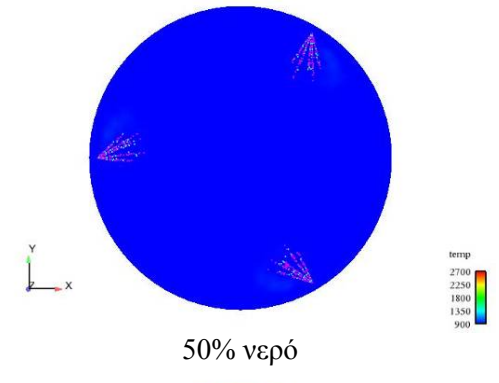
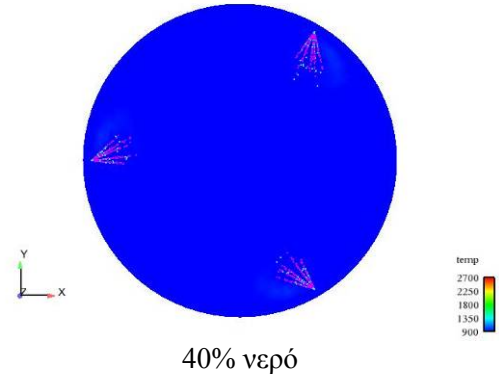
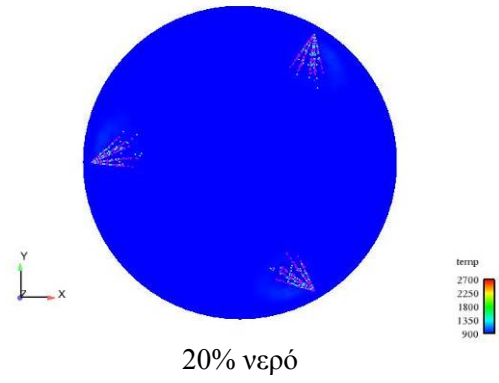
3 ΜΟΙΡΕΣ – Θερμοκρασία [K]



Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

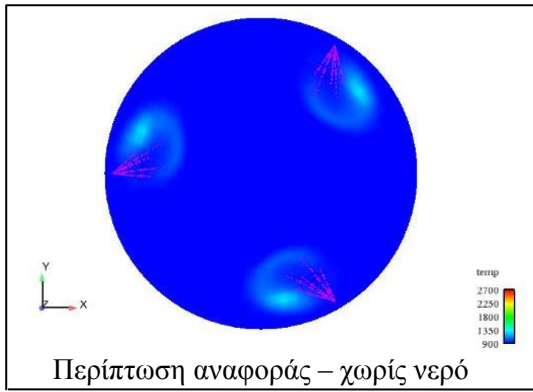


Απευθείας έγχυση νερού

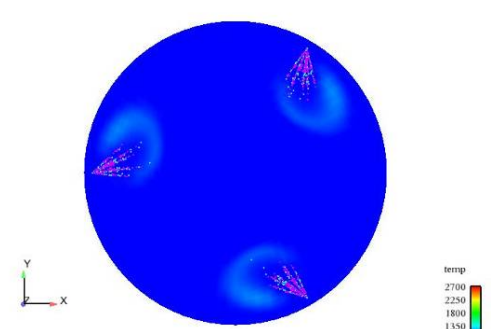
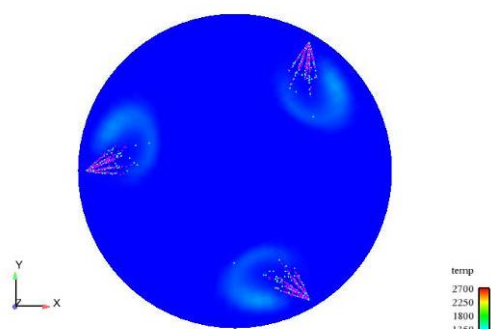
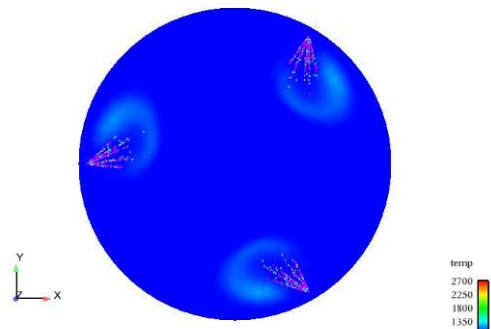
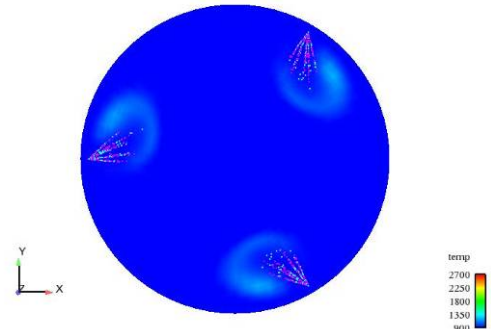
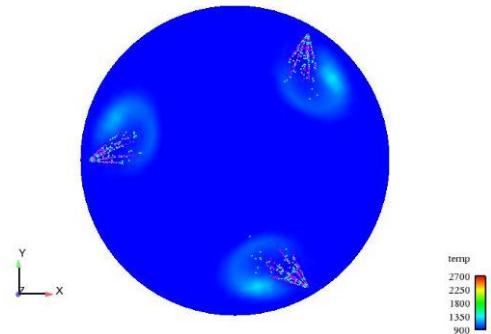
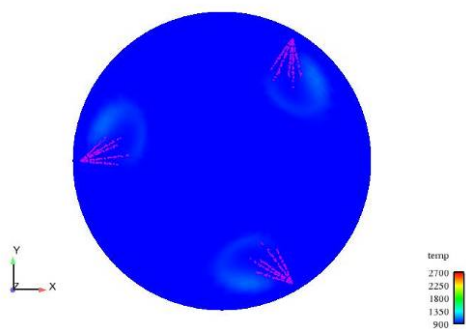
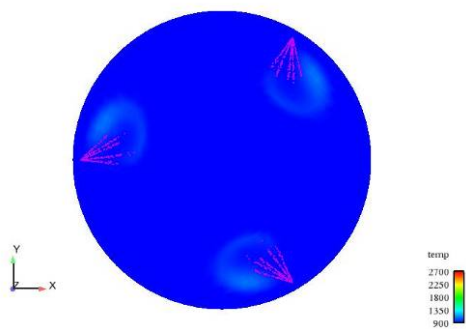
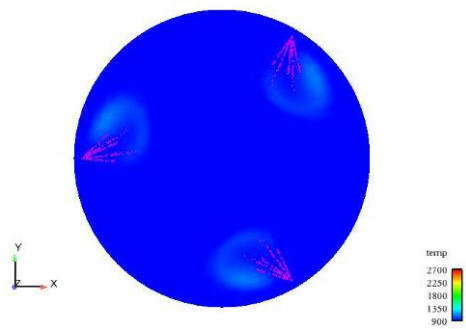
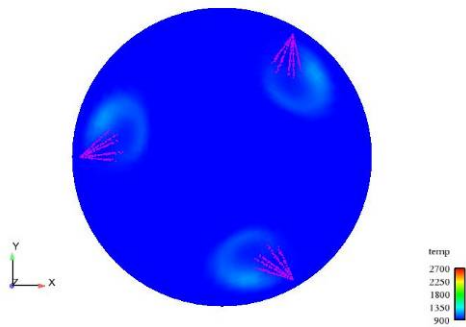


4 ΜΟΙΡΕΣ – Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

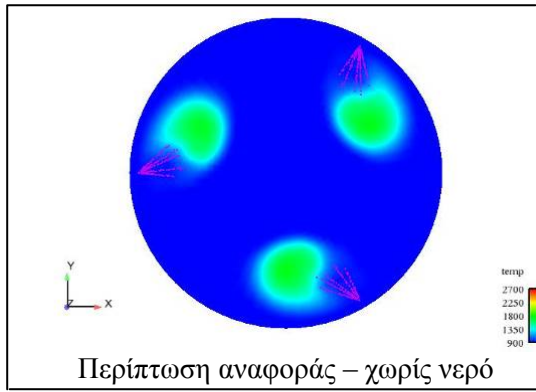


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

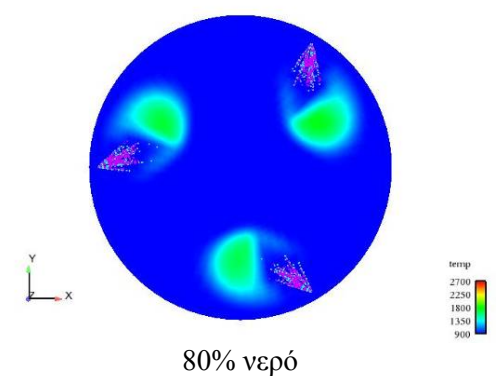
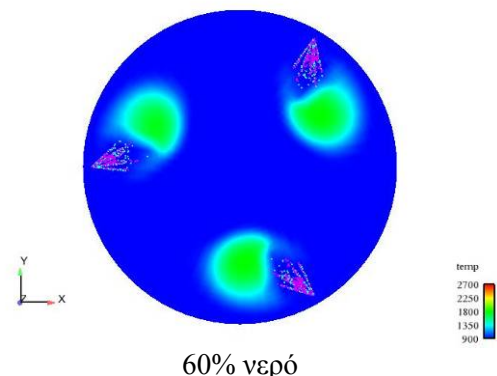
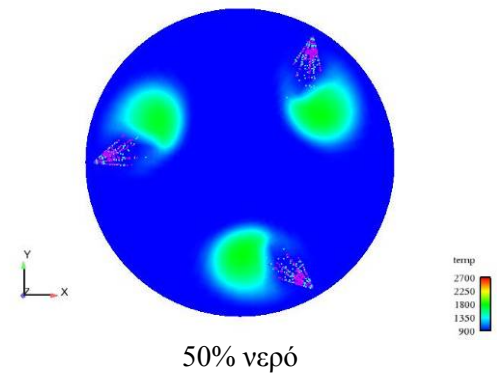
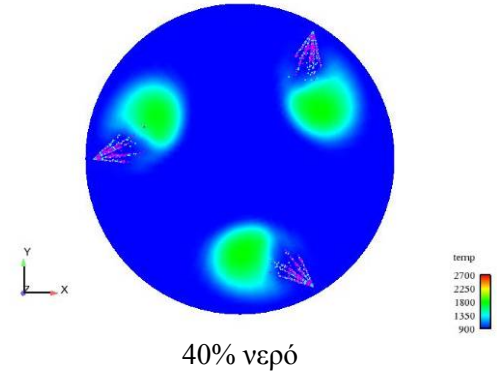
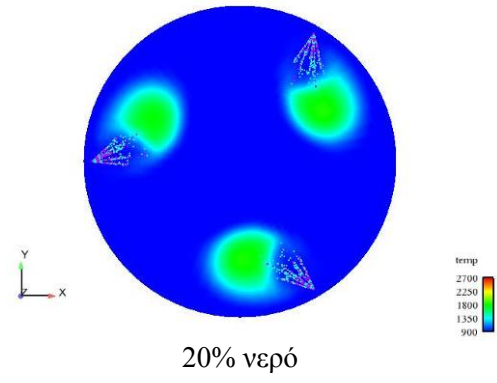
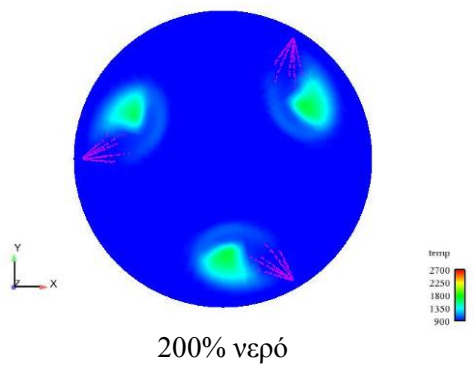
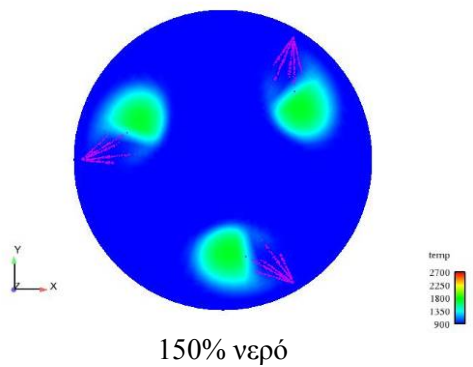
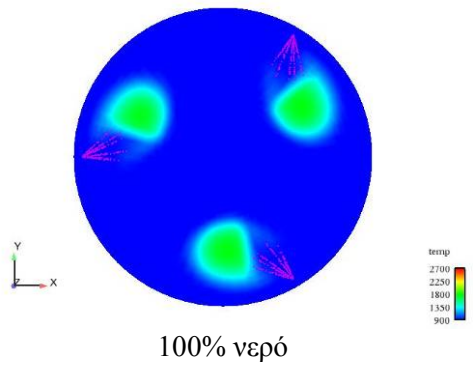
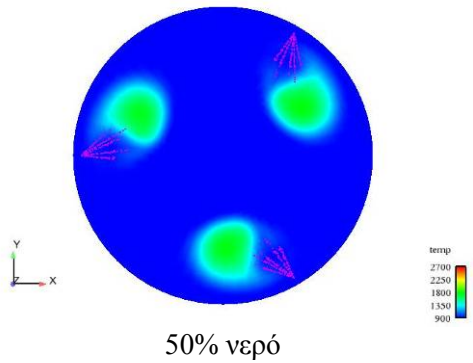


5 ΜΟΙΡΕΣ – Θερμοκρασία [K]

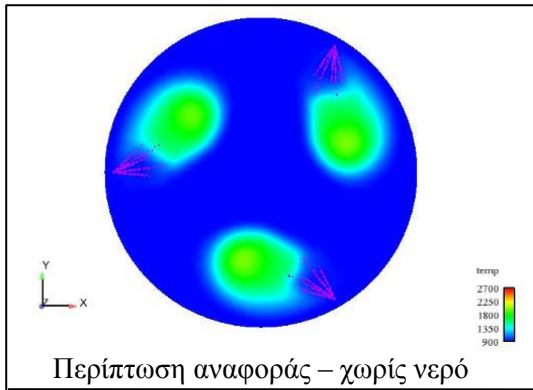
Απευθείας έγχυση νερού



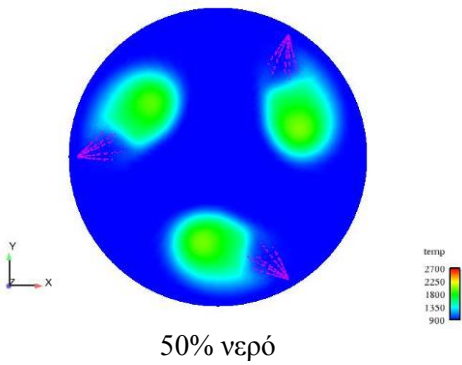
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



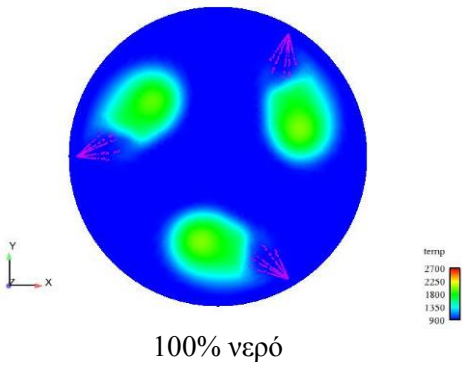
6 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



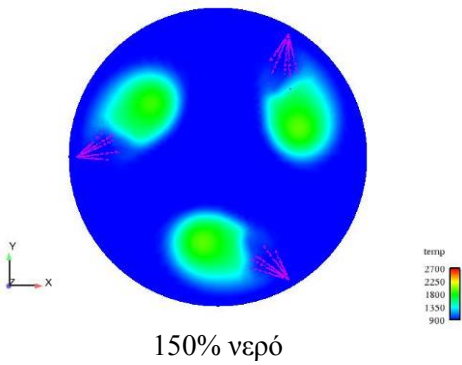
Περίπτωση αναφοράς - χωρίς νερό
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



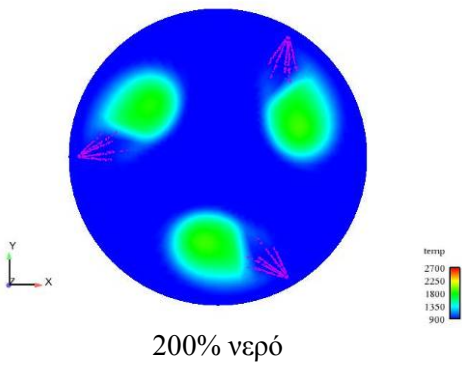
50% νερό



100% νερό

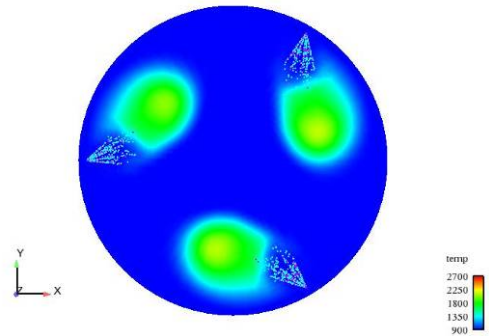


150% νερό

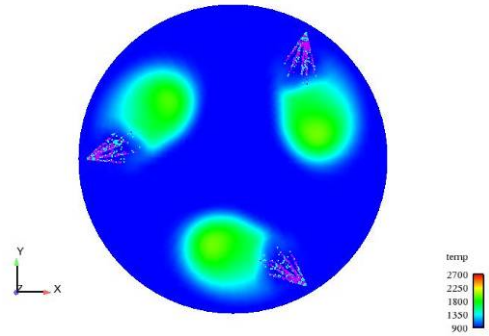


200% νερό

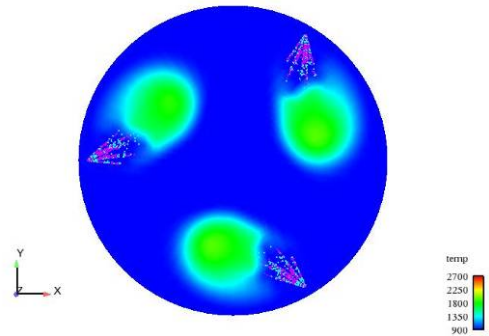
Απευθείας έγχυση νερού



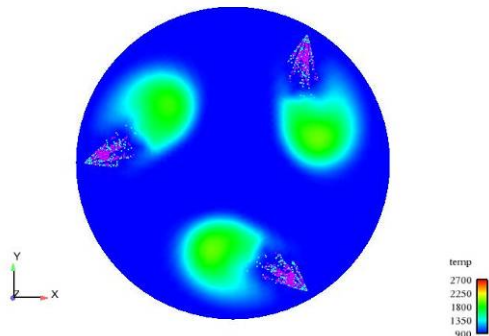
20% νερό



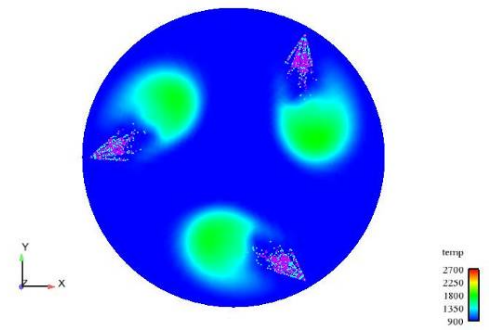
40% νερό



50% νερό



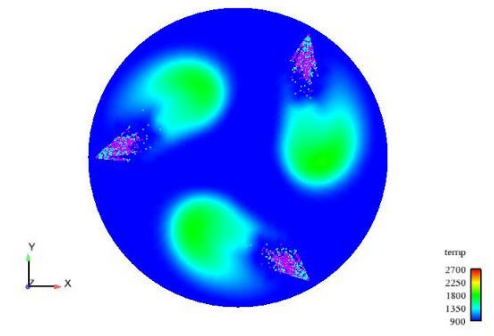
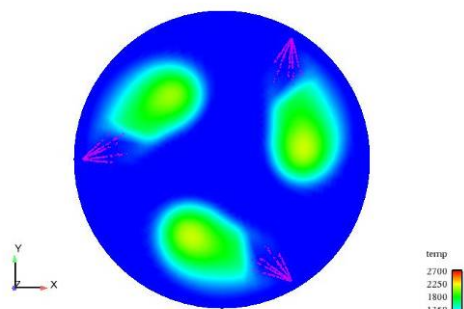
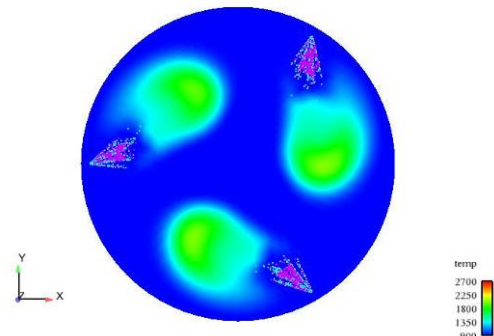
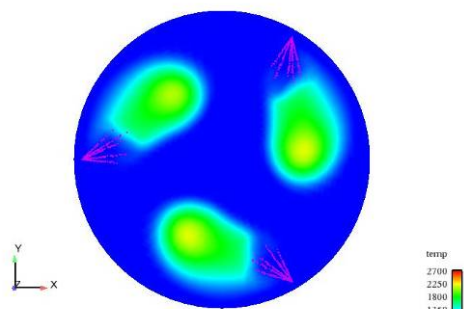
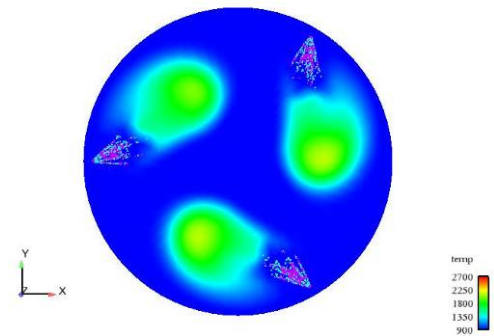
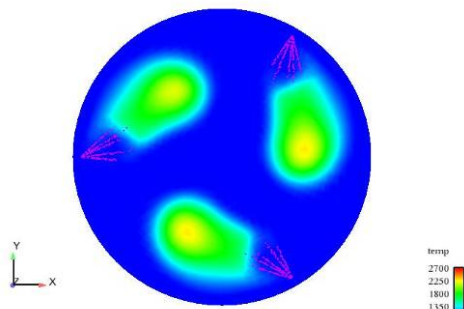
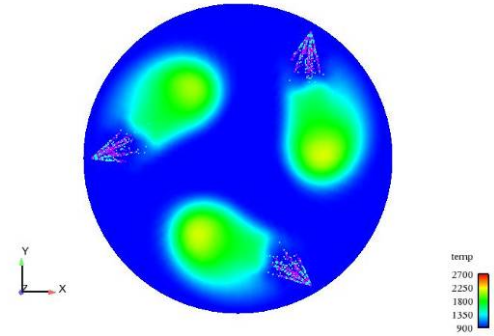
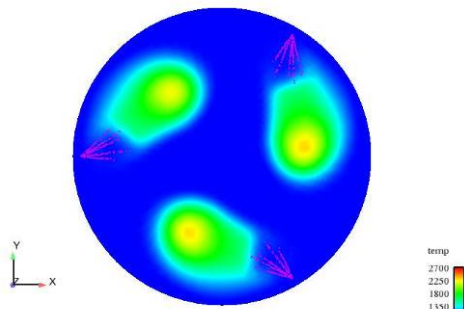
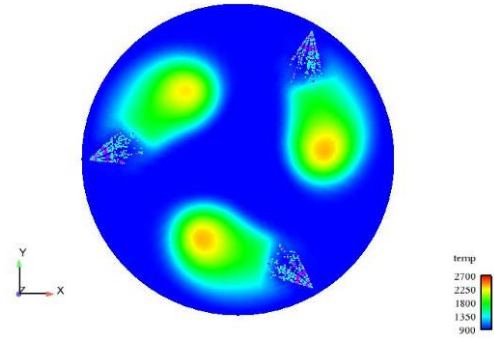
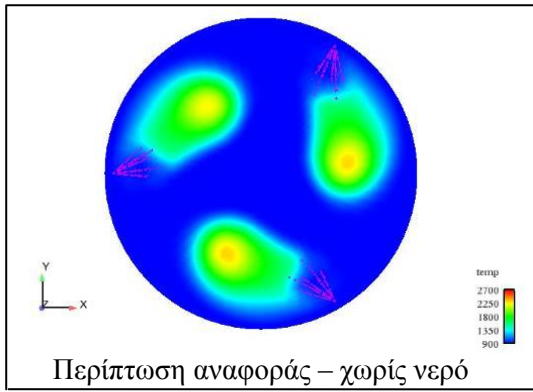
60% νερό



80% νερό

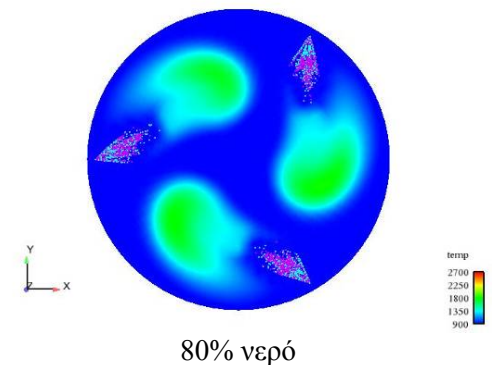
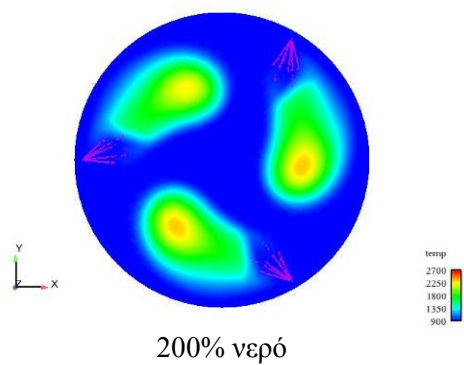
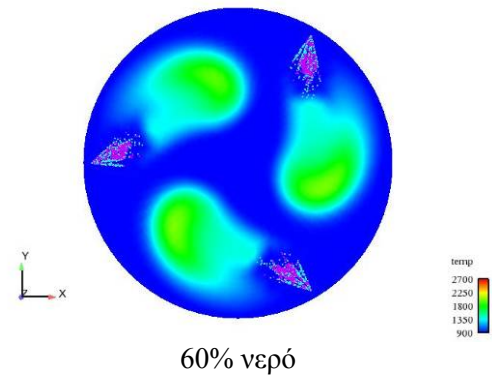
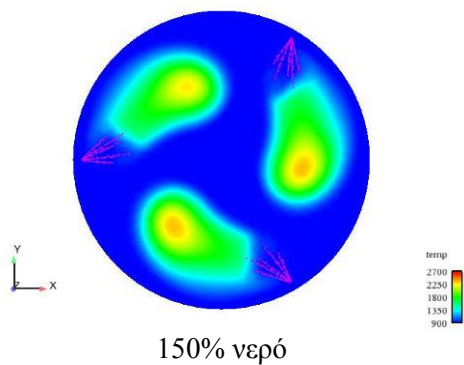
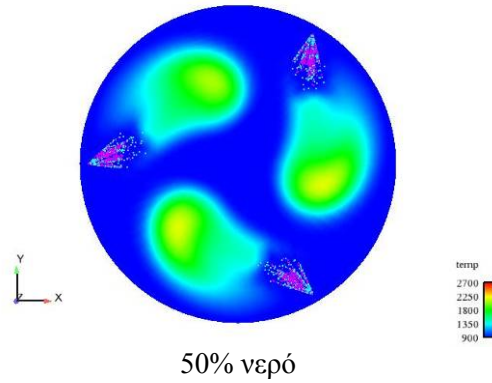
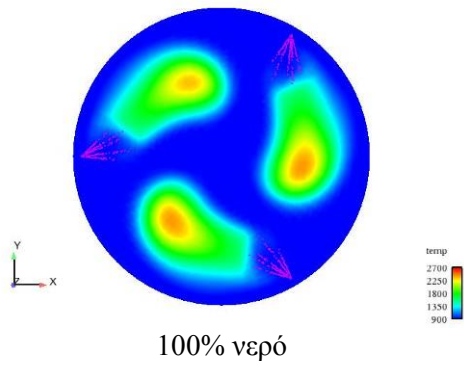
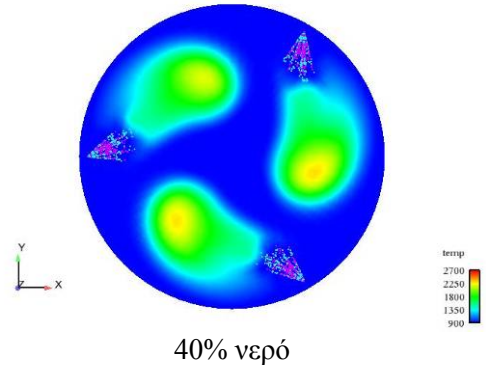
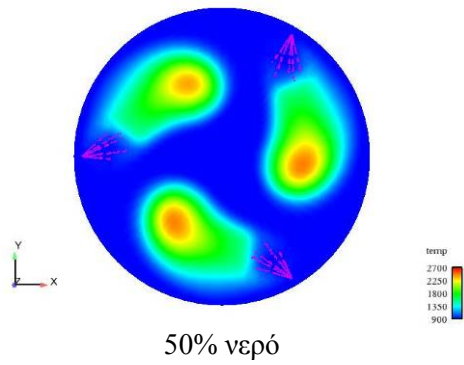
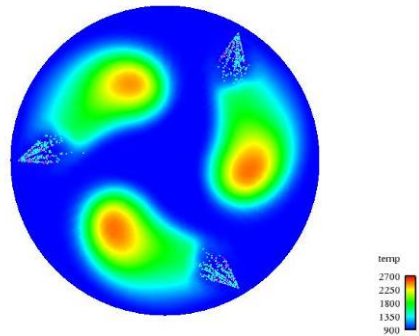
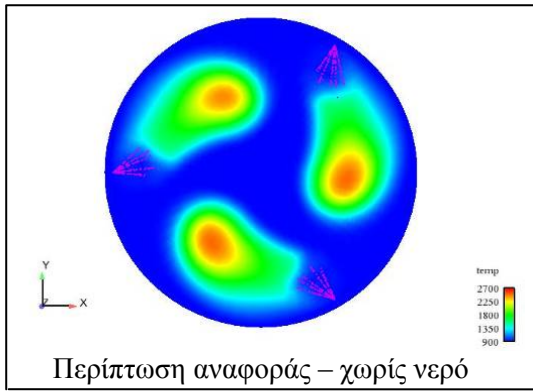
7 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού



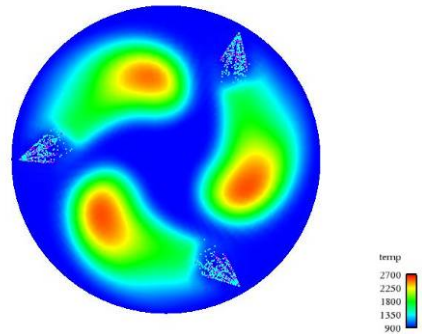
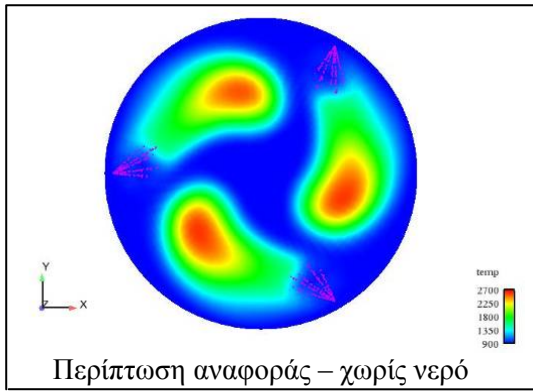
8 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

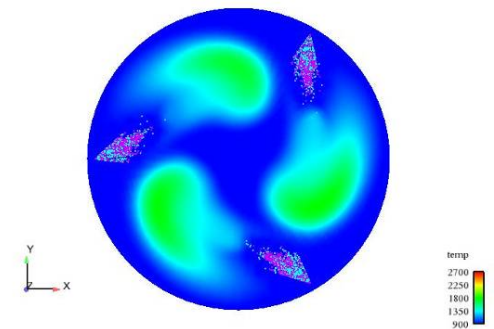
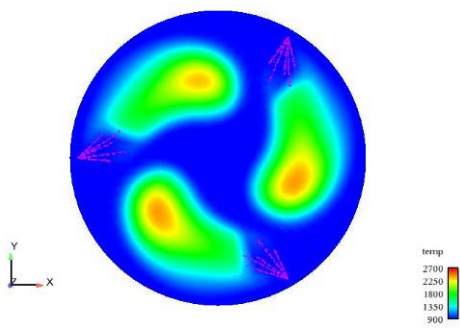
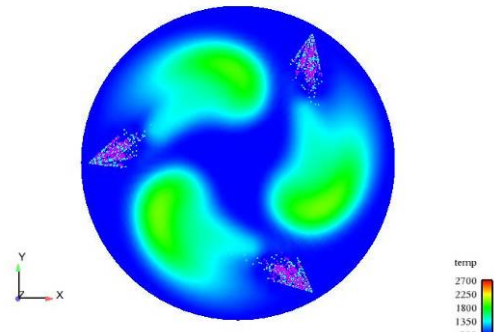
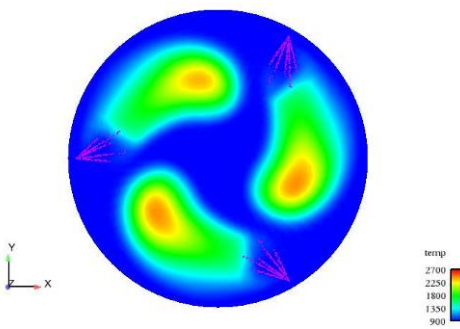
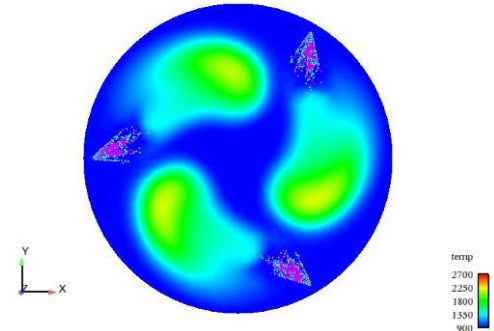
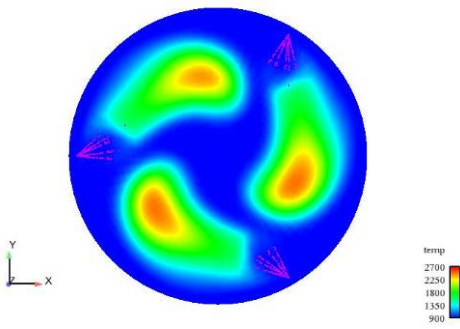
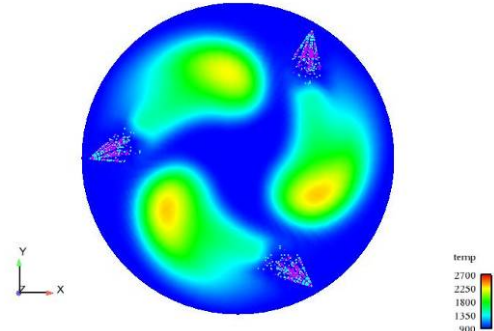
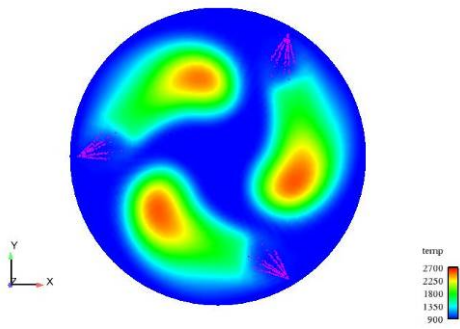


9 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

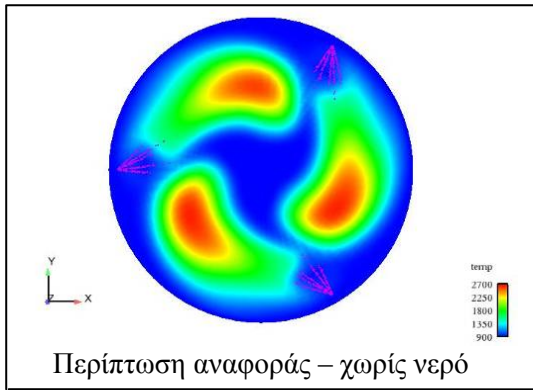


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

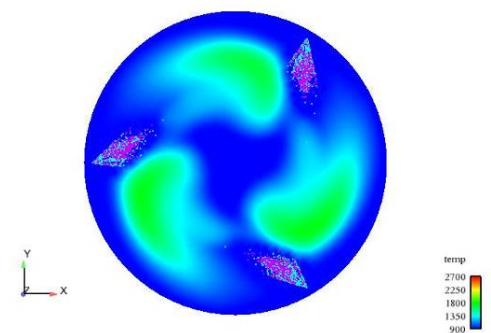
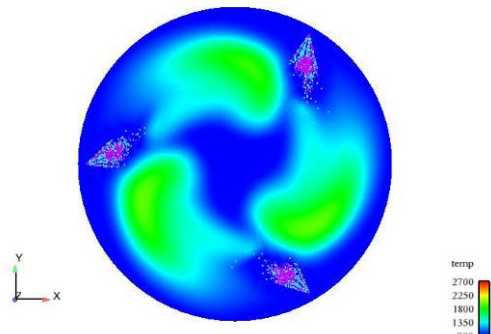
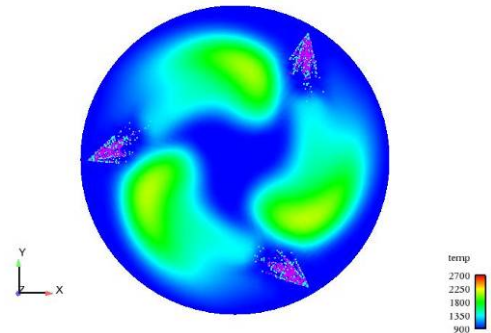
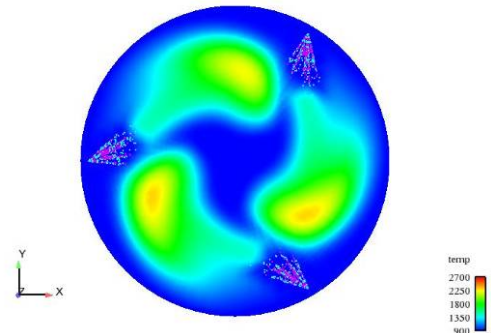
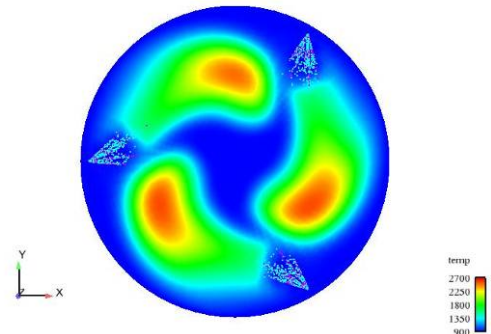
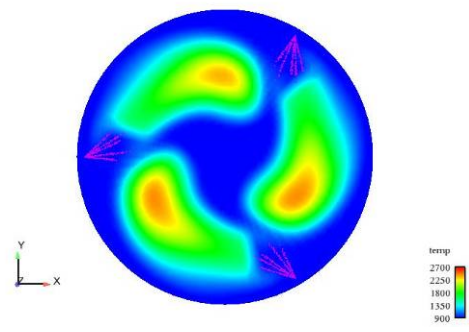
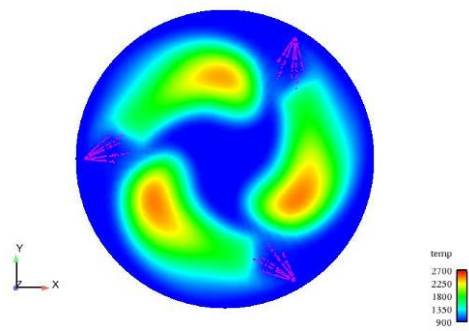
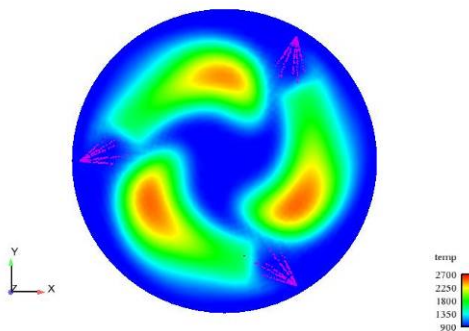
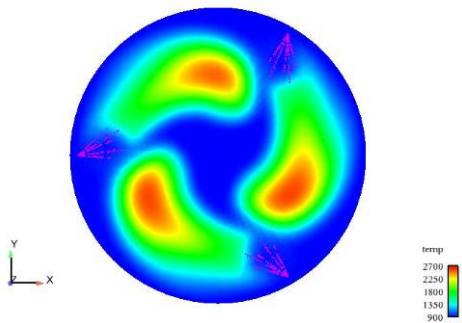


10 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

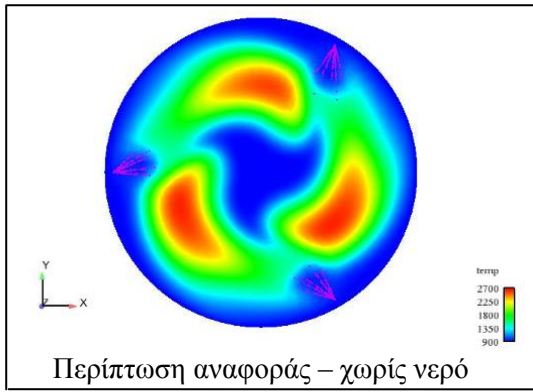


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

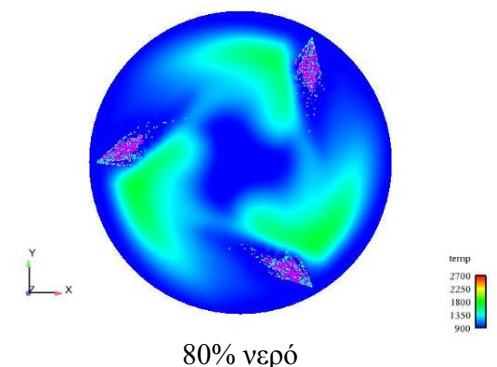
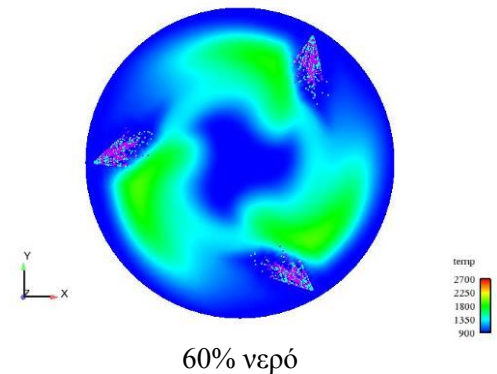
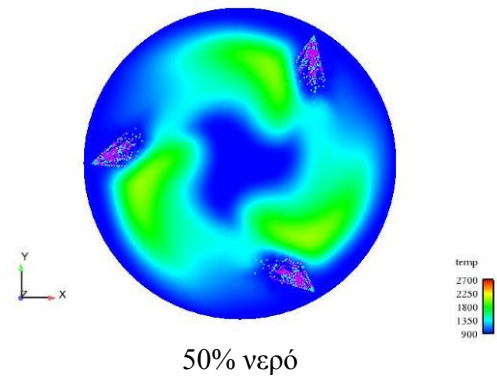
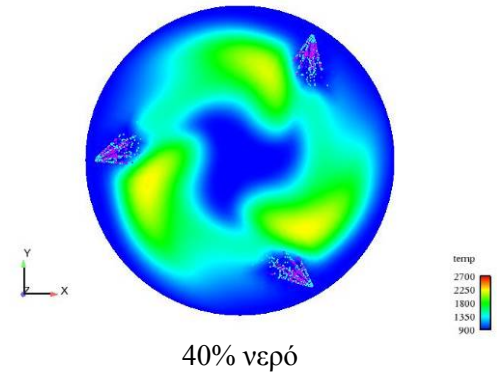
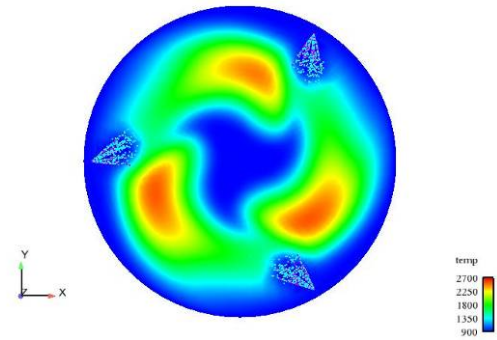
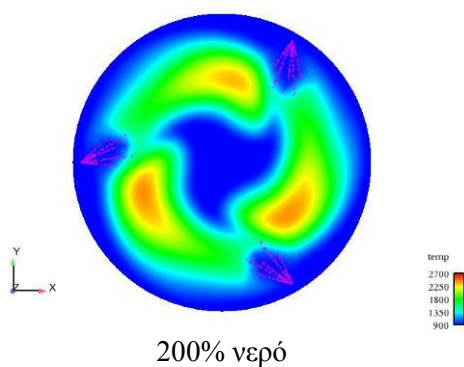
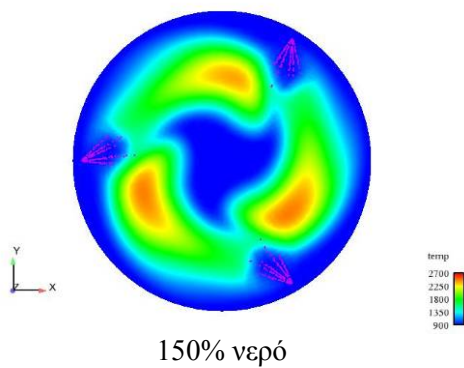
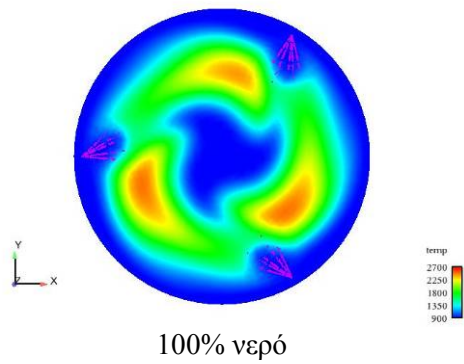
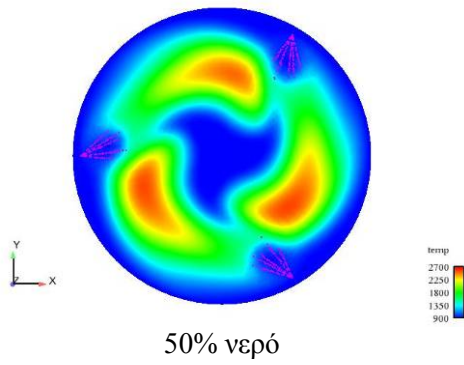


11 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

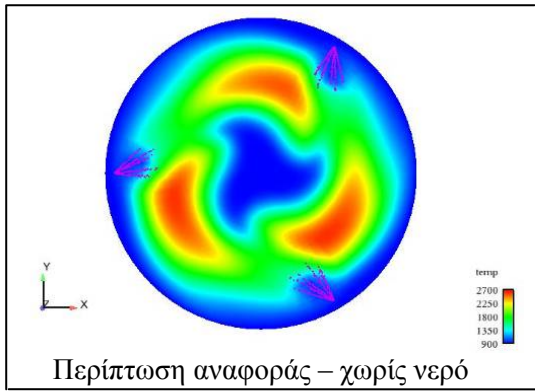


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



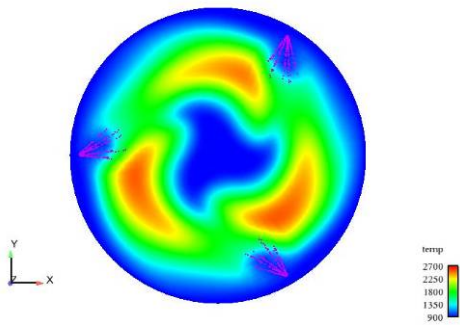
12 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

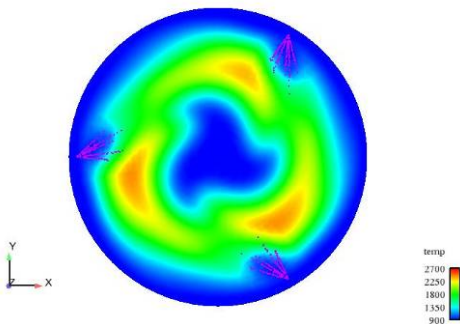


Περίπτωση αναφοράς - χωρίς νερό

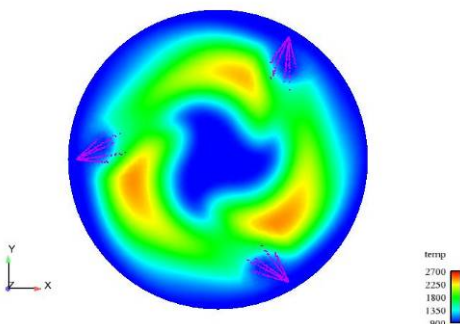
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



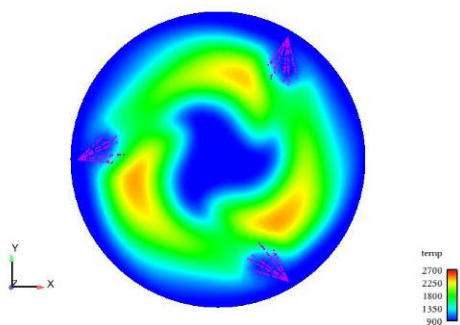
50% νερό



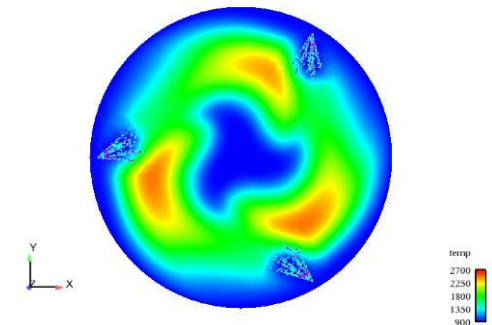
100% νερό



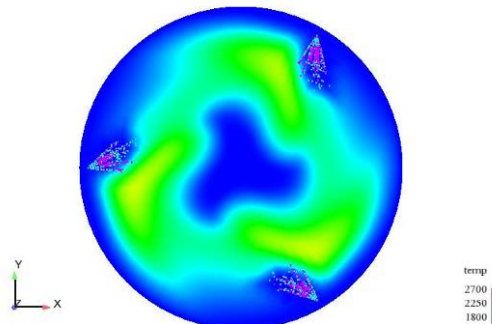
150% νερό



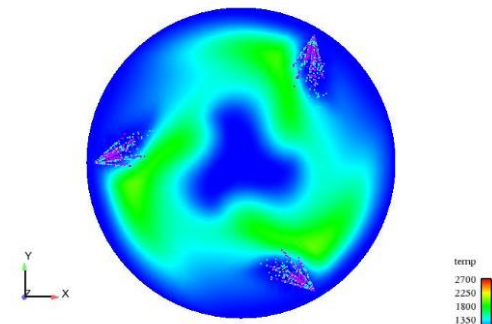
200% νερό



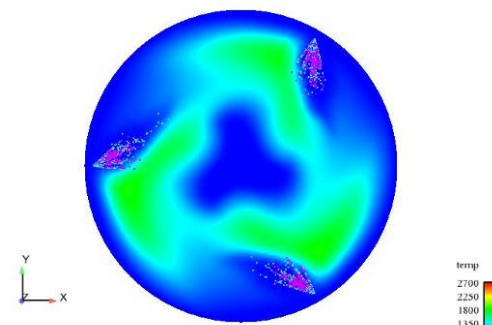
20% νερό



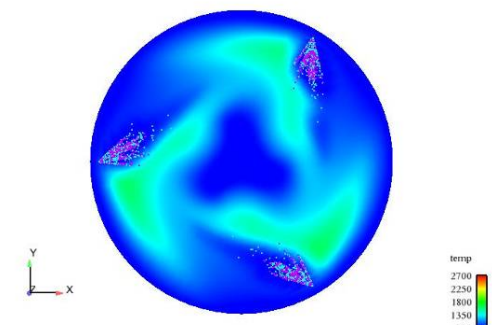
40% νερό



50% νερό



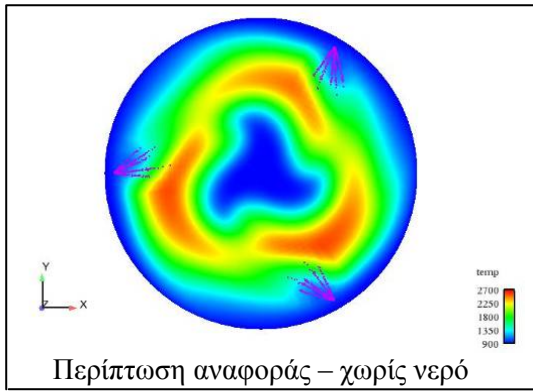
60% νερό



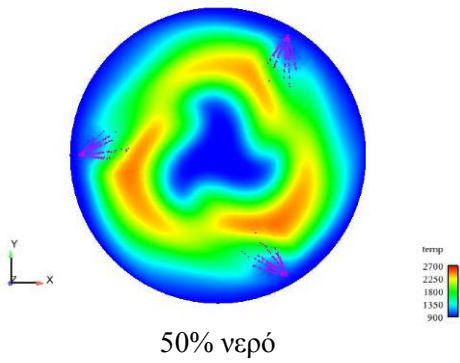
80% νερό

13 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

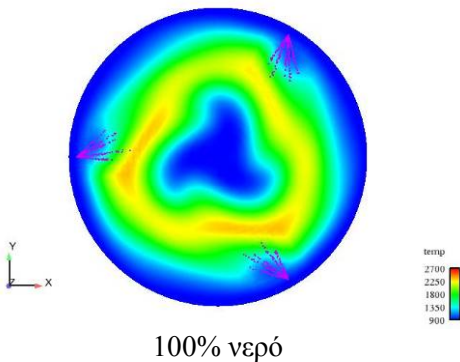
Απευθείας έγχυση νερού



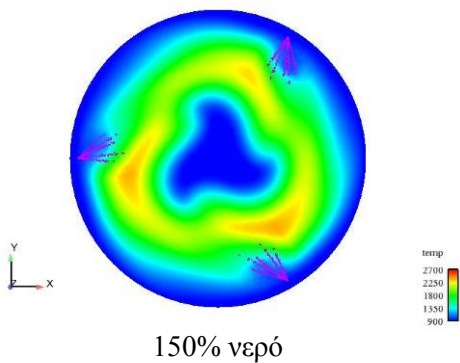
Περίπτωση αναφοράς - χωρίς νερό
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



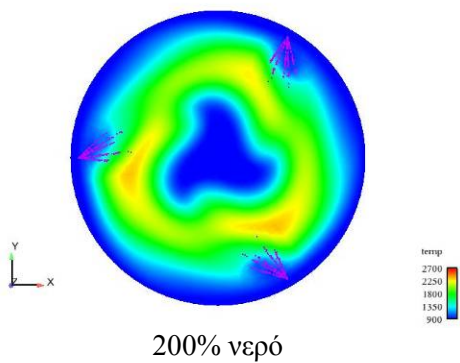
50% νερό



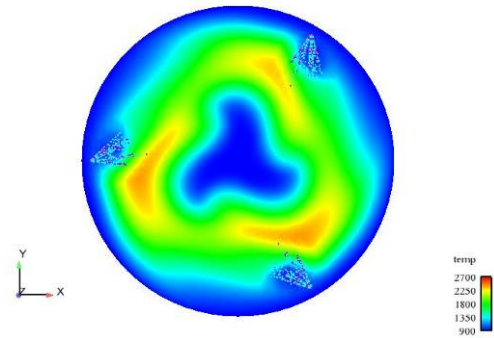
100% νερό



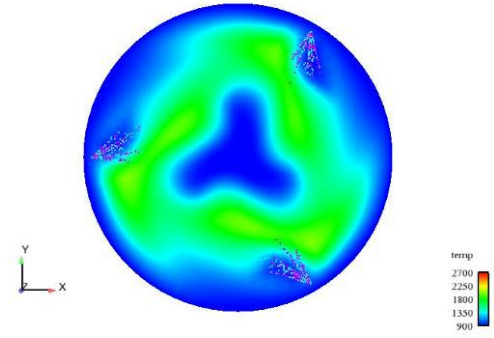
150% νερό



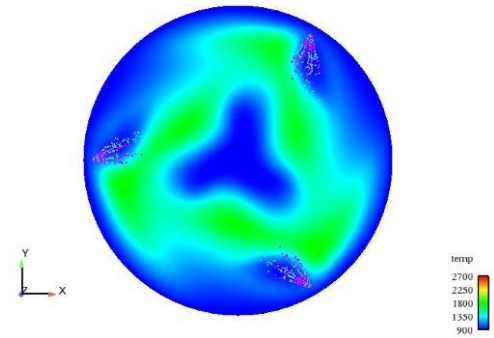
200% νερό



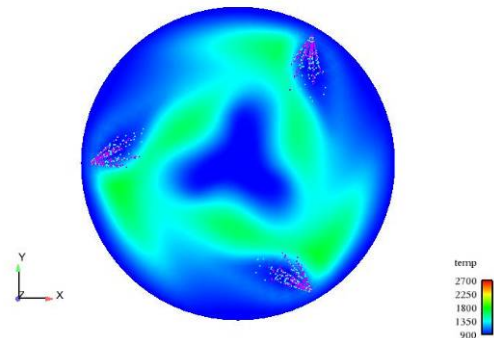
20% νερό



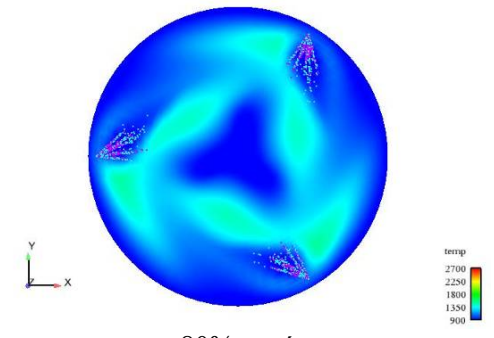
40% νερό



50% νερό



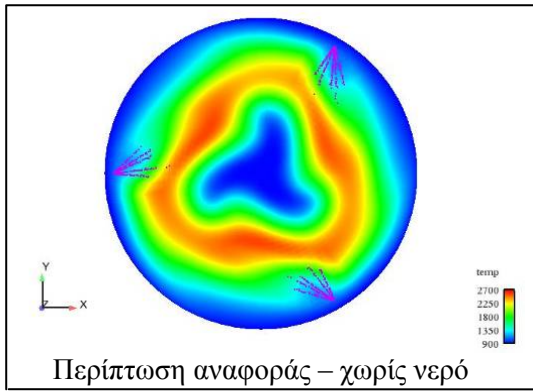
60% νερό



80% νερό

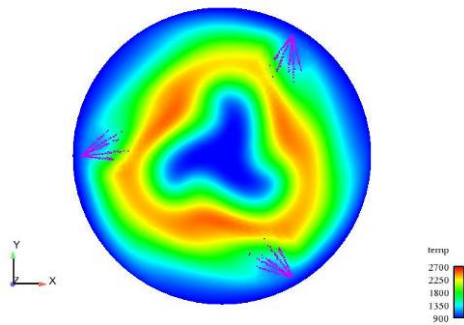
14 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

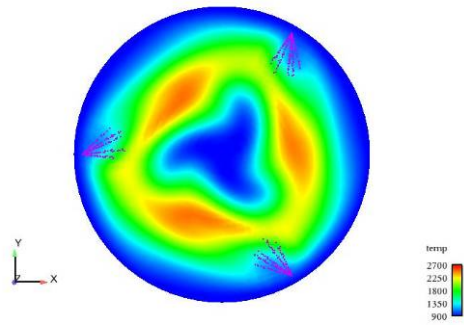


Περίπτωση αναφοράς – χωρίς νερό

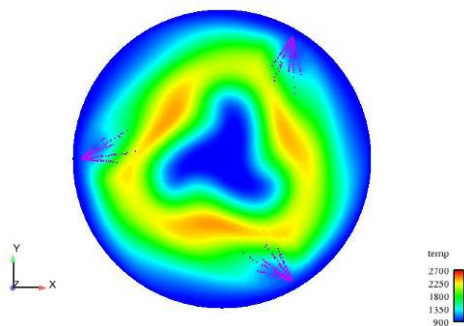
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



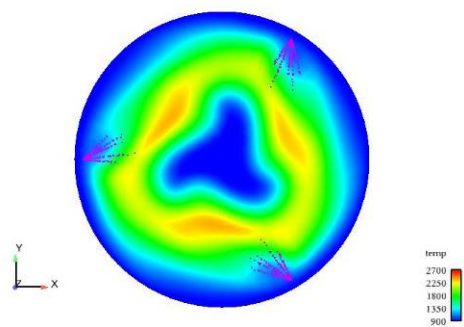
50% νερό



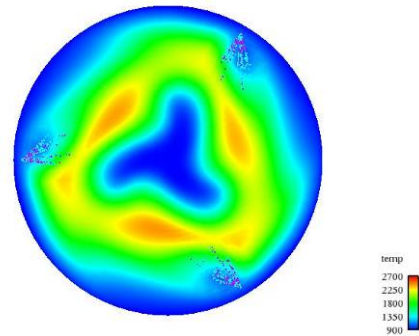
100% νερό



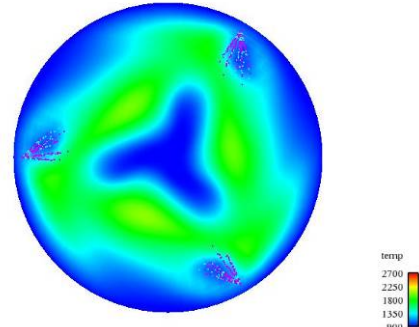
150% νερό



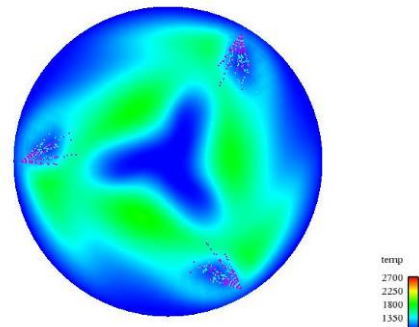
200% νερό



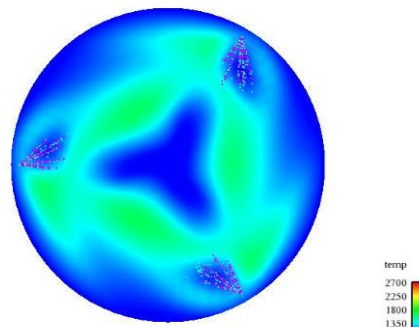
20% νερό



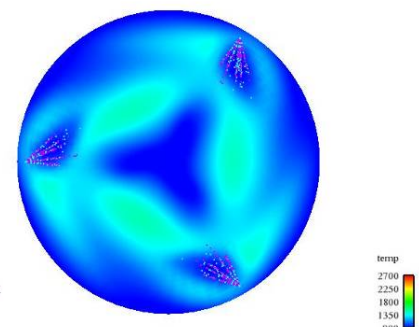
40% νερό



50% νερό



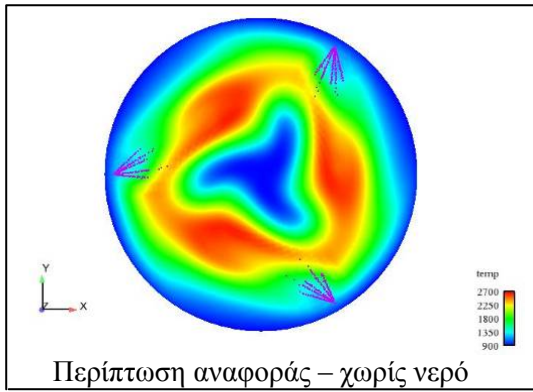
60% νερό



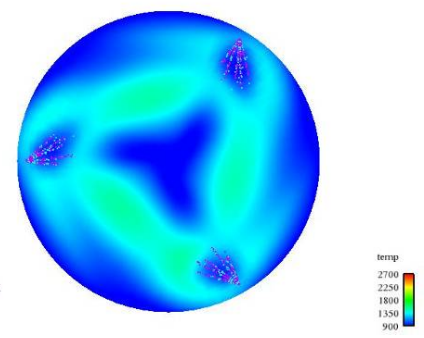
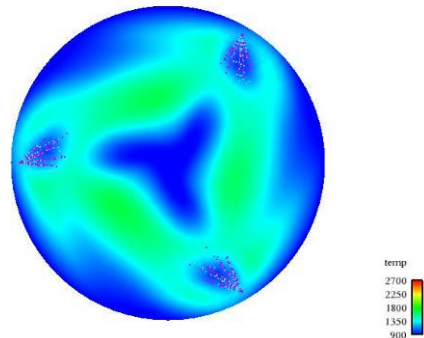
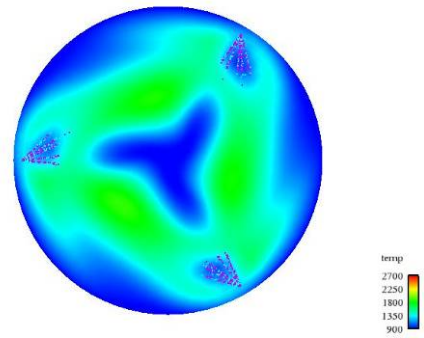
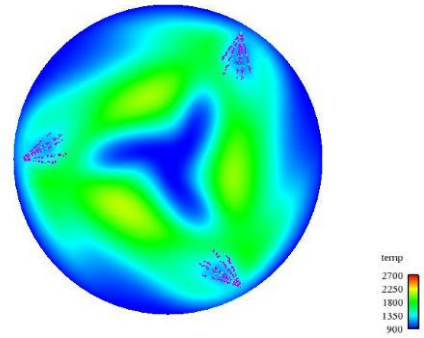
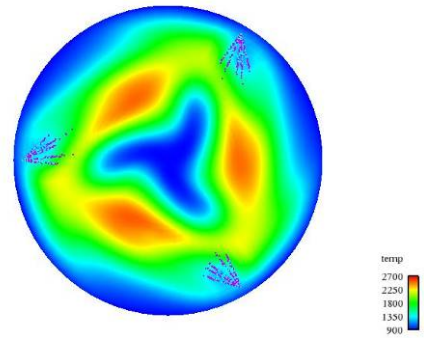
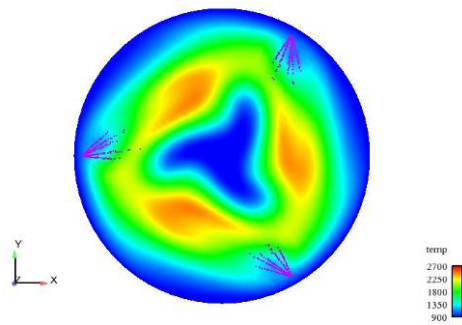
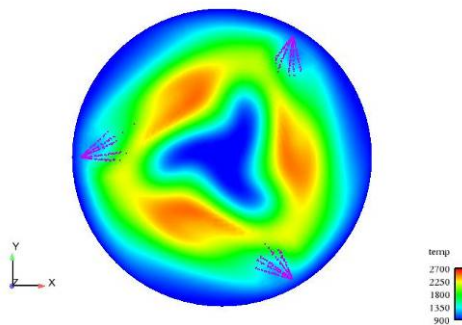
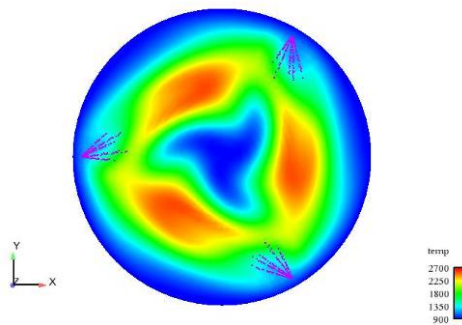
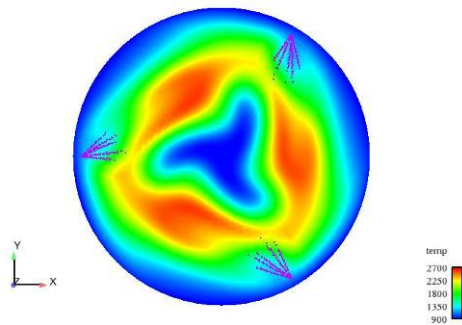
80% νερό

15 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

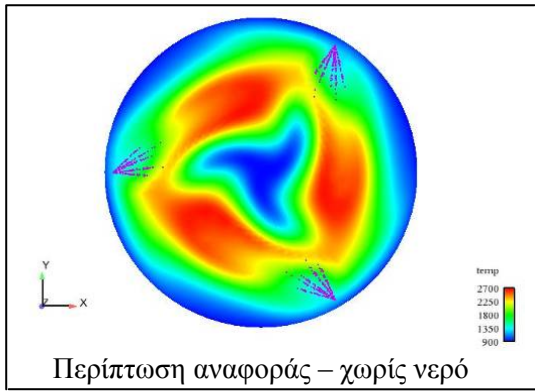


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

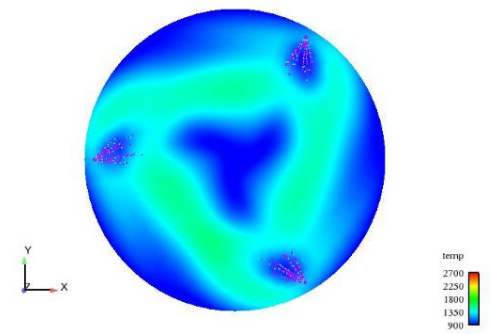
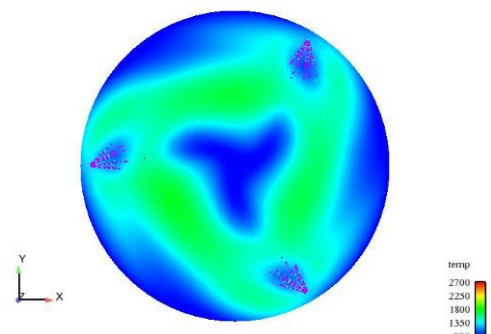
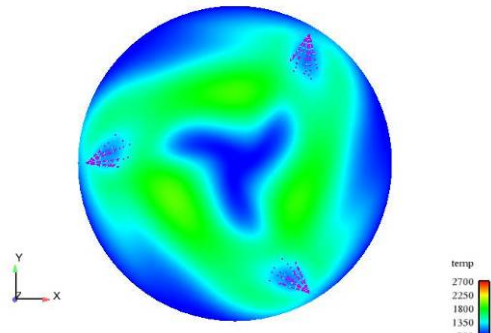
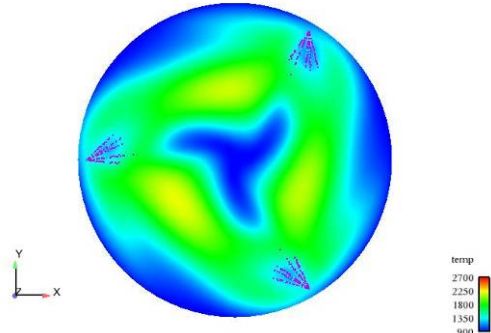
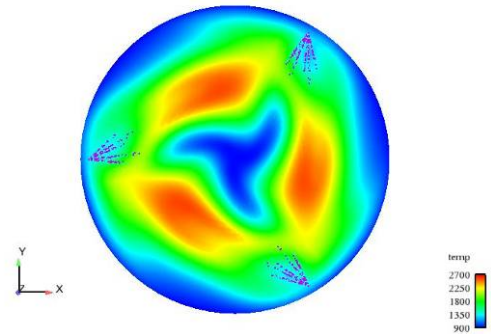
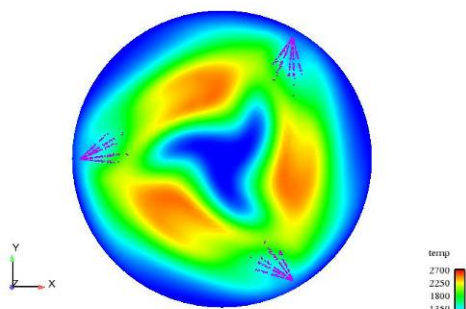
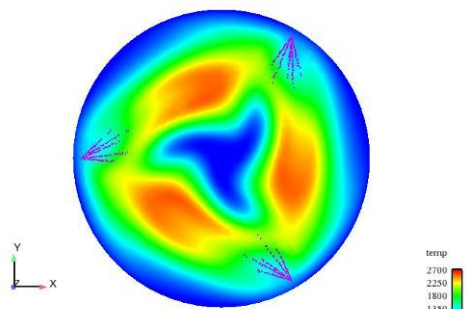
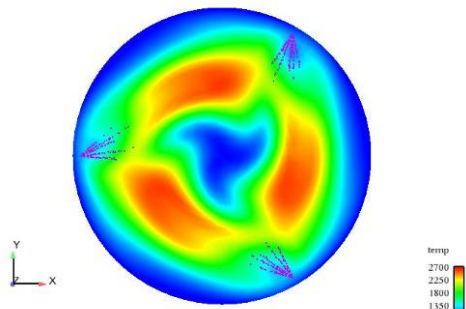
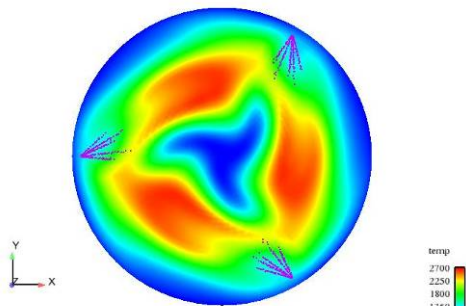


16 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

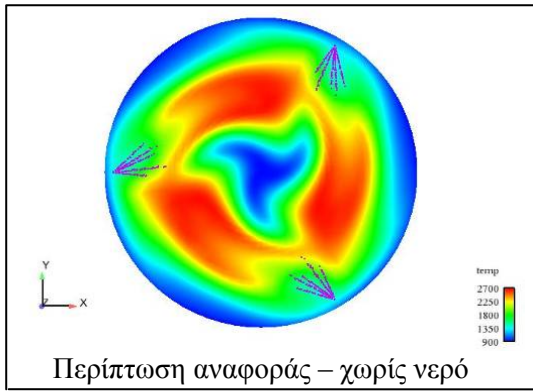


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

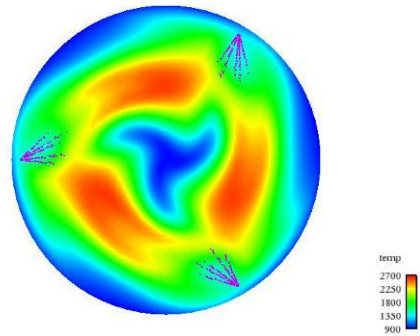


17 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

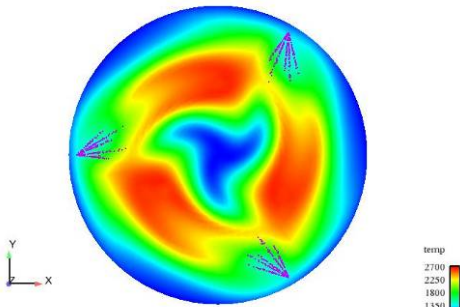
Απευθείας έγχυση νερού



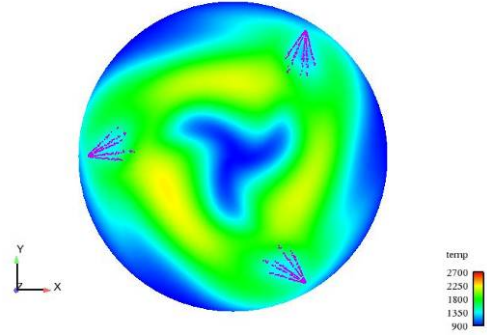
Περίπτωση αναφοράς - χωρίς νερό
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



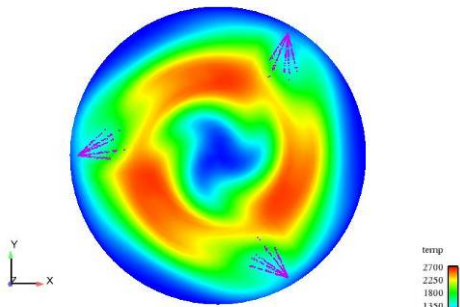
20% νερό



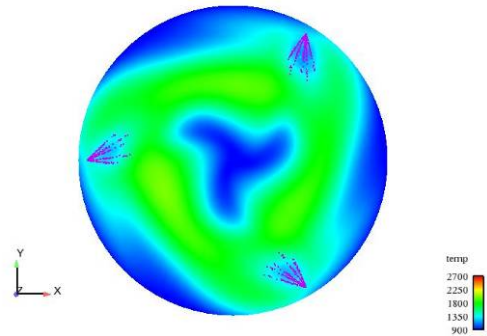
50% νερό



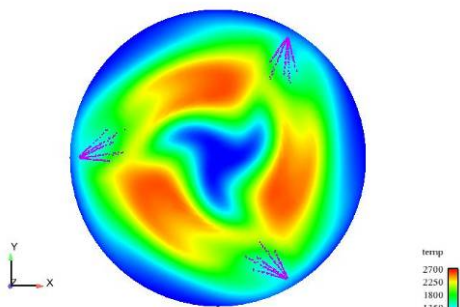
40% νερό



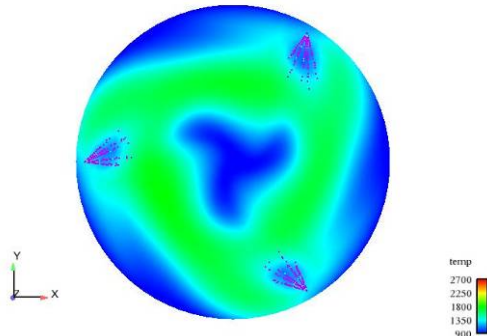
100% νερό



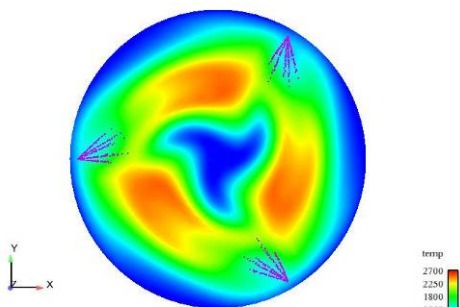
50% νερό



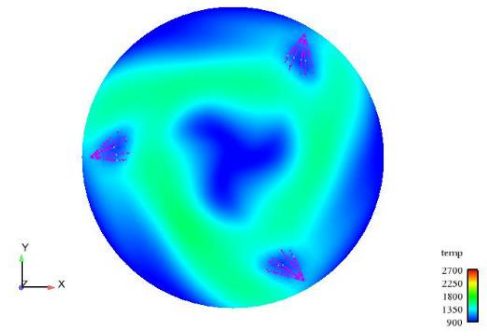
150% νερό



60% νερό



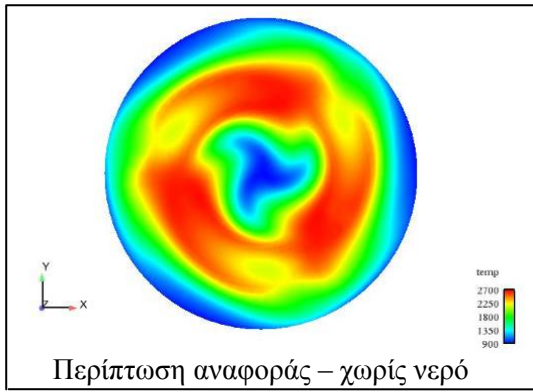
200% νερό



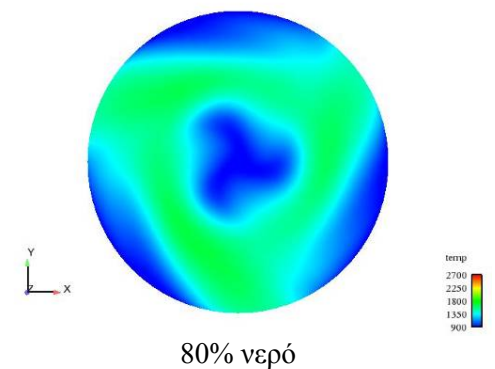
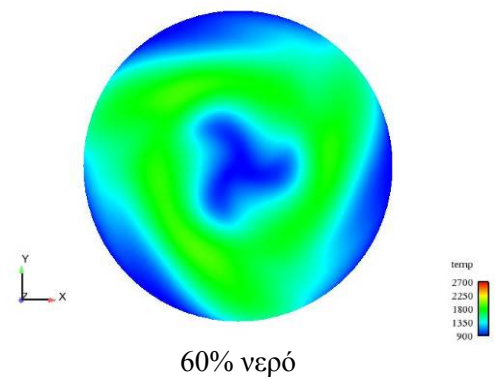
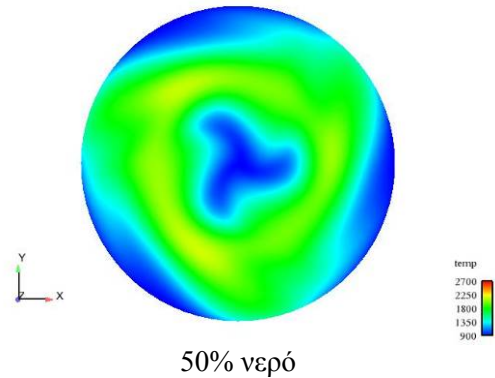
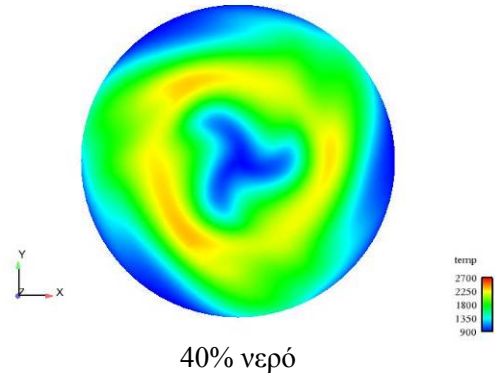
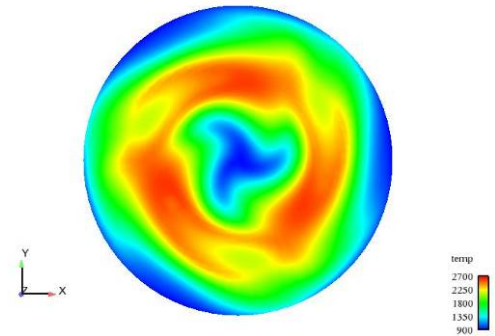
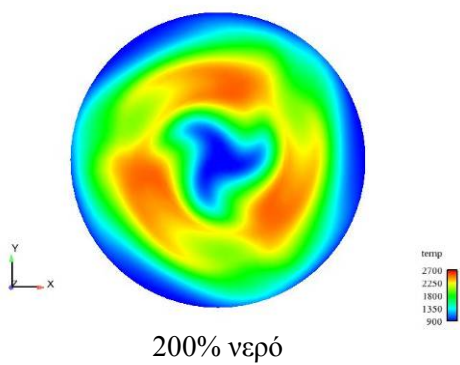
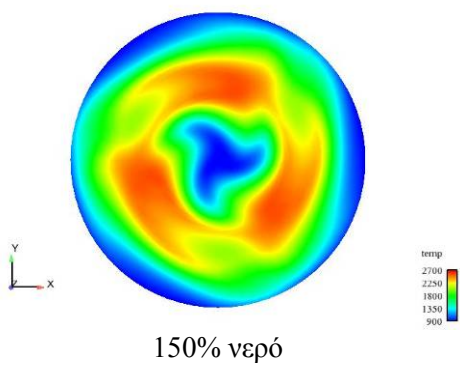
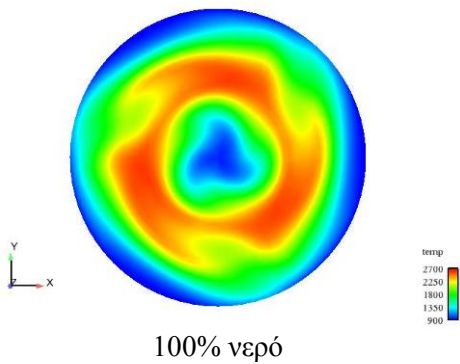
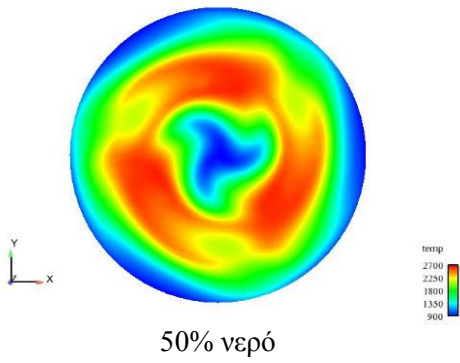
80% νερό

18 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

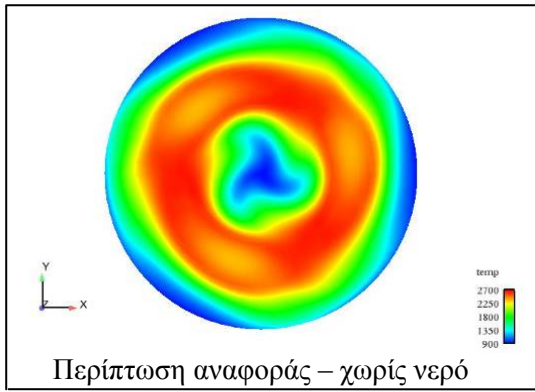


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

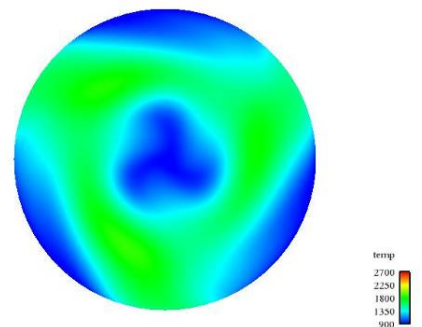
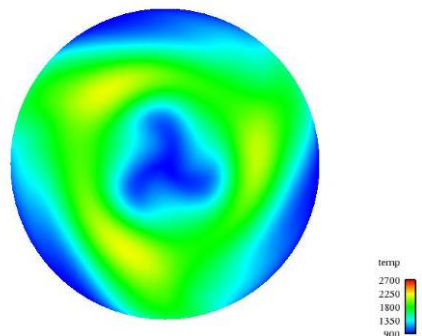
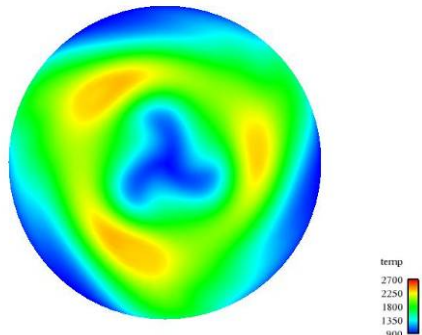
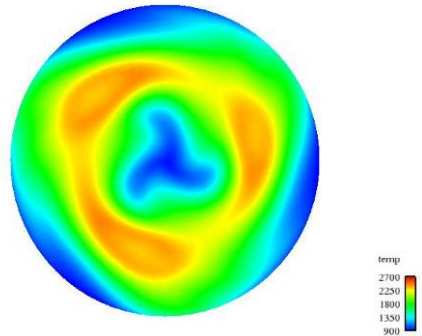
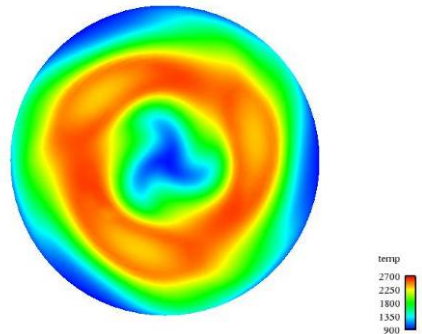
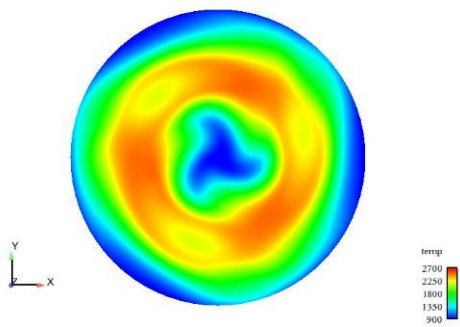
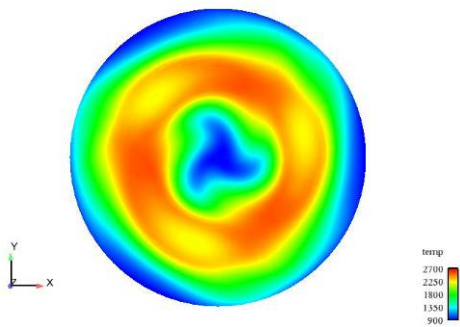
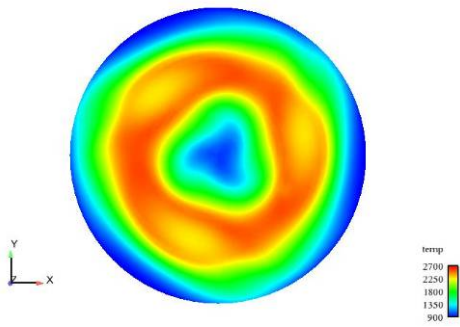
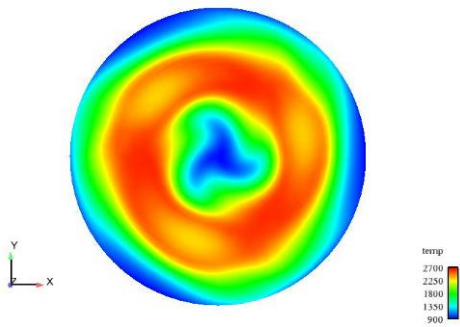


19 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

Απευθείας έγχυση νερού

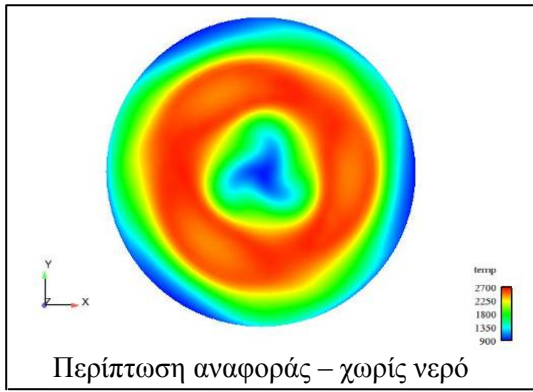


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

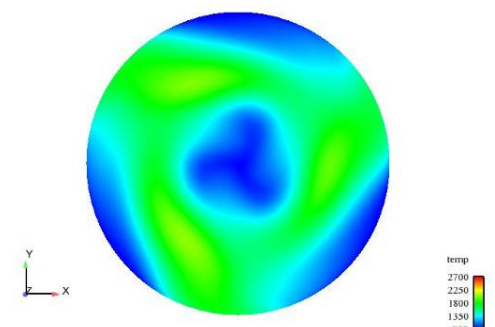
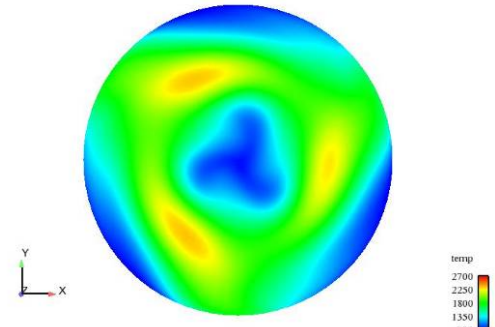
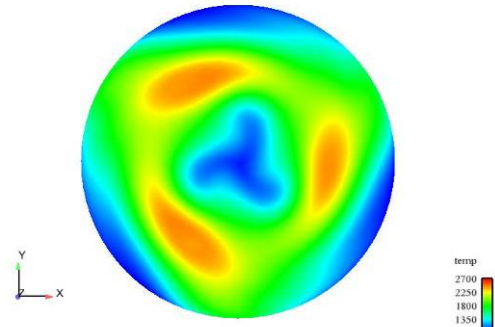
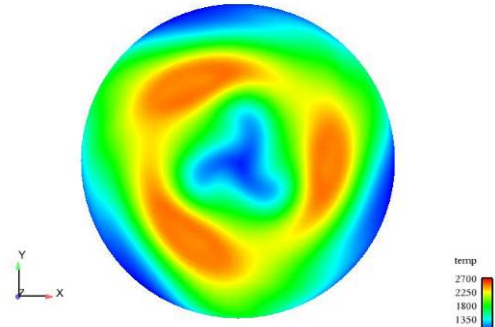
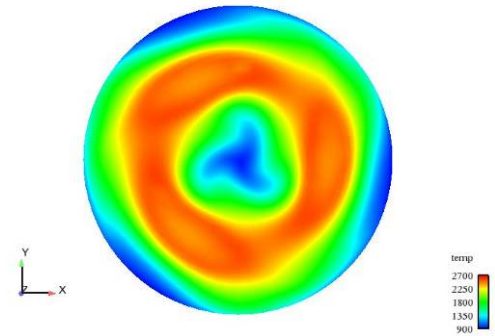
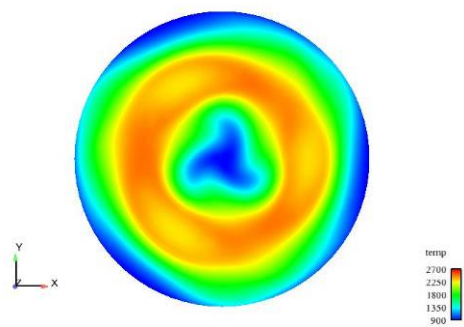
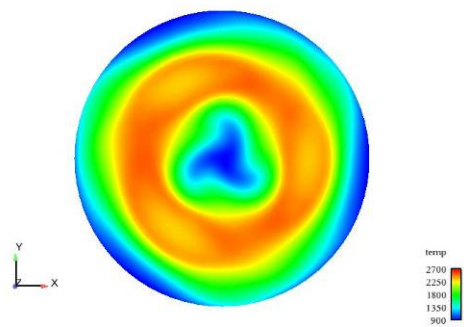
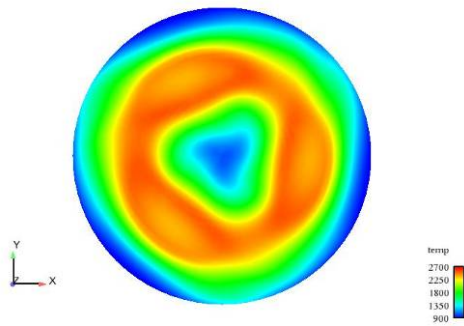
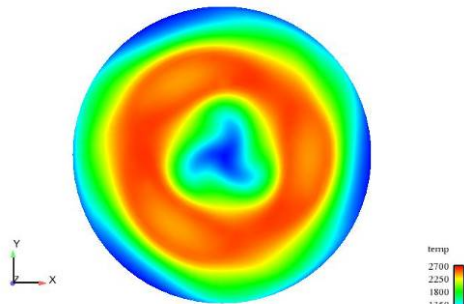


20 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]

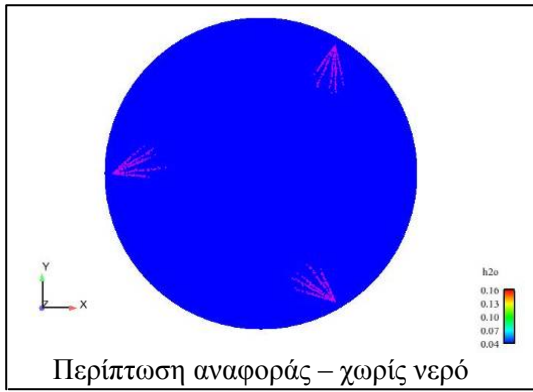
Απευθείας έγχυση νερού



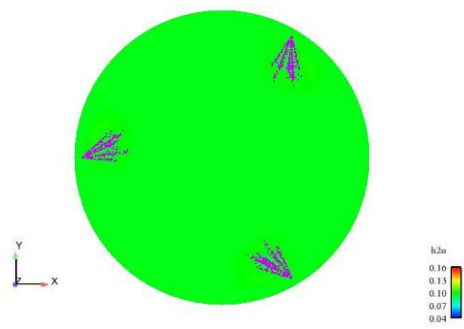
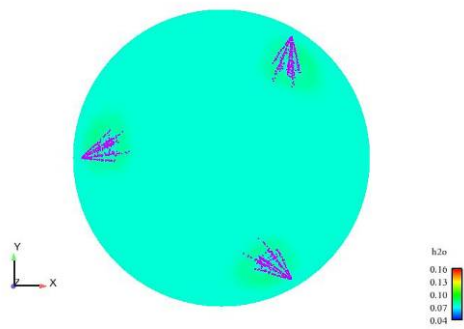
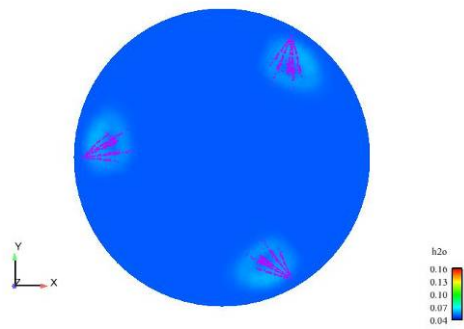
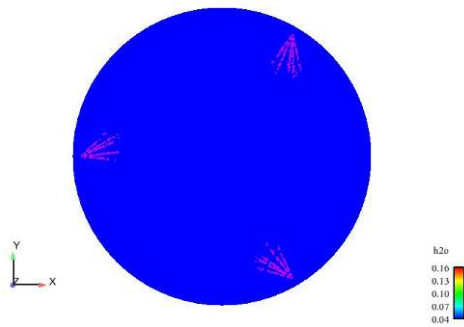
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



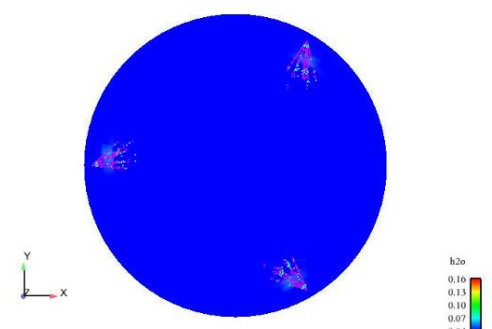
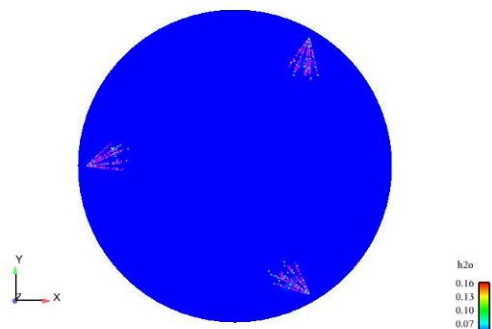
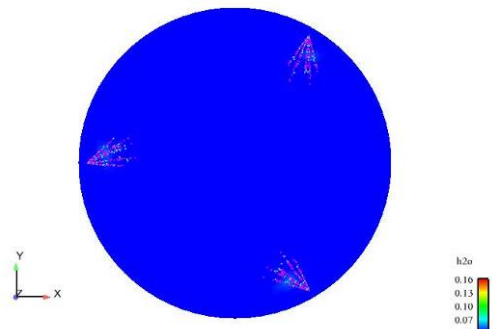
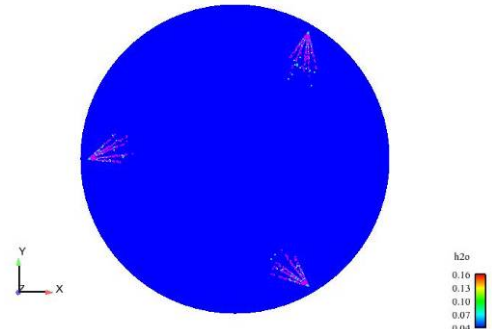
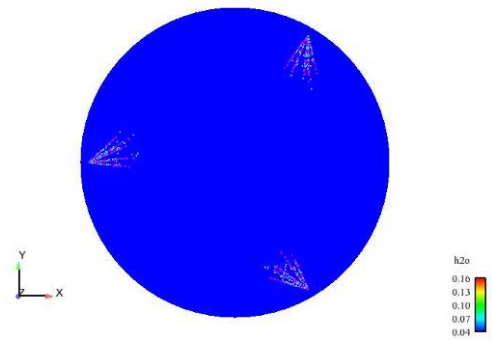
3 ΜΟΙΡΕΣ – Συγκ. Υδατιμών [% v/v]



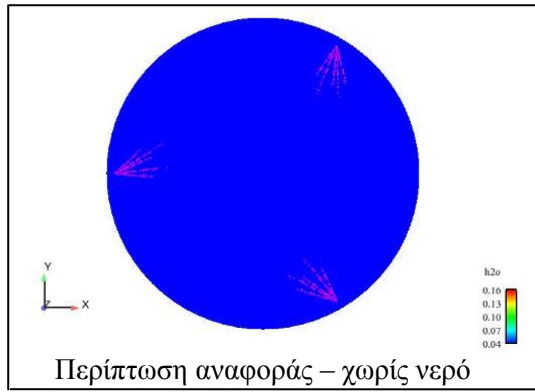
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



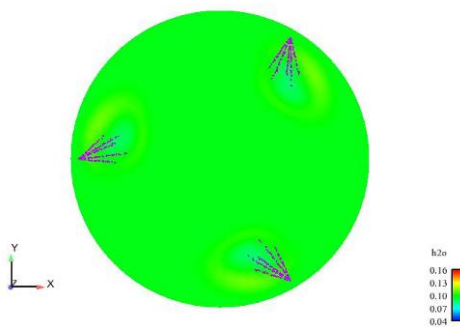
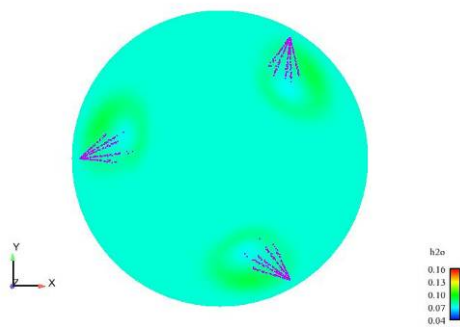
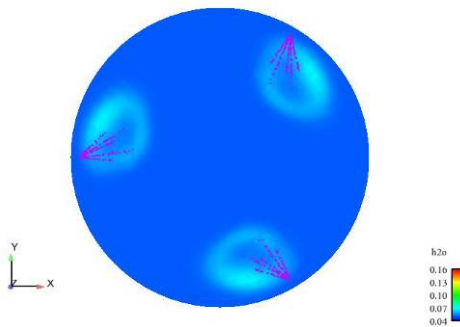
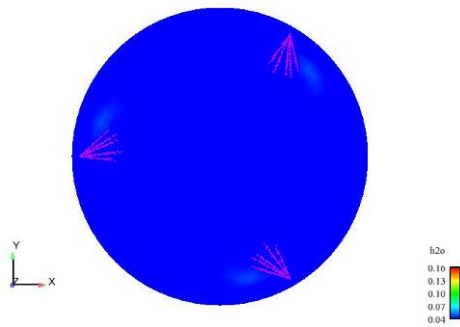
Απευθείας έγχυση νερού



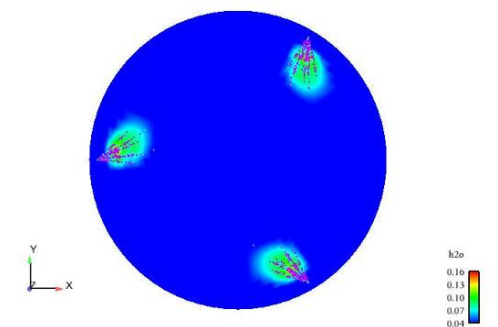
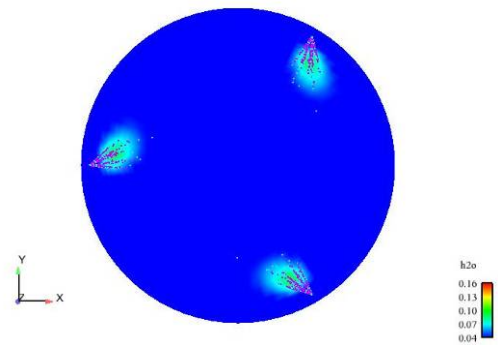
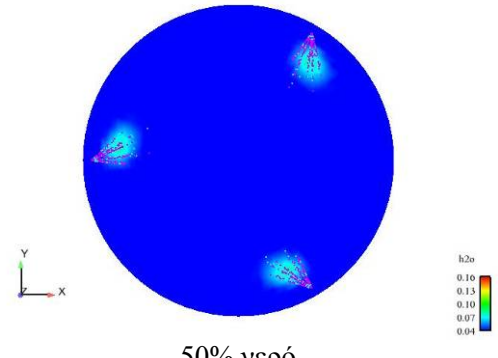
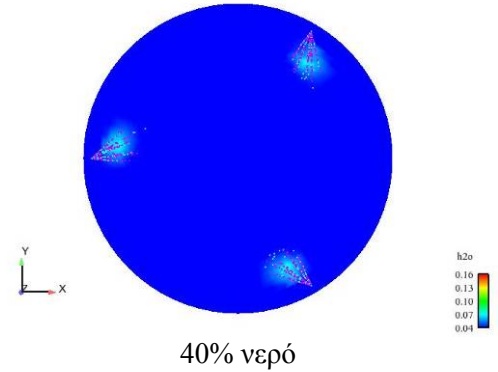
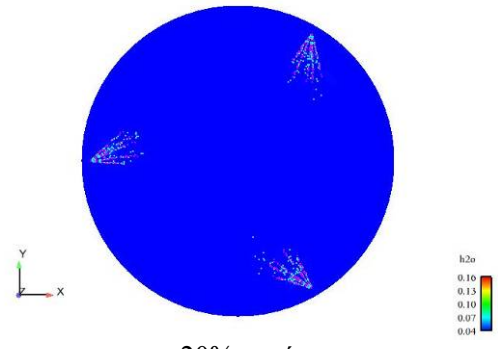
4 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]



Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

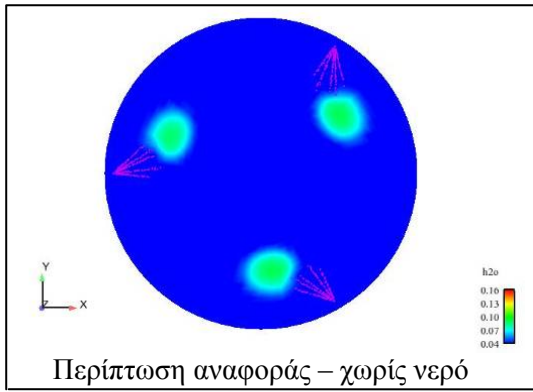


Απευθείας έγχυση νερού

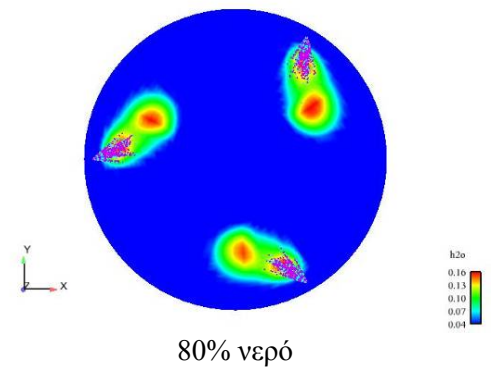
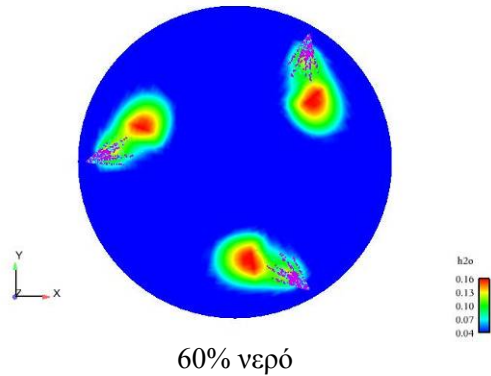
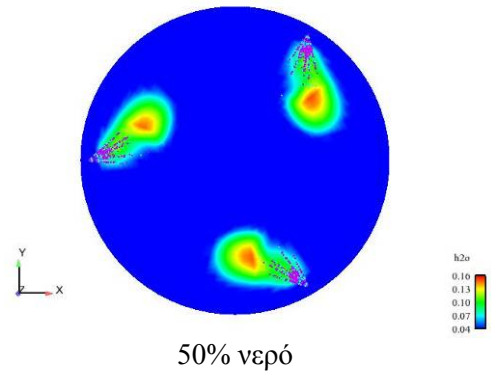
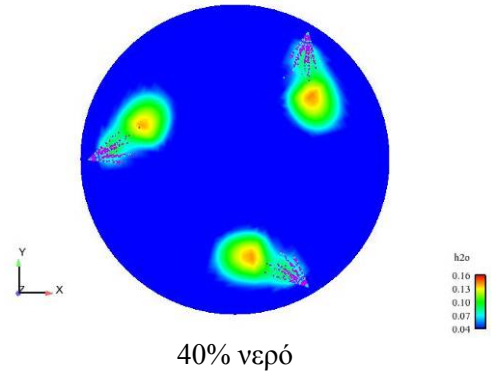
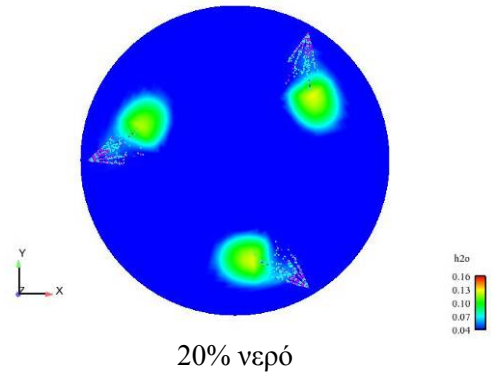
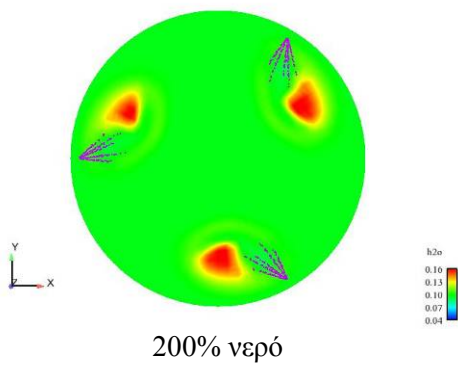
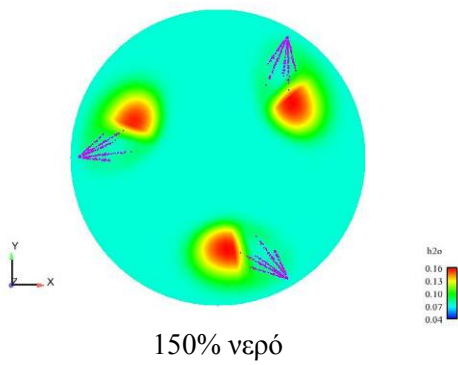
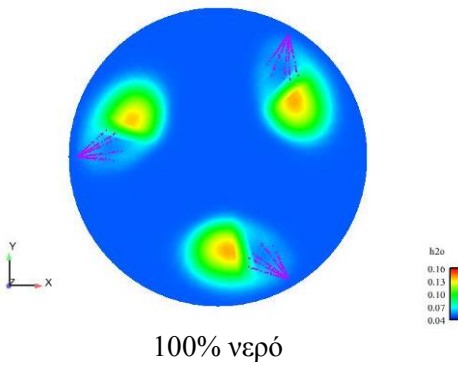
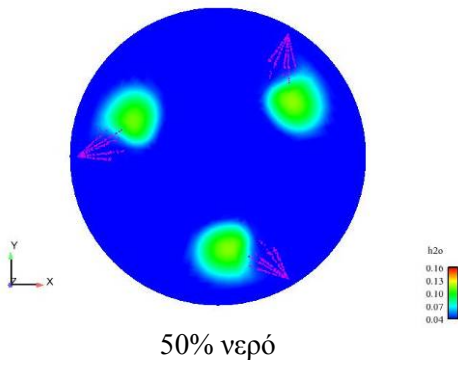


5 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

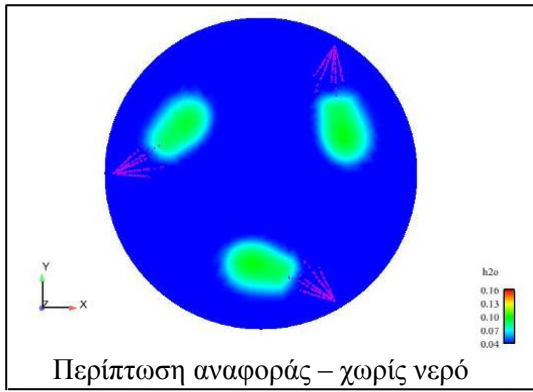


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

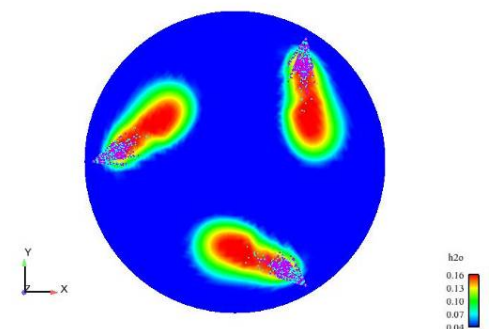
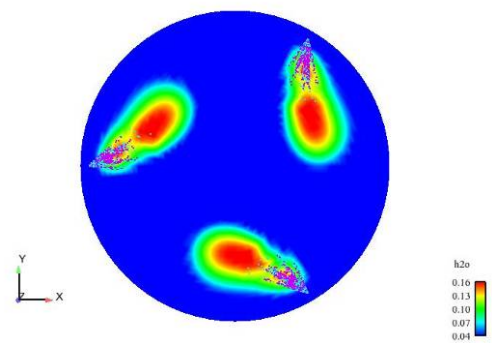
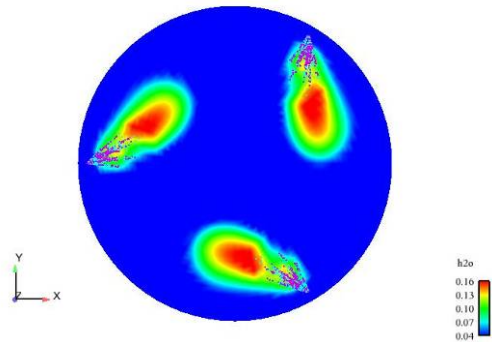
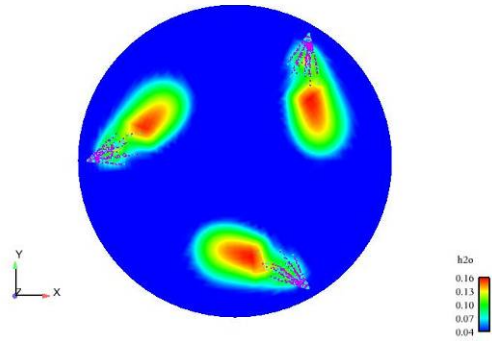
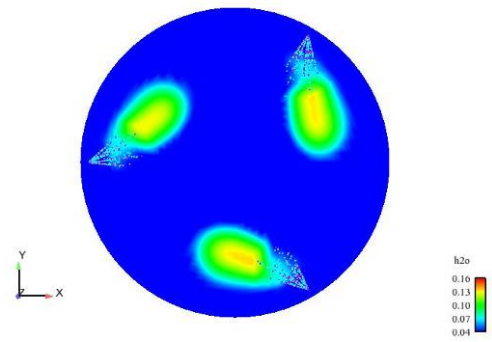
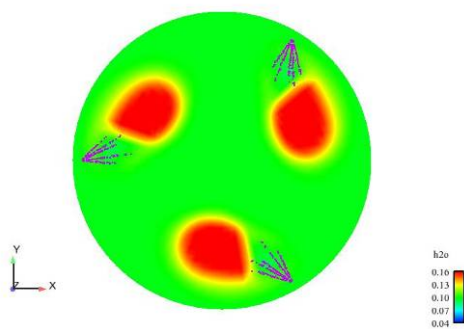
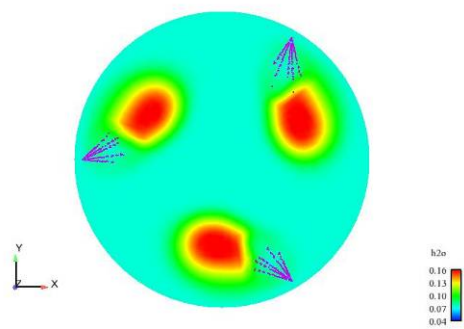
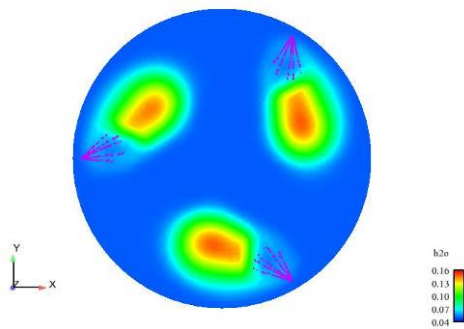
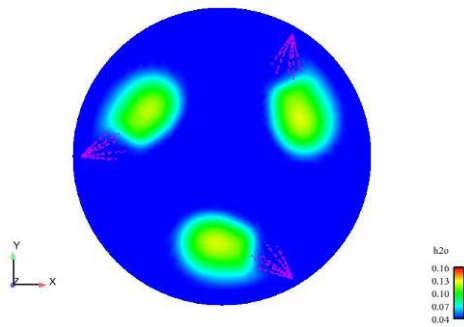


6 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

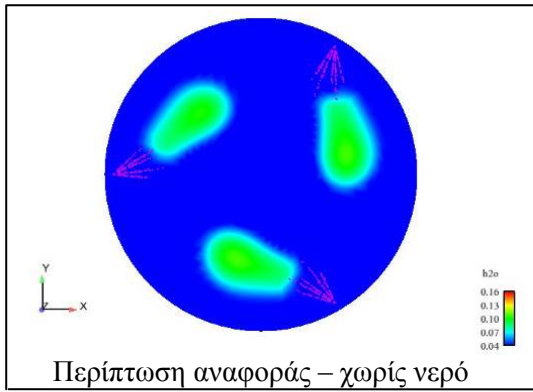


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

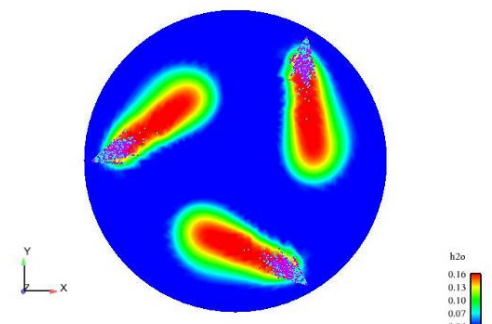
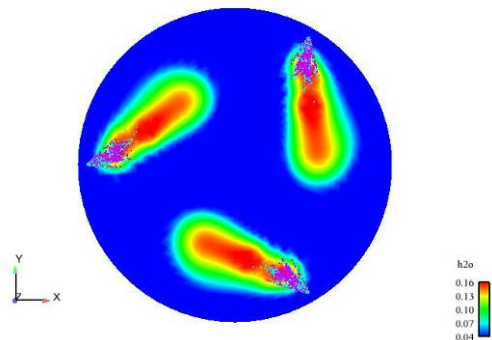
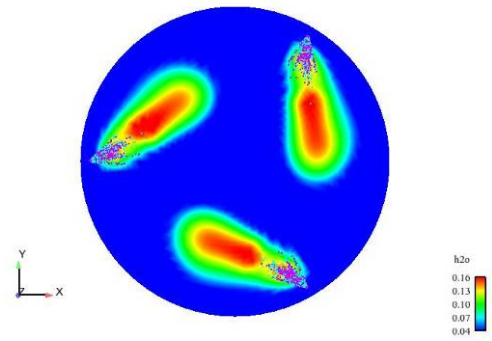
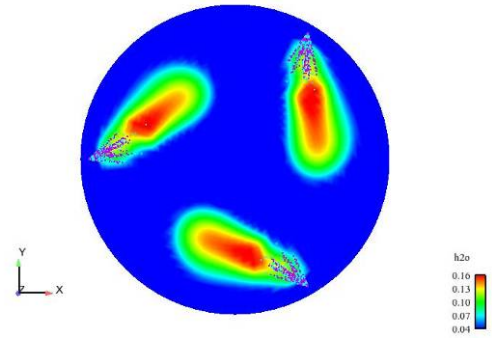
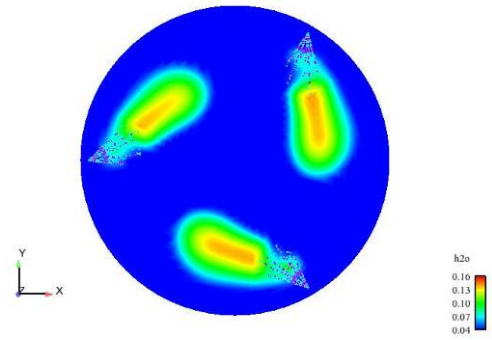
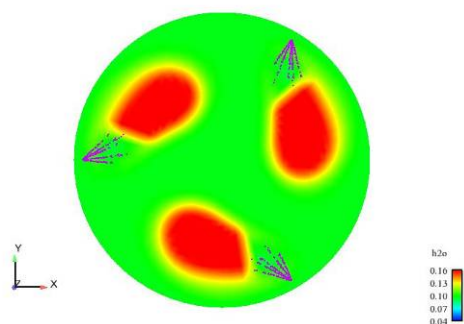
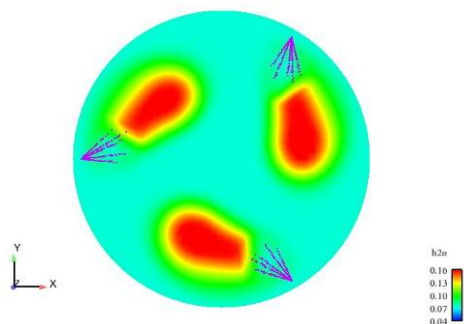
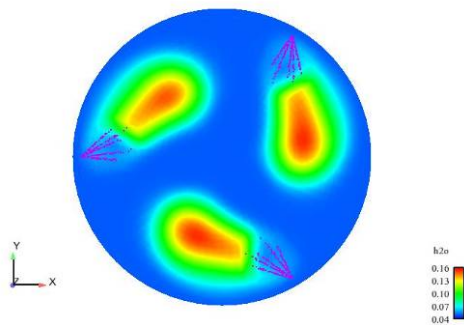
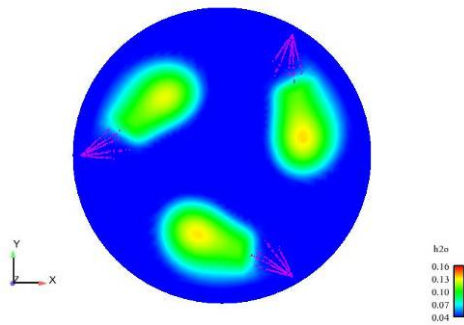


7 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

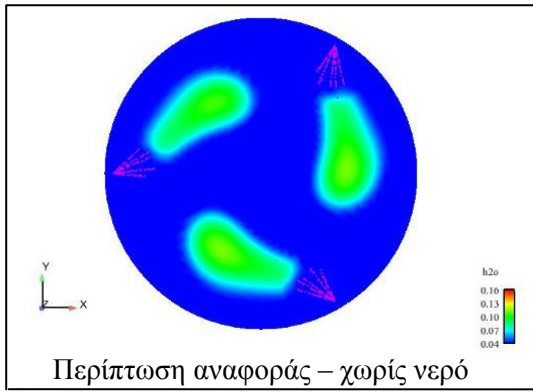


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

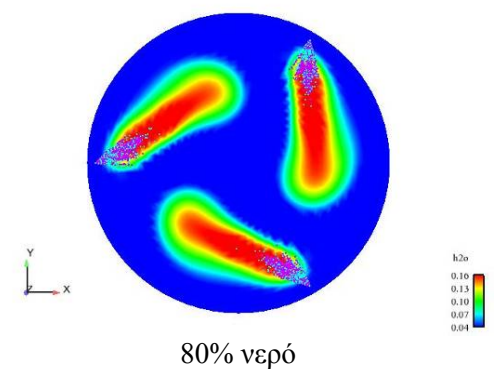
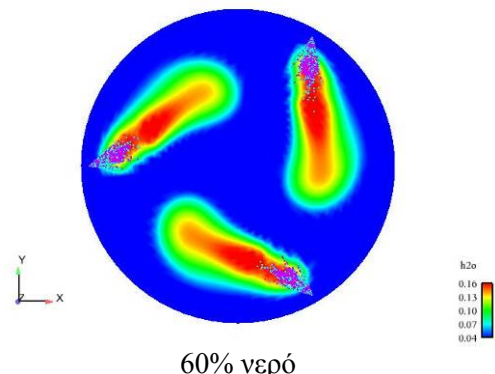
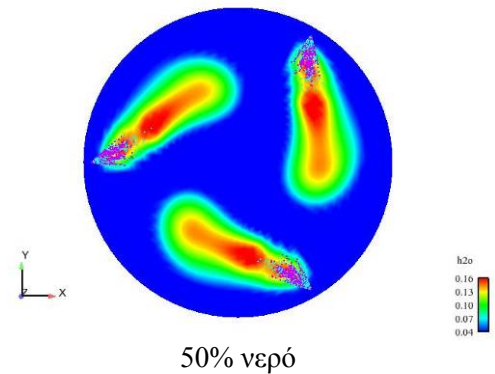
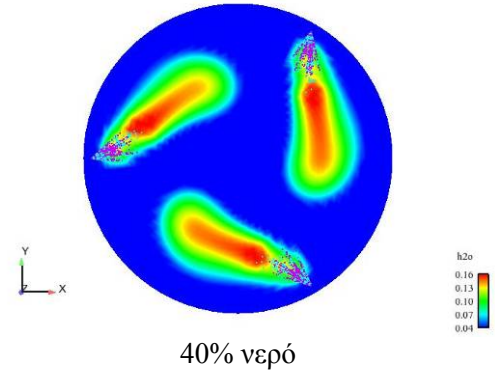
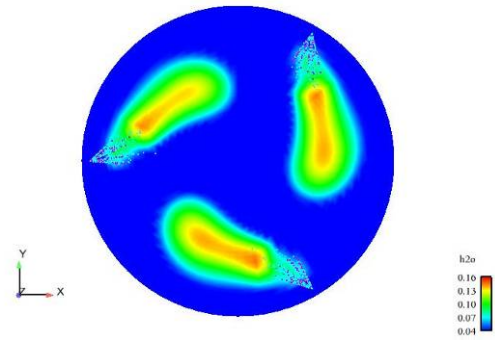
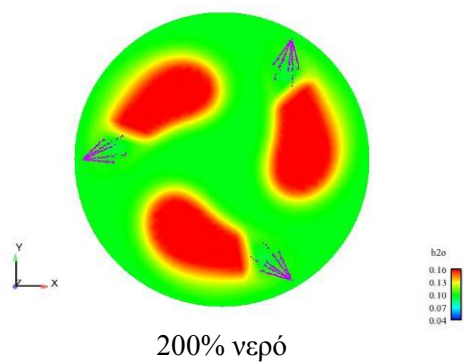
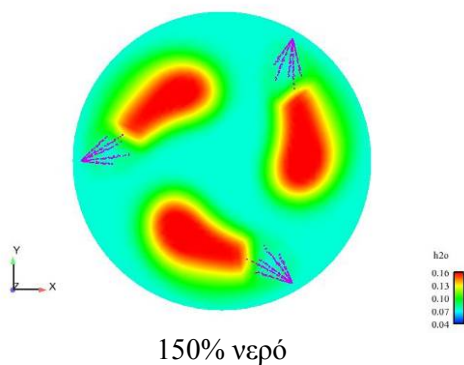
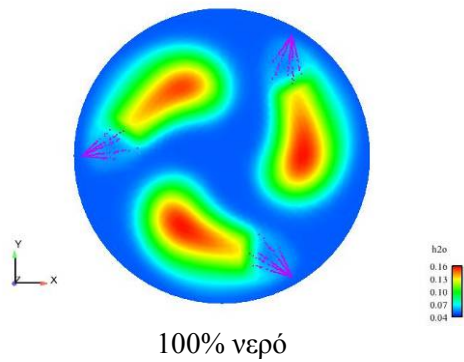
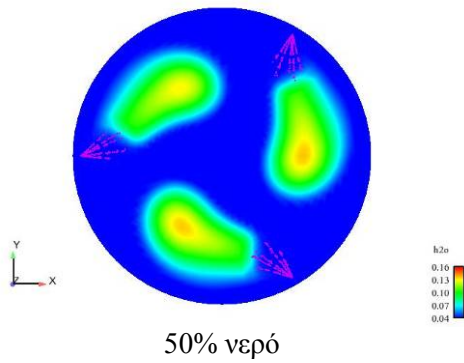


8 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

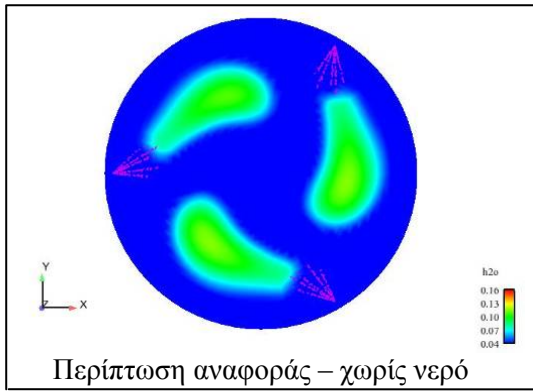


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

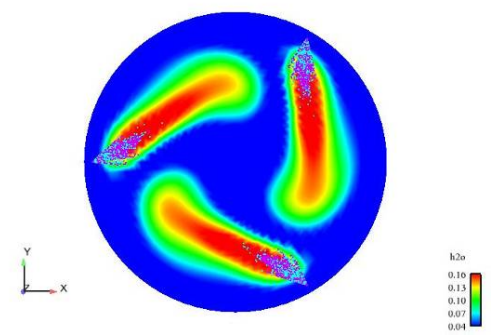
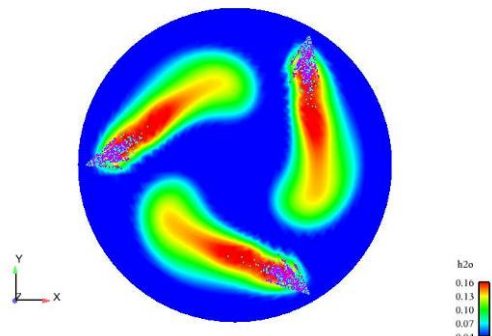
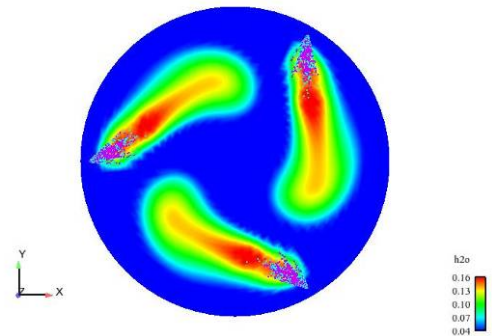
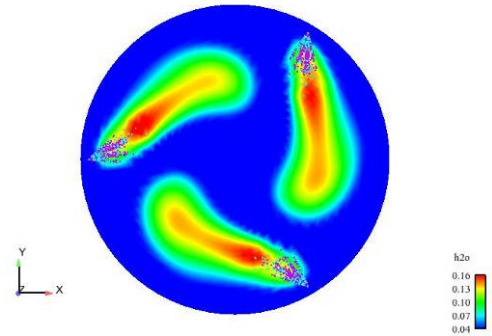
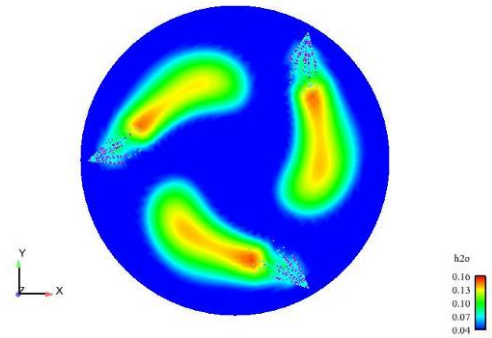
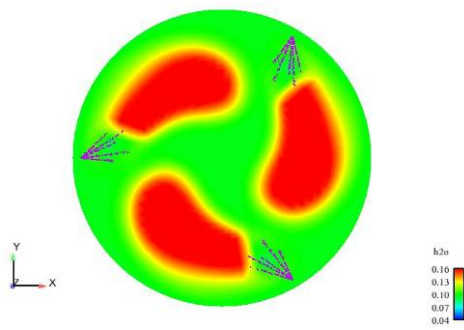
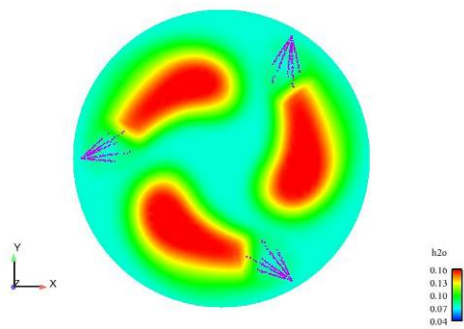
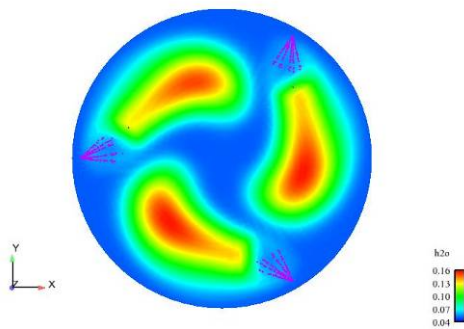
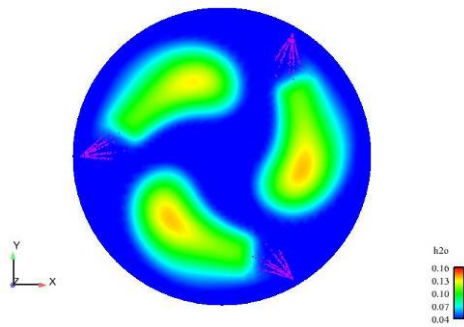


9 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

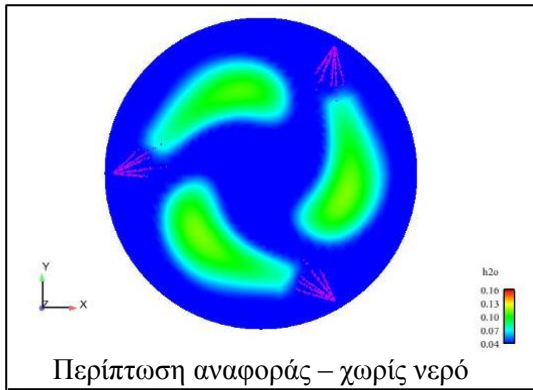


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

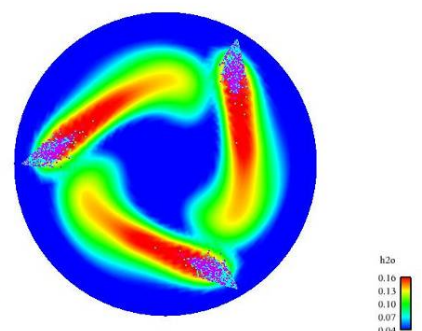
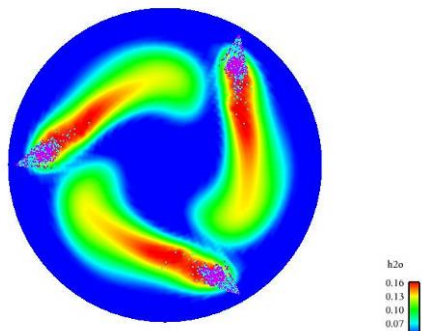
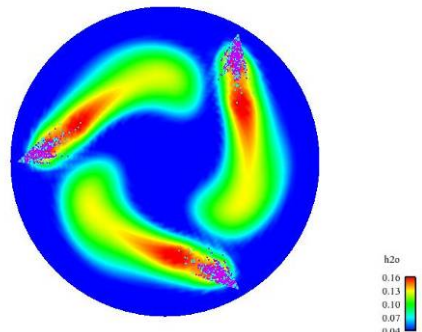
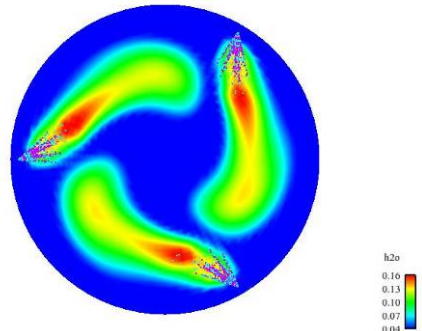
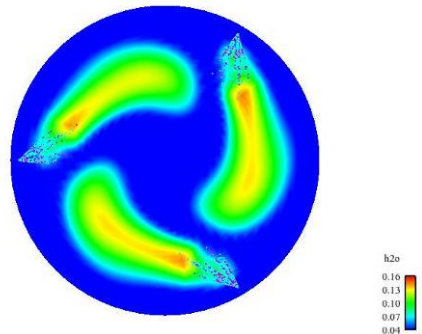
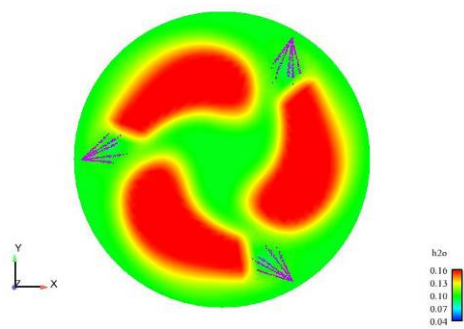
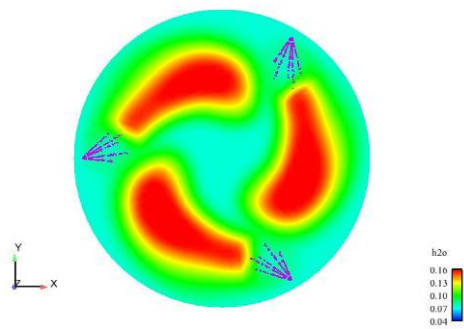
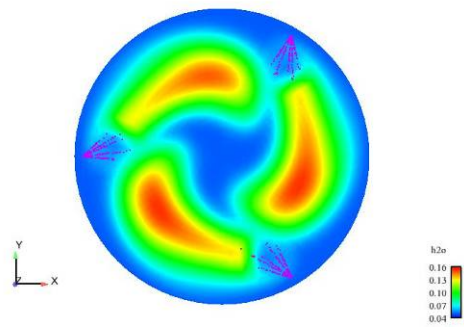
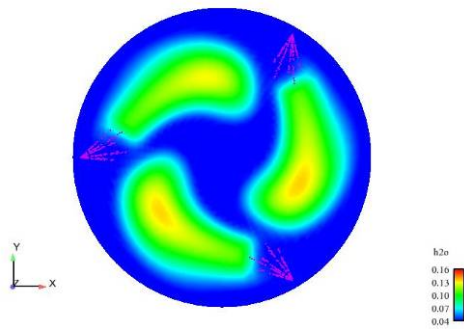


10 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

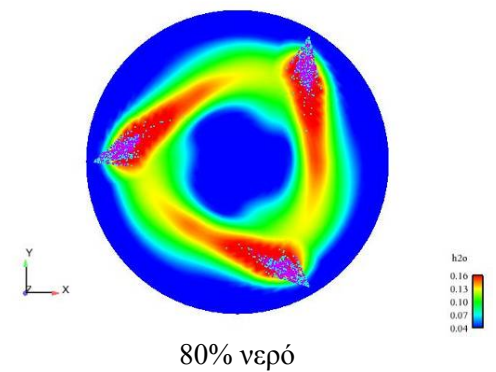
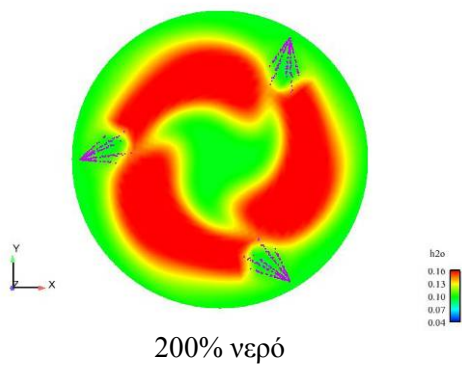
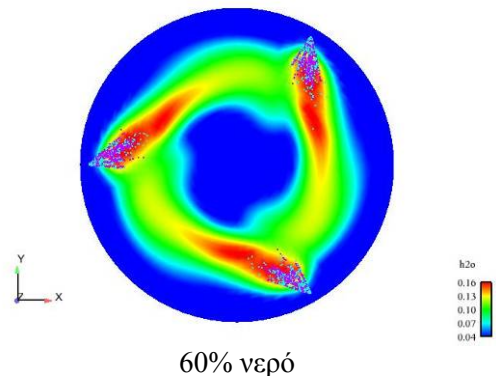
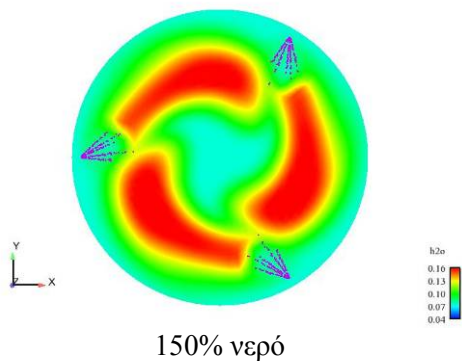
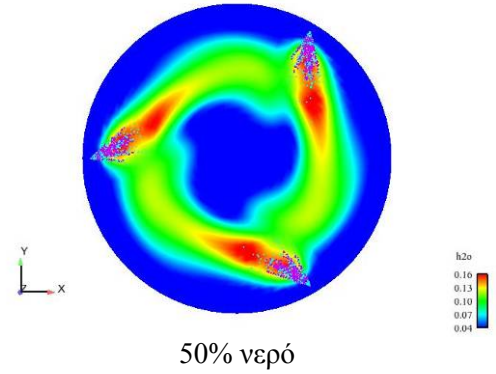
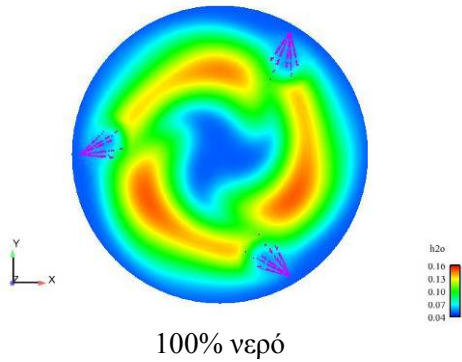
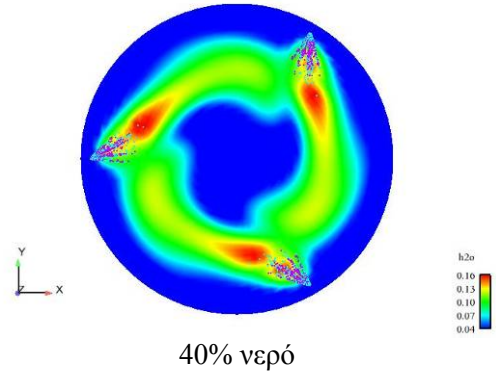
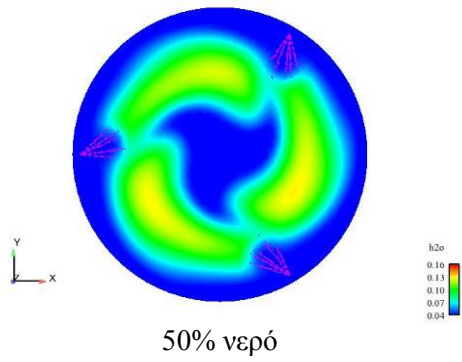
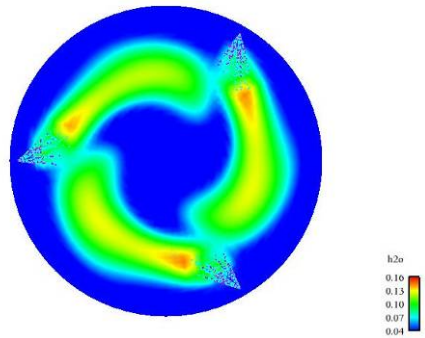
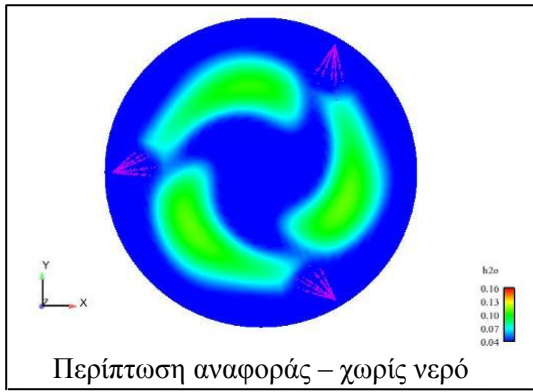


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



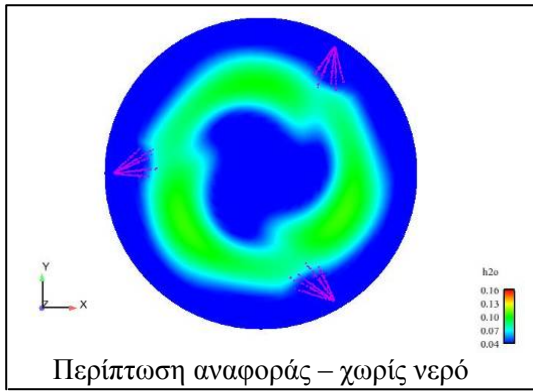
11 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού



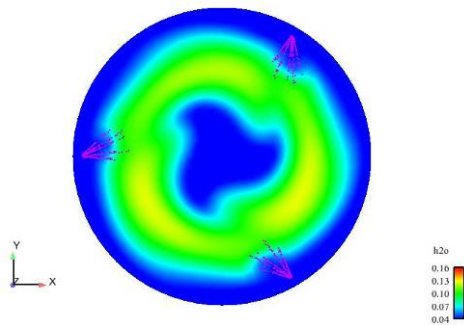
12 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

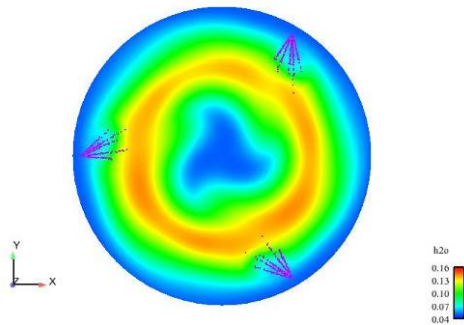


Περίπτωση αναφοράς – χωρίς νερό

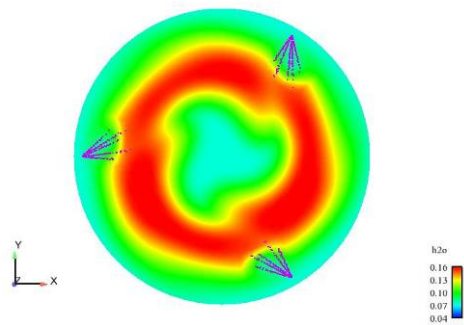
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



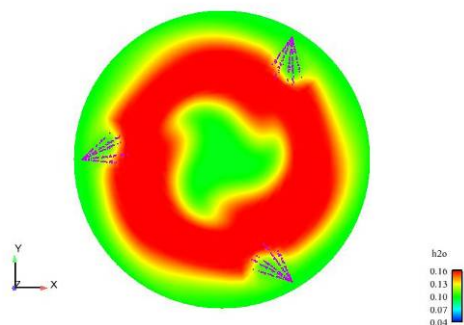
50% νερό



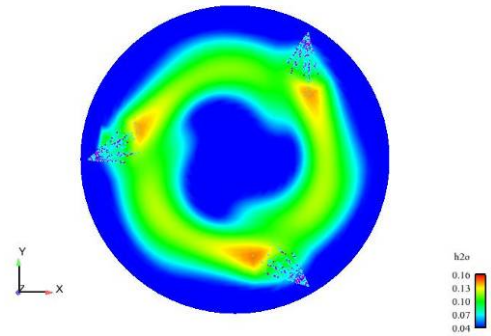
100% νερό



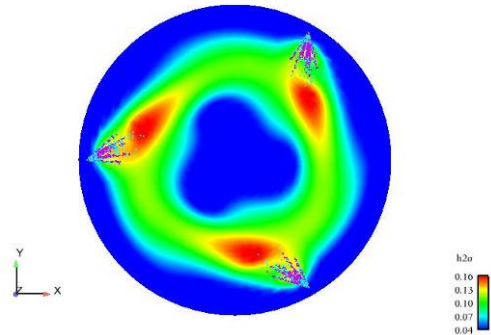
150% νερό



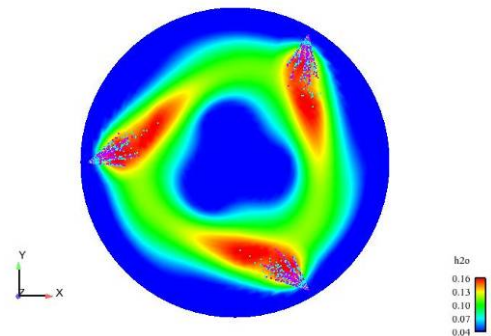
200% νερό



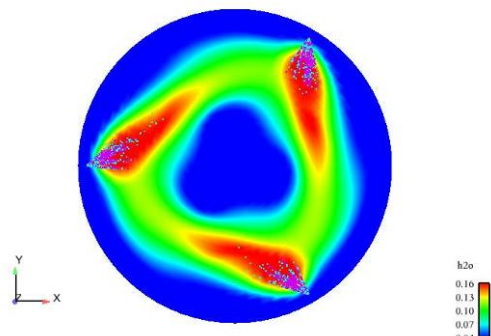
20% νερό



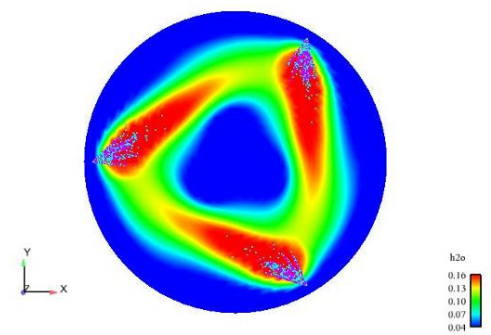
40% νερό



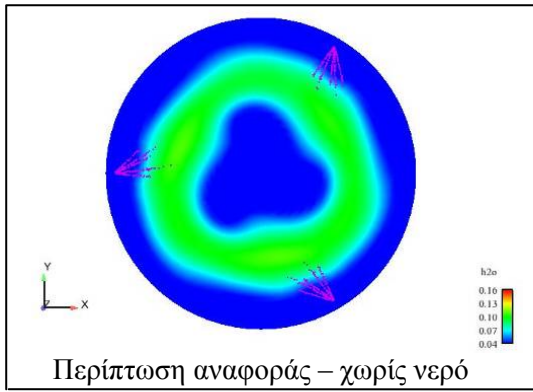
50% νερό



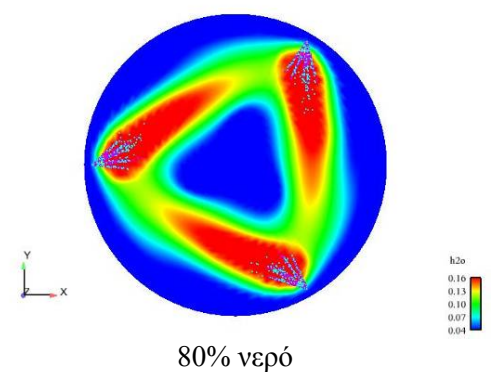
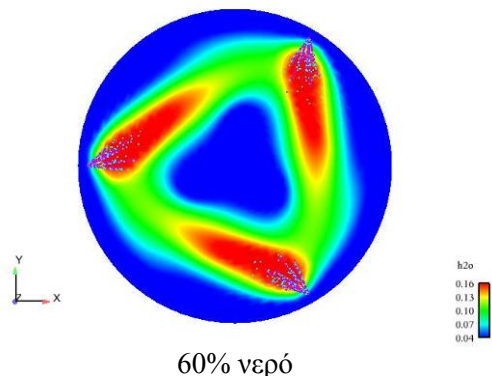
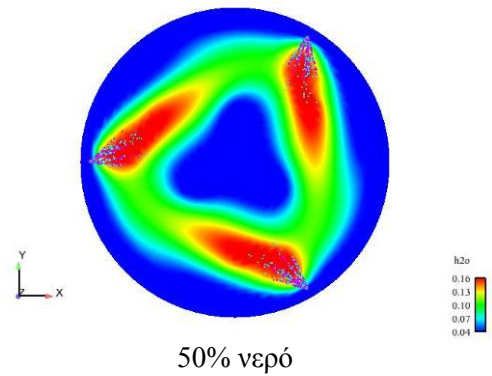
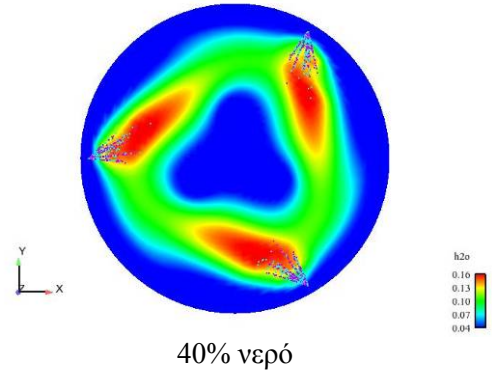
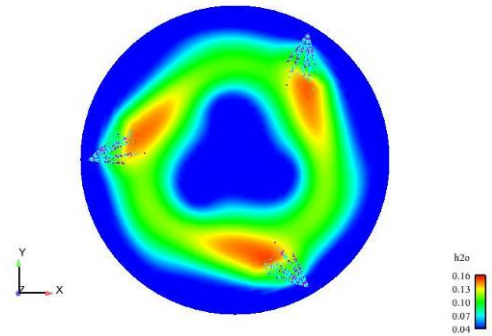
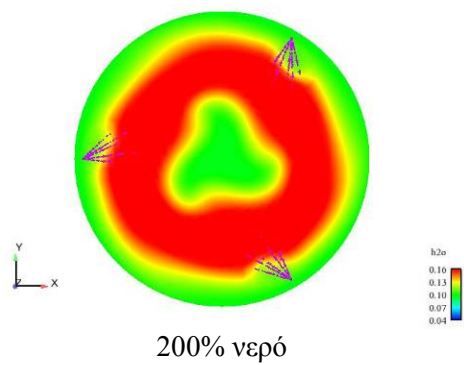
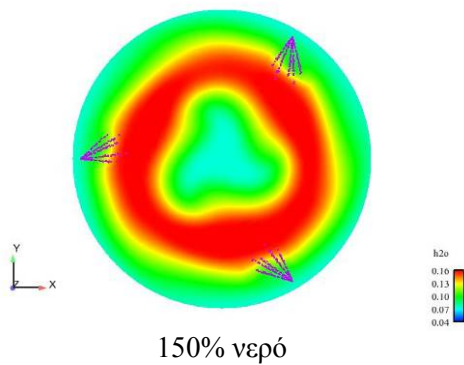
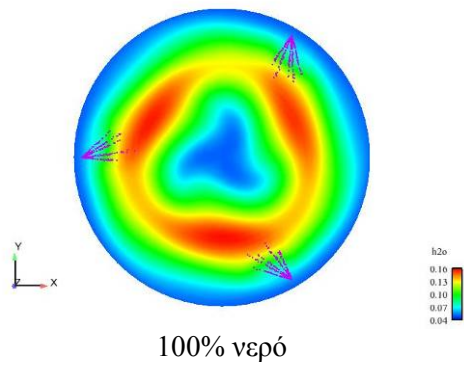
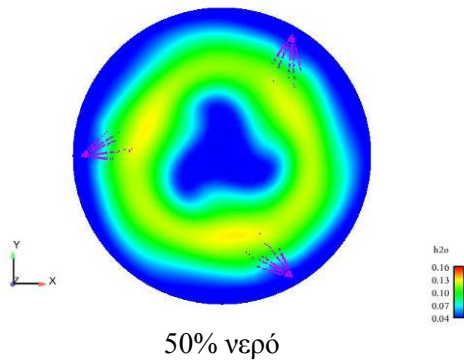
60% νερό



80% νερό

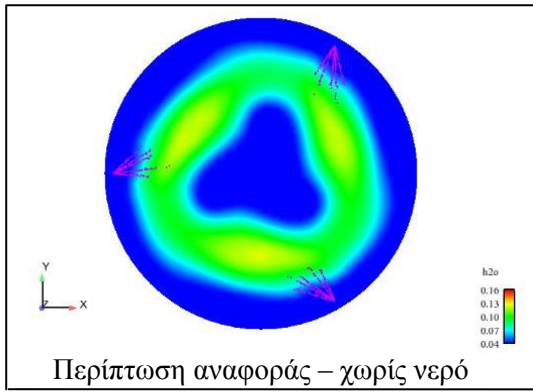


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

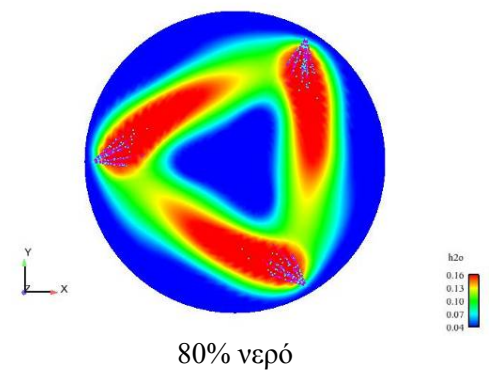
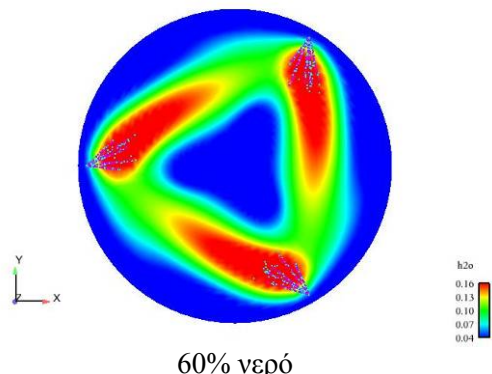
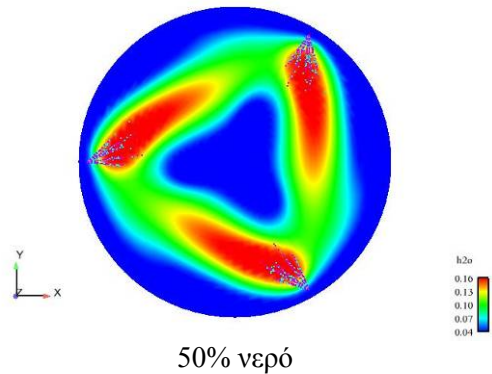
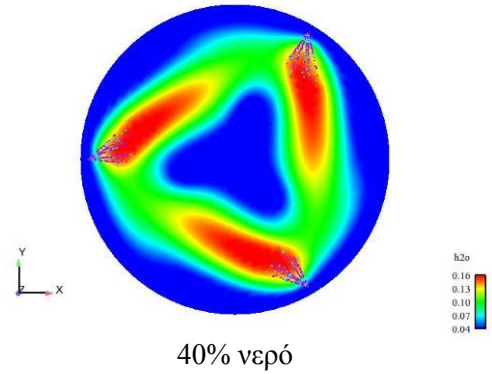
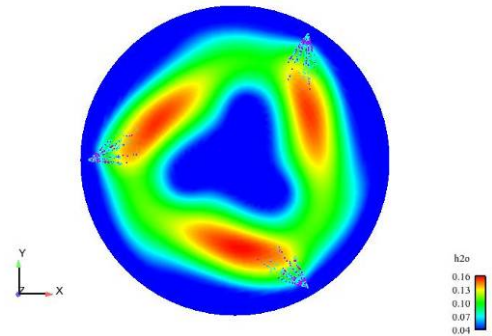
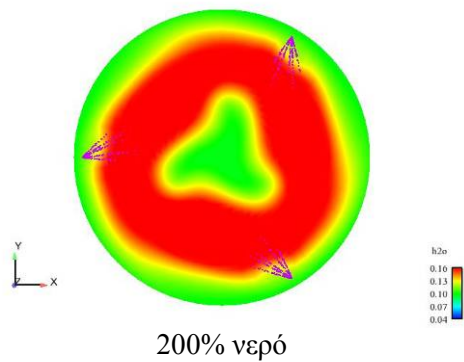
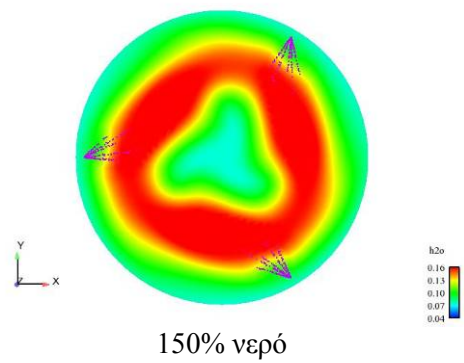
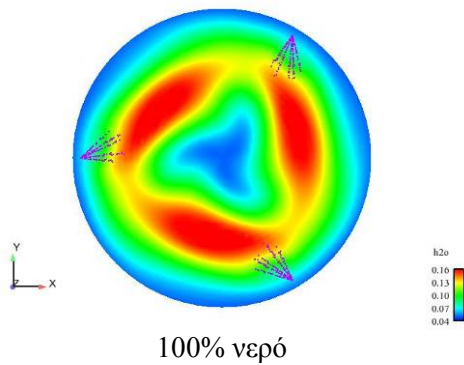
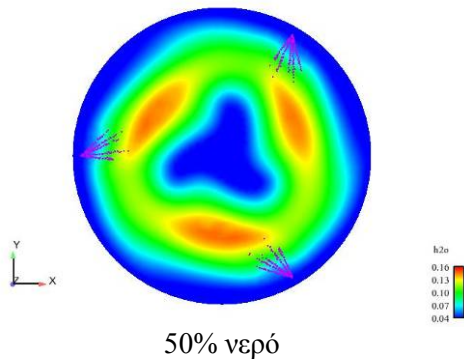


14 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

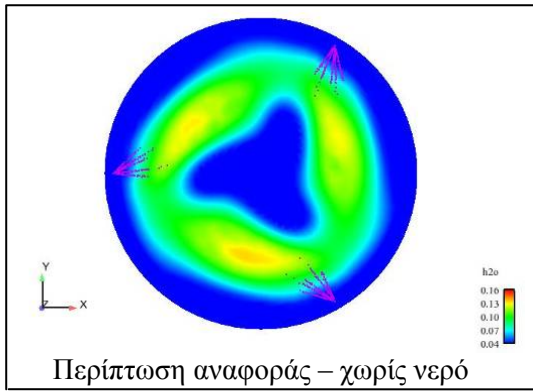


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

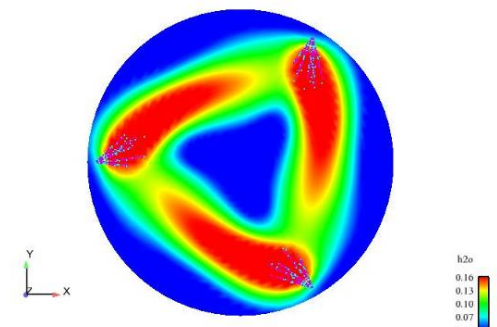
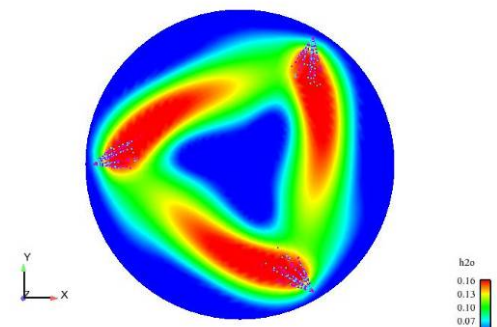
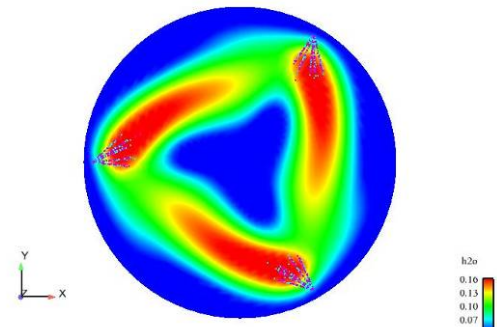
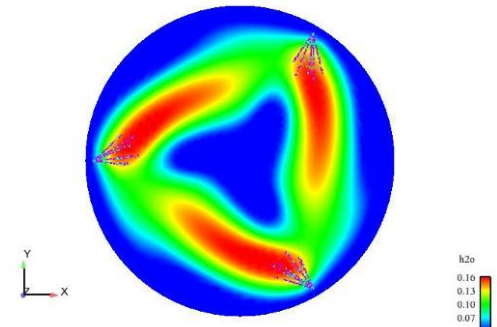
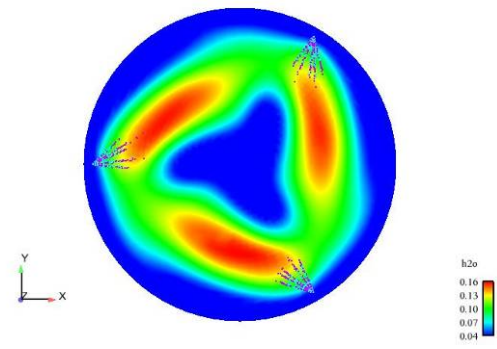
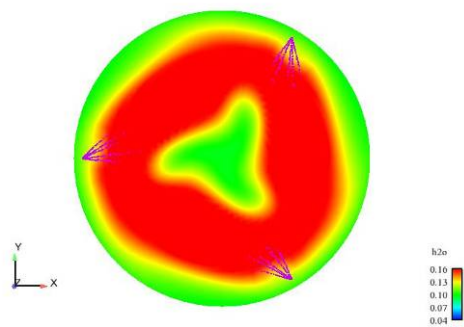
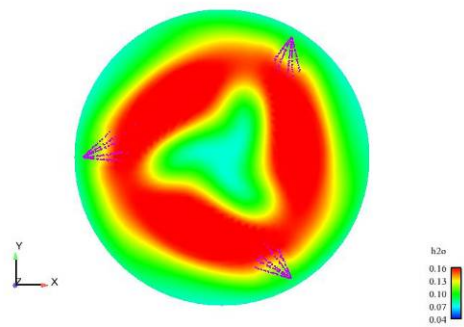
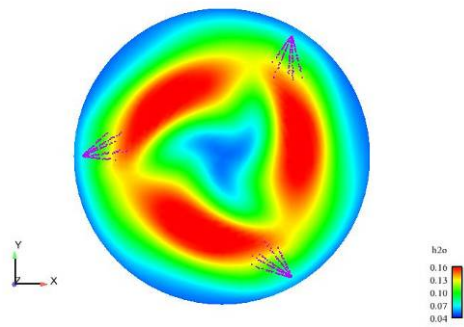
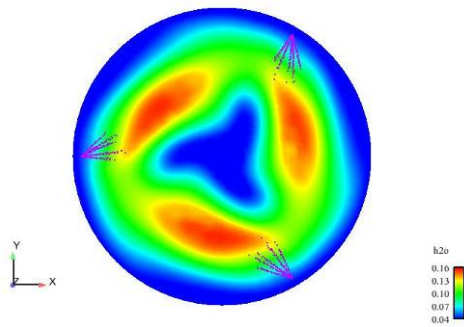


15 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

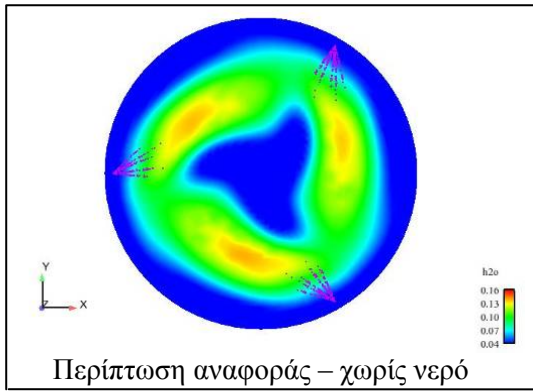


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

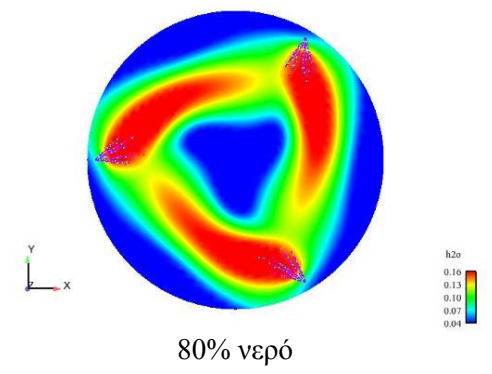
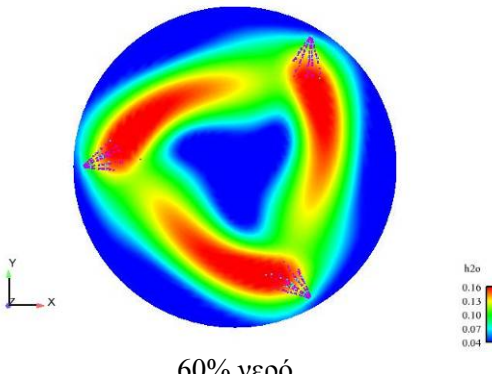
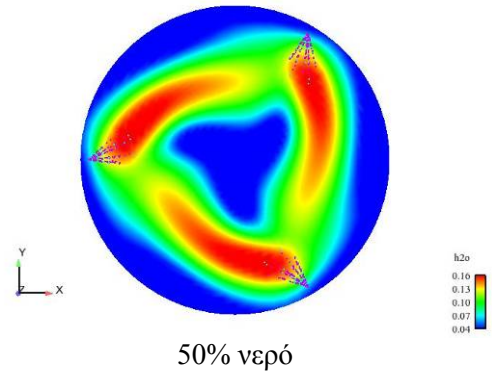
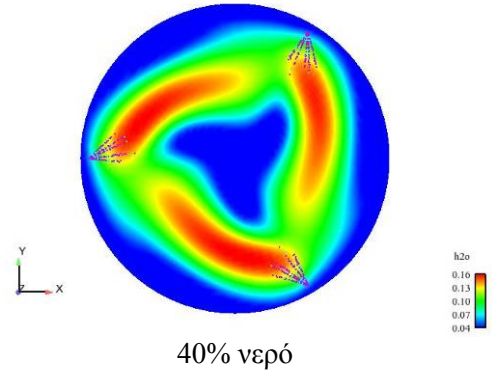
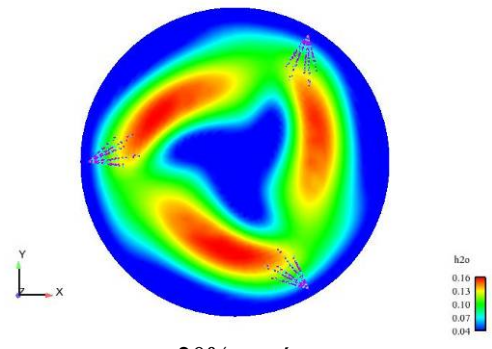
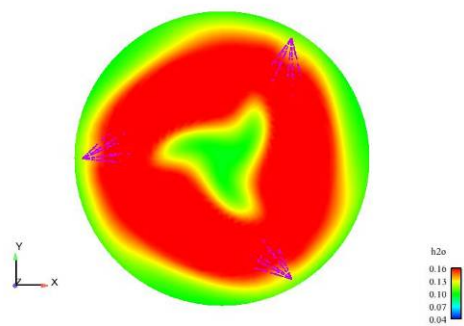
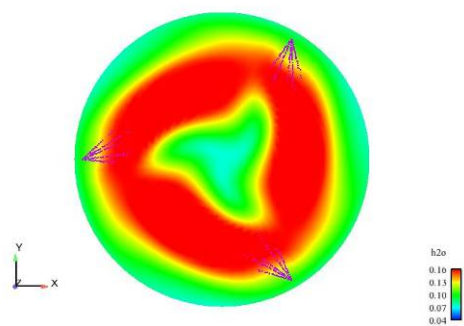
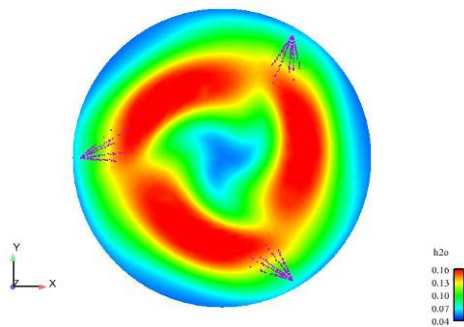
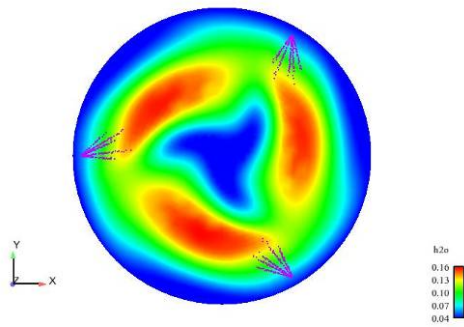


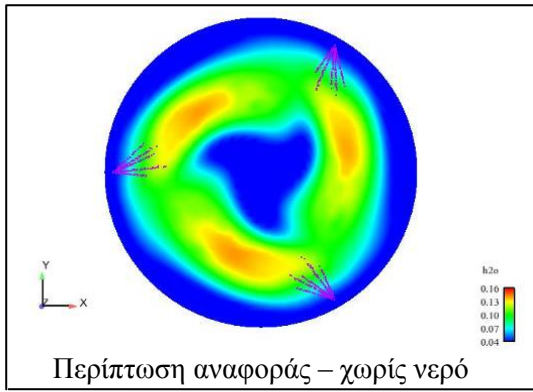
16 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού

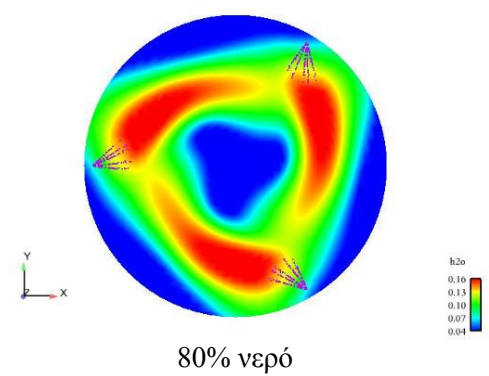
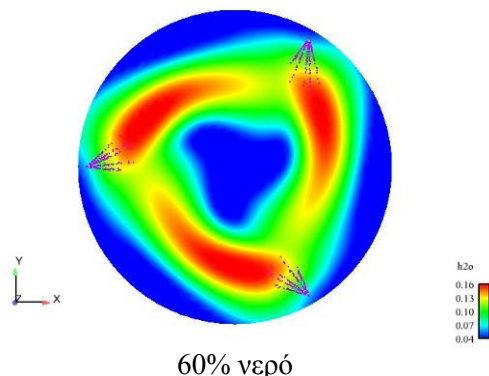
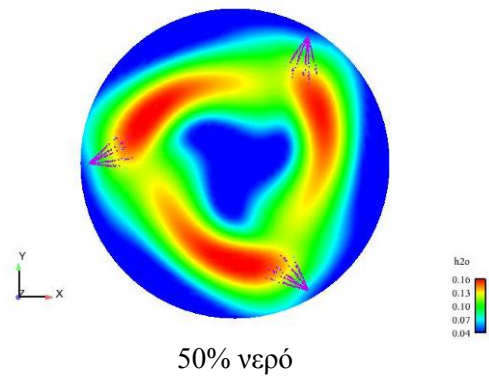
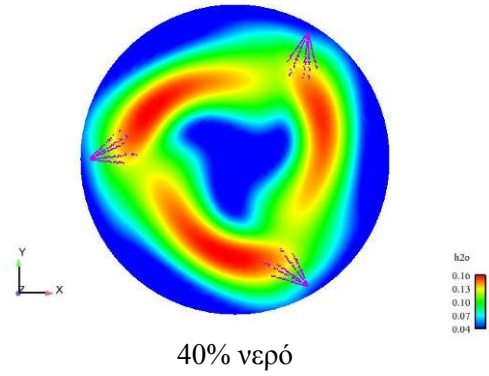
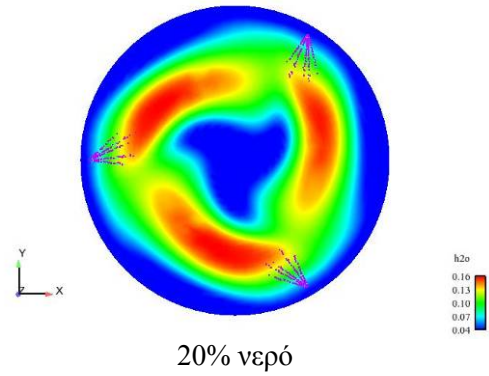
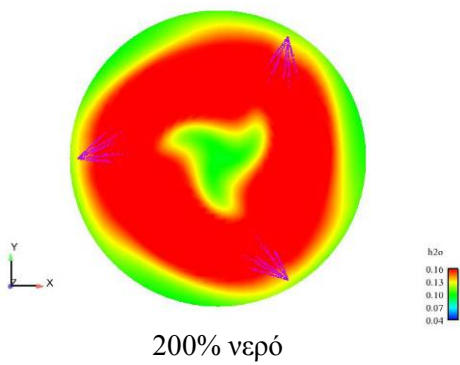
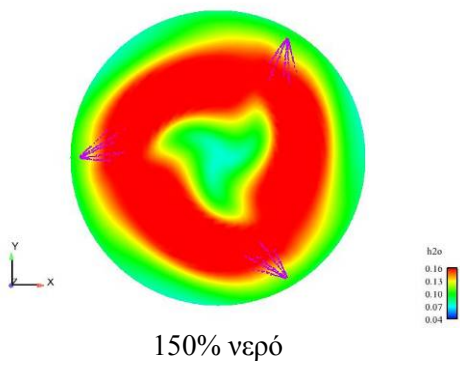
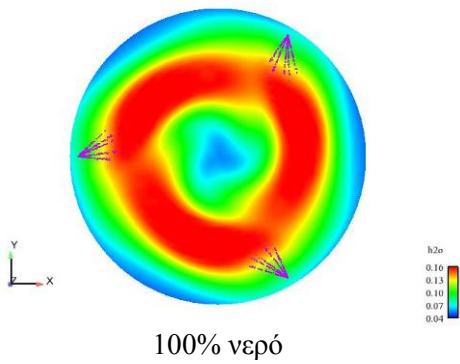
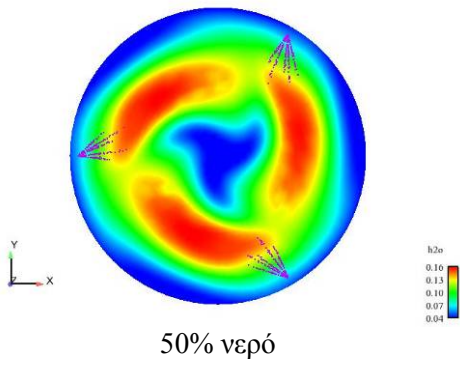


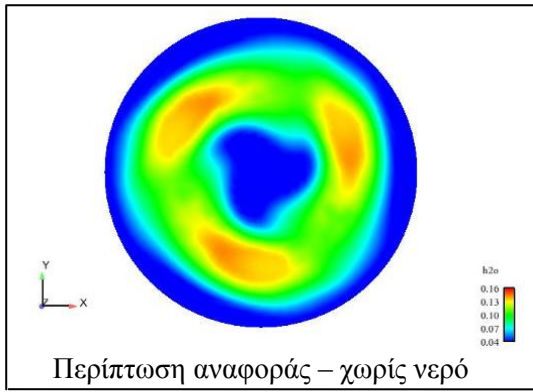
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



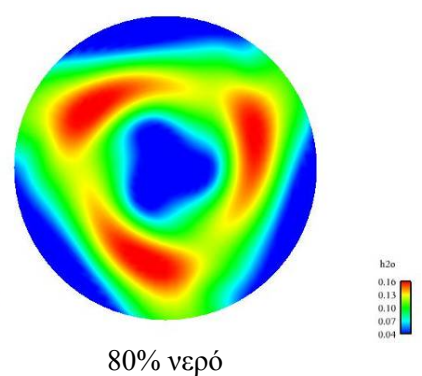
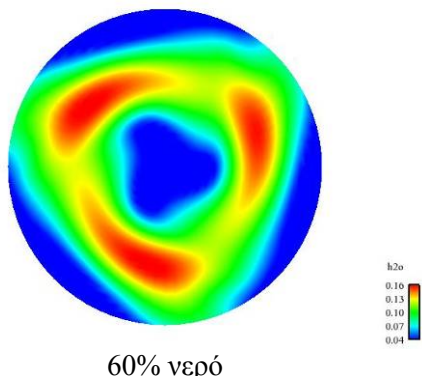
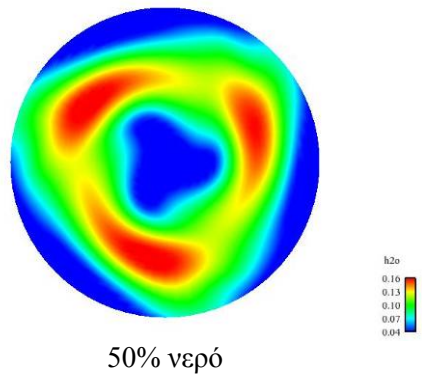
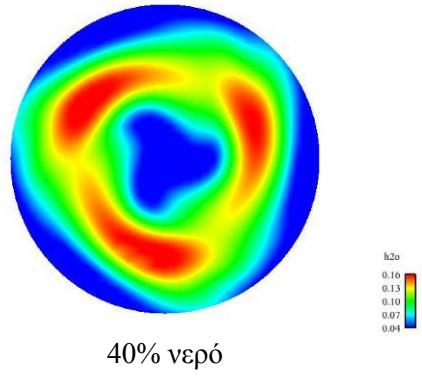
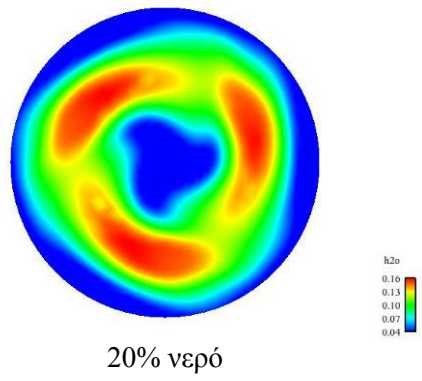
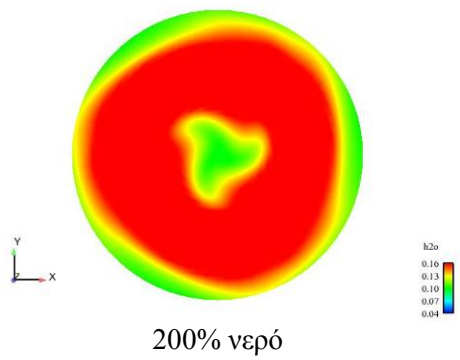
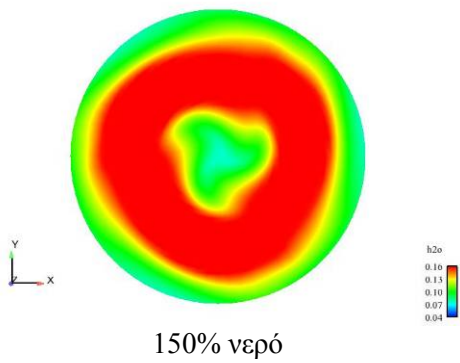
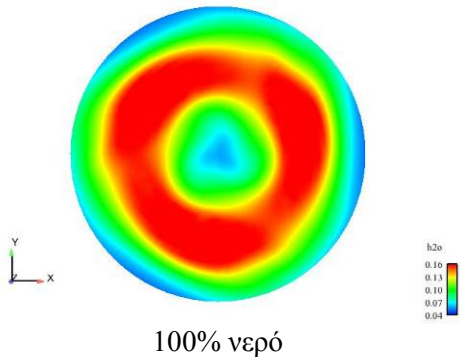
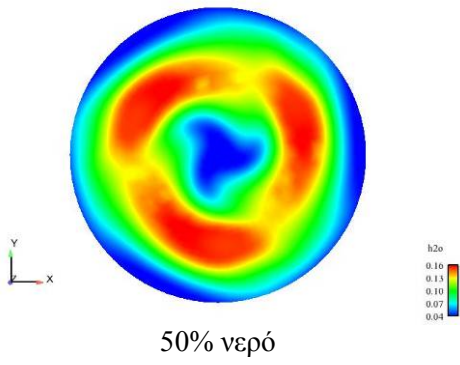


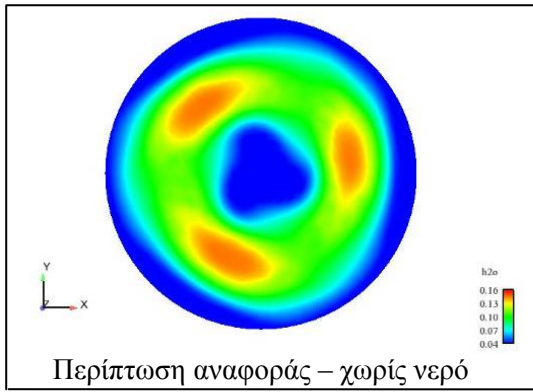
Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



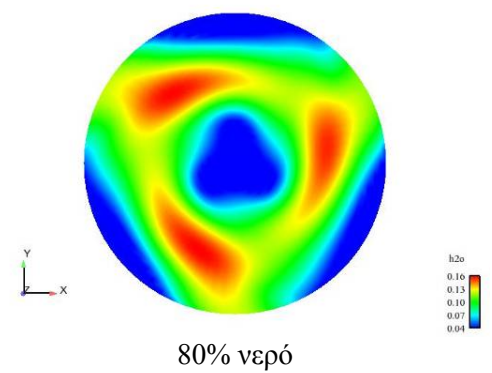
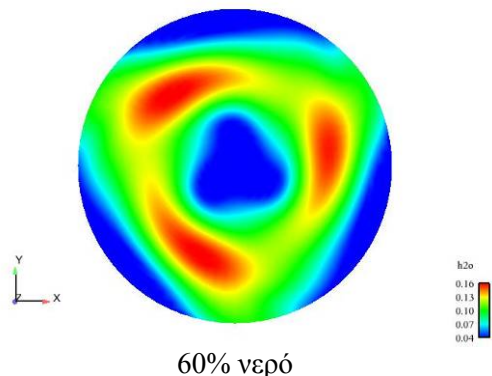
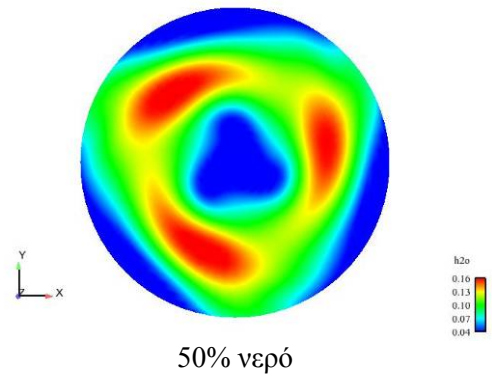
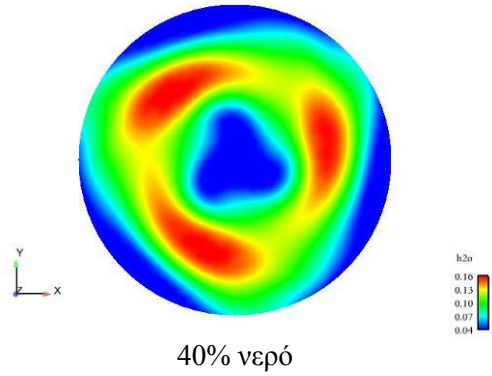
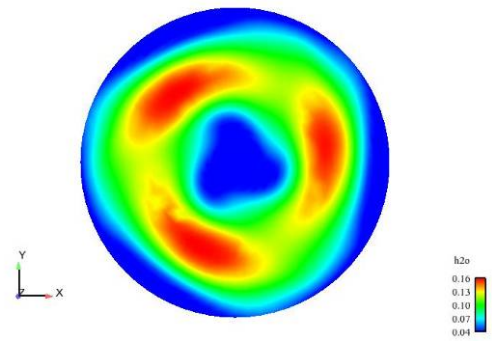
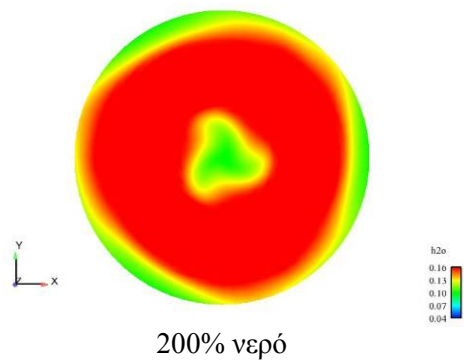
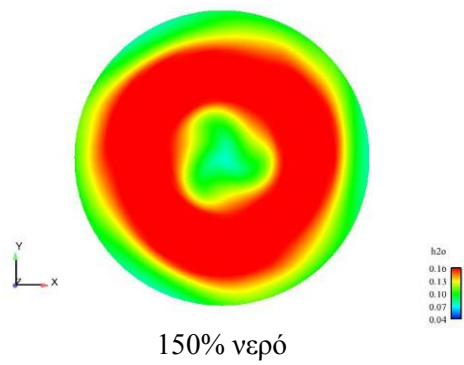
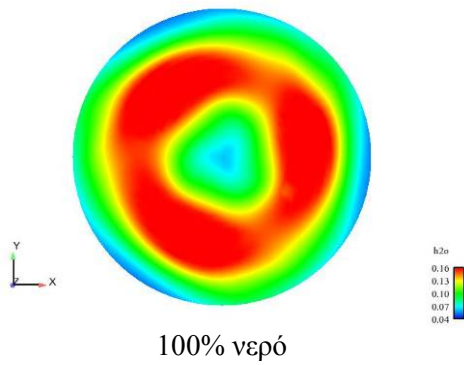
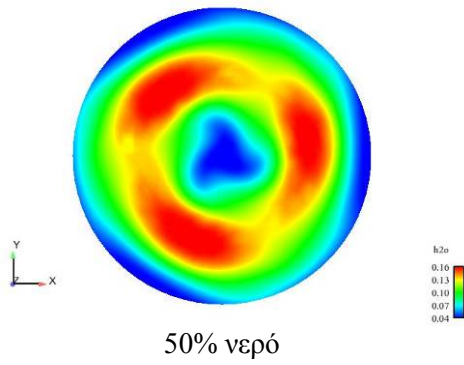


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα



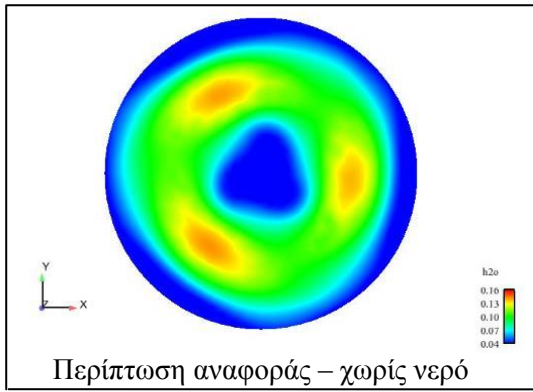


Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

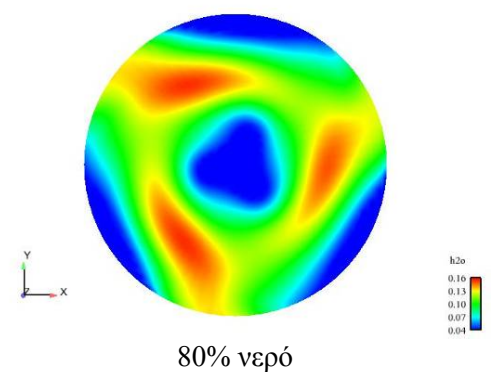
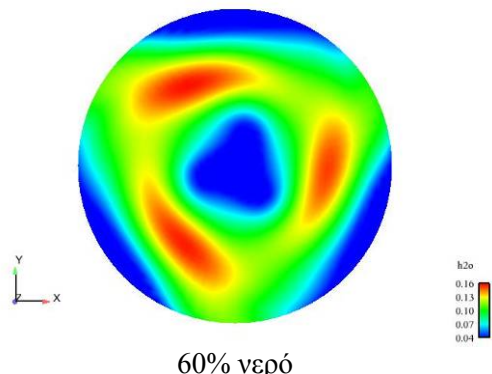
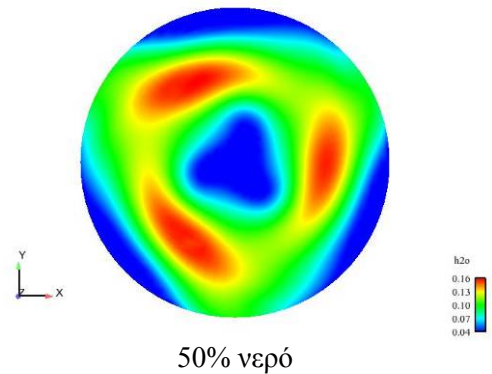
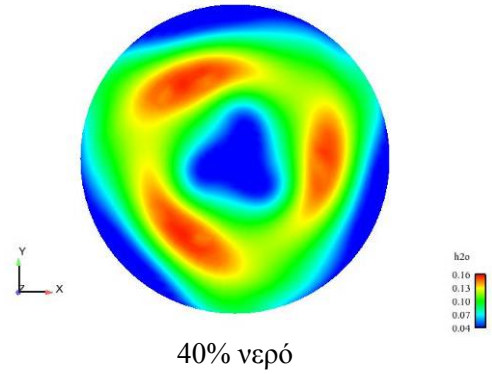
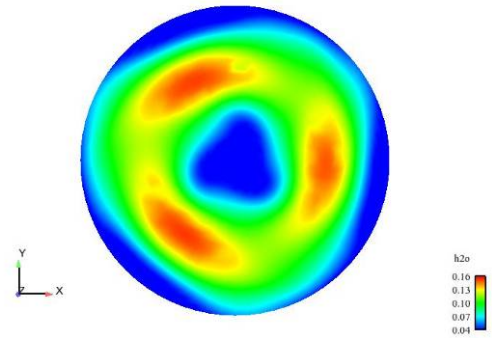
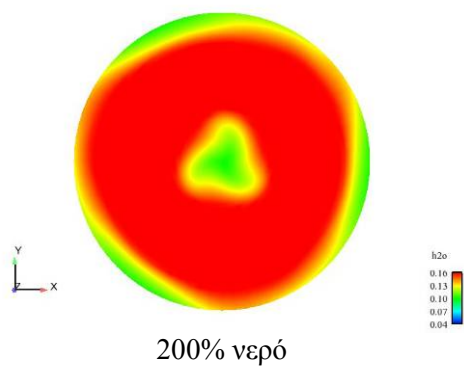
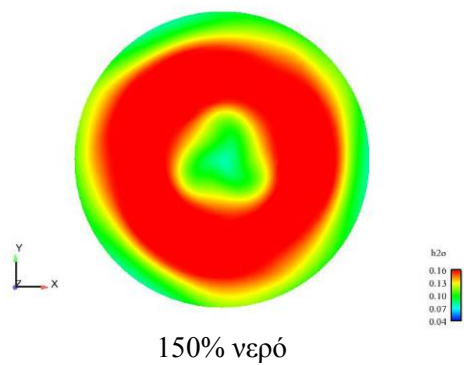
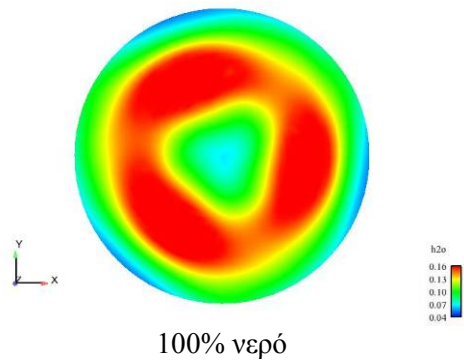
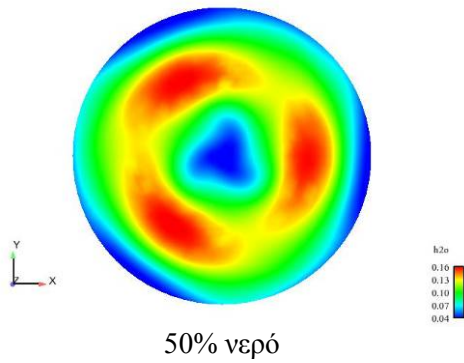


20 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]

Απευθείας έγχυση νερού



Εισαγωγή νερού μαζί με τον αέρα

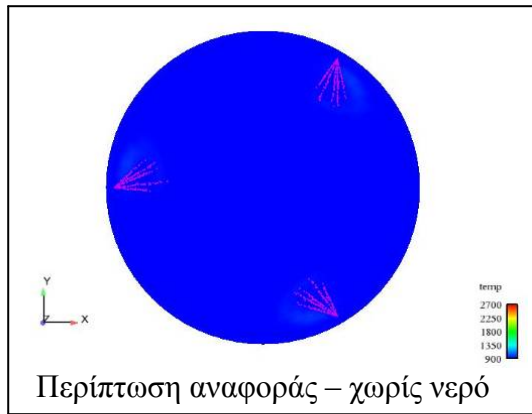


Παράρτημα III.2: Εισαγωγή Νερού Μαζί με τον Αέρα – Παραλλαγές

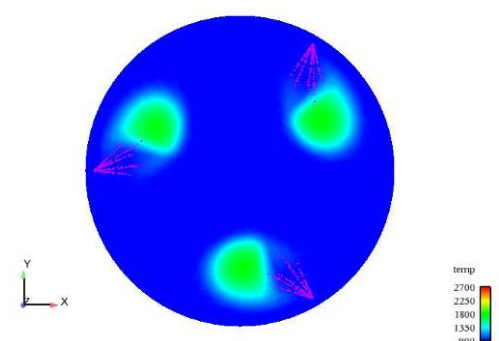
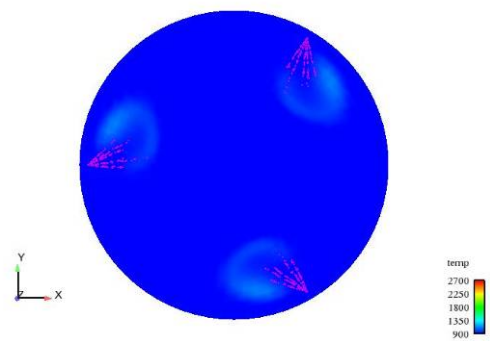
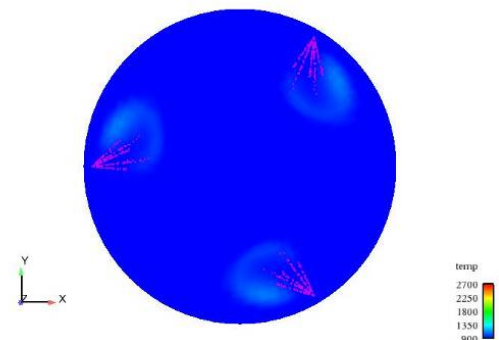
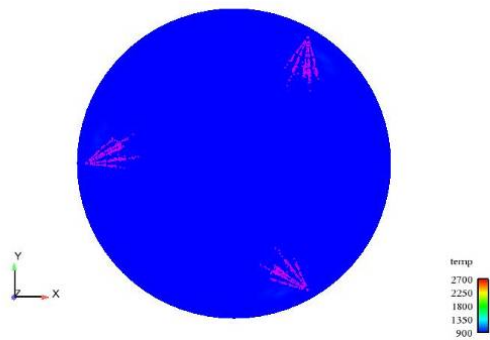
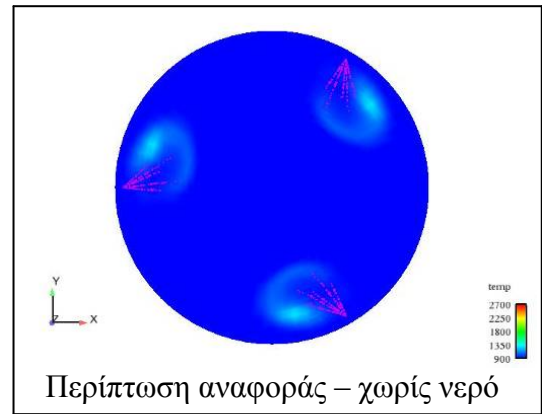
Παρουσιάζονται οπτικοποιήσεις της κατανομής της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης υδρατμών σε οριζόντιο επίπεδο που τέμνει τον κύλινδρο στο ύψος των εγχυτήρων, για διαφορετικές συνθήκες εισαγωγής του νερού μαζί με τον αέρα της καύσης, σε στιγμιότυπα ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου, από τις 3^ο μετά το ΑΝΣ (δηλαδή μία μοίρα μετά την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου) μέχρι τις 20^ο μετά το ΑΝΣ (δηλαδή περίπου 3^ο μετά το πέρας της έγχυσης του καυσίμου). Συγκεκριμένα απεικονίζονται οι εξής τρεις περιπτώσεις:

- Περίπτωση αναφοράς (χωρίς εισαγωγή νερού).
- Περίπτωση εισαγωγής ποσότητας 100% νερού, και έναρξης της έγχυσης καυσίμου στις 2^ο μετά το ΑΝΣ.
- Περίπτωση εισαγωγής ποσότητας 100% νερού, και έναρξης της έγχυσης καυσίμου στη 1^ο μετά το ΑΝΣ.

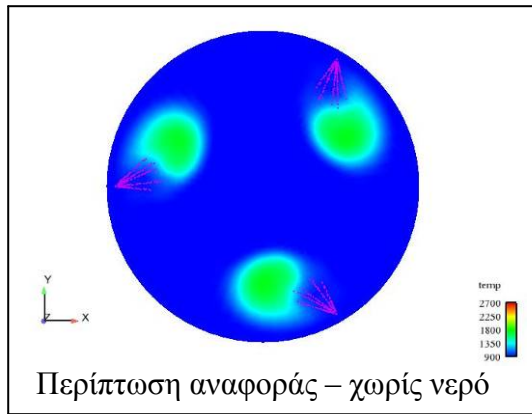
3 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



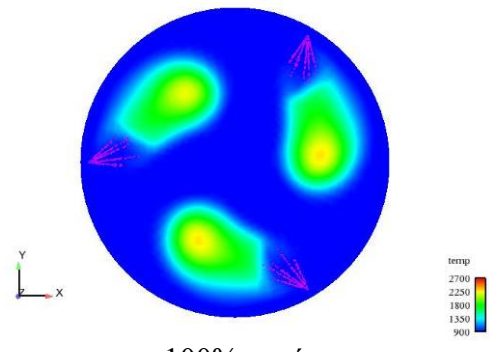
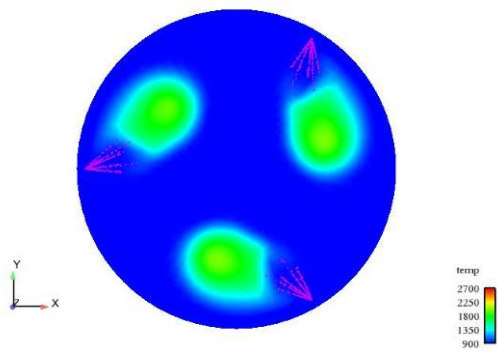
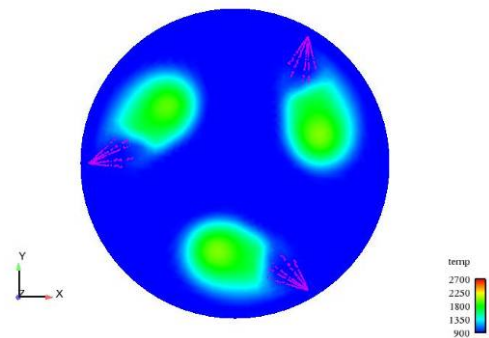
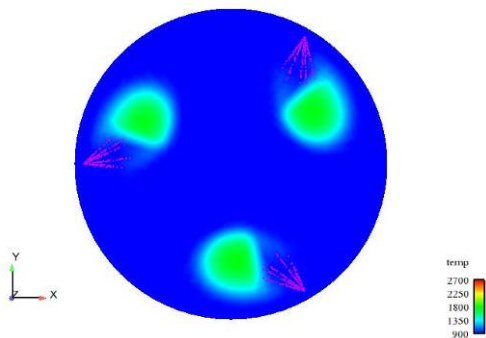
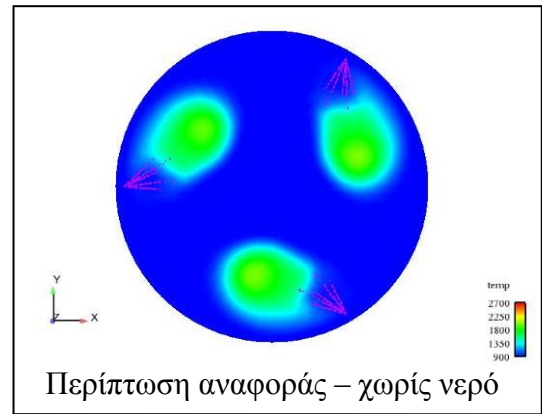
4 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



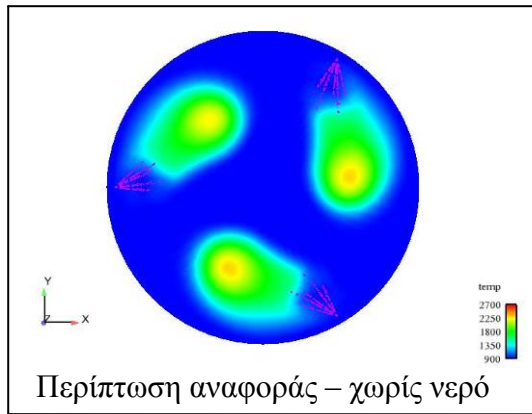
5 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



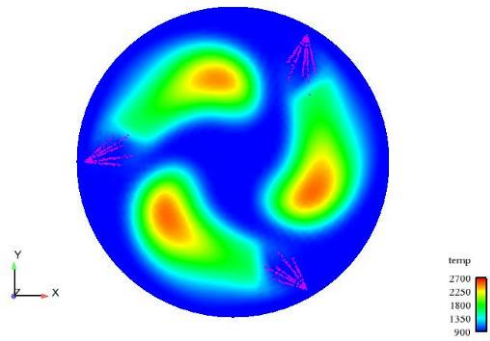
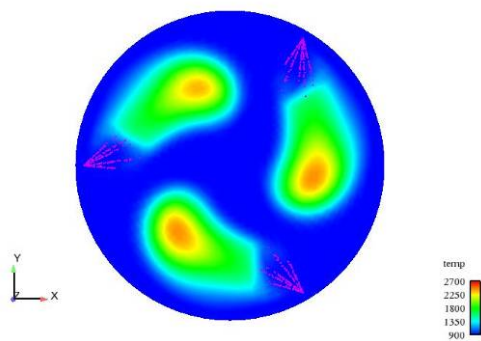
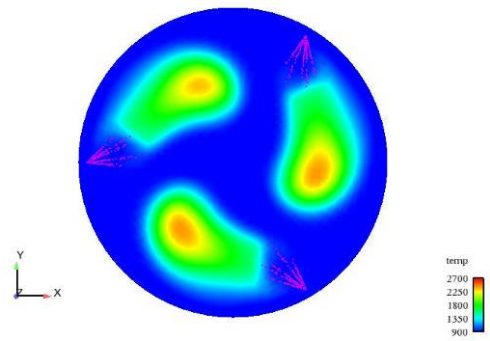
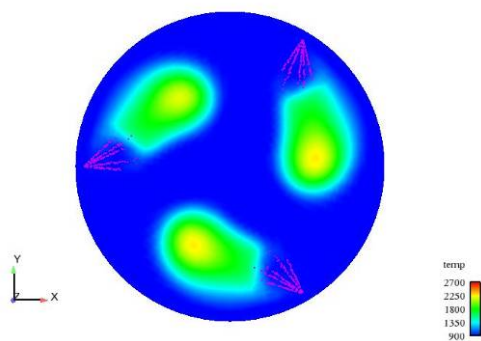
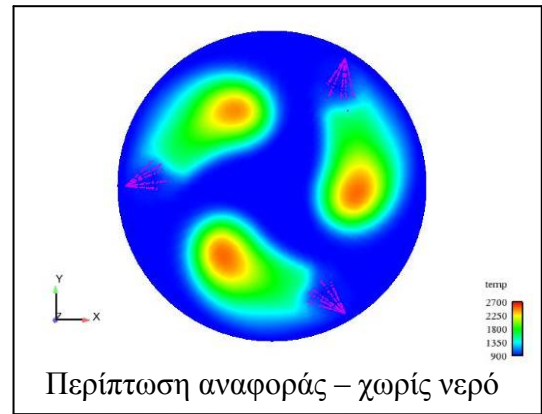
6 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



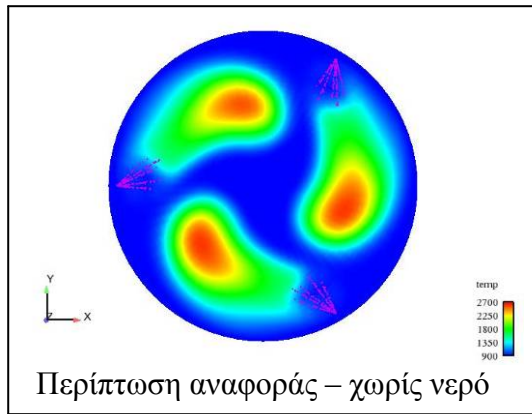
7 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



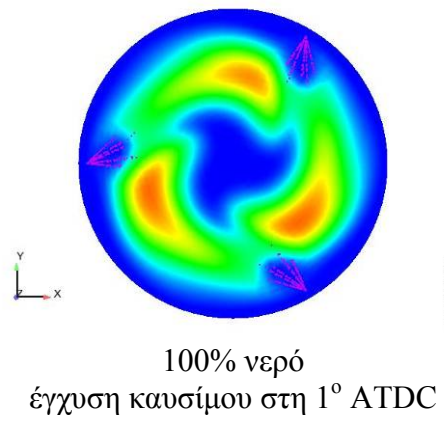
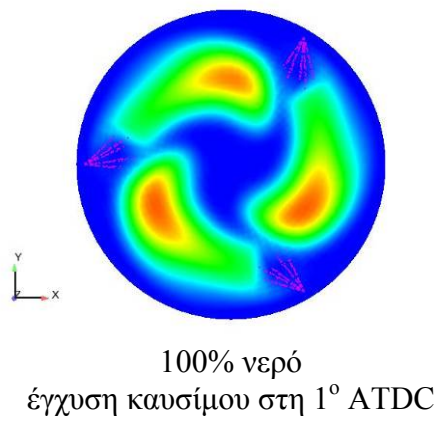
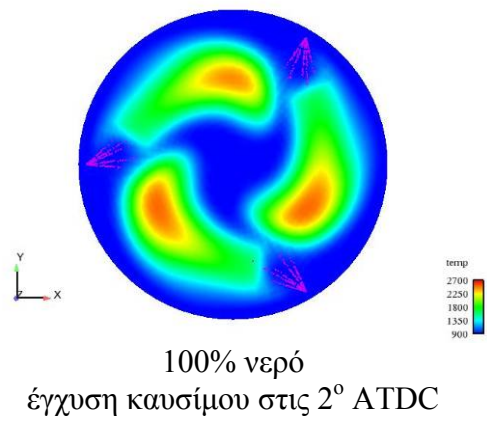
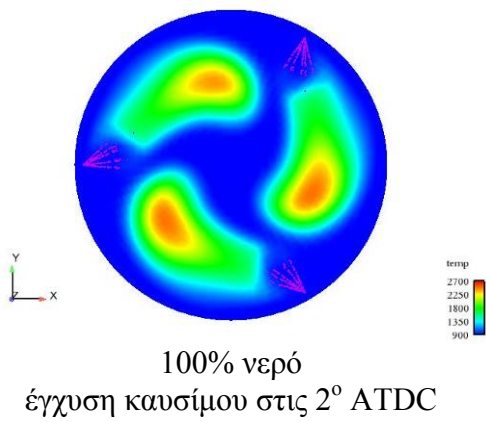
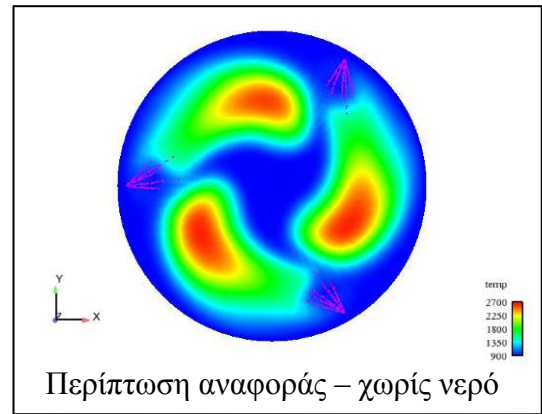
8 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



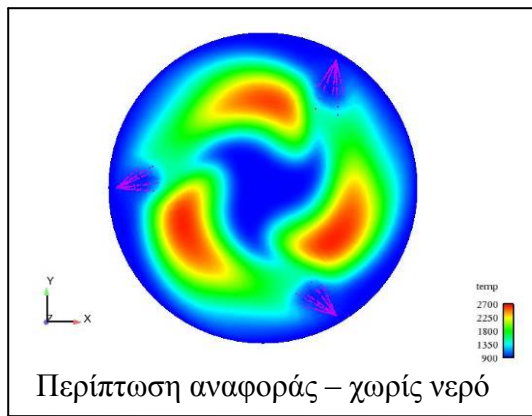
9 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



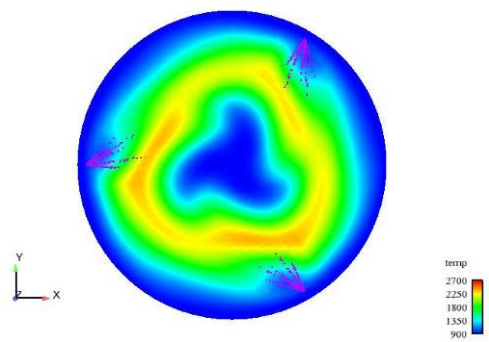
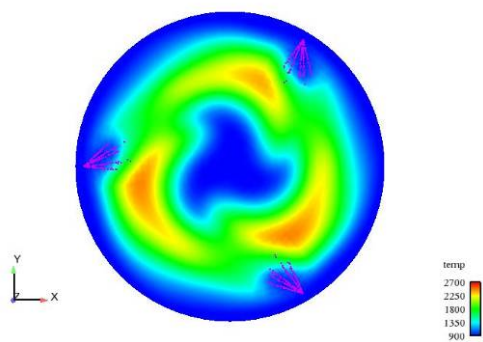
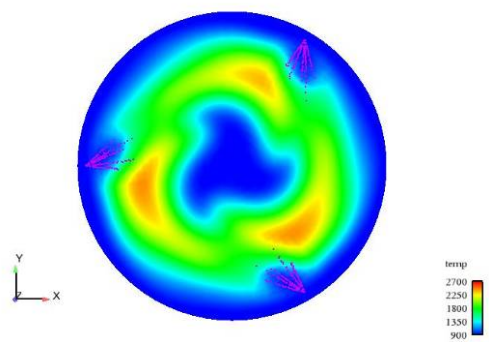
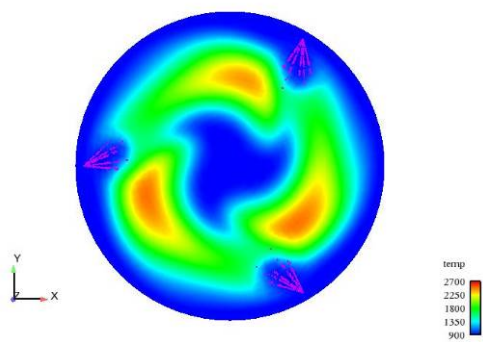
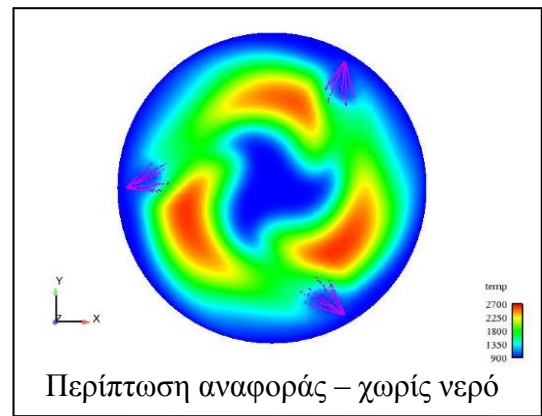
10 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



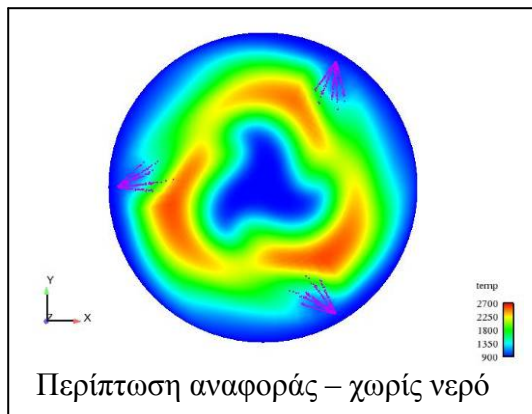
11 ΜΟΙΠΕΣ - Θερμοκρασία [K]



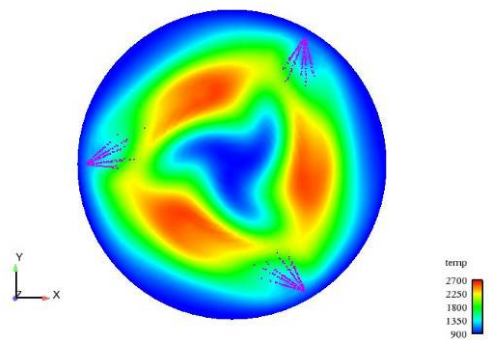
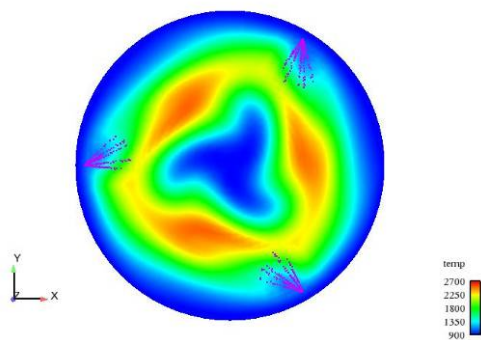
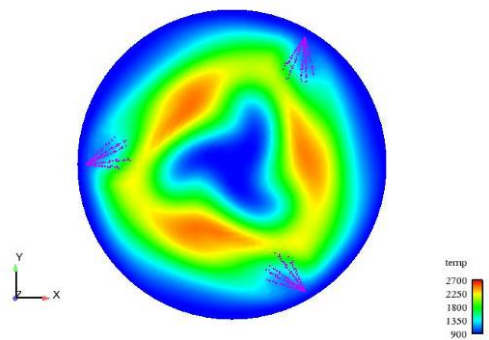
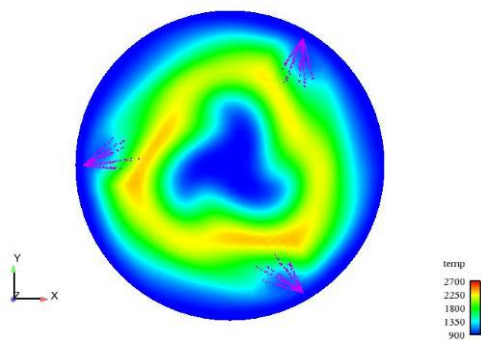
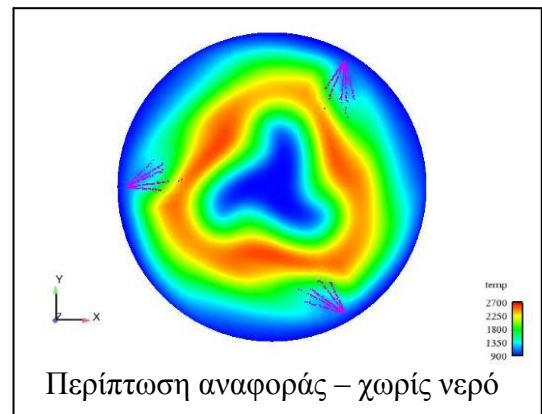
12 ΜΟΙΠΕΣ - Θερμοκρασία [K]



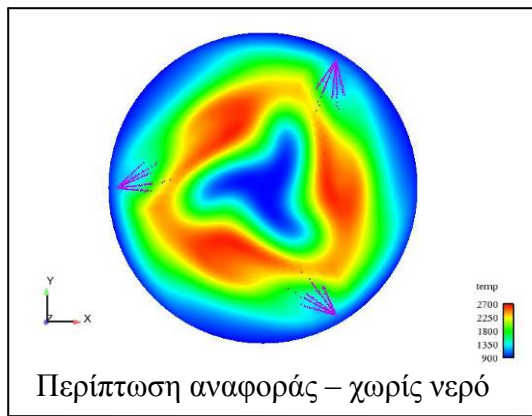
13 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



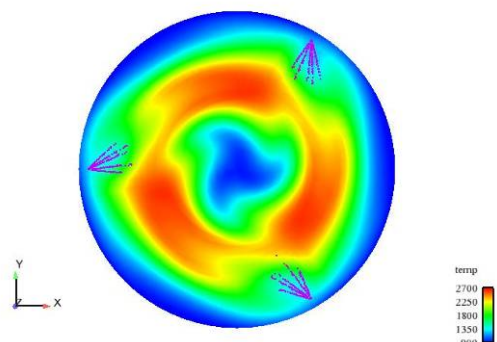
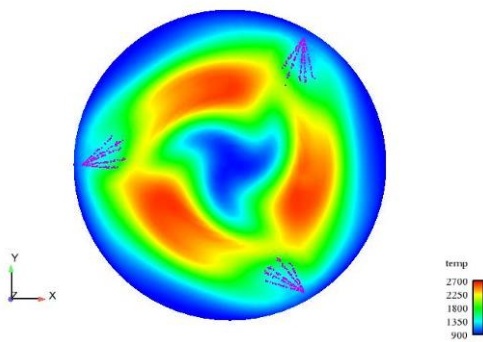
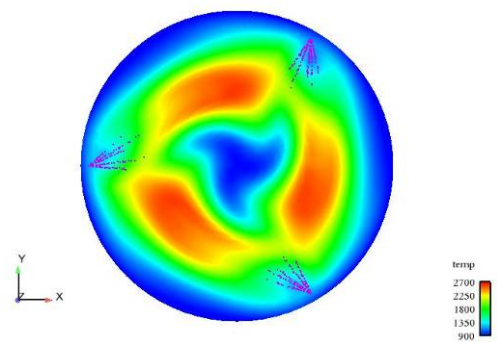
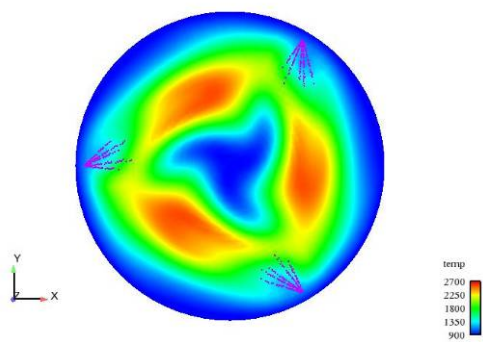
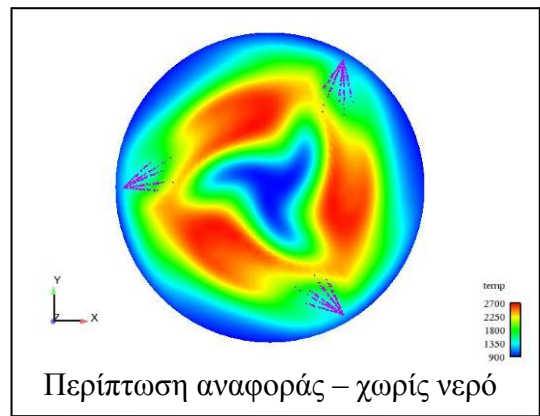
14 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



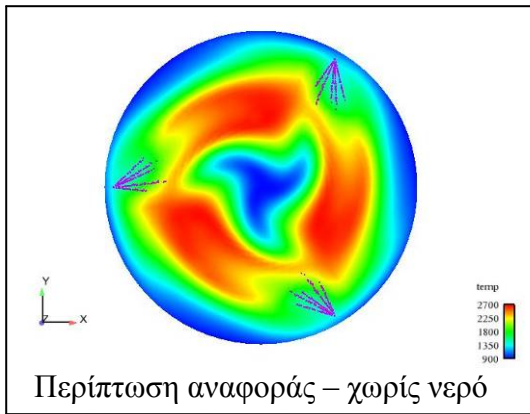
15 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



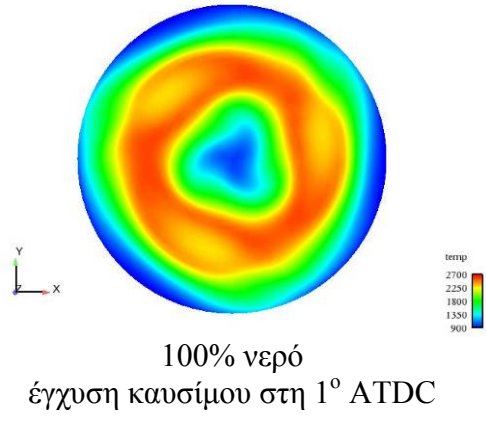
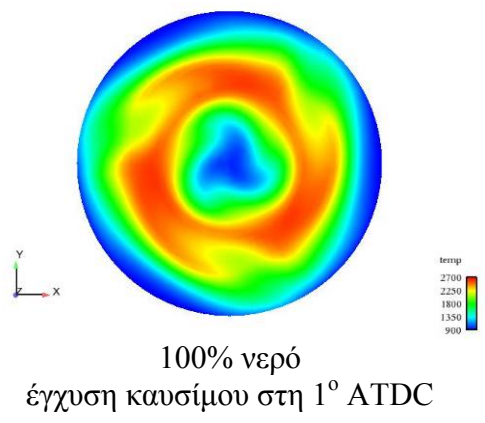
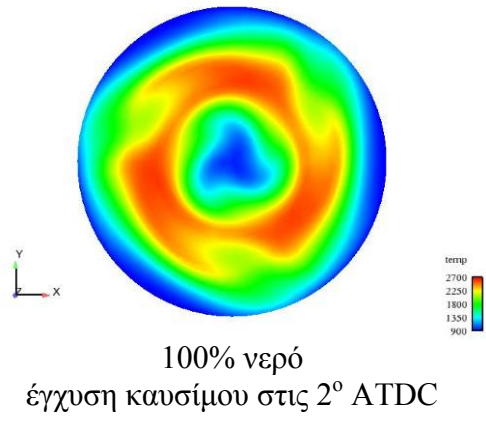
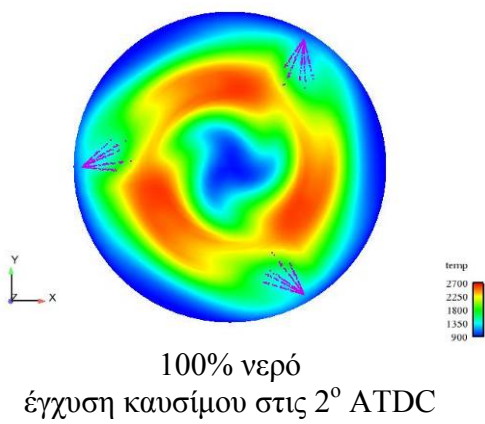
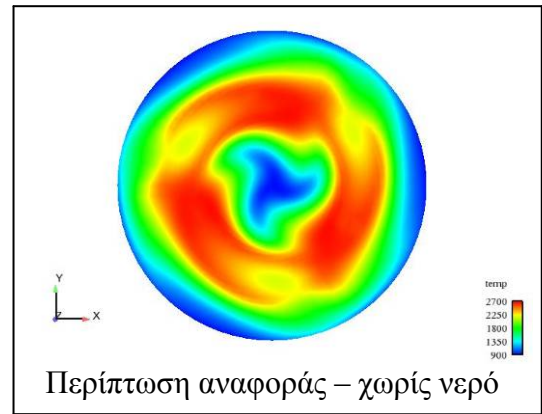
16 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



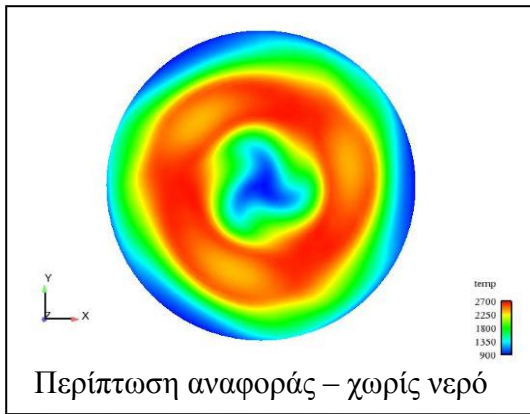
17 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



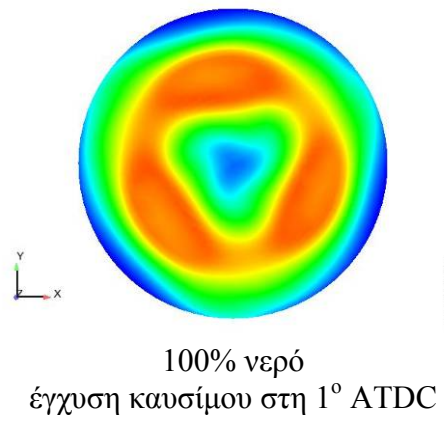
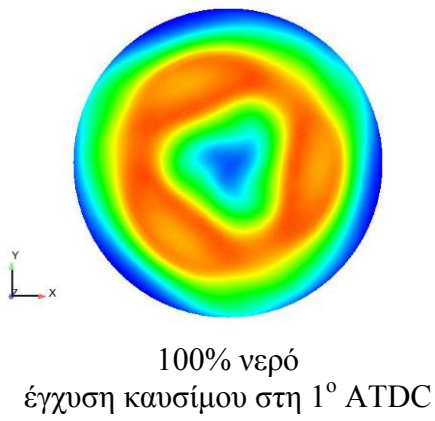
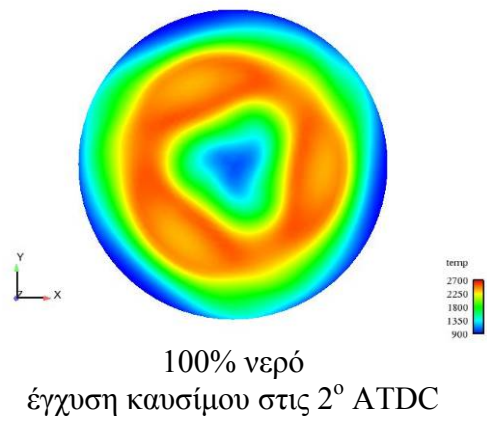
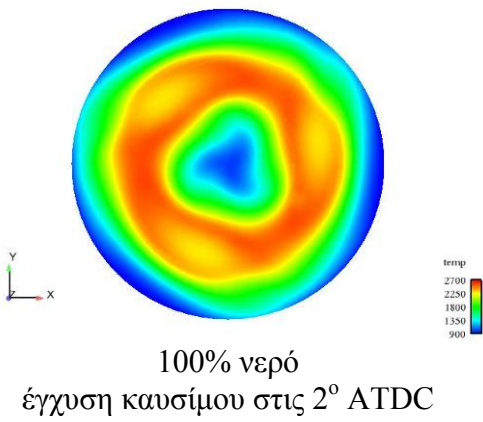
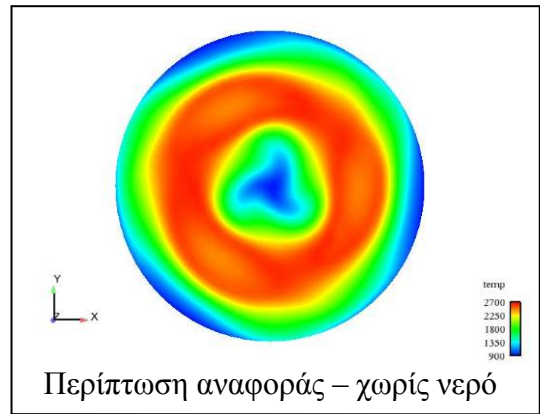
18 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



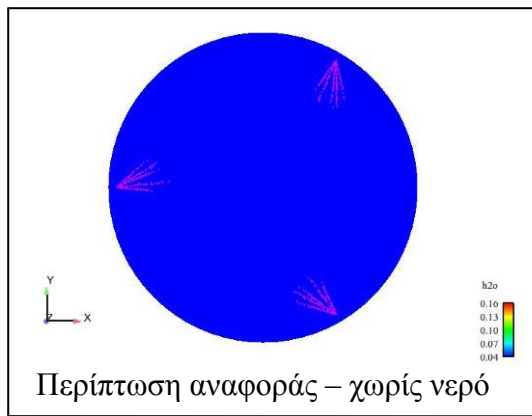
19 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



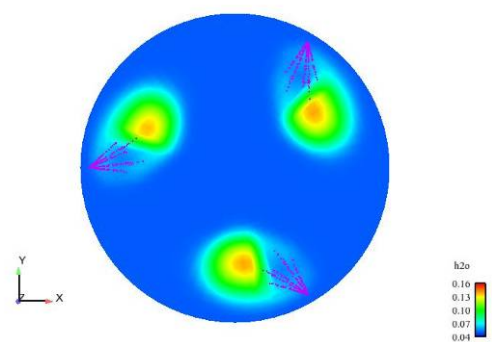
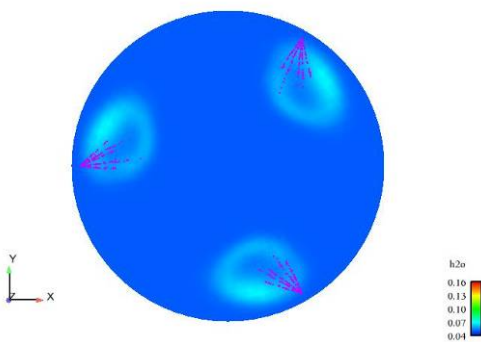
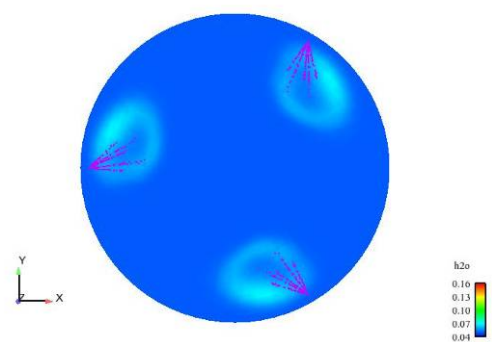
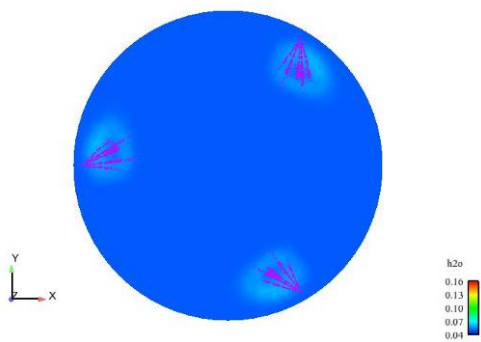
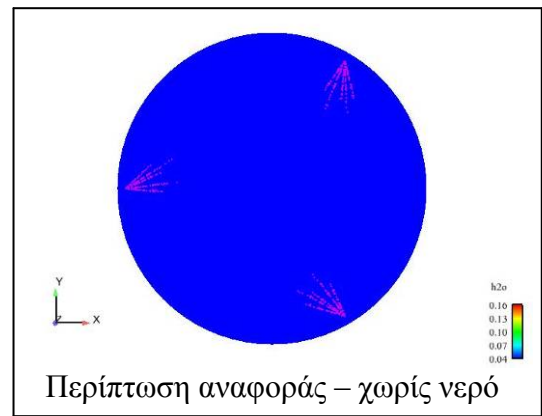
20 MOIPEΣ - Θερμοκρασία [K]



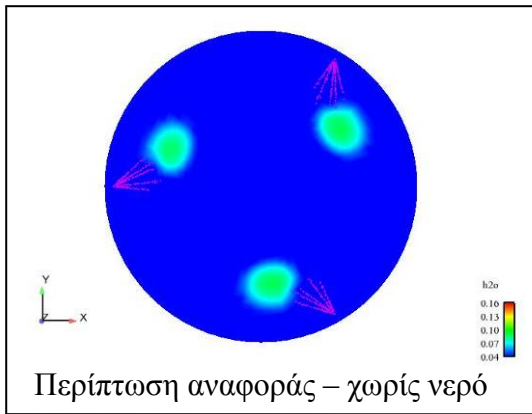
3 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



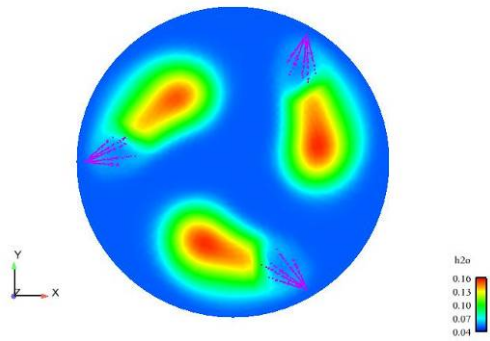
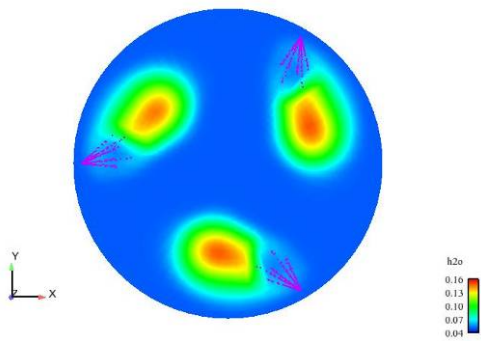
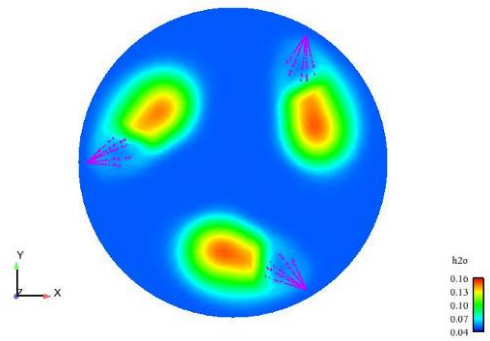
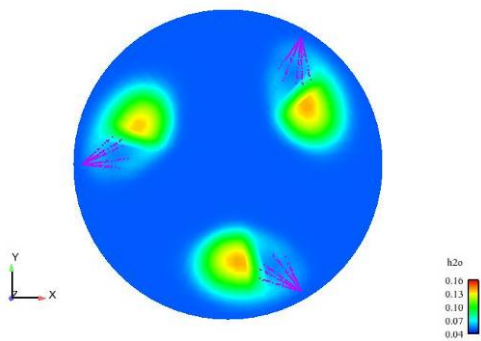
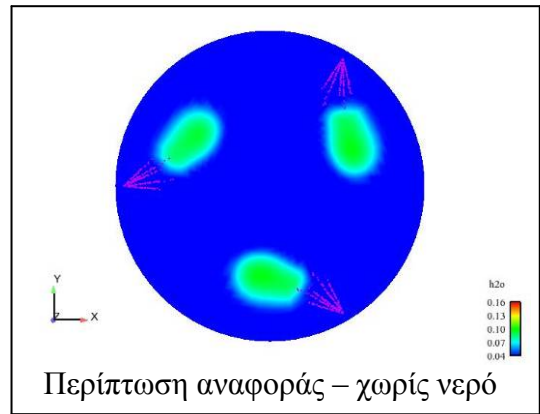
4 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



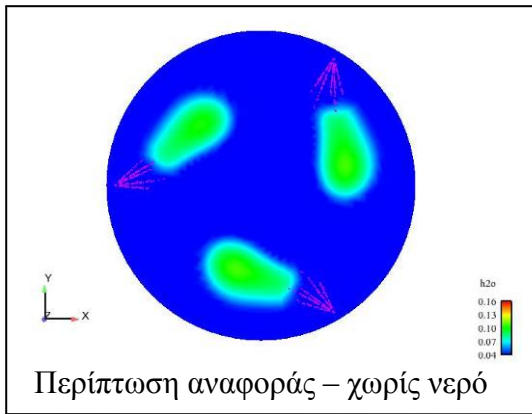
5 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



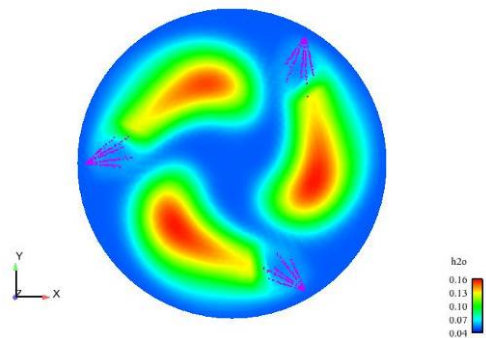
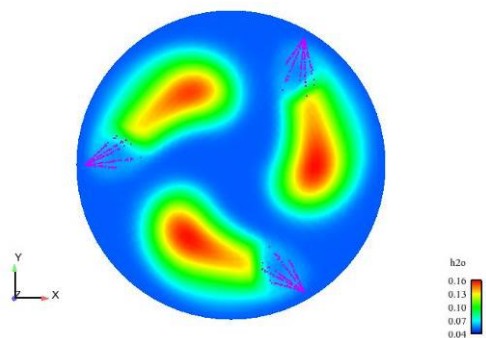
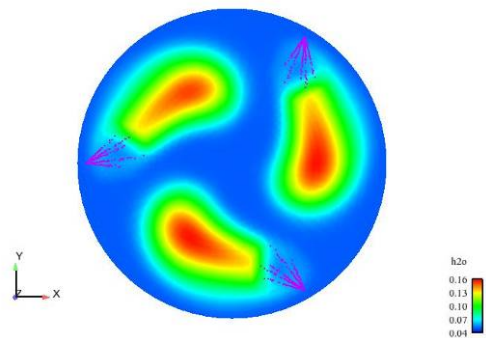
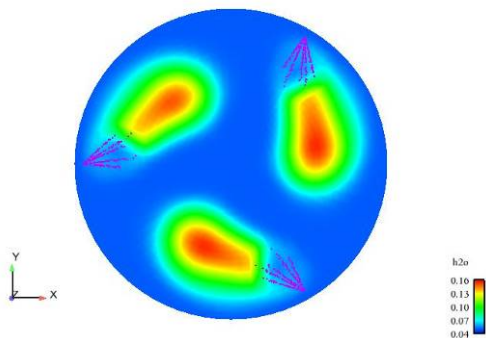
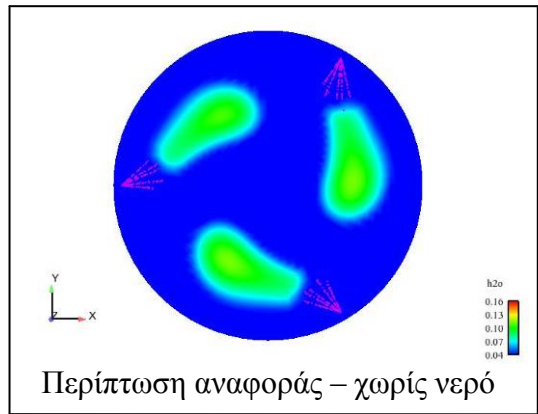
6 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



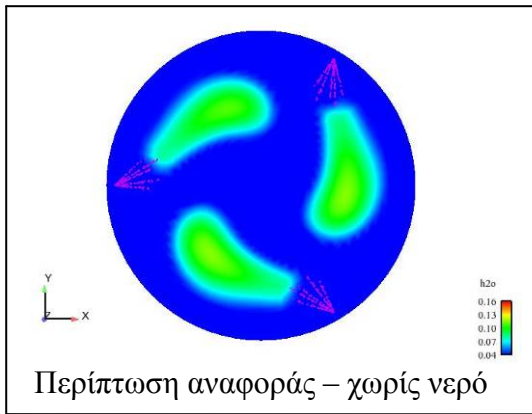
7 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



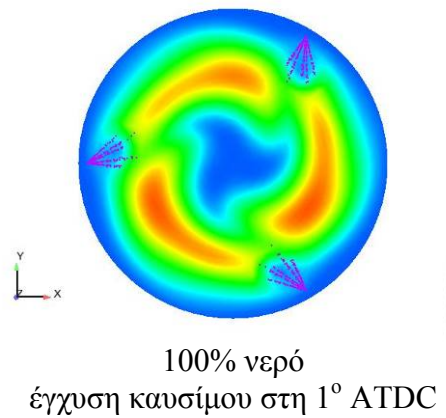
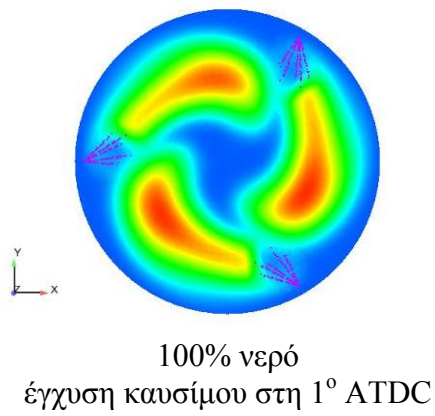
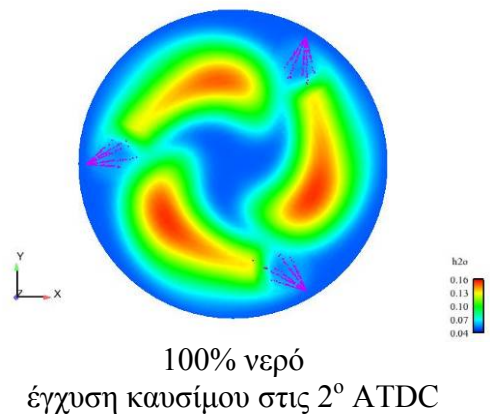
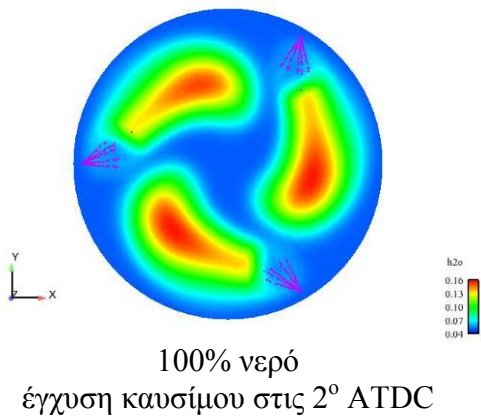
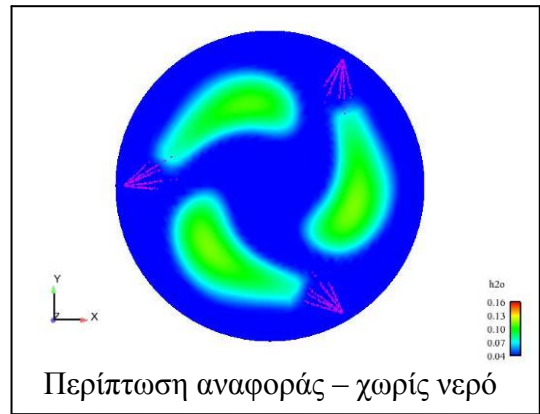
8 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



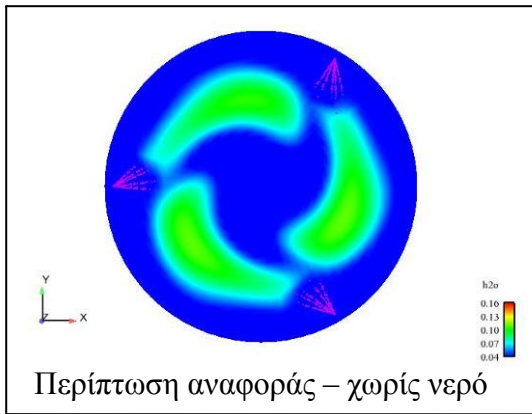
9 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



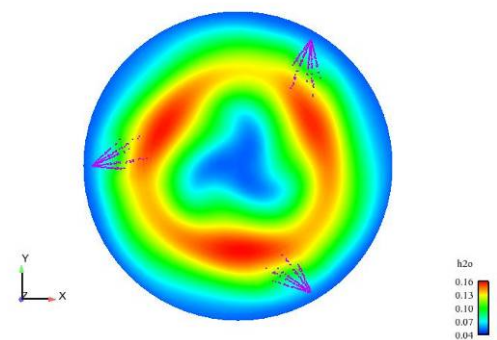
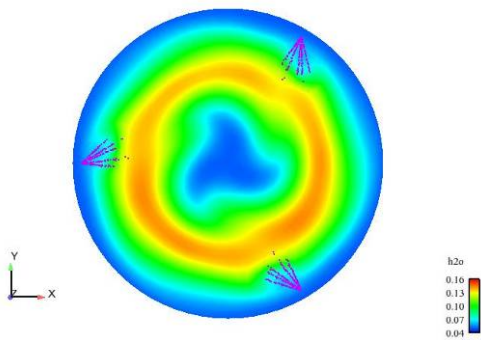
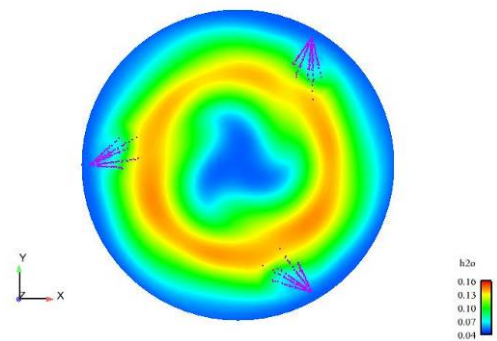
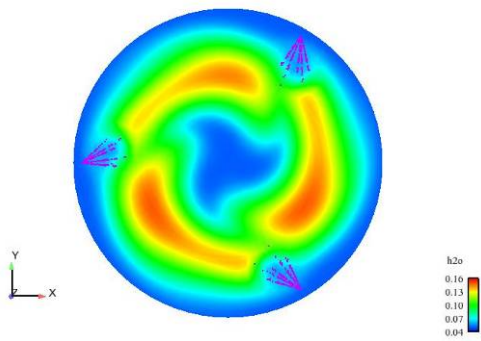
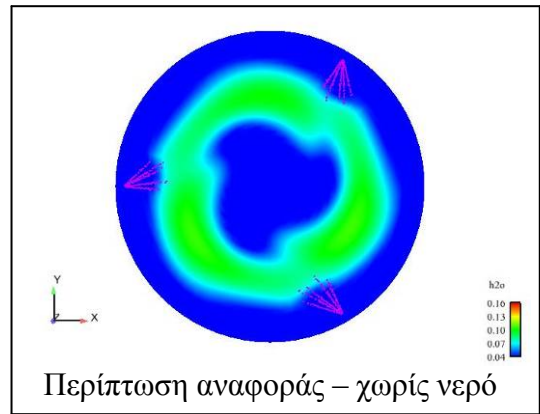
10 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



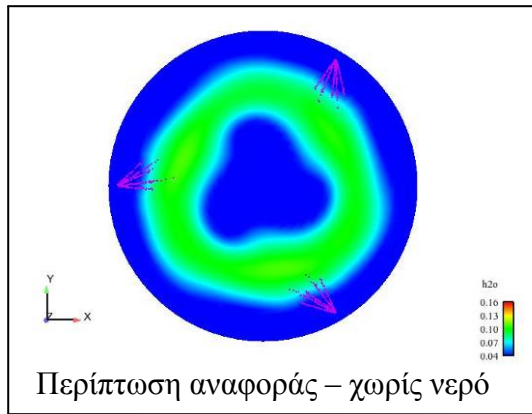
11 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



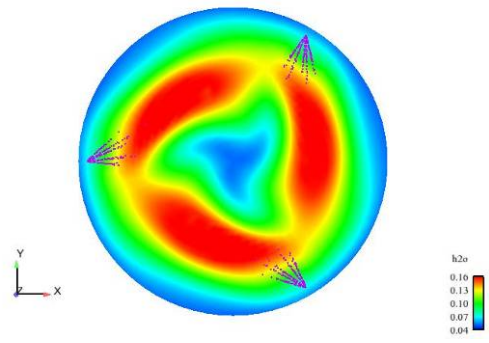
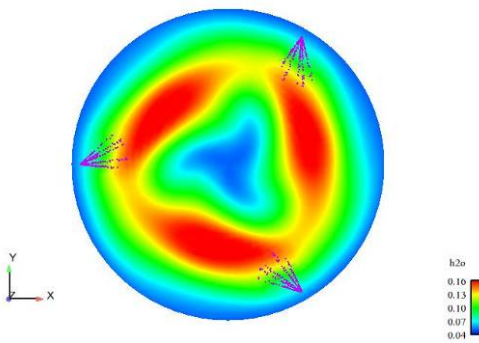
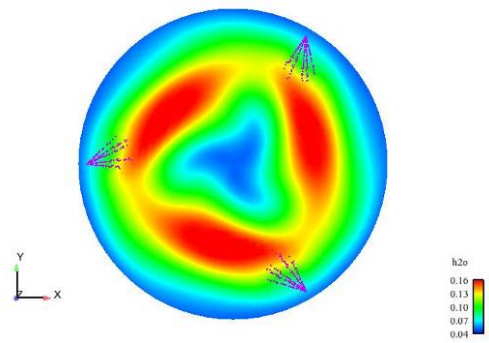
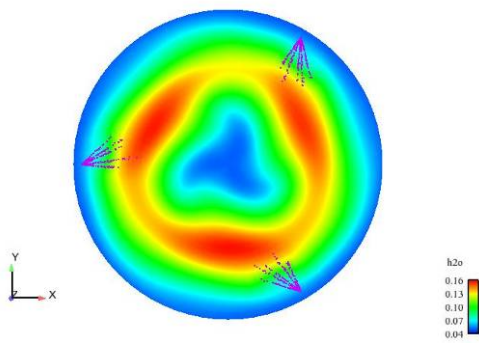
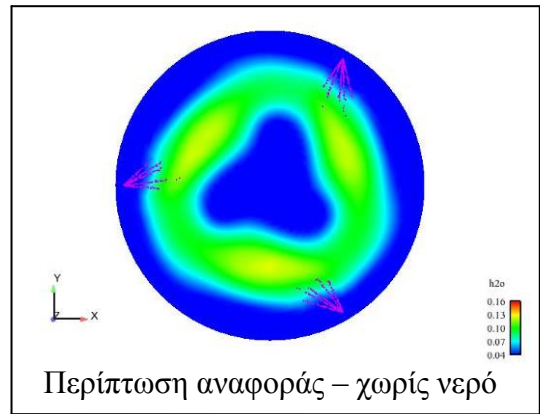
12 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



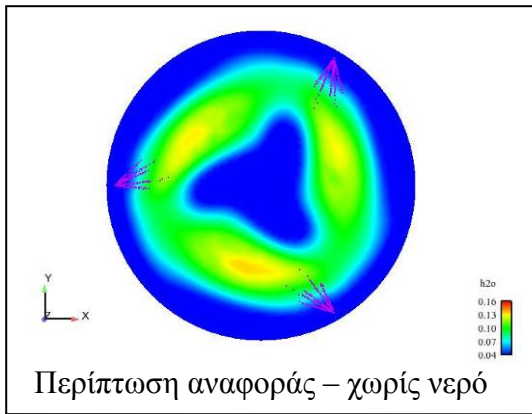
13 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



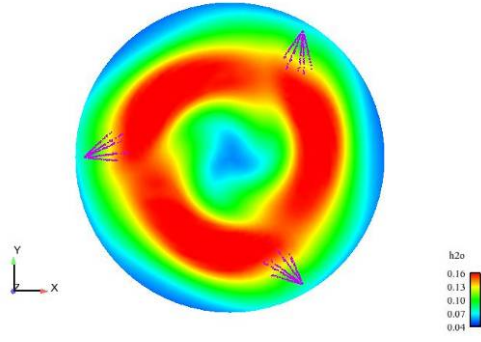
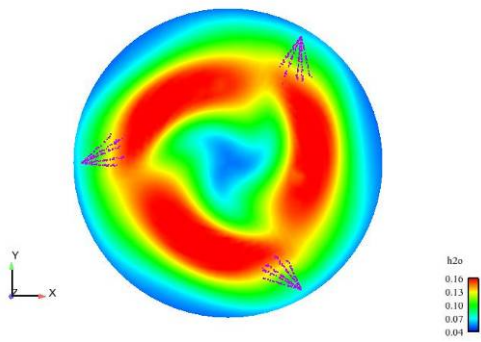
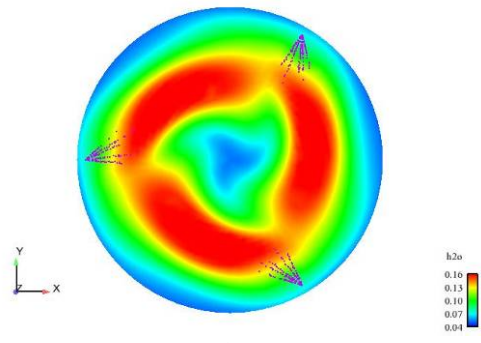
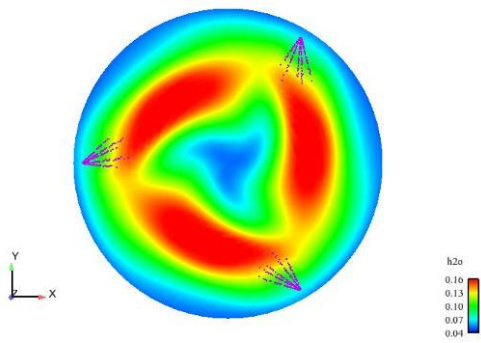
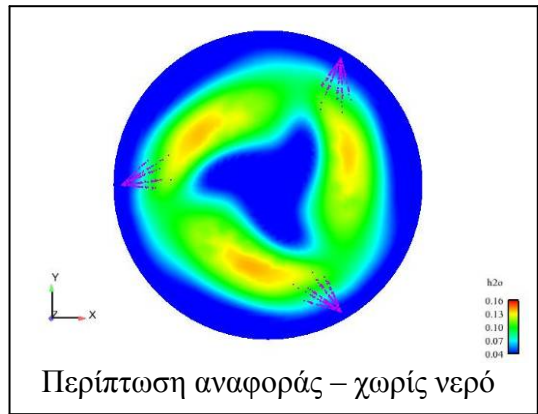
14 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



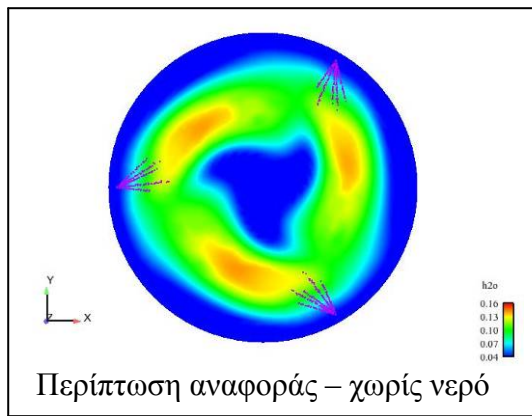
15 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



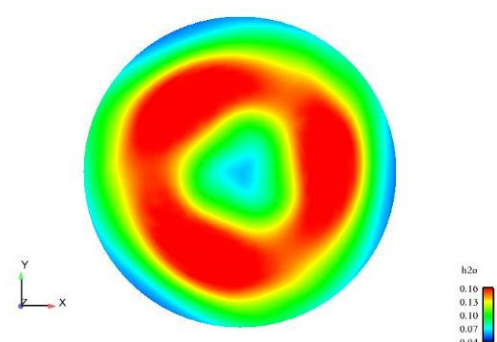
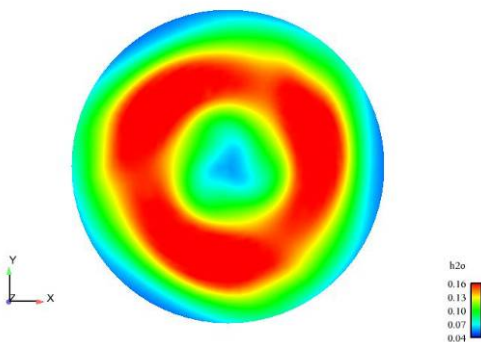
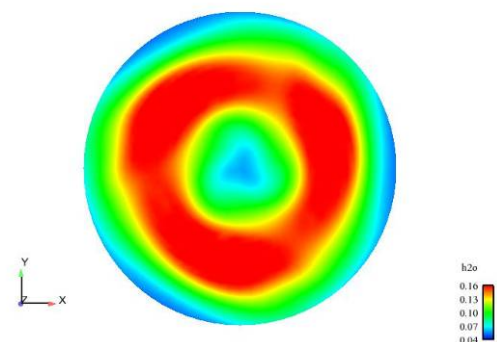
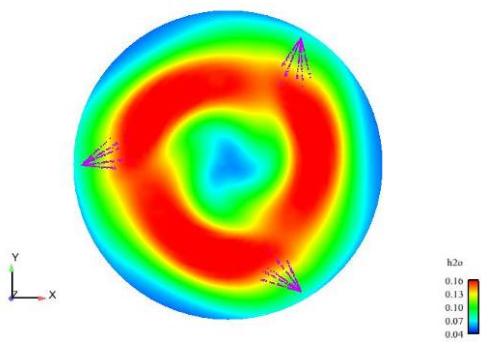
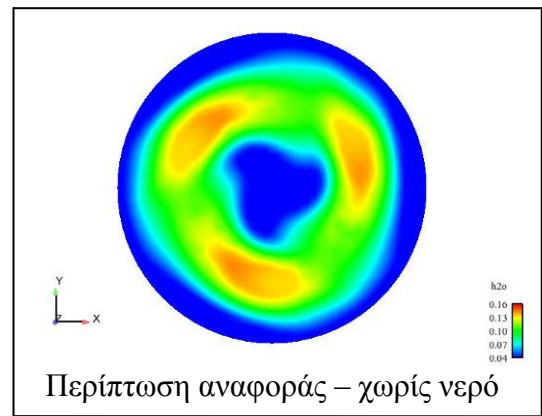
16 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



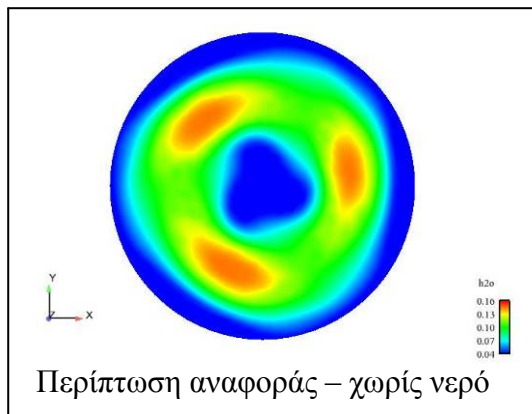
17 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



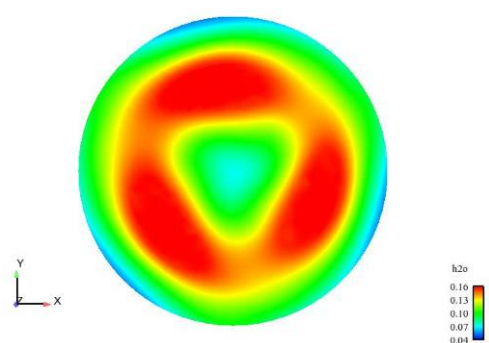
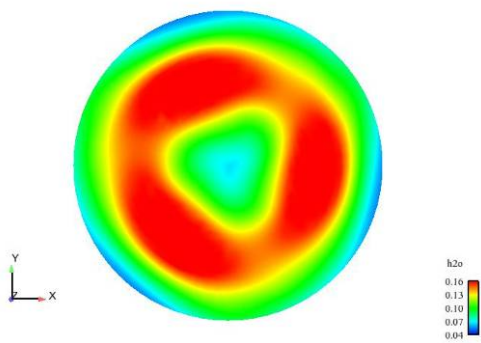
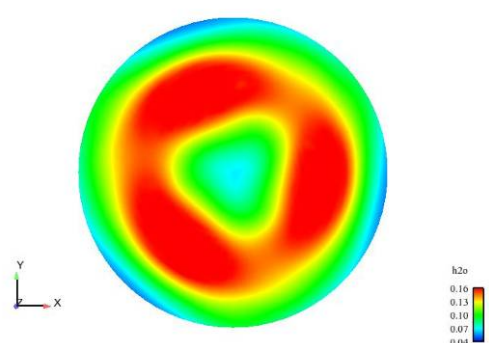
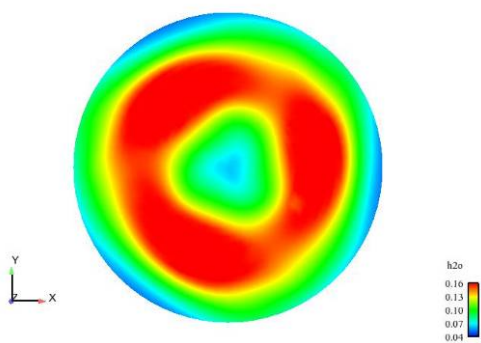
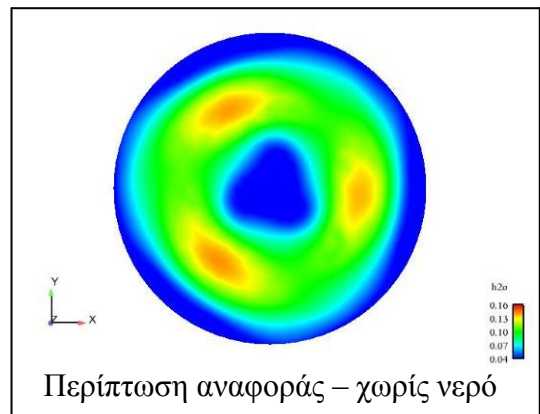
18 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



19 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



20 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]

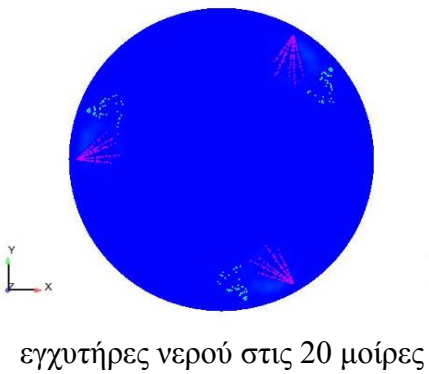
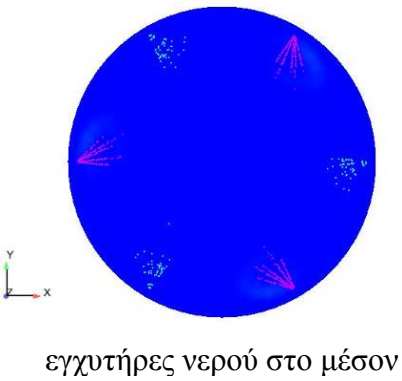
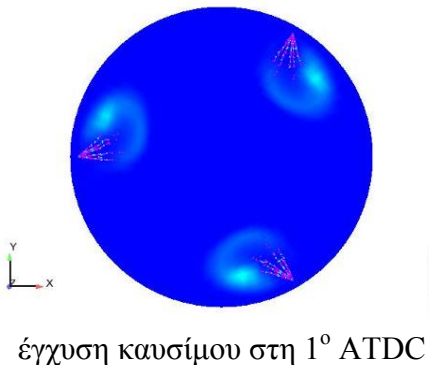
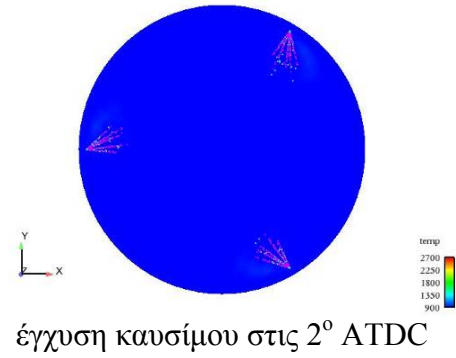
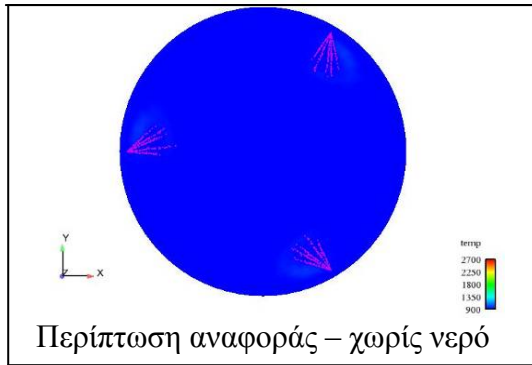


Παράρτημα III.3: Απευθείας Έγχυση Νερού – Παραλλαγές

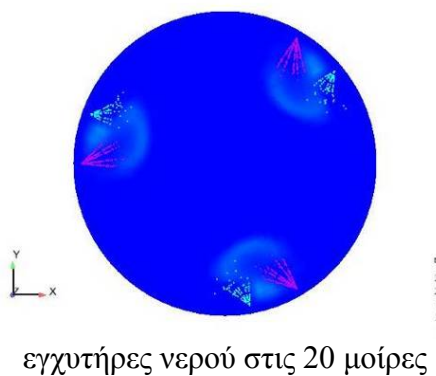
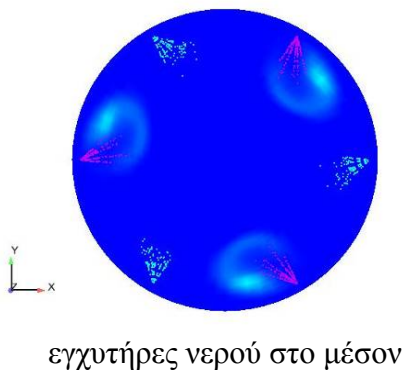
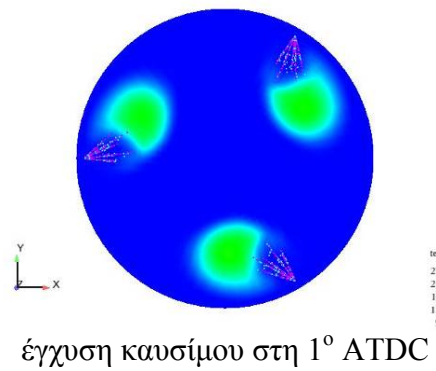
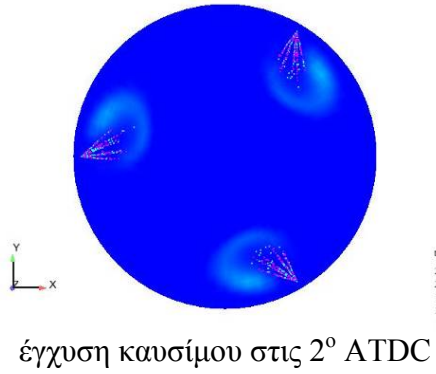
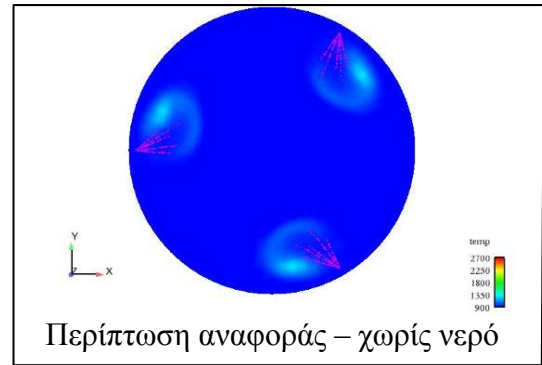
Παρουσιάζονται οπτικοποιήσεις της κατανομής της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης υδρατμών σε οριζόντιο επίπεδο που τέμνει τον κύλινδρο στο ύψος των εγχυτήρων, για διαφορετικές συνθήκες απευθείας έγχυσης του νερού, σε στιγμιότυπα ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου, από τις 3° μετά το ΑΝΣ (δηλαδή μία μοίρα μετά την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου) μέχρι τις 20° μετά το ΑΝΣ (δηλαδή περίπου 3° μετά το πέρας της έγχυσης του καυσίμου). Συγκεκριμένα απεικονίζονται οι εξής περιπτώσεις:

- Περίπτωση αναφοράς (χωρίς έγχυση νερού).
- Έγχυση ποσότητας 40% νερού, στο ίδιο σημείο με το καύσιμο, και ταυτόχρονα με αυτό (τόσο η έγχυση του νερού, όσο και η έγχυση του καυσίμου ξεκινούν στις 2° μετά το ΑΝΣ).
- Έγχυση ποσότητας 40% νερού, στο ίδιο σημείο με το καύσιμο, και με καθυστέρηση κατά μία μοίρα γωνίας στροφάλου, σε σχέση με την έγχυση του καυσίμου (η έγχυση του καυσίμου ξεκινά στη 1° μετά το ΑΝΣ, ενώ η έγχυση του νερού, ξεκινά στις 2° μετά το ΑΝΣ).
- Έγχυση ποσότητας 40% νερού, ταυτόχρονα με την έγχυση του καυσίμου (τόσο η έγχυση του νερού, όσο και η έγχυση του καυσίμου ξεκινούν στις 2° μετά το ΑΝΣ), αλλά με απόκλιση της θέσης έγχυσης: οι εγχυτήρες νερού βρίσκονται στο μέσον του διαστήματος μεταξύ δύο εγχυτήρων καυσίμου.
- Έγχυση ποσότητας 40% νερού, ταυτόχρονα με την έγχυση του καυσίμου (τόσο η έγχυση του νερού, όσο και η έγχυση του καυσίμου ξεκινούν στις 2° μετά το ΑΝΣ), αλλά με απόκλιση της θέσης έγχυσης: οι εγχυτήρες νερού βρίσκονται μετατοπισμένοι κατά 20° στο οριζόντιο επίπεδο του κυλίνδρου, σε σχέση με τους εγχυτήρες καυσίμου.

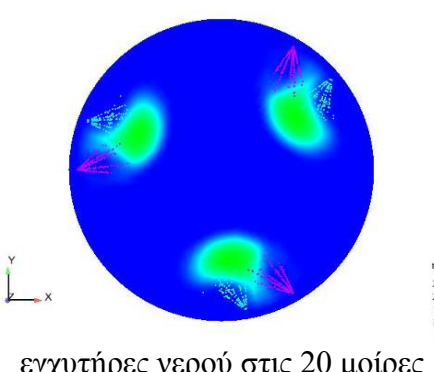
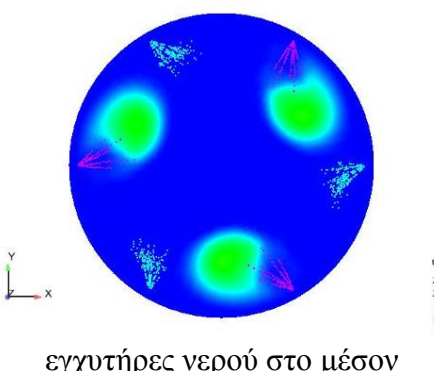
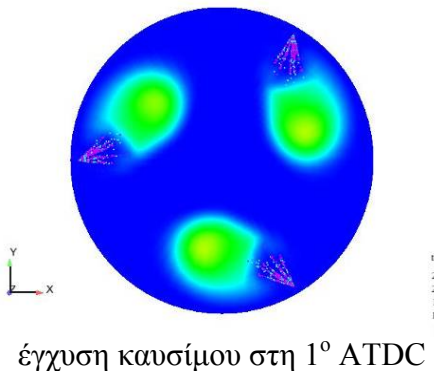
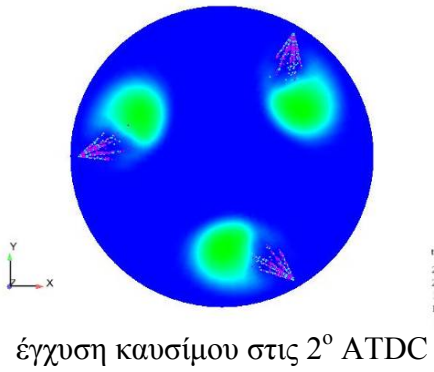
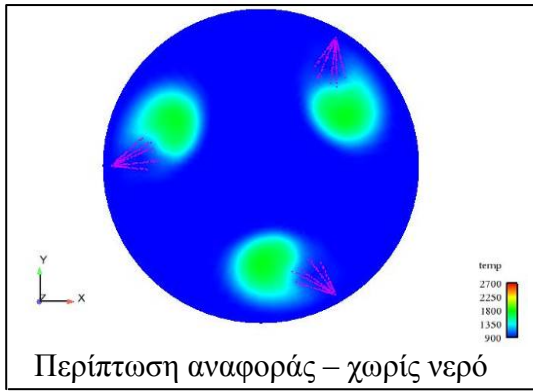
3 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



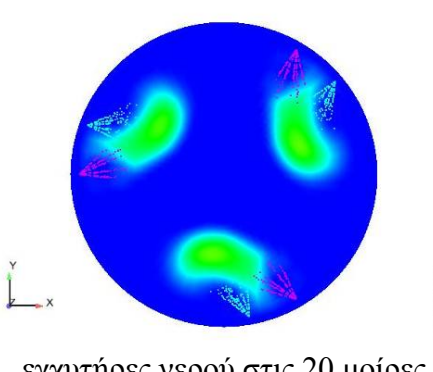
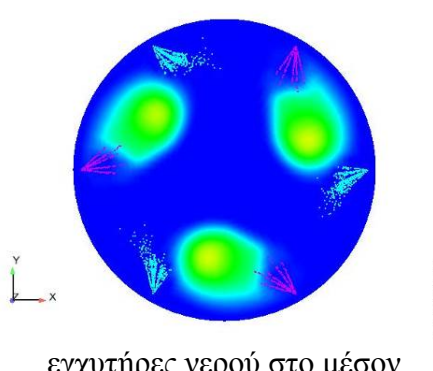
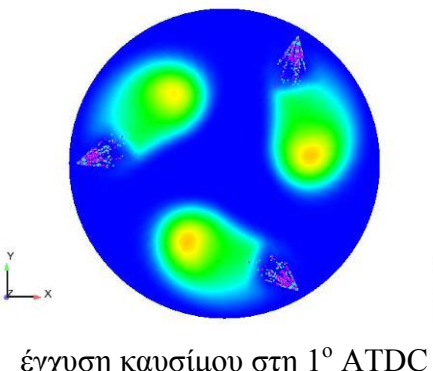
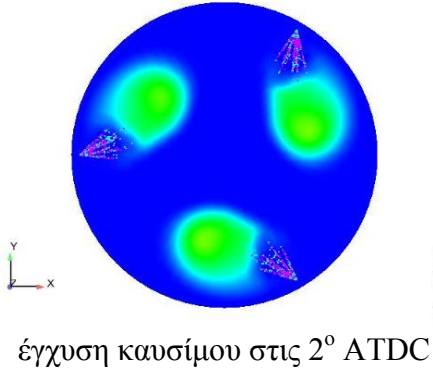
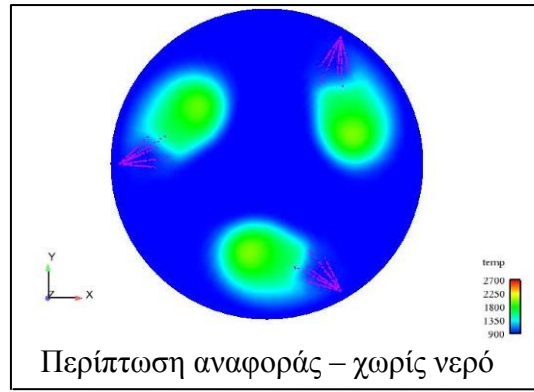
4 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



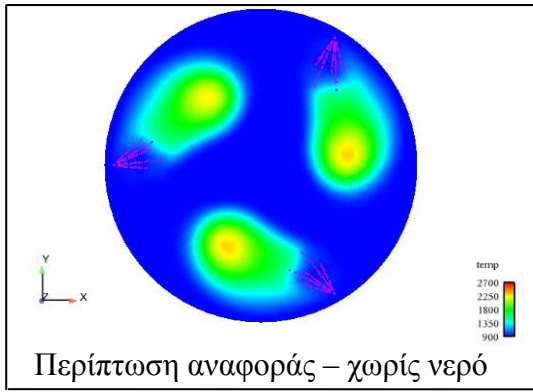
5 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



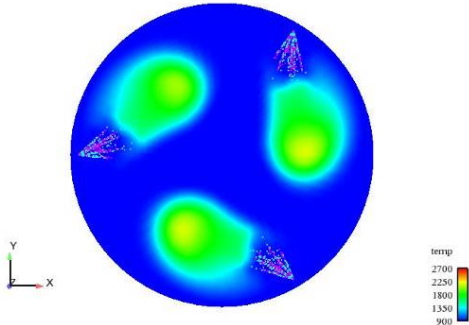
6 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



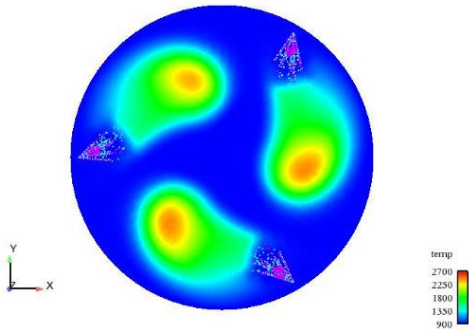
7 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



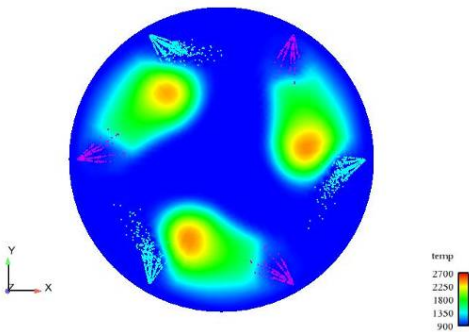
έγχυση καυσίμου στις 2^ο ATDC



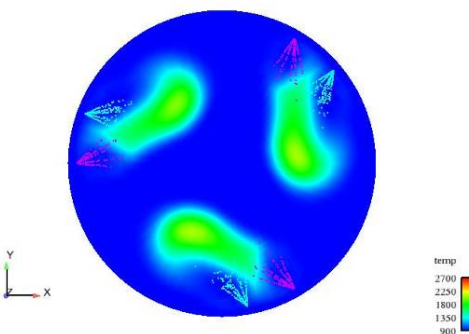
έγχυση καυσίμου στη 1^ο ATDC



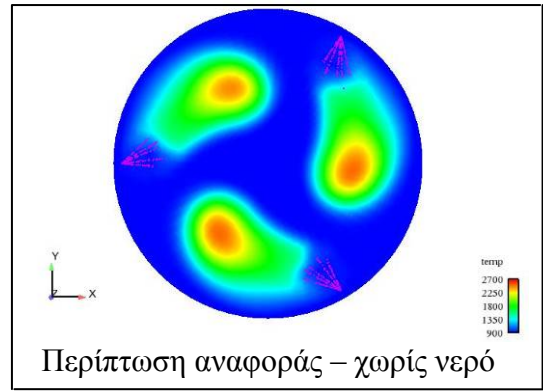
εγχυτήρες νερού στο μέσον



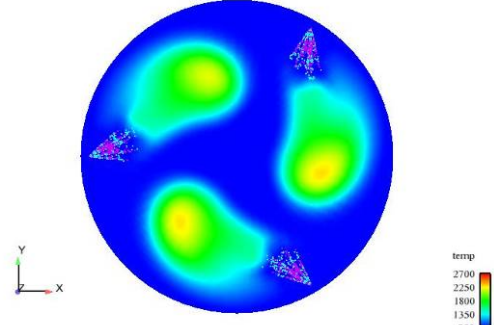
εγχυτήρες νερού στις 20 μοίρες



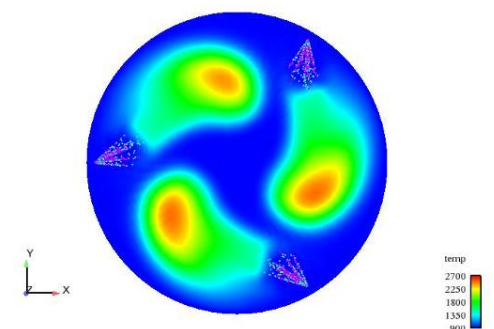
8 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



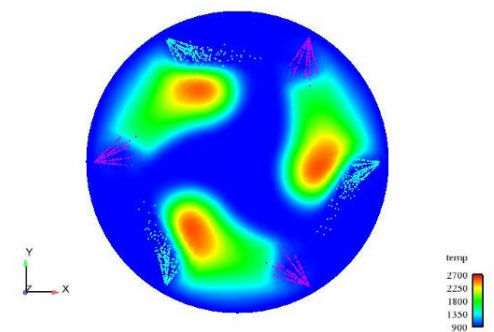
έγχυση καυσίμου στις 2^ο ATDC



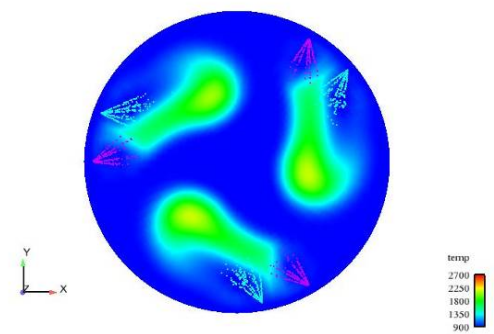
έγχυση καυσίμου στη 1^ο ATDC



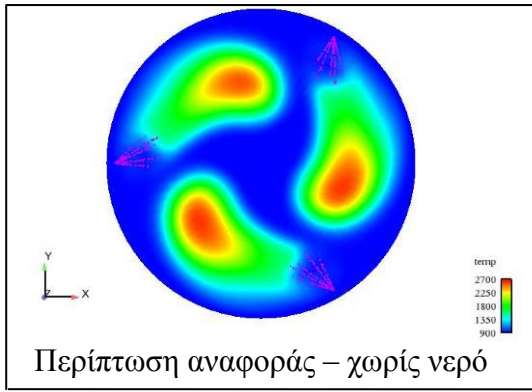
εγχυτήρες νερού στο μέσον



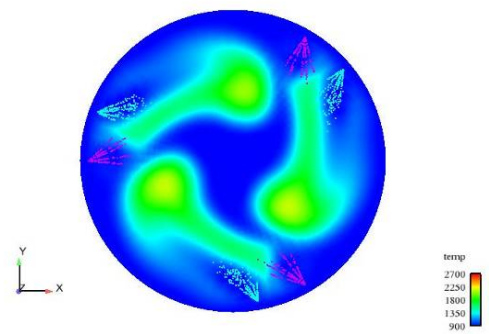
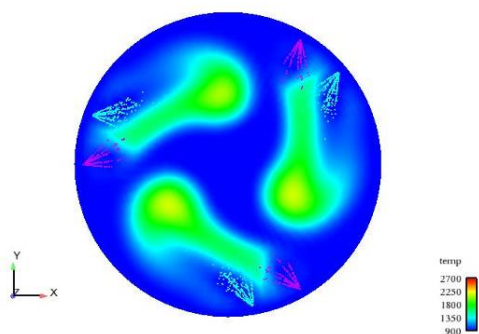
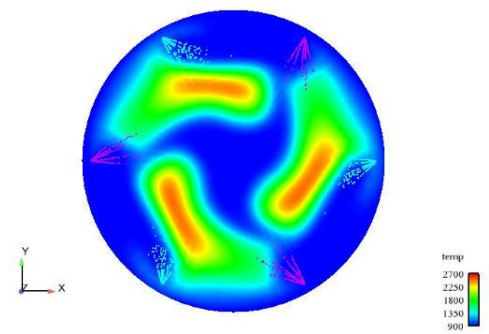
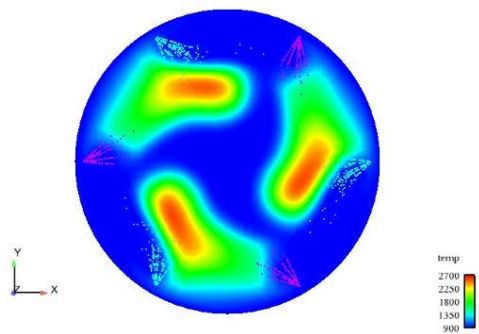
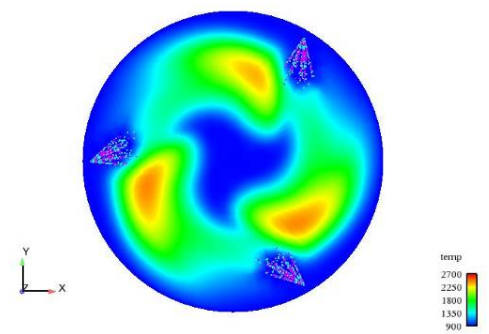
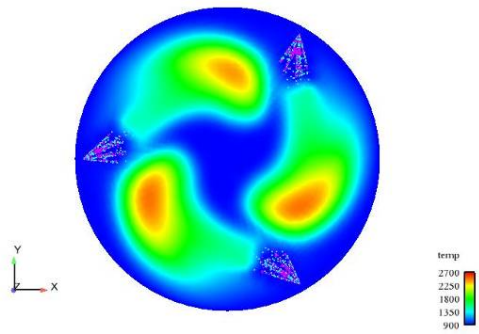
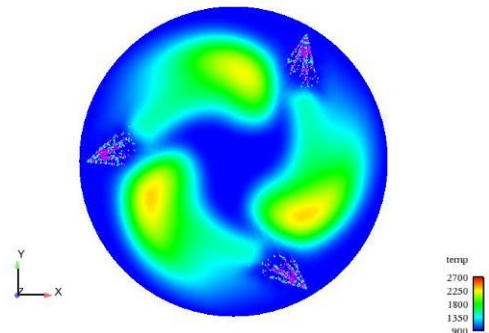
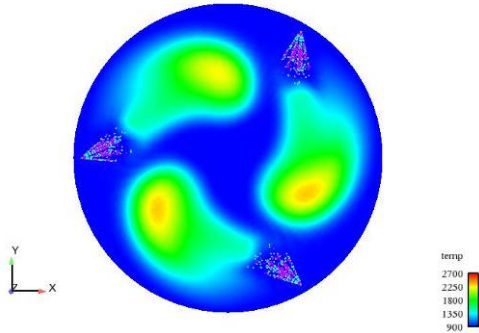
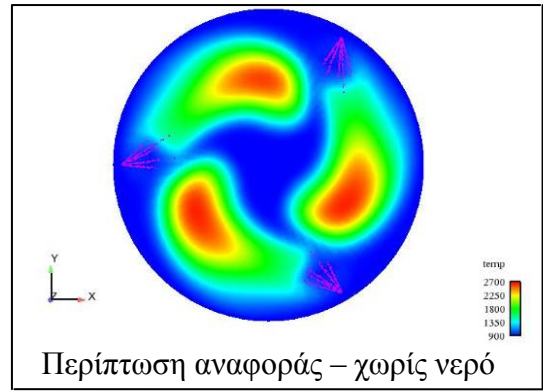
εγχυτήρες νερού στις 20 μοίρες



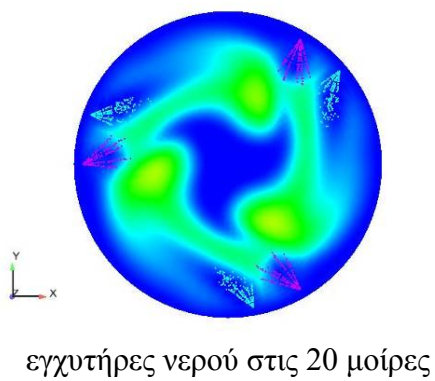
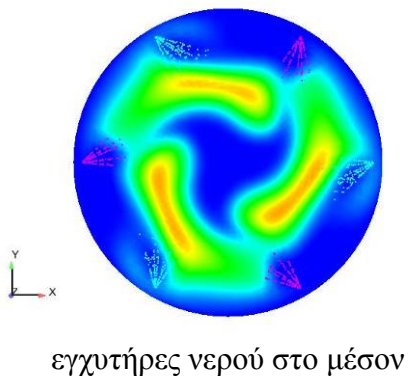
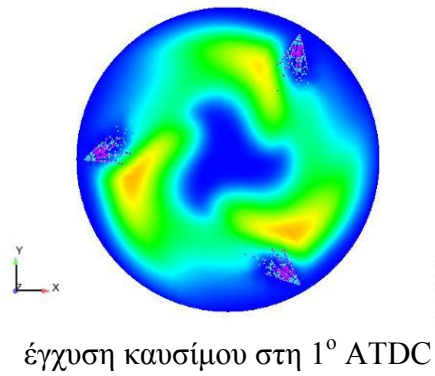
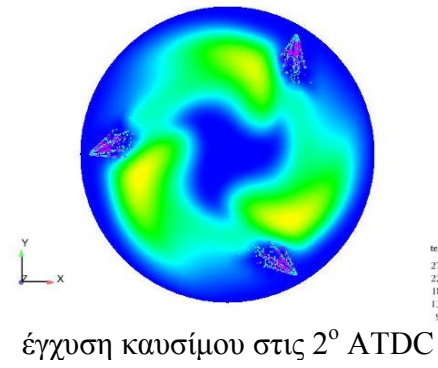
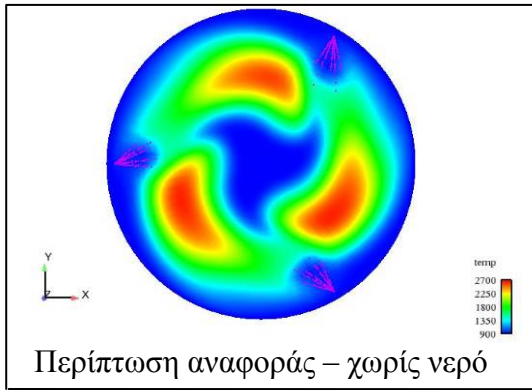
9 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



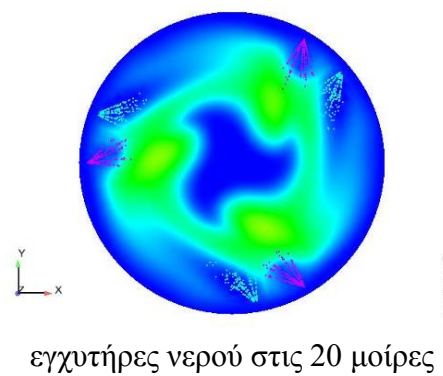
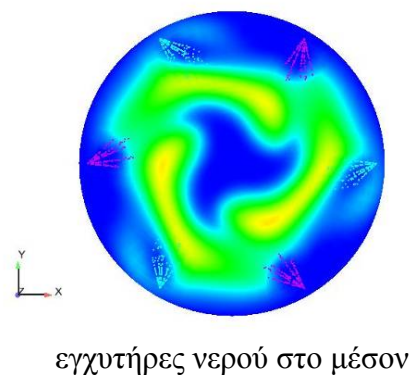
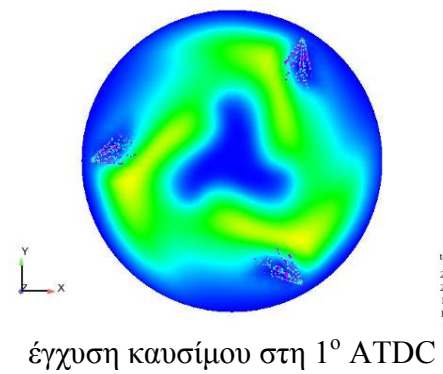
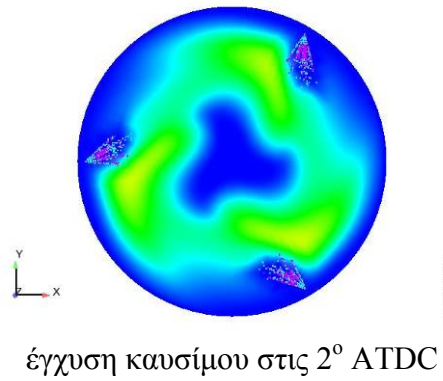
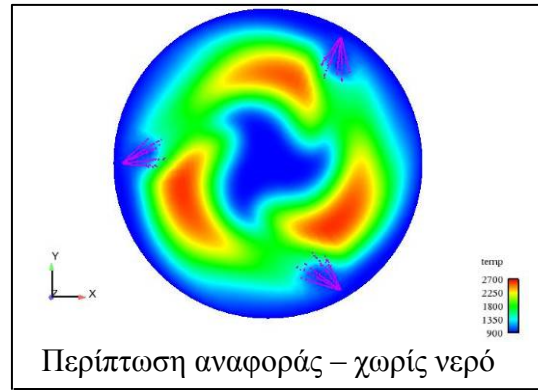
10 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



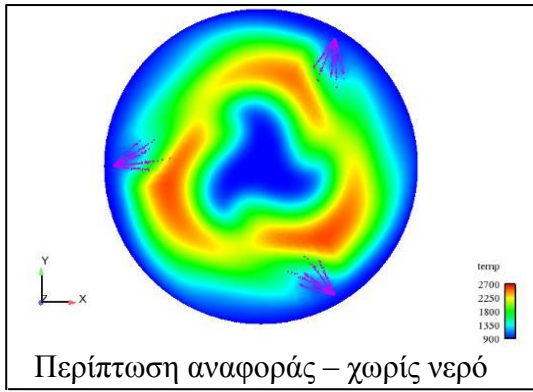
11 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



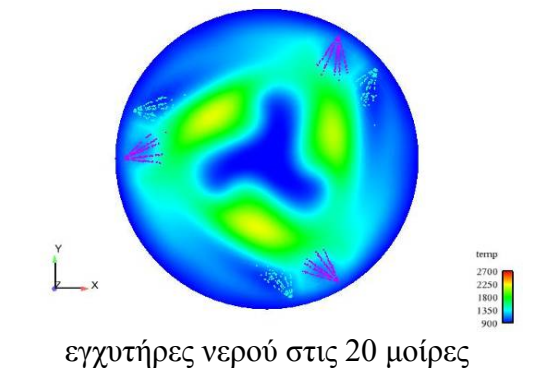
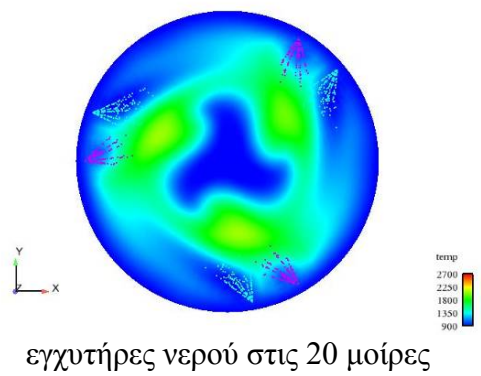
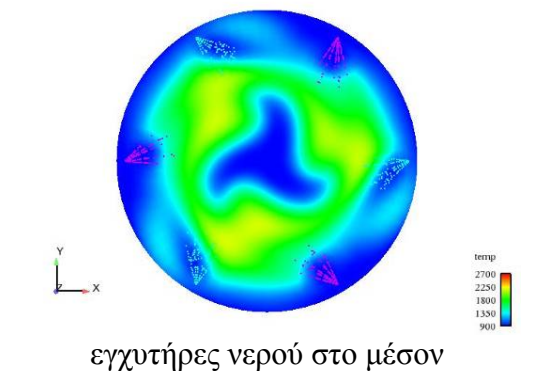
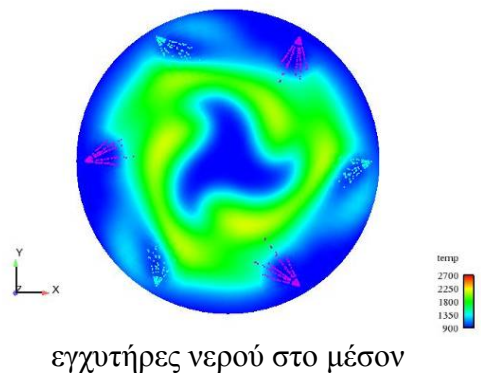
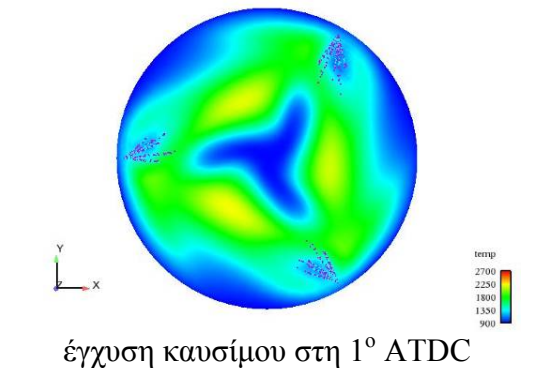
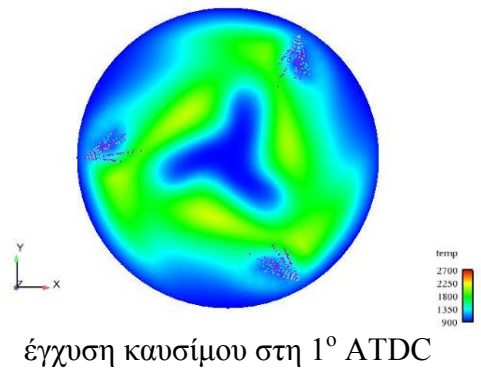
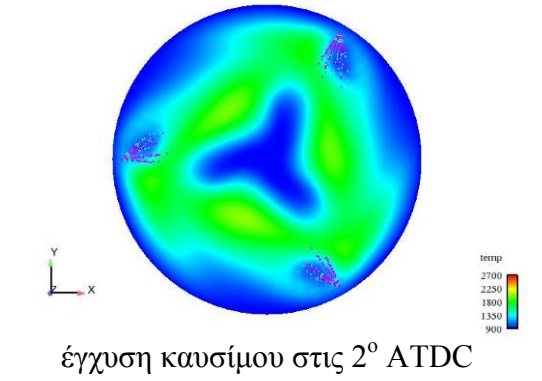
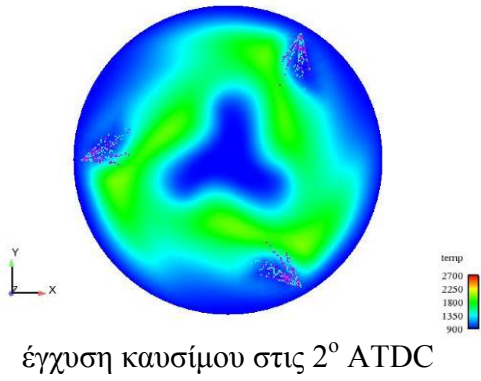
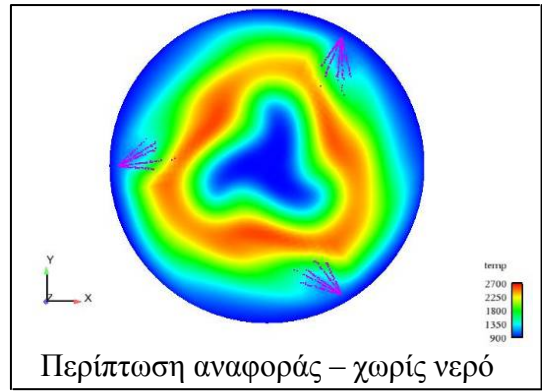
12 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



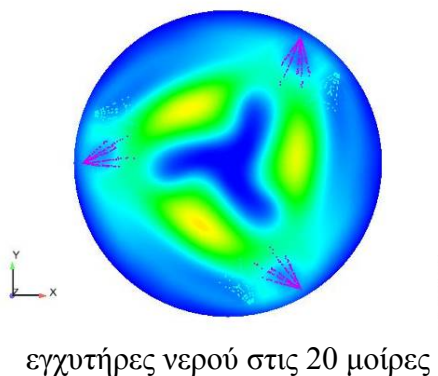
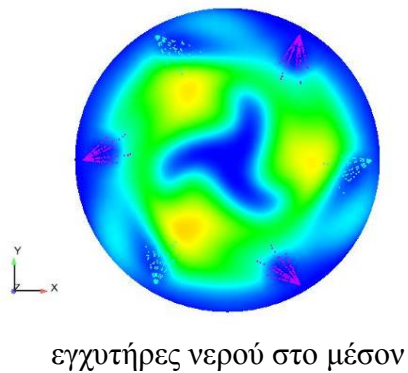
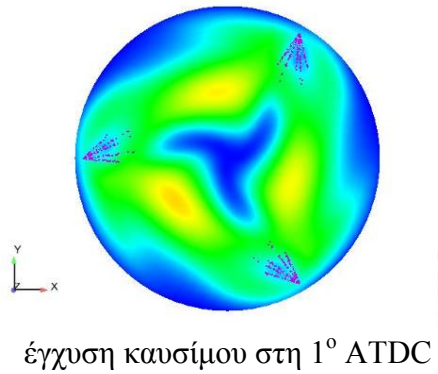
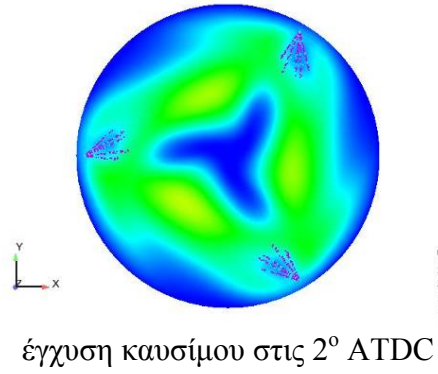
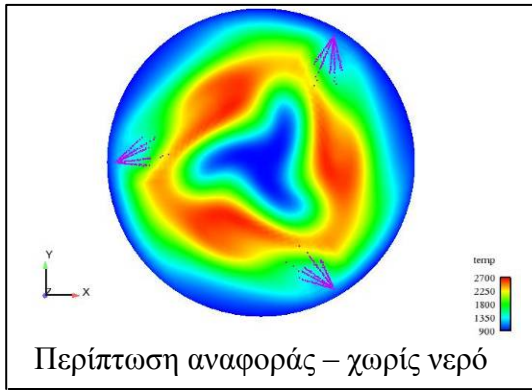
13 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



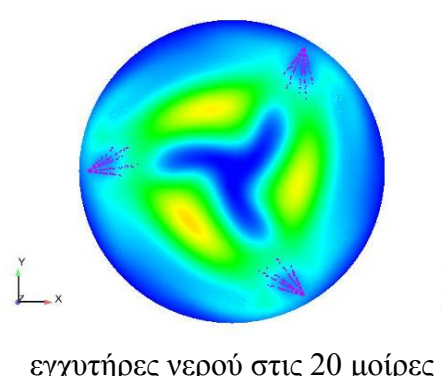
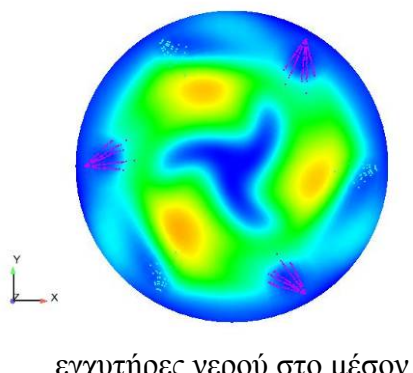
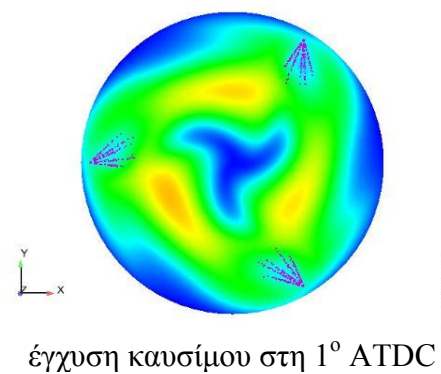
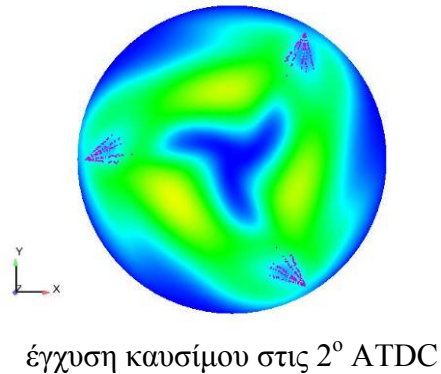
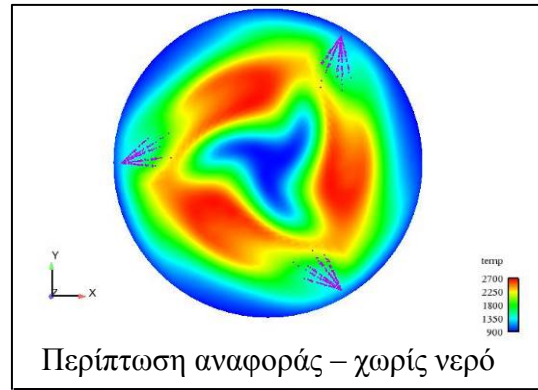
14 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



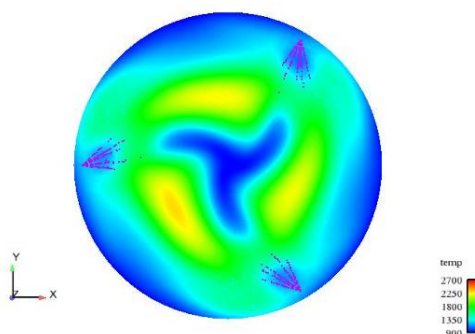
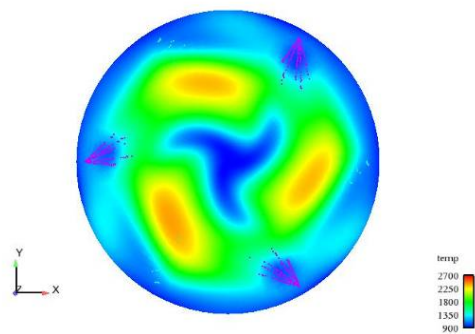
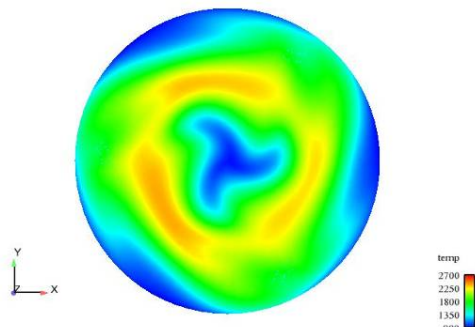
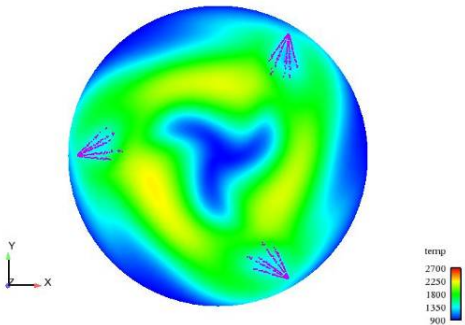
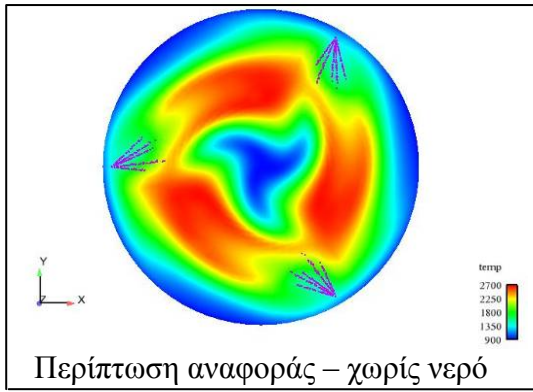
15 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



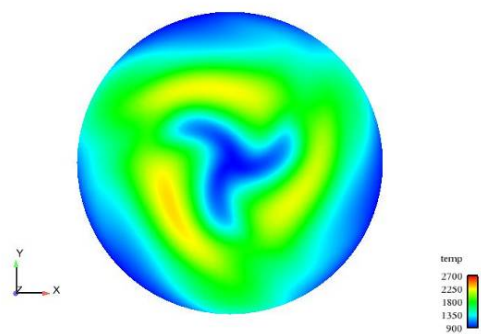
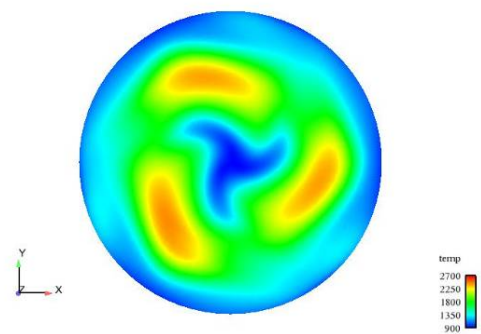
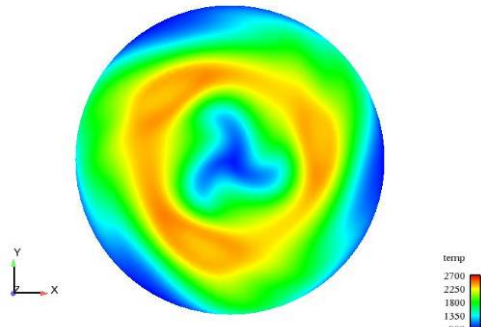
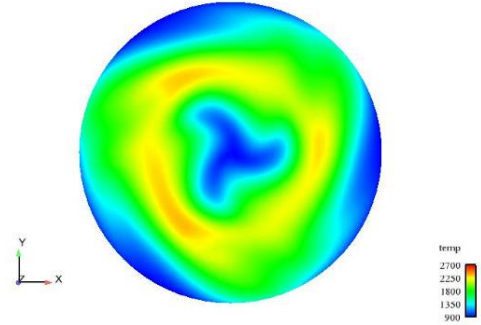
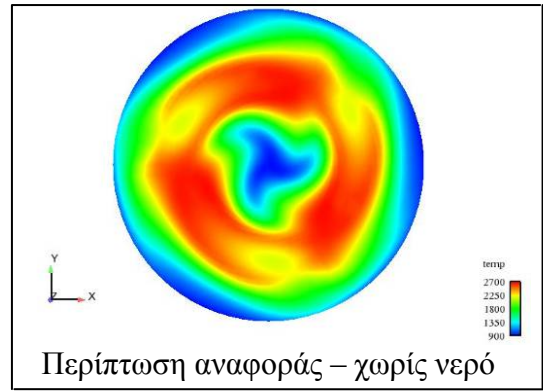
16 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



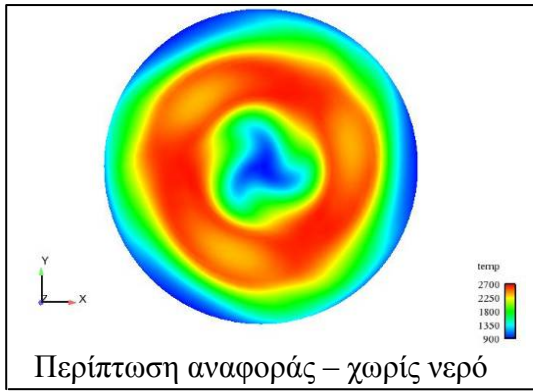
17 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



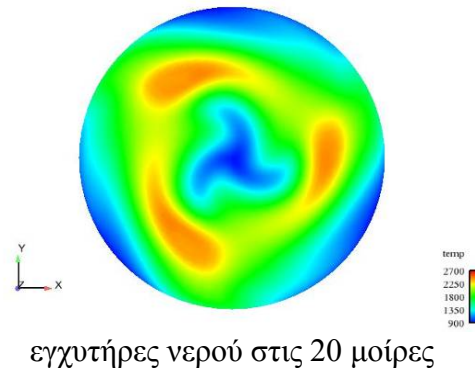
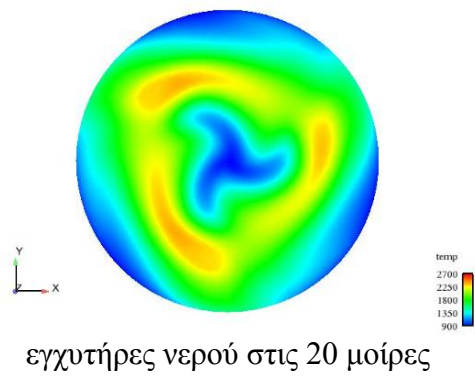
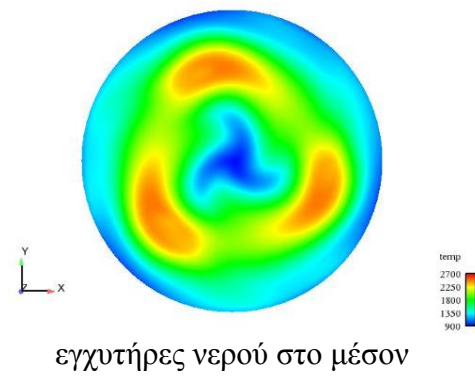
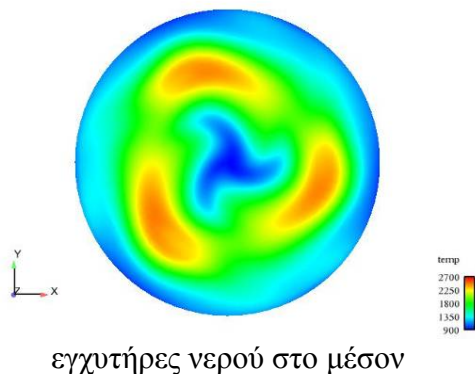
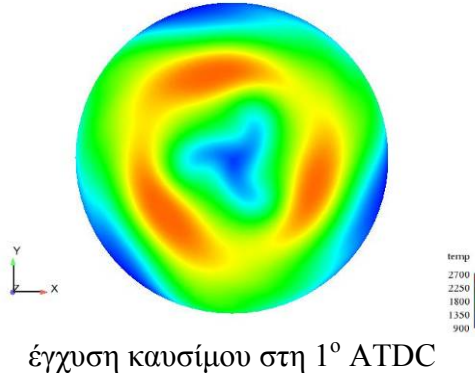
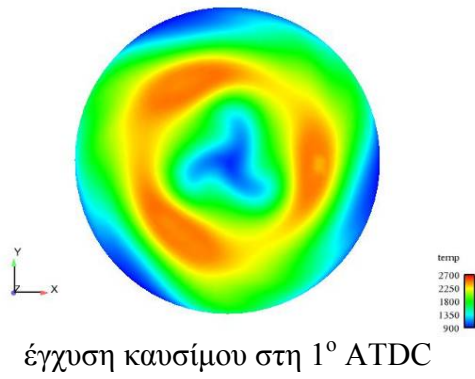
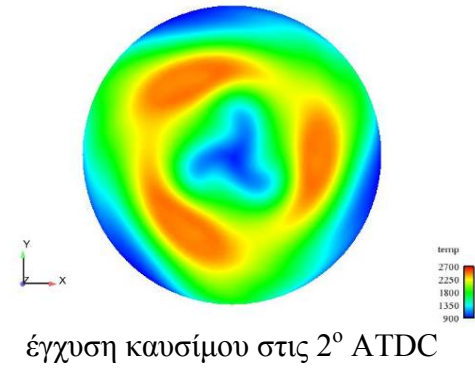
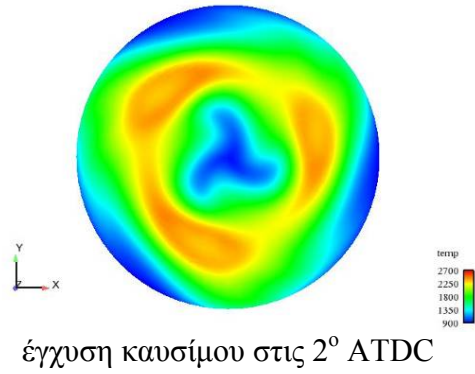
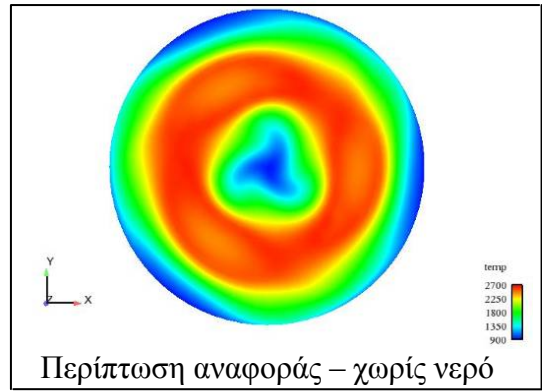
18 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



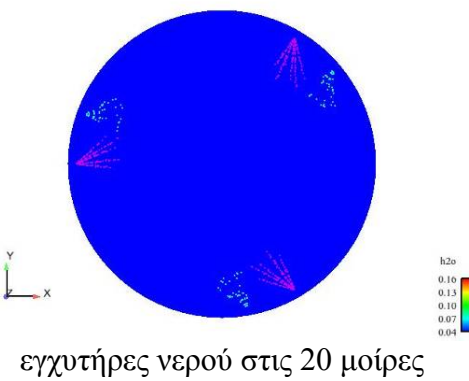
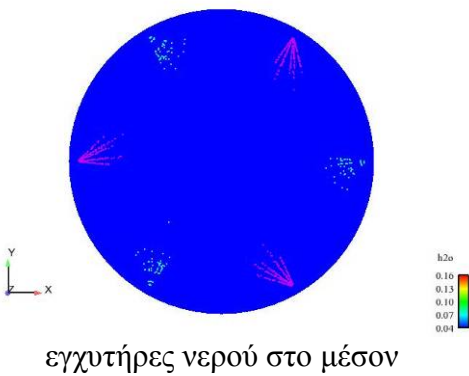
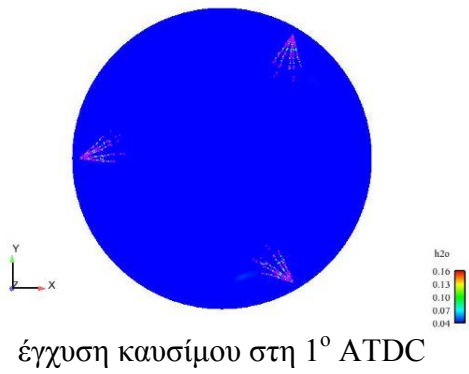
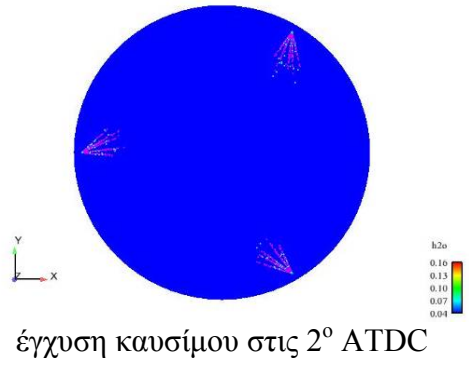
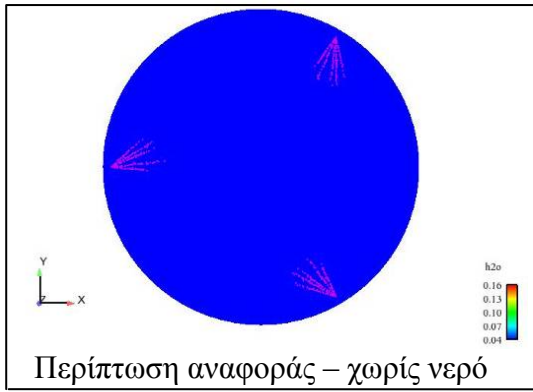
19 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



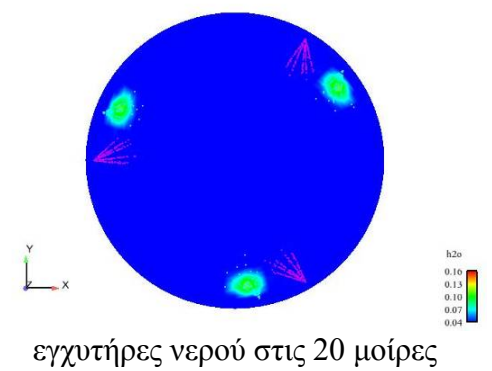
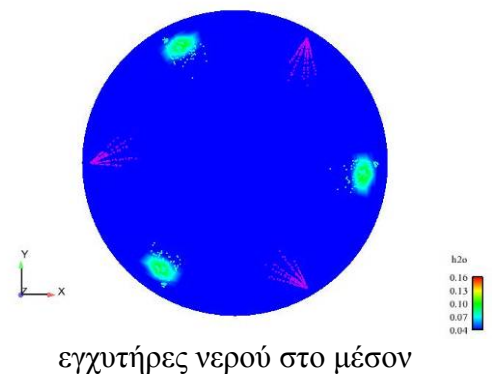
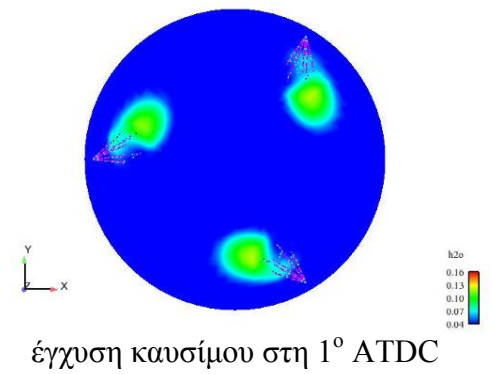
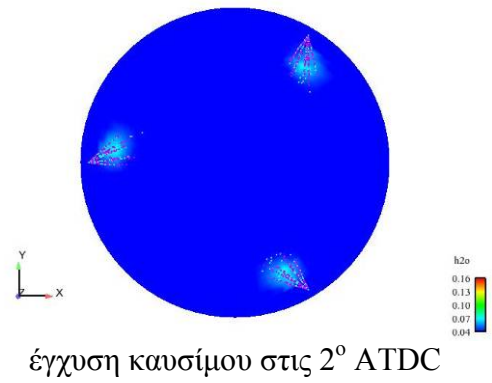
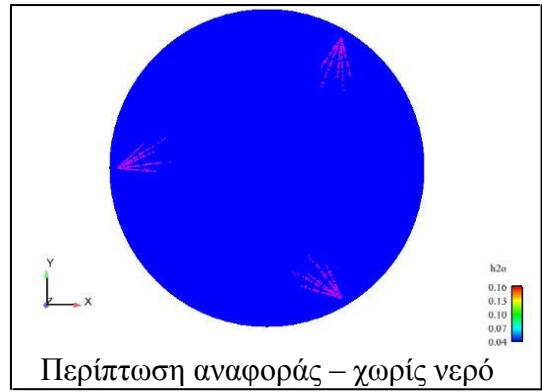
20 ΜΟΙΡΕΣ - Θερμοκρασία [K]



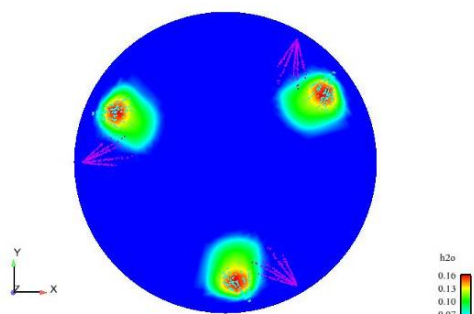
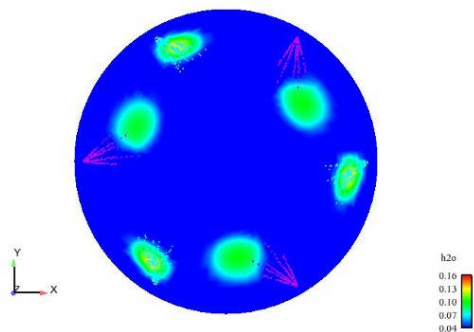
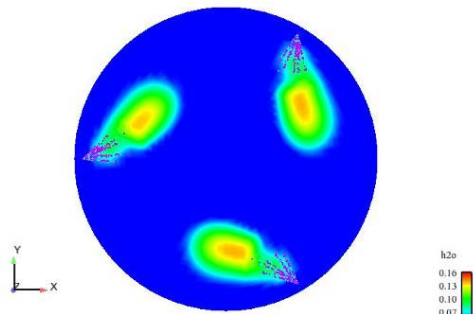
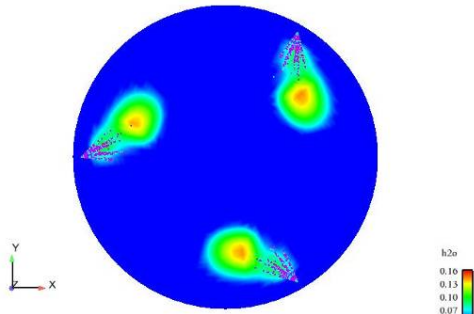
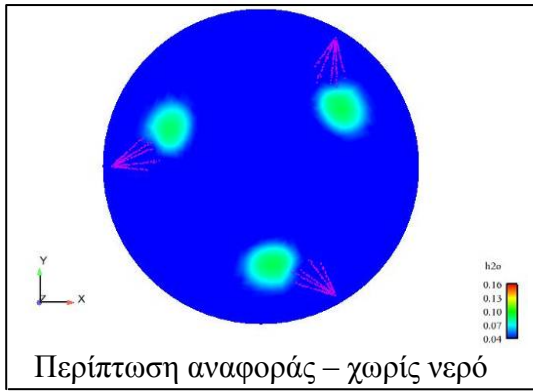
3 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



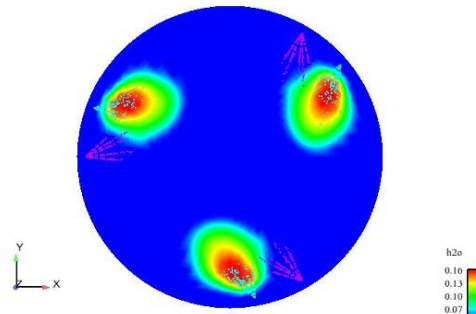
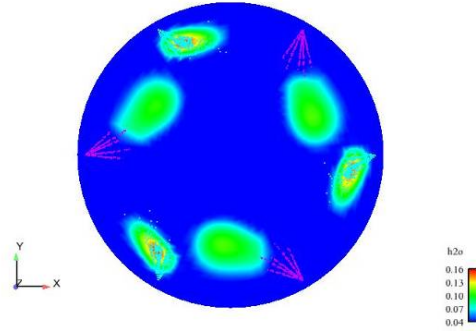
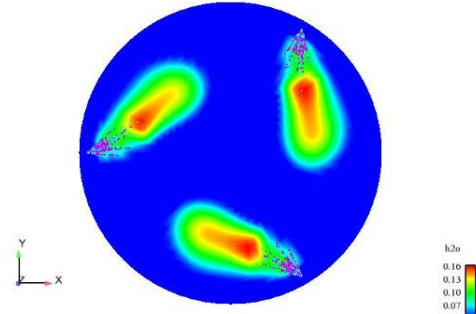
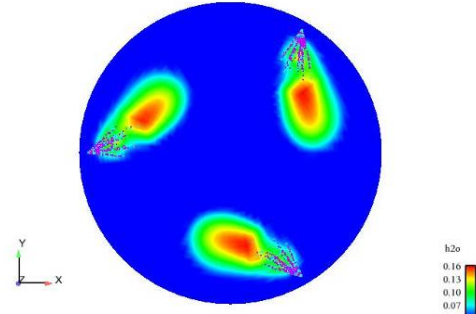
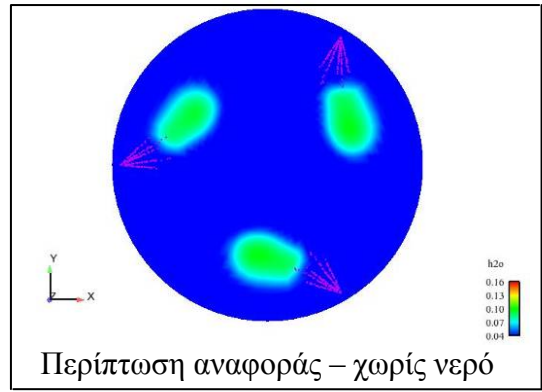
4 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



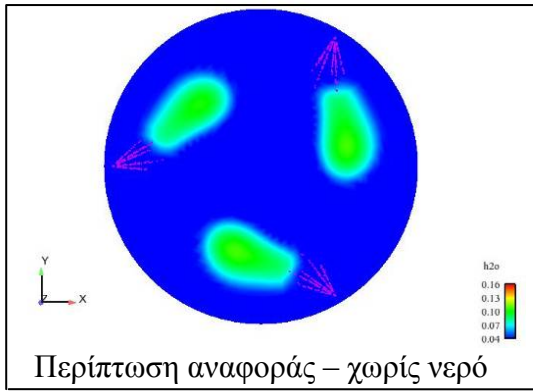
5 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]



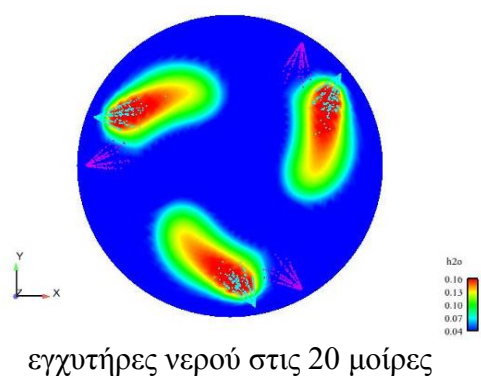
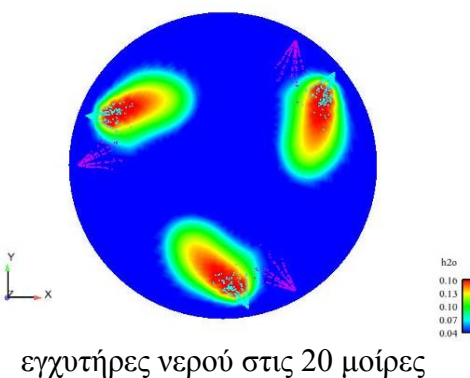
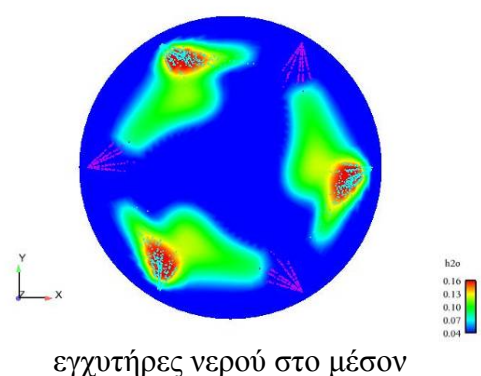
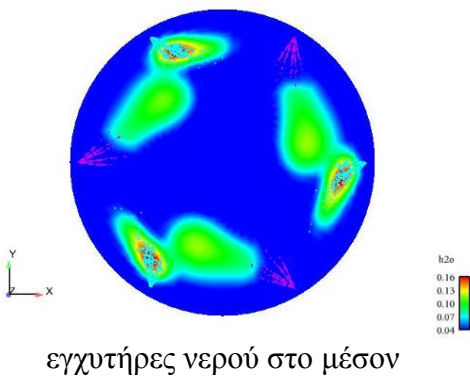
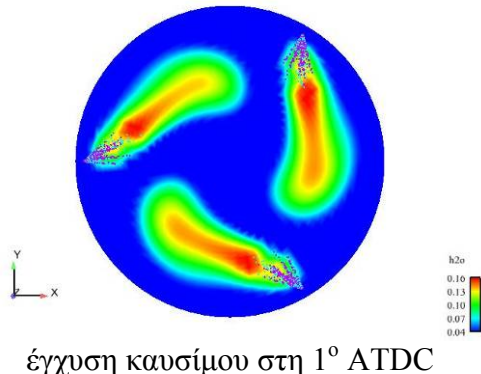
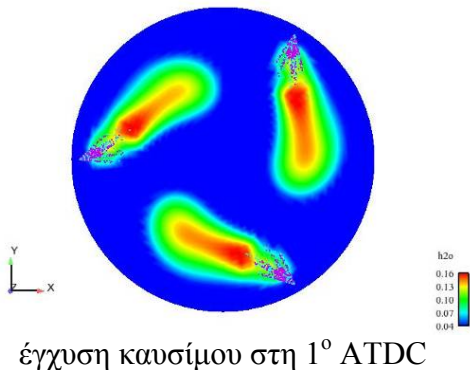
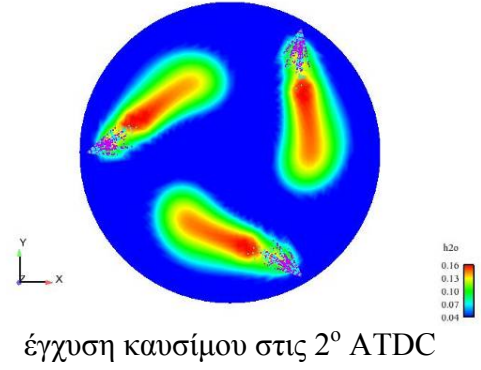
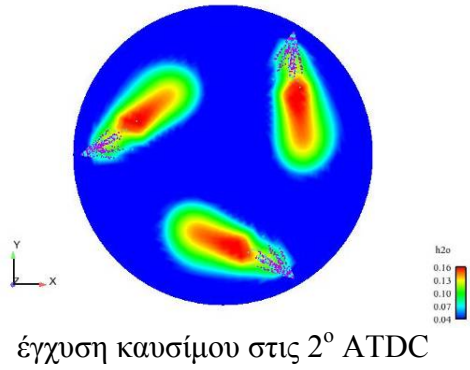
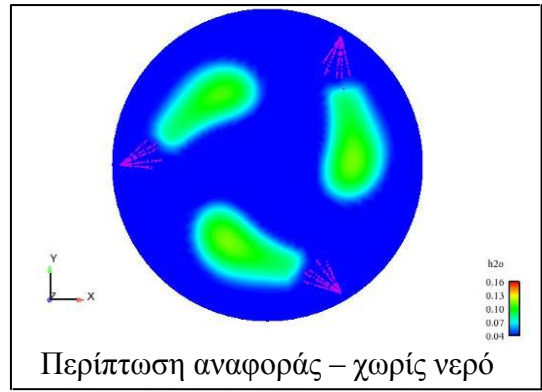
6 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]



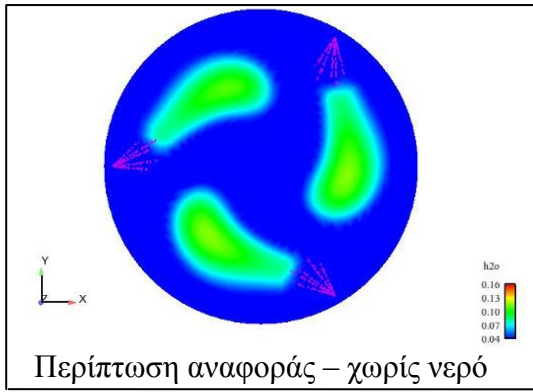
7 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]



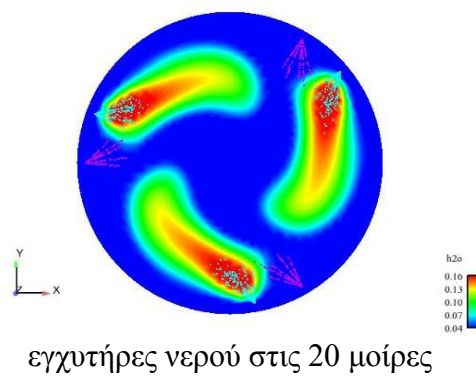
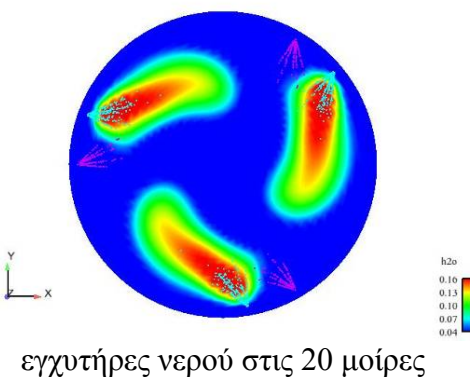
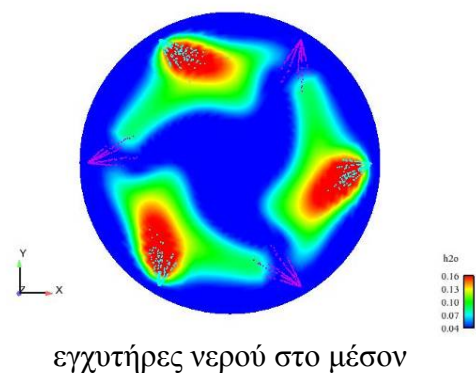
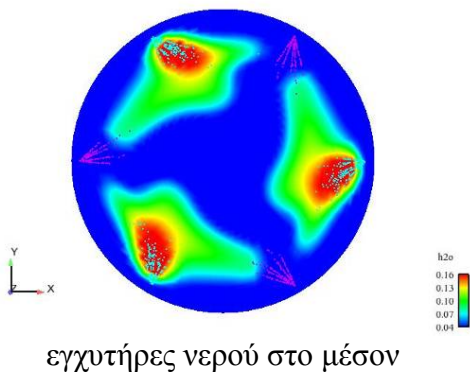
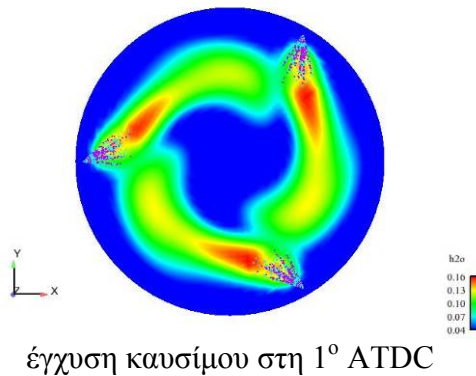
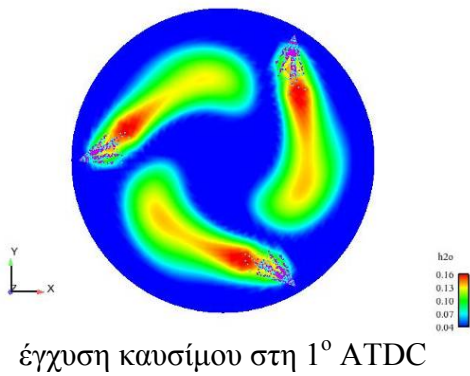
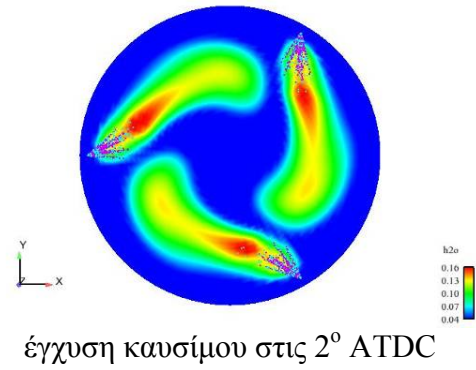
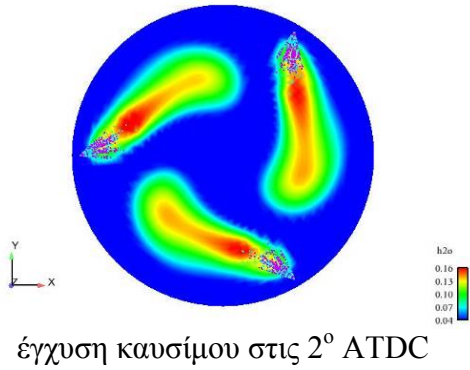
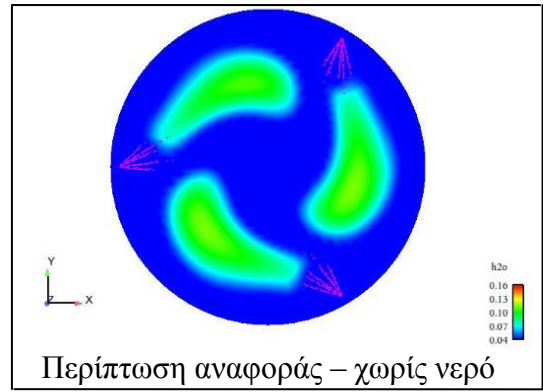
8 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδατμών [% v/v]



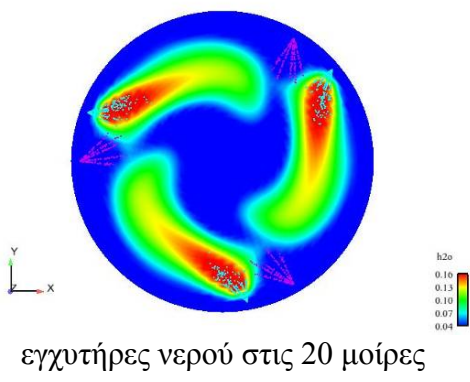
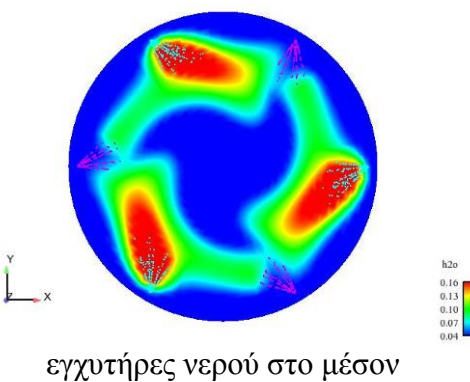
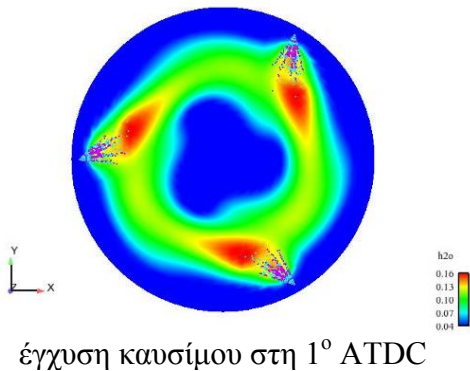
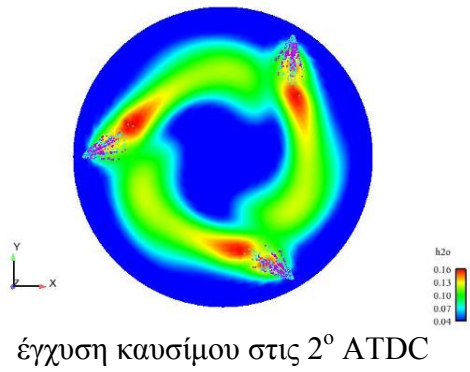
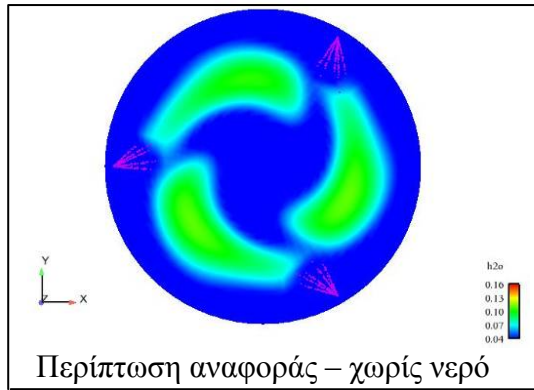
9 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



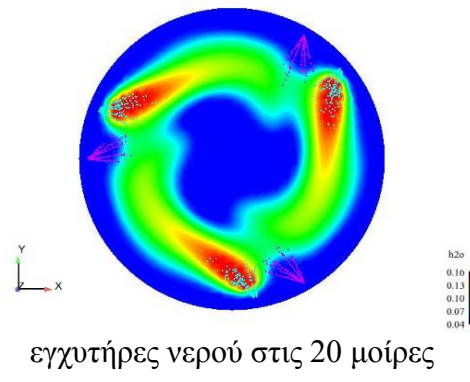
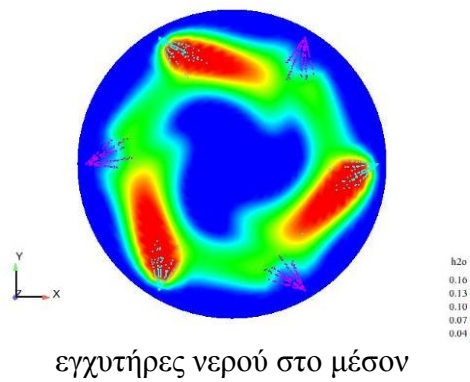
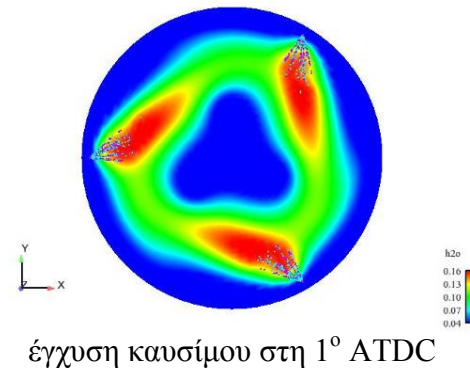
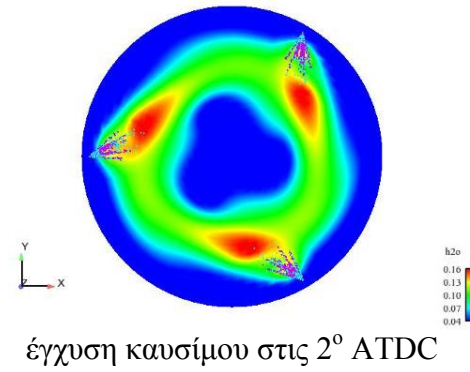
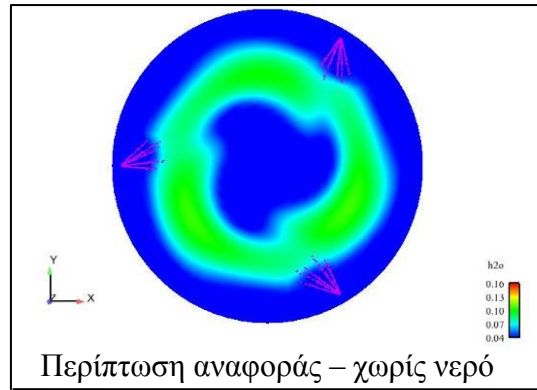
10 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



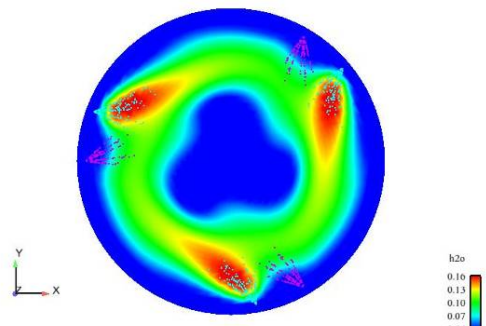
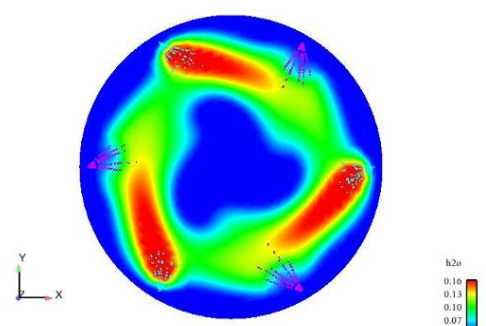
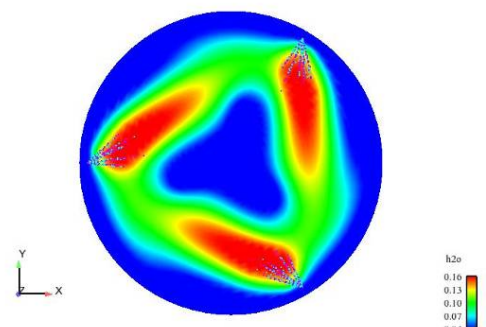
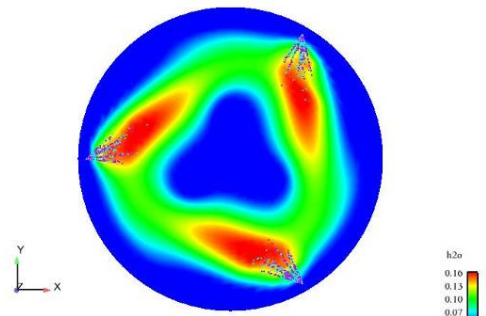
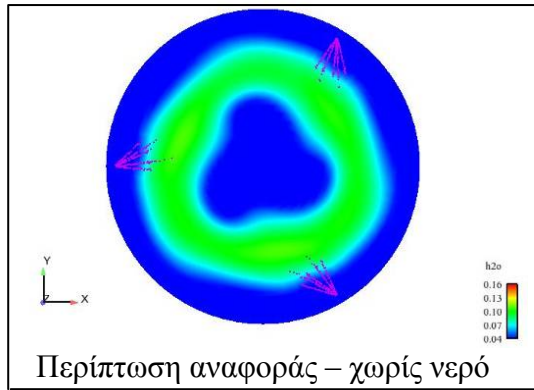
11 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



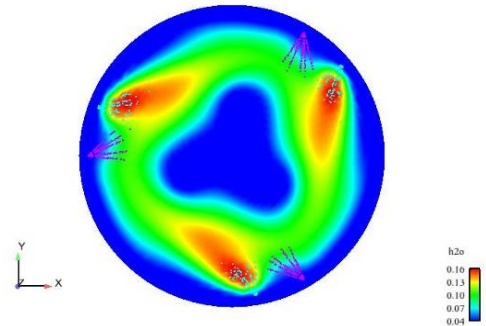
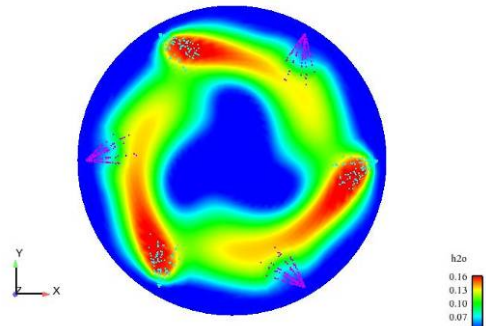
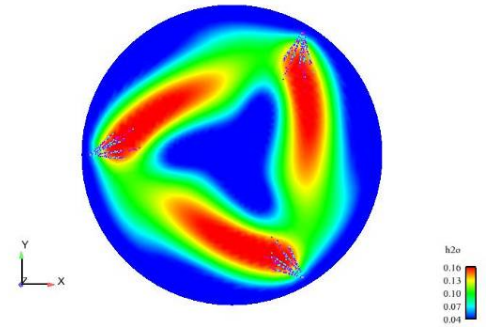
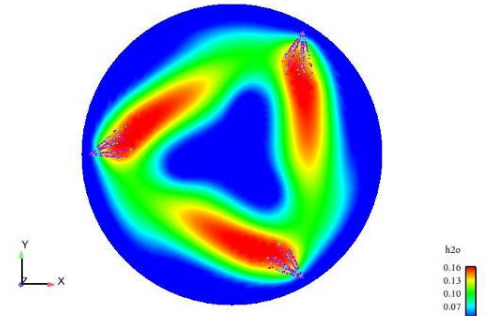
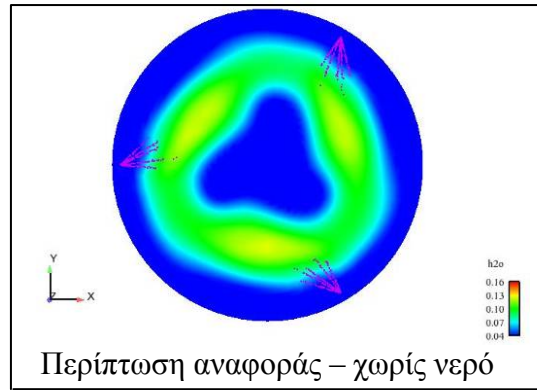
12 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



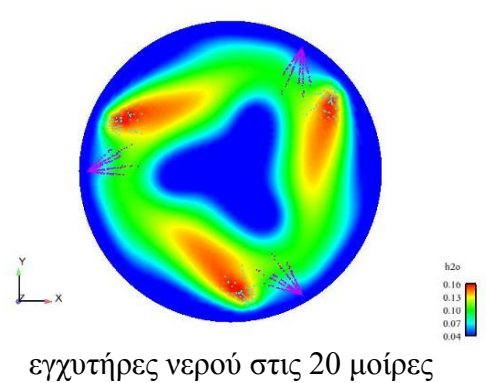
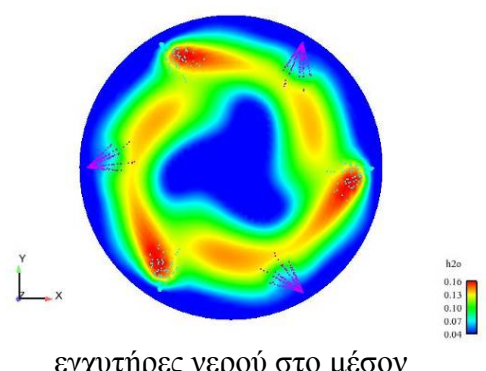
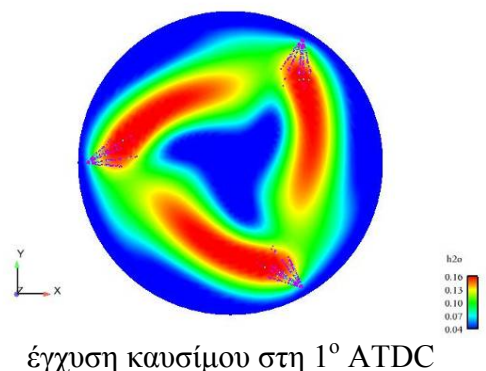
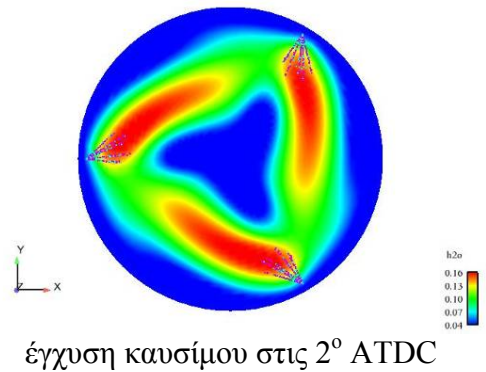
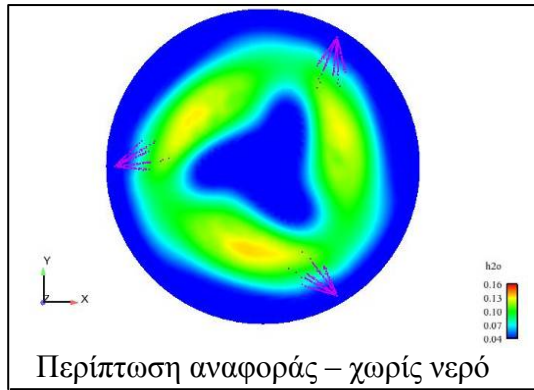
13 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



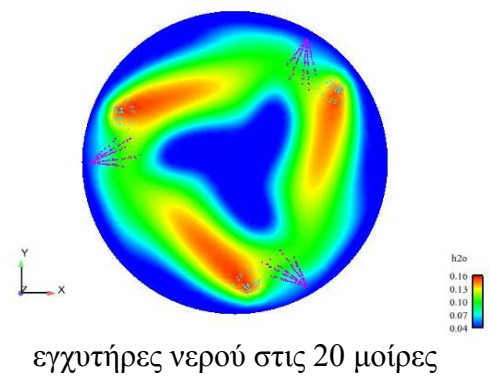
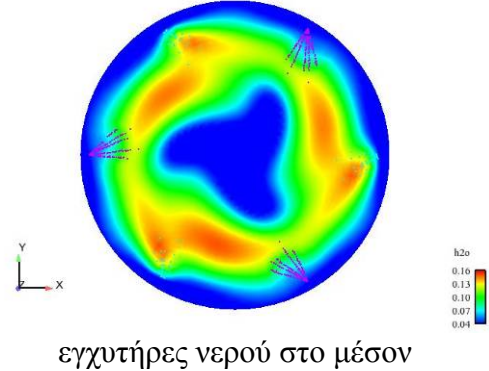
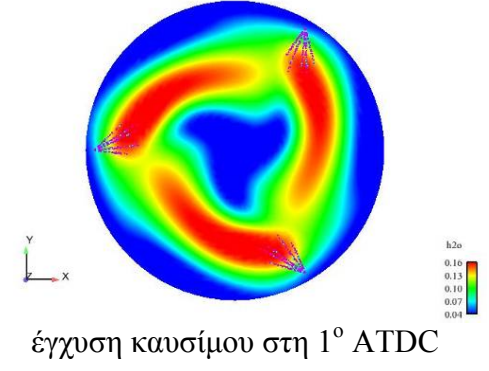
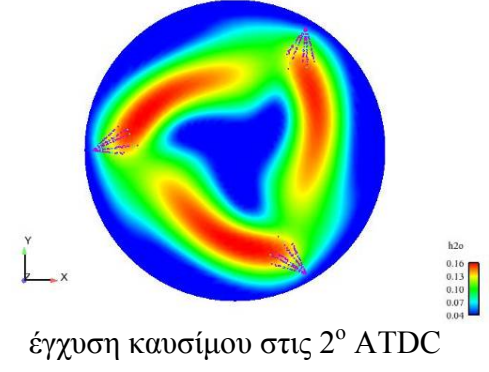
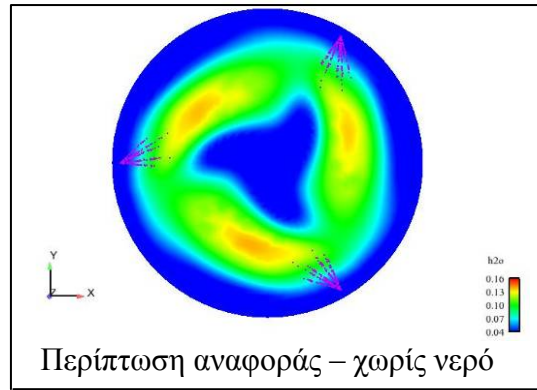
14 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



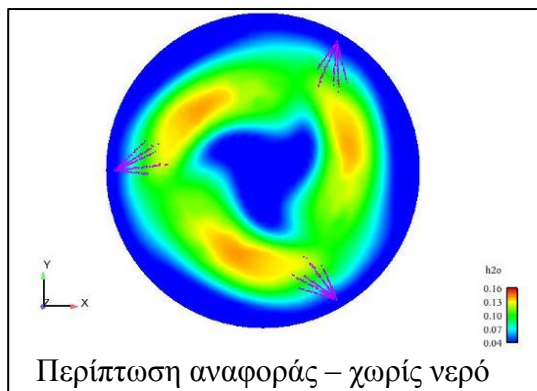
15 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



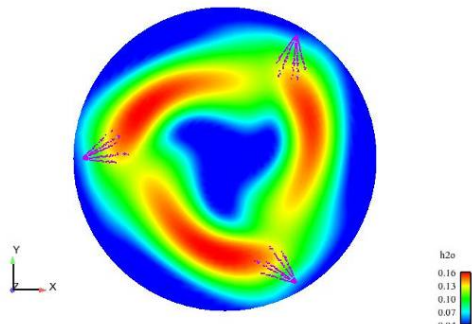
16 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



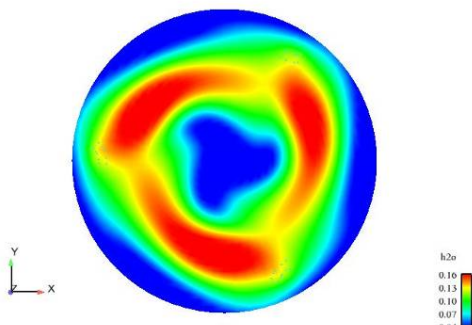
17 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



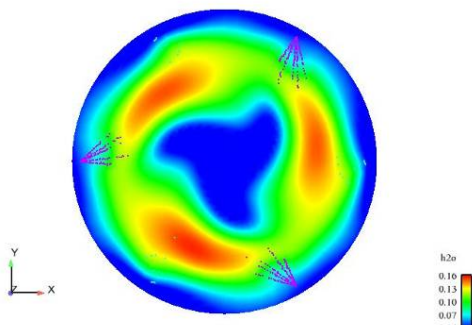
Περίπτωση αναφοράς – χωρίς νερό



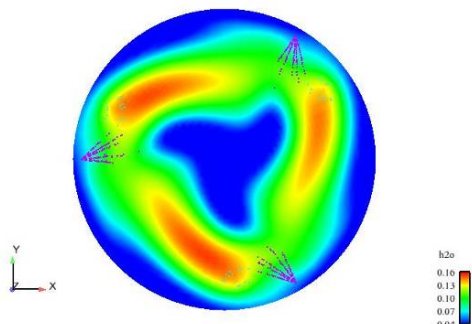
έγχυση καυσίμου στις 2^ο ATDC



έγχυση καυσίμου στη 1^ο ATDC

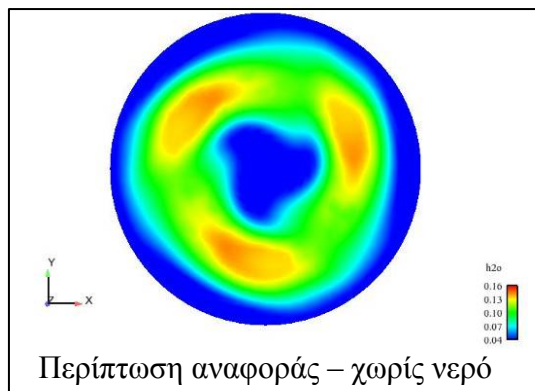


εγχυτήρες νερού στο μέσον

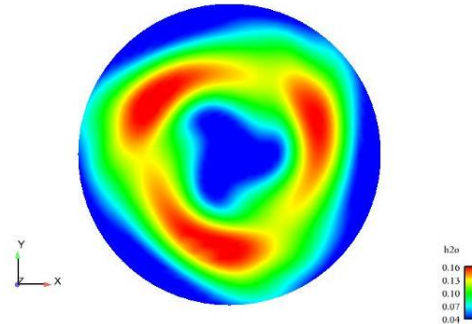


εγχυτήρες νερού στις 20 μοίρες

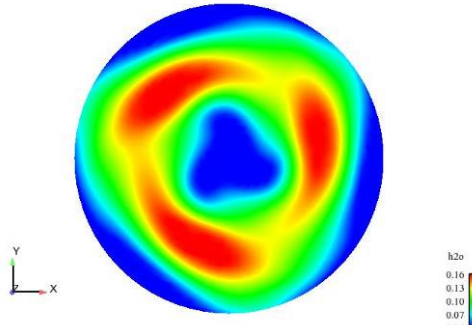
18 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



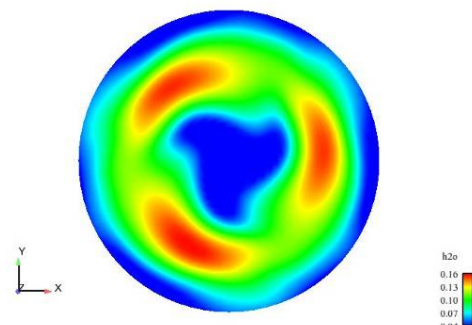
Περίπτωση αναφοράς – χωρίς νερό



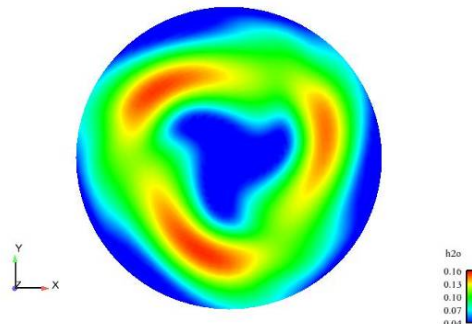
έγχυση καυσίμου στις 2^ο ATDC



έγχυση καυσίμου στη 1^ο ATDC

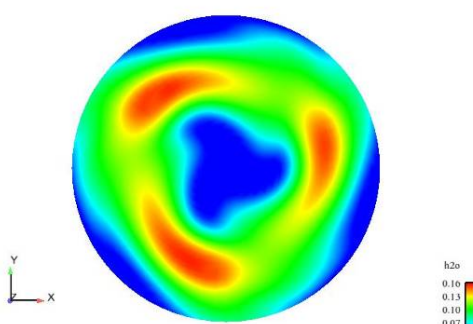
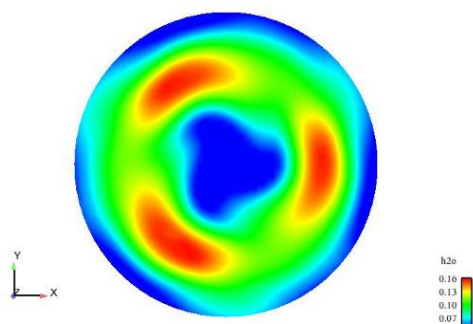
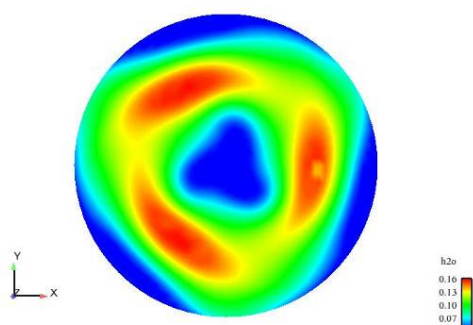
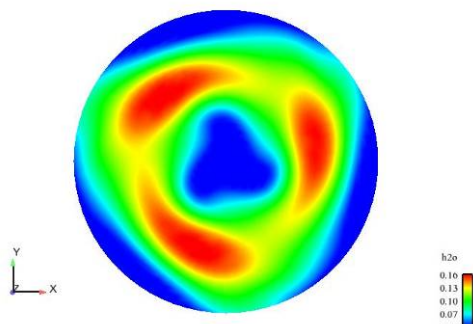
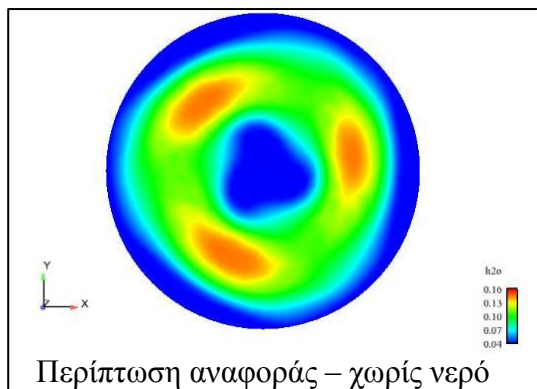


εγχυτήρες νερού στο μέσον

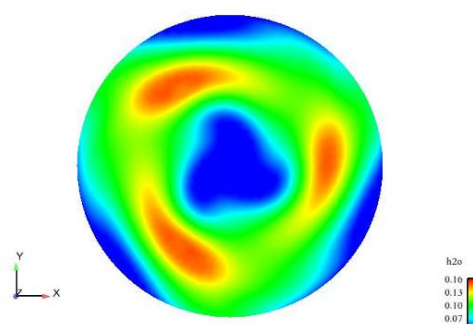
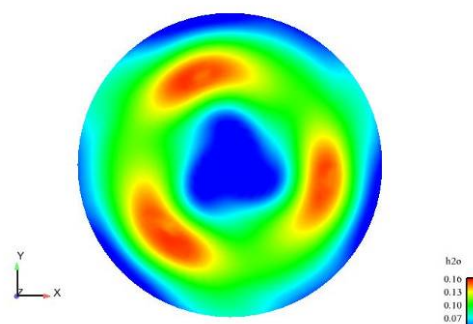
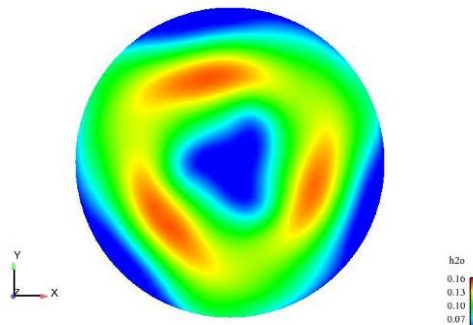
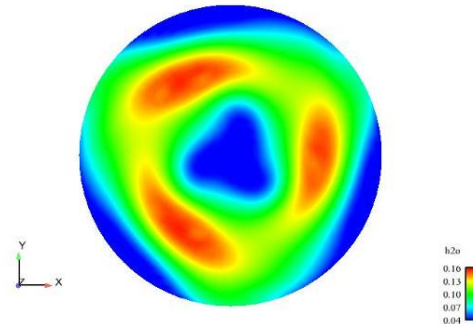
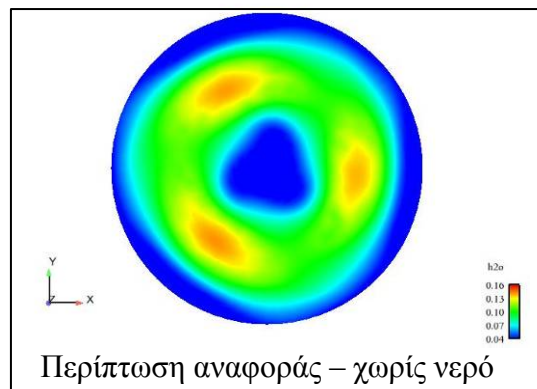


εγχυτήρες νερού στις 20 μοίρες

19 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



20 ΜΟΙΡΕΣ - Συγκ. Υδρατμών [% v/v]



Παράρτημα IV: Χάρτες T-φ

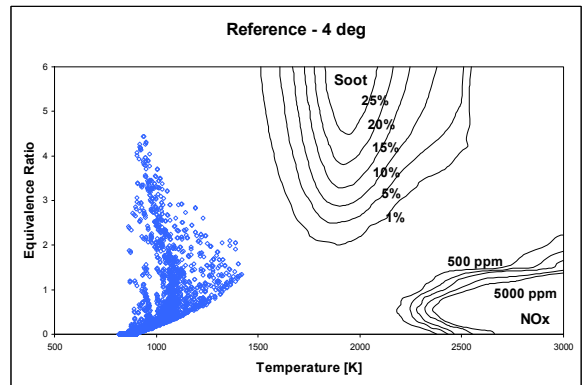
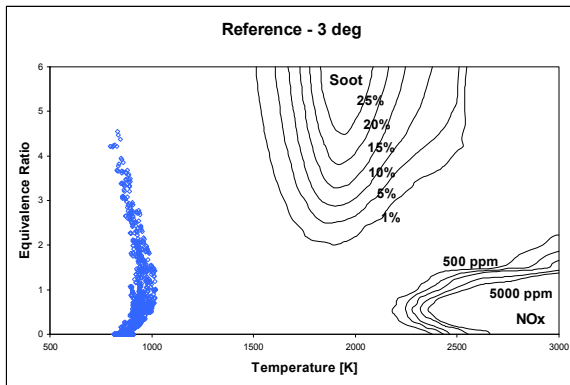
Παρουσιάζονται οι χάρτες T-φ για συγκεκριμένες περιπτώσεις της προσομοίωσης, για το χρονικό διάστημα από τις 3^ο μετά το ΑΝΣ μέχρι τις 20^ο μετά το ΑΝΣ, ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου. Οι περιπτώσεις για τις οποίες κατασκευάστηκαν χάρτες T-φ είναι:

- Περίπτωση αναφοράς (χωρίς εισαγωγή νερού).
- Εισαγωγή ποσότητας 100% νερού μαζί με τον αέρα της καύσης.
- Απευθείας έγχυση ποσότητας 40% νερού ταυτόχρονα με την έγχυση του καυσίμου και στο ίδιο σημείο.
- Απευθείας έγχυση ποσότητας 40% νερού, στο ίδιο σημείο με την έγχυση του καυσίμου, αλλά με χρονική διαφορά έναρξης της έγχυσης μία μοίρα γωνία στροφάλου: Η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου γίνεται στη 1^ο μετά το ΑΝΣ, ενώ η έναρξη της έγχυσης του νερού γίνεται στις 2^ο μετά το ΑΝΣ.

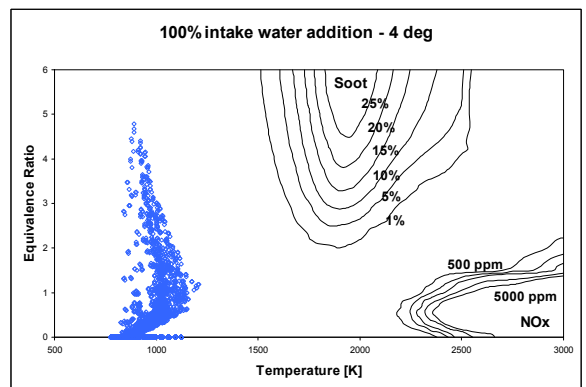
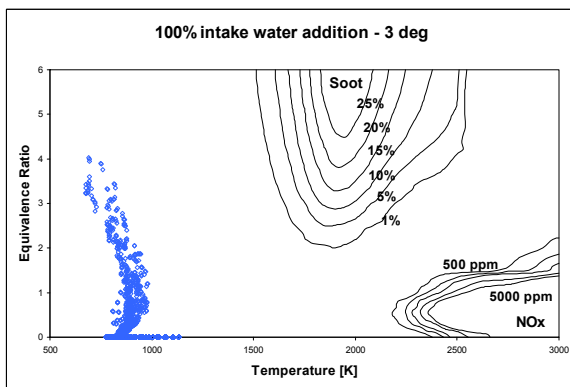
3 ΜΟΙΠΕΣ

4 ΜΟΙΠΕΣ

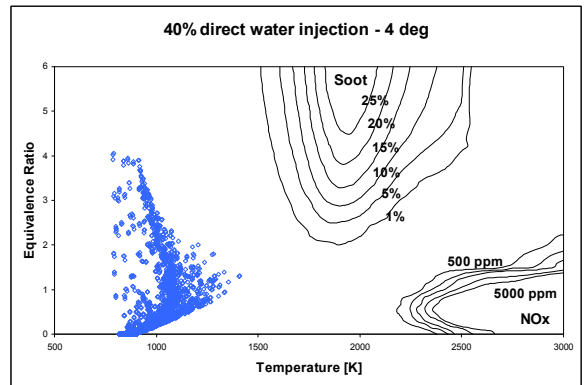
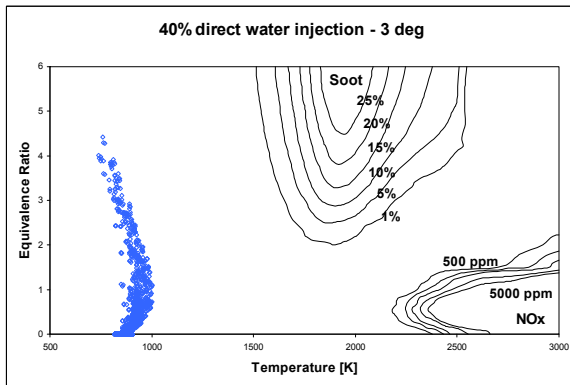
Χωρίς νερό



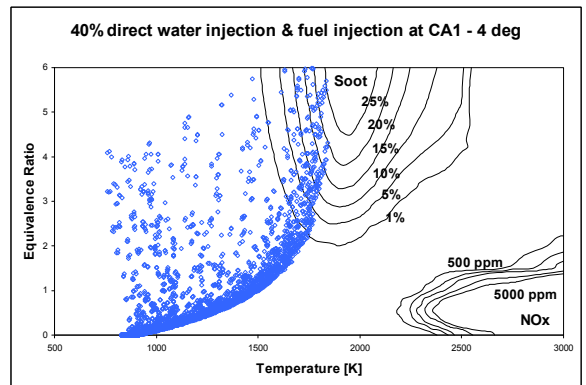
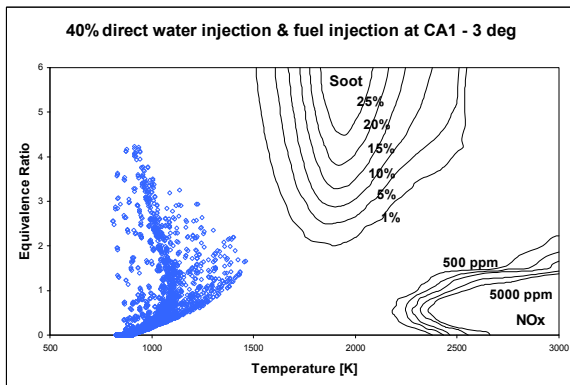
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



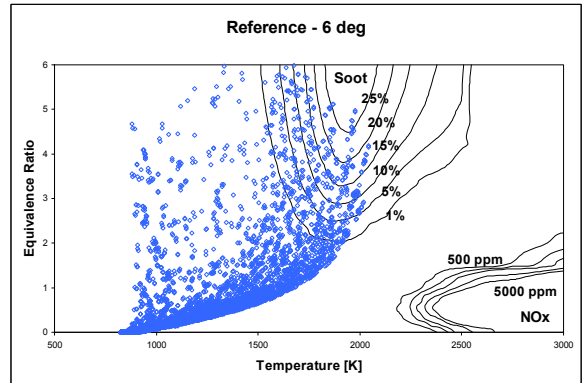
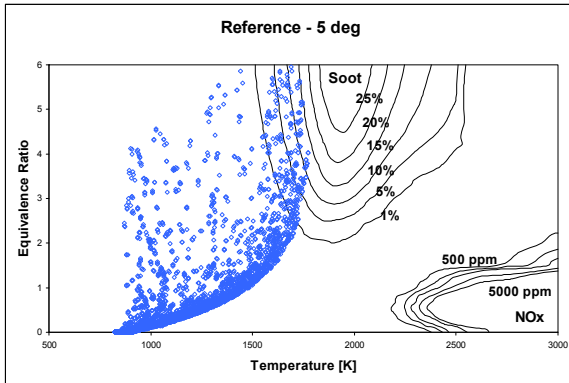
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



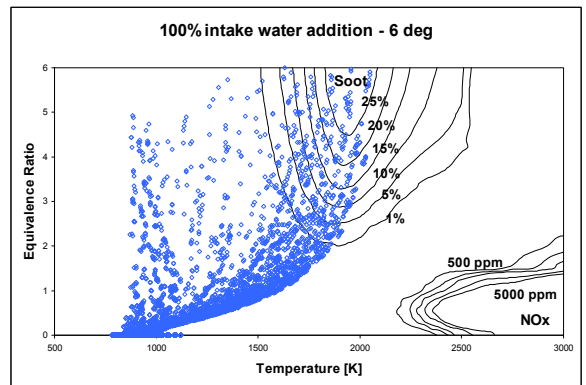
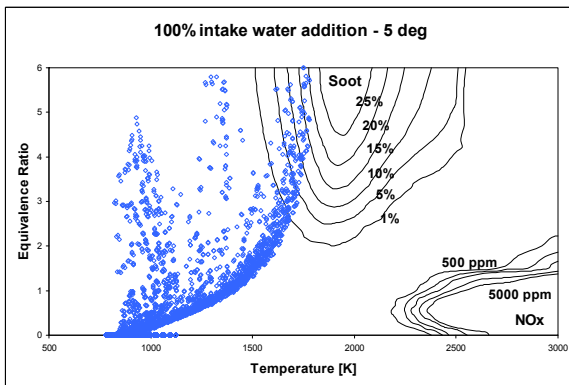
5 ΜΟΙΠΕΣ

6 ΜΟΙΠΕΣ

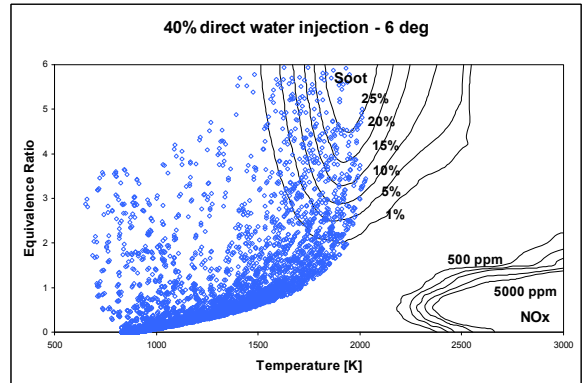
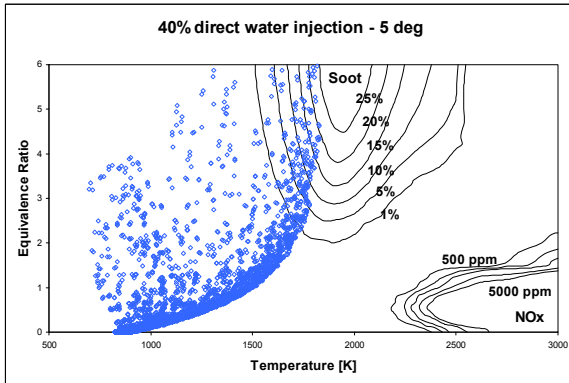
Χωρίς νερό



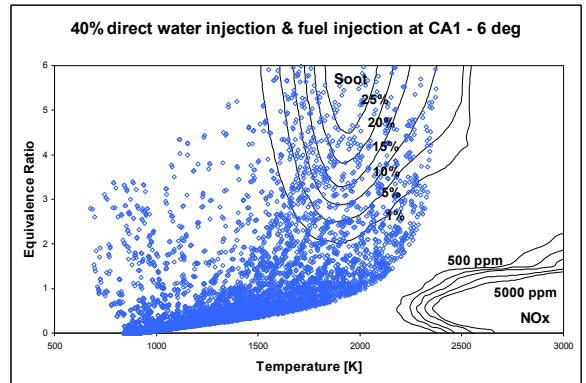
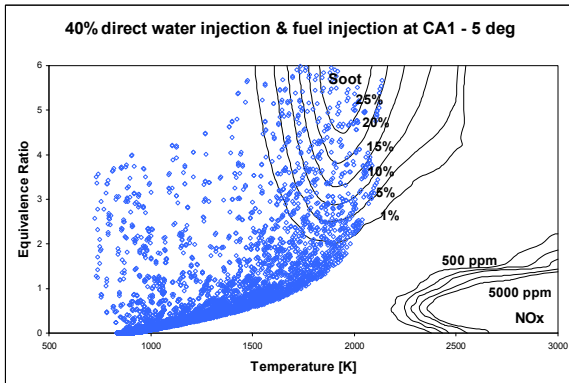
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



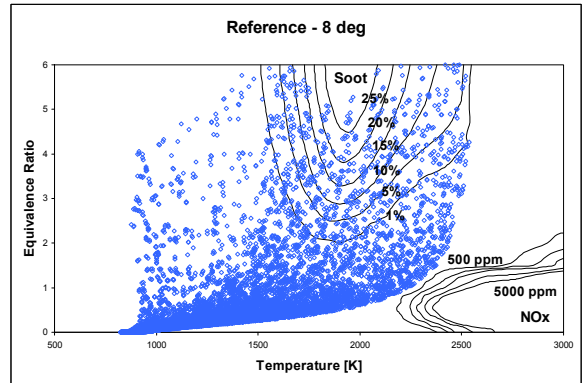
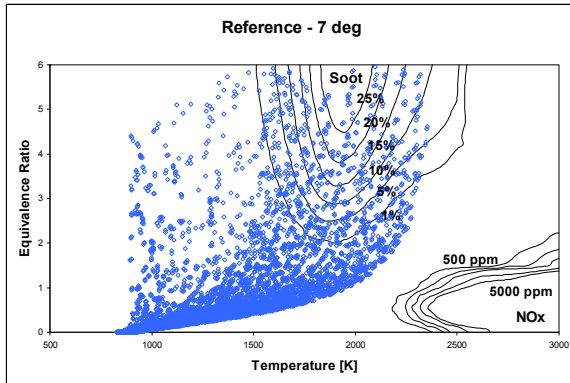
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



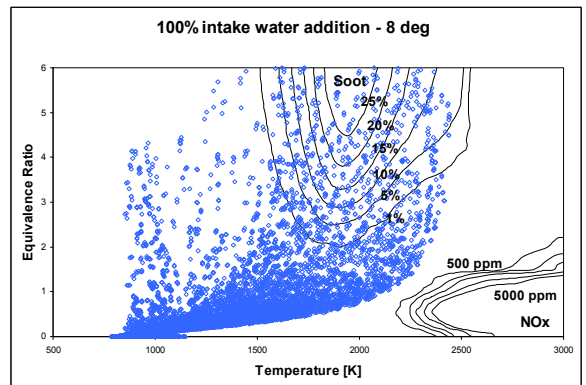
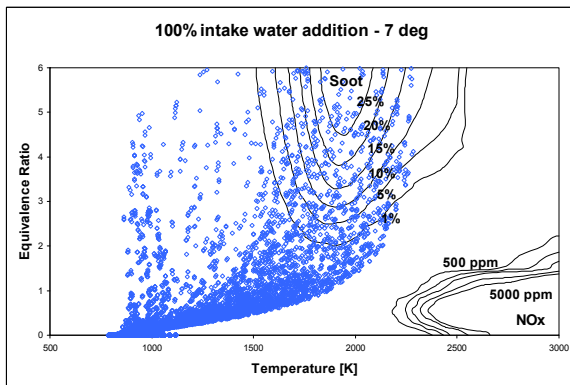
7 ΜΟΙΠΕΣ

8 ΜΟΙΠΕΣ

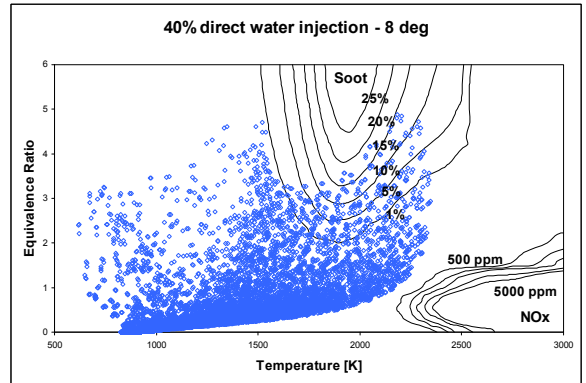
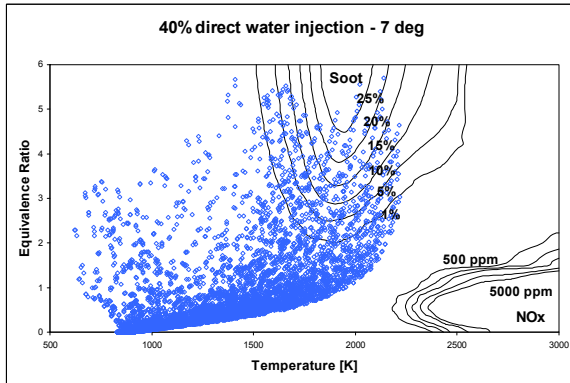
Χωρίς νερό



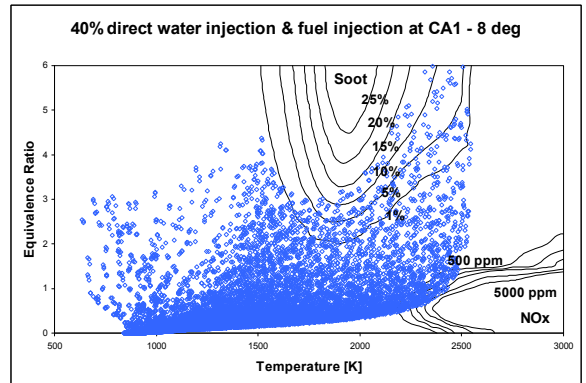
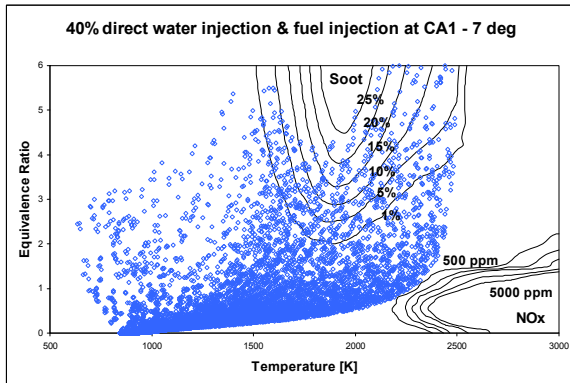
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



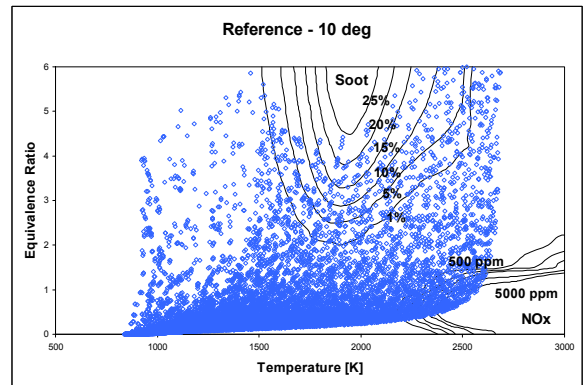
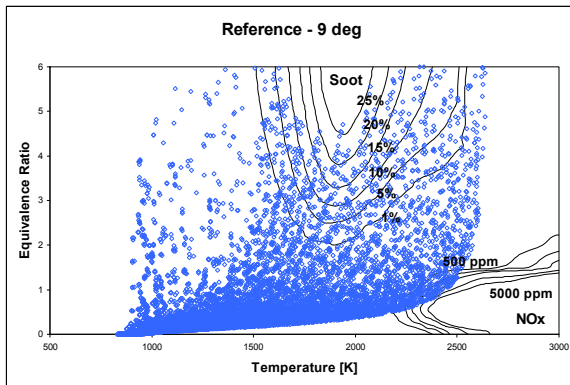
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



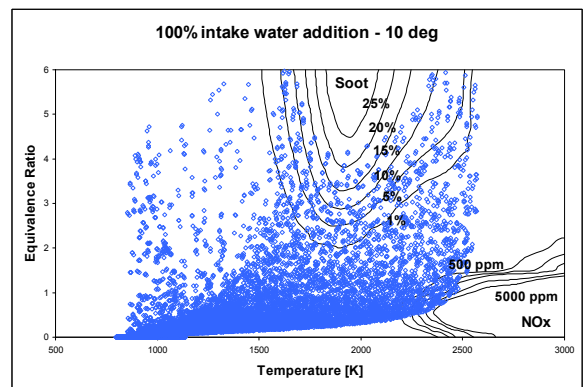
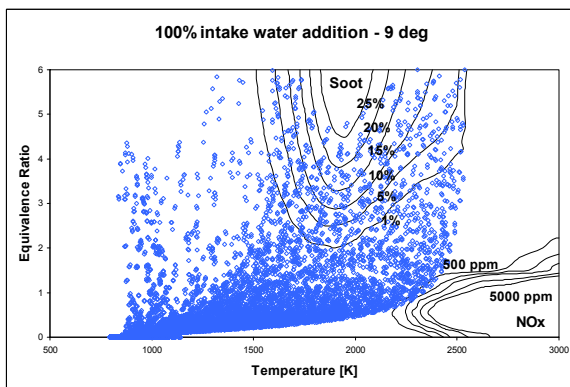
9 ΜΟΙΠΕΣ

10 ΜΟΙΠΕΣ

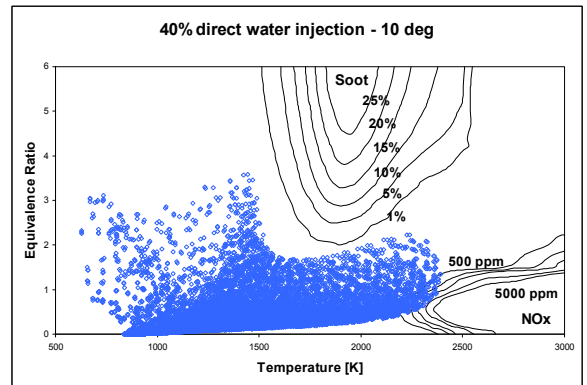
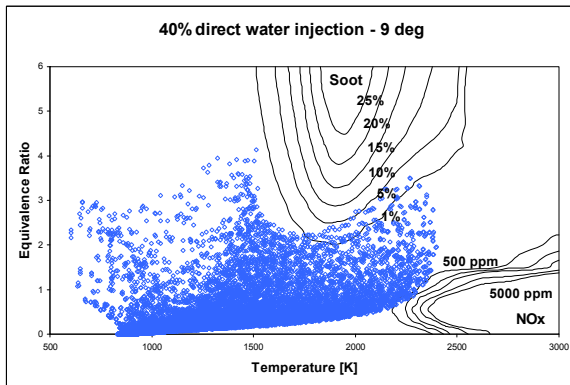
Χωρίς νερό



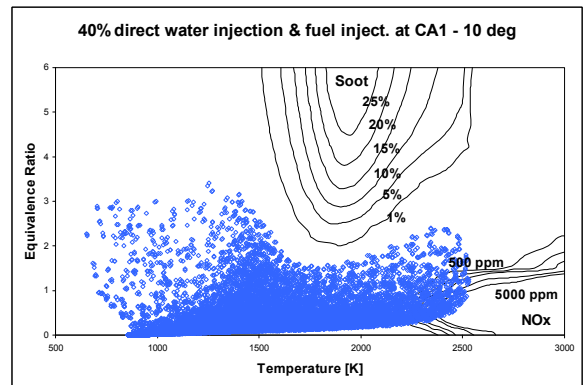
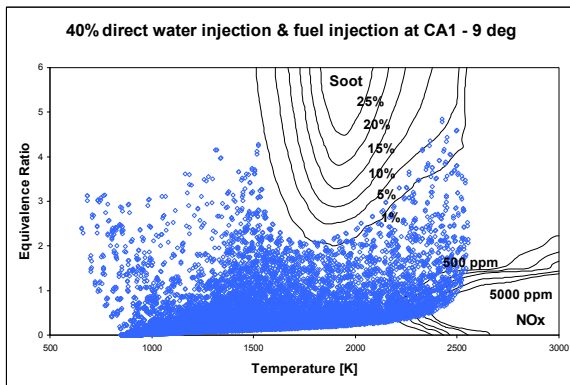
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



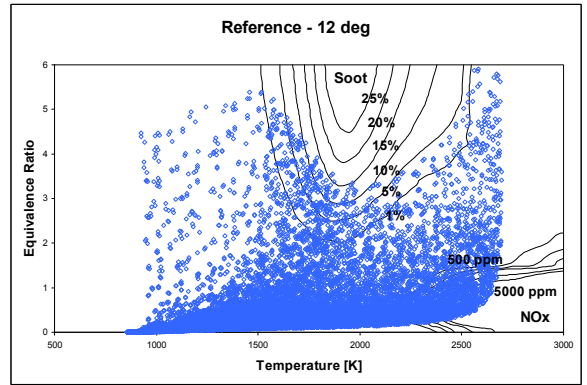
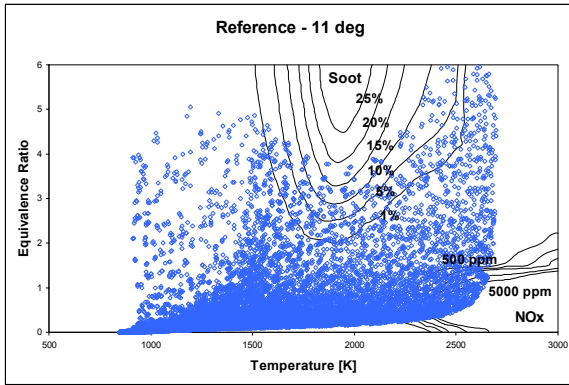
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



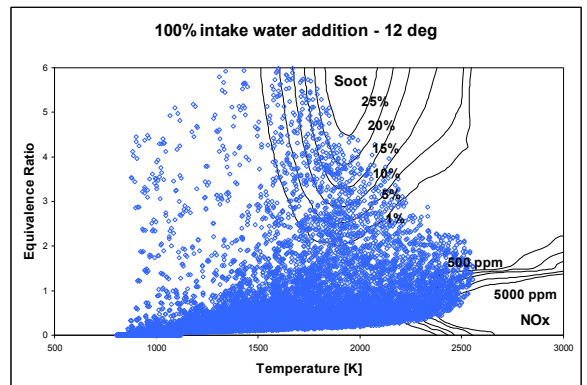
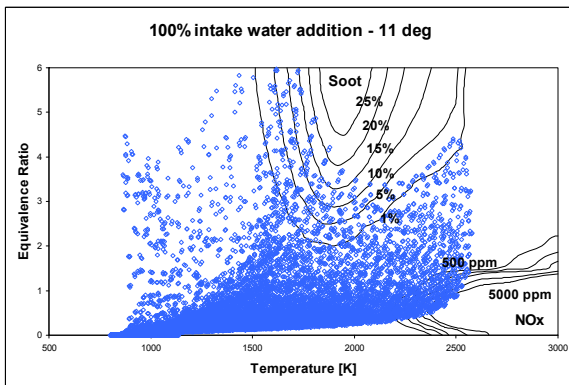
11 MOIPEΣ

12 MOIPEΣ

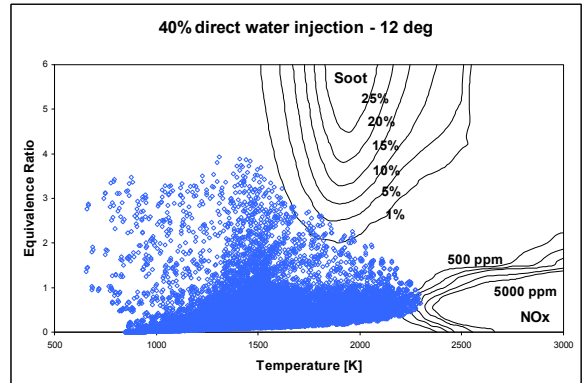
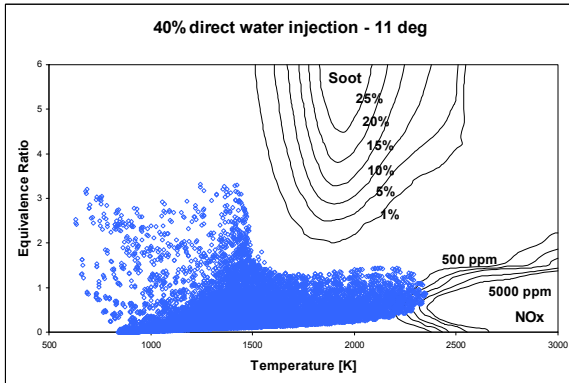
Χωρίς νερό



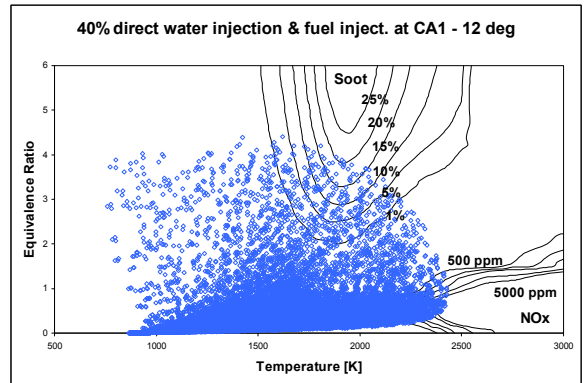
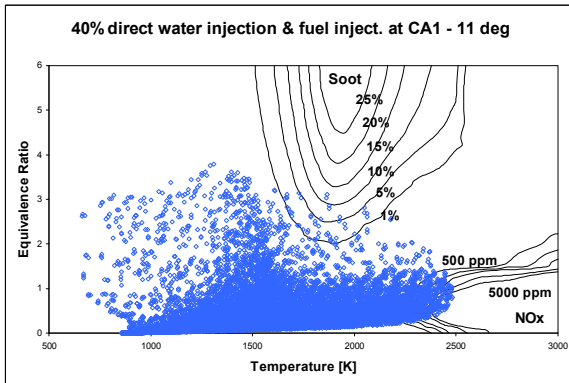
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



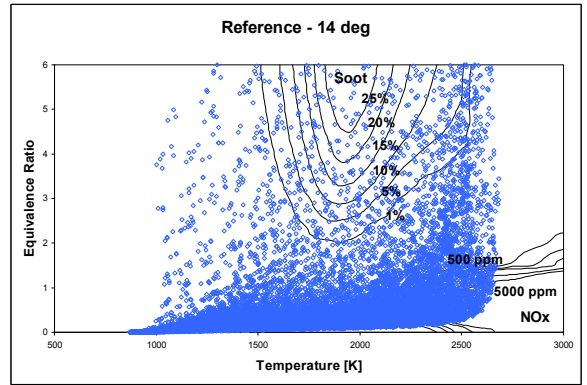
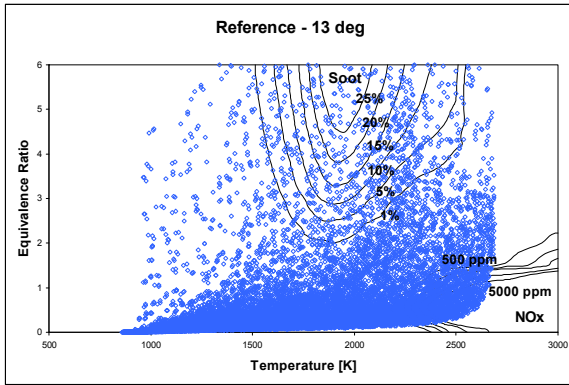
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



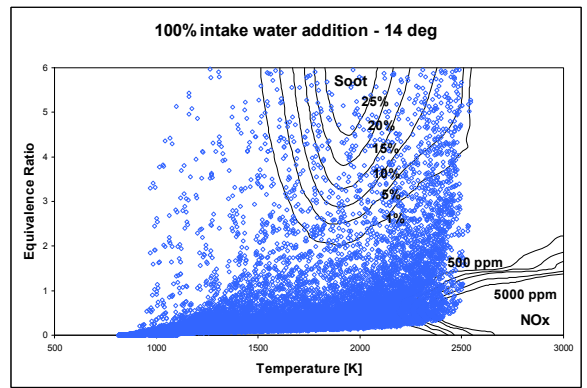
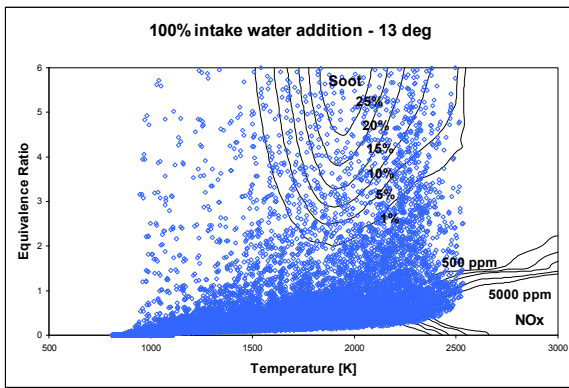
13 MOIPEΣ

14 MOIPEΣ

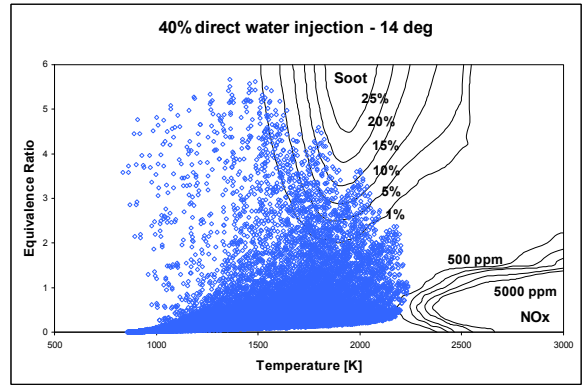
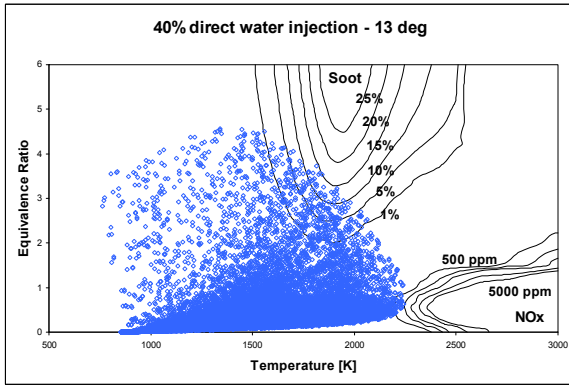
Χωρίς νερό



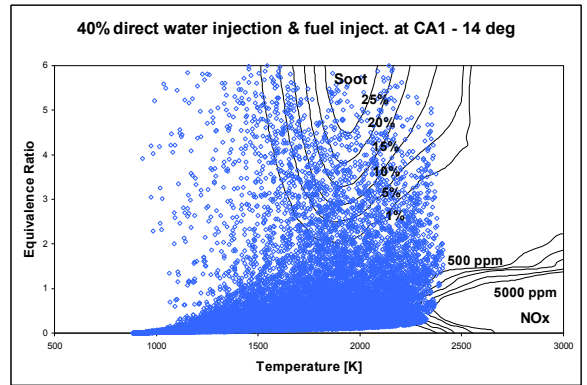
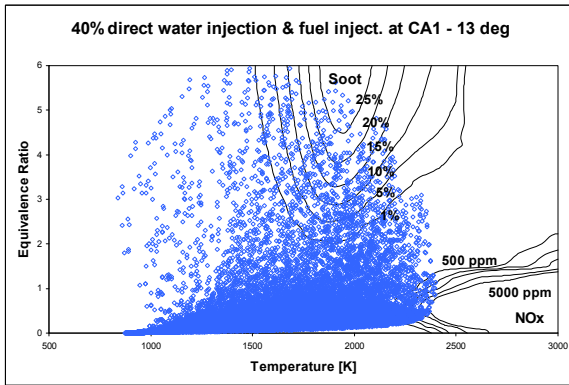
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



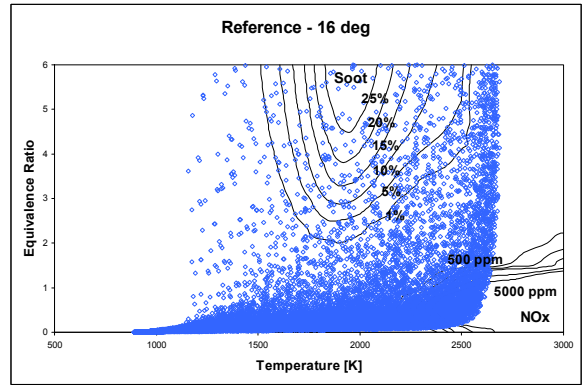
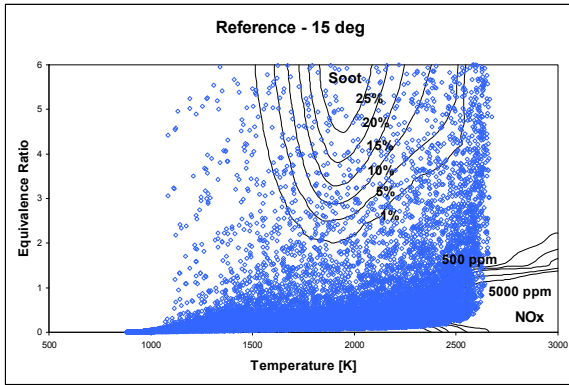
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



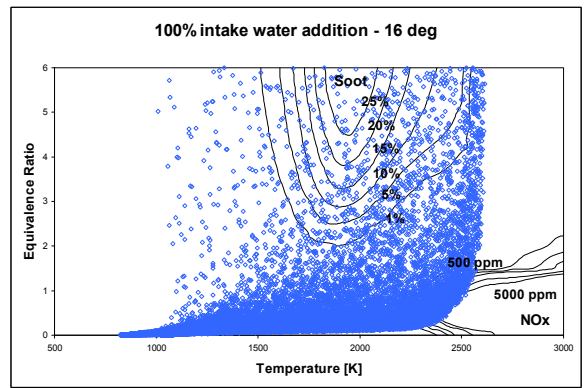
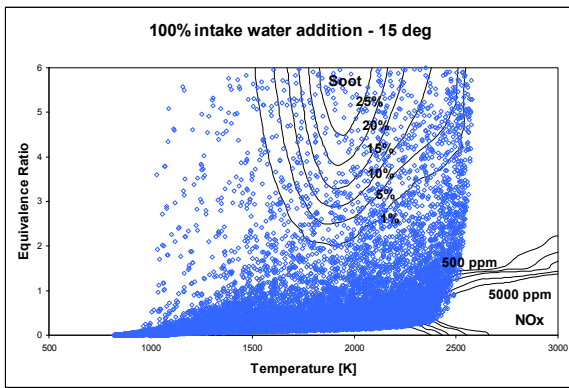
15 MOIPEΣ

16 MOIPEΣ

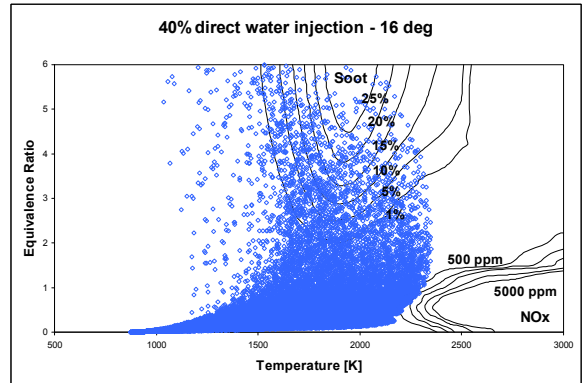
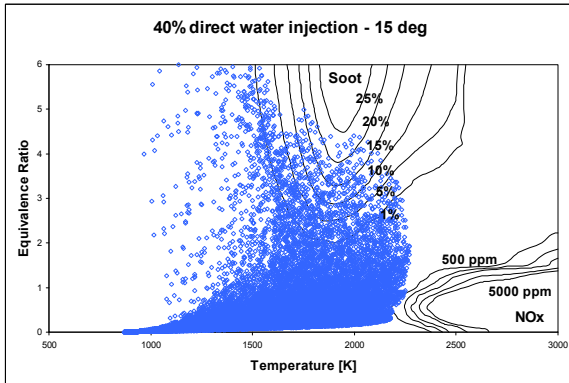
Χωρίς νερό



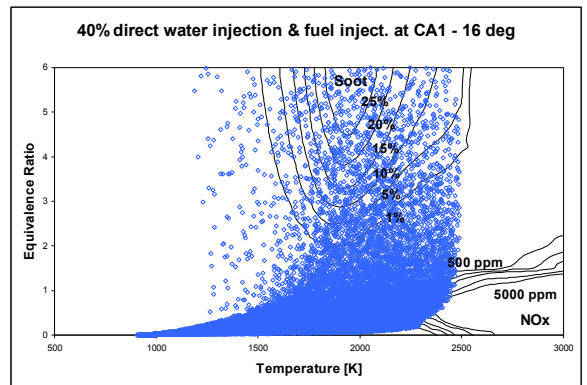
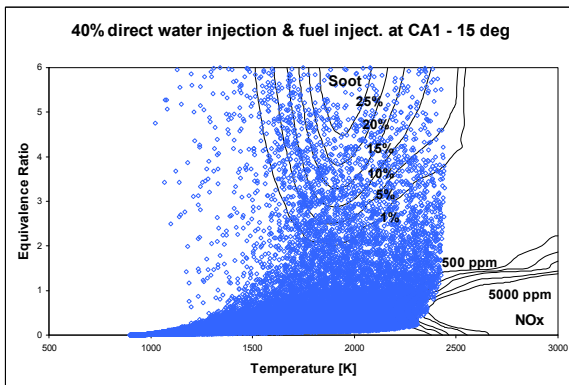
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



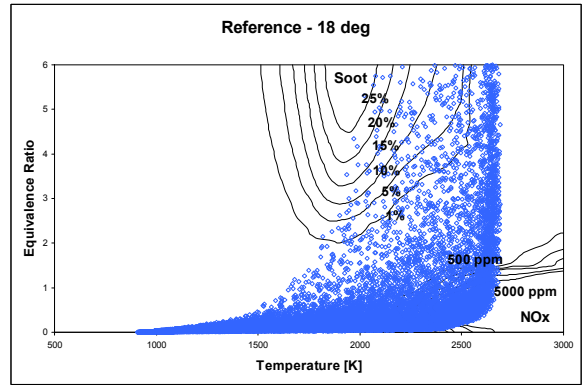
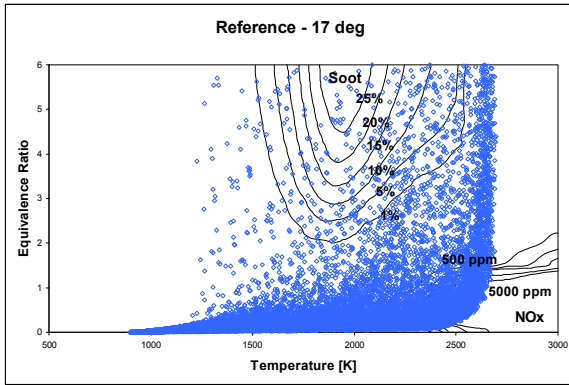
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



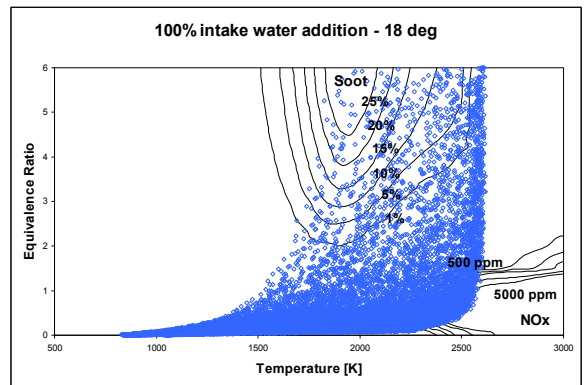
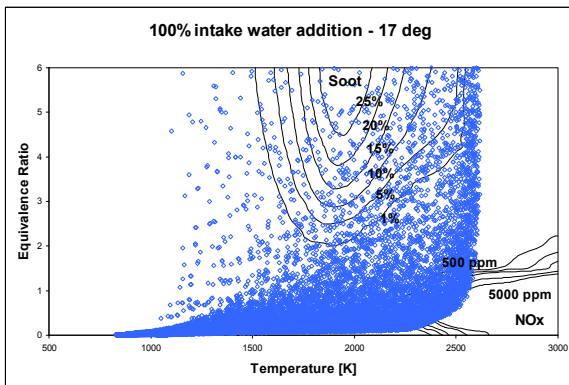
17 MOIPEΣ

18 MOIPEΣ

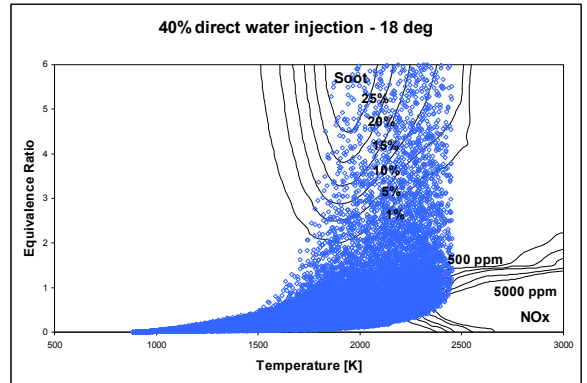
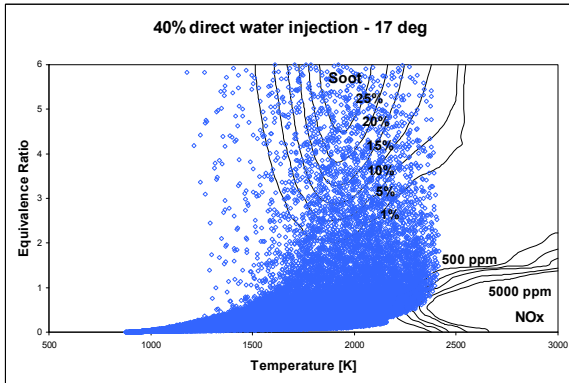
Χωρίς νερό



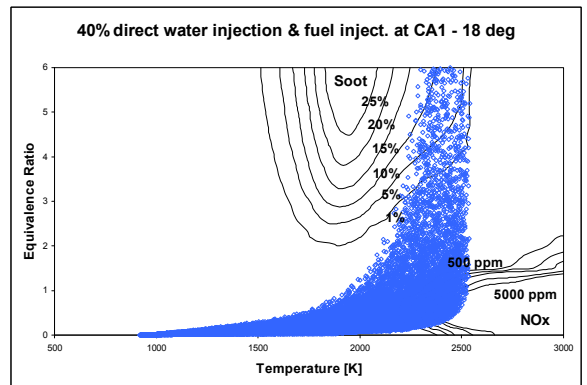
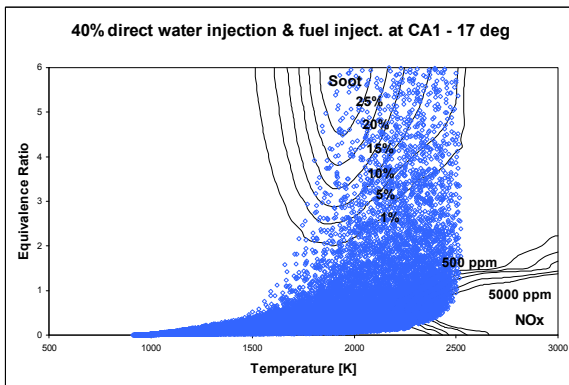
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



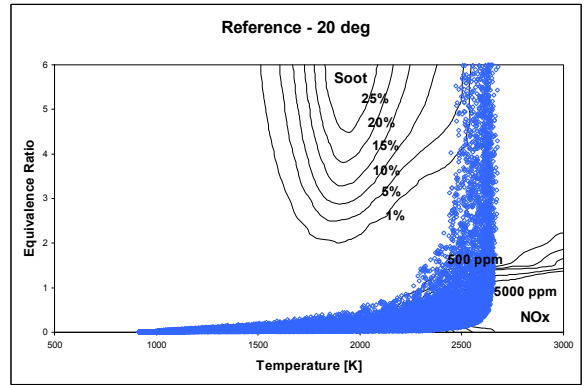
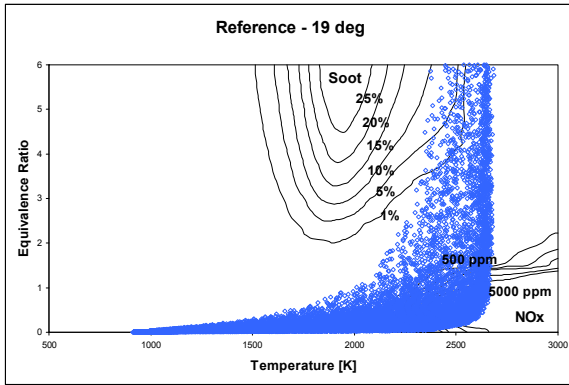
40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



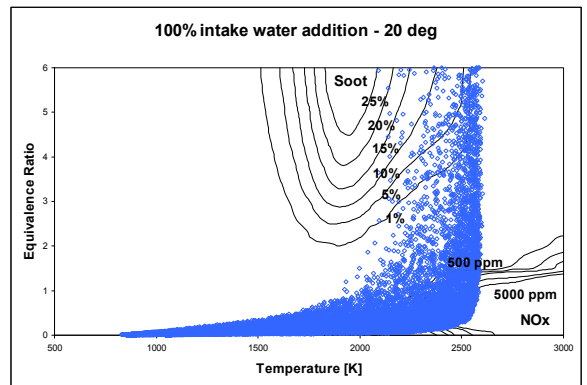
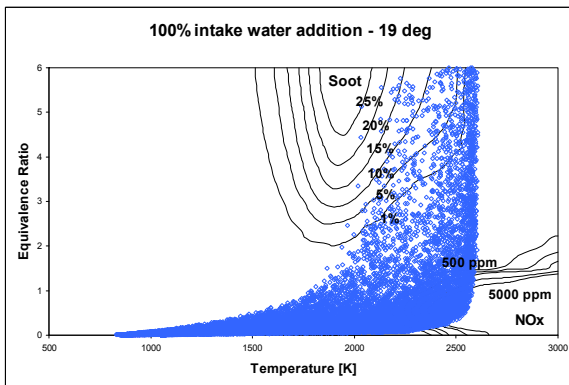
19 MOIPEΣ

20 MOIPEΣ

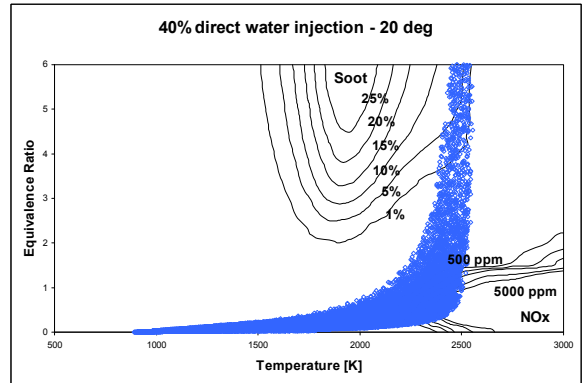
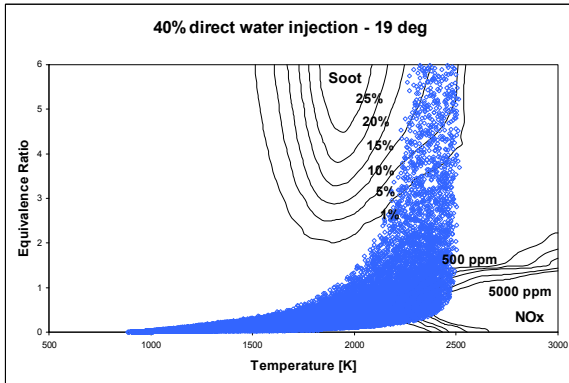
Χωρίς νερό



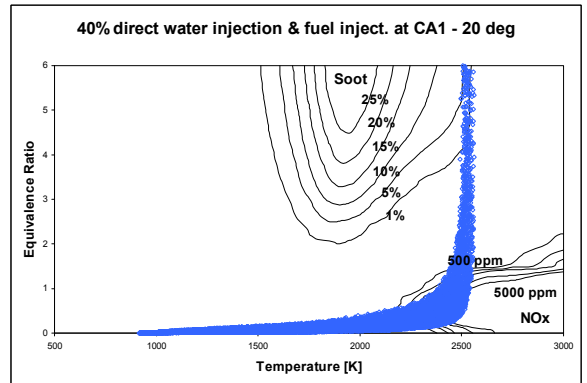
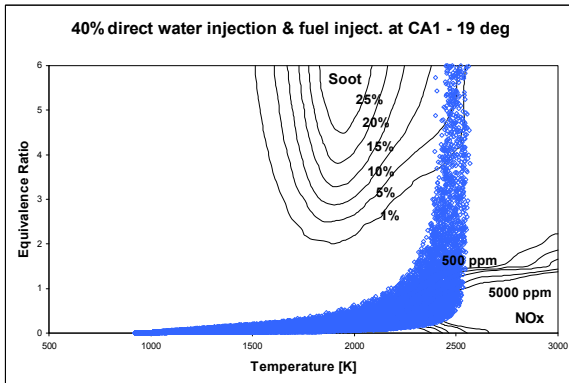
100% εισαγωγή με τον αέρα



40% απευθείας έγχυση



40% απευθείας έγχυση και έγχυση καυσίμου στη 1^ο



Βιβλιογραφία

1. Amsden, A.A., «KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries», Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, 1993.
2. Amsden, A.A., «KIVA-3V: A Block-Structured KIVA Programm for Engines with Vertical or Canted Valves», Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, 1997.
3. Anderson, J.D., Jr., «Computational Fluid Dynamics», McGraw-Hill International Editions, New York, 1995.
4. Andreadis, P., Chryssakis, Ch., Kaiktsis, L., «Optimization of Injection Characteristics in a Large Marine Diesel Engine Using Evolutionary Algorithms», SAE Technical Paper Series 2009-01-1448, 2009.
5. Bergman, M., Golovitchev, V.I., «Application of Transient Temperature vs. Equivalence Ratio Emission Maps to Engine Simulations», SAE Technical Paper Series 2007-01-1086, 2007.
6. Betford, F., Rutland, C., Dittrich, P., Raab, A., and Wirbeleit, F., «Effects of Direct Water Injection on DI Diesel Engine Combustion», SAE Technical Paper Series 2000-01-2938, 2000.
7. Borman, G.L., Reglad, K.W., «Combustion Engineering», McGraw-Hill International Editions, New York, 1988.
8. Brusca, S., Lanzafame, R., «Evaluation of the Effects of Water Injection in a Single Cylinder CFR Cetane Engine», SAE Technical Paper Series 2001-01-2012, 2001.
9. Brusca, S., Lanzafame, R., «Water Injection in IC – SI Engines to Control Detonation and to Reduce Pollutant Emissions», SAE Technical Paper Series 2003-01-1912, 2003.
10. Carel, R.S., «Health Aspects of Air Pollution, Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines: Pollutant Formation and Control», Academic Press, 1998.
11. Chadwell, C.J., Dingle, P.J.G., «Effect of Diesel and Water Co-injection with Real-Time Control on Diesel Engine Performance and Emissions», SAE Technical Paper Series 2008-01-1190, 2008.
12. «Exhaust Gas Emission Control Today and Tomorrow, Application on MAN B&W Two Stroke Marine Diesel Engines», MAN Diesel, Copenhagen, Denmark.
13. Hamosfakidis, V., Reitz, R.D., «Optimization of a Hydrocarbon Fuel Ignition Model for two Single Component Surrogates of Diesel Fuel», Combustion and Flame, 2003.
14. Heywood, J.B., «Internal Combustion Engine Fundamentals», McGraw Hill International Editions, New York, 1988.
15. Huroyasu, H., Kadota, T., Arai, M., «Development and Use of Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions», (Part I: Combustion Modeling), Bulletin of the JSME, Vol. 26 (1983), pp. 569 – 575.
16. International Maritime Organization, «Resolution MEPC.176(58), Revised Marpol 73/78 Annex VI: Prevention of Air Pollution from Ships», 2008.
17. Ishida, M., Ueki, H., Sakaguchi D., «Prediction of NO_x Reduction Rate Due to Port Water Injection in a DI Diesel Engine», SAE Technical Paper Series 972961, 1997.
18. Johnson, R.T., «A Comparison of Gasoline, Methanol and Methanol/Water Blend as Spark Ignition Engine Fuels», International Symposium on Alcohol Fuel Technology, Wolfsburg, Fed. Rep. of Germany, 1977.
19. Kaiktsis, L., «Numerical Simulation of Flow and Combustion in the RTA58T Engine of Wärtsilä NSD», Technical Report, 2001.

20. Kaneko, N., Ando, H., Ogawa, H., Miyamoto, N., «Expansion of the Operating Range with In-Cylinder Water Injection in a Premixed Charge Compression Ignition Engine», SAE Technical Paper Series 2002-01-1743, 2002.
21. Kegl, B., Pehan, S., «Reduction of Diesel Engine Emissions by Water Injection», SAE Technical Paper Series 2001-01-3259, 2001.
22. Keiler, F., «The MAN B&W V40/50 Diesel engine», MAN B&W Meeting of Licensees, Augsburg, 2002.
23. Kitamura, T., Ito, T., Senda, J., Fujimoto, H., «Mechanism of Smokeless Diesel Combustion with Oxygenated Fuels Based on the Dependence of the Equivalence Ratio and Temperature on Soot Particle Formation», International Journal of Engine Research, Vol. 3, No 4, pp. 223-247, 2002.
24. Koehler, H.W., «Diesel Engines and Gas Turbines in Cruise Vessel Propulsion», MAN B&W Diesel, 2000.
25. Koehler, H.W., «Field experience with considerably reduced Nox and Smoke Emissions», MAN B&W Diesel.
26. Kong, S.C., Han, Z., Reitz, R.D., «The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation», SAE Technical Paper Series 950278, 1995.
27. Kontoulis, P., Chryssakis, C., Kaiktsis, L., «Analysis of Combustion and Emissions in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine, Using CFD and T-Phi Mapping», 18th International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, Detroit, MI, USA, April 2008.
28. Kontoulis, P., Chryssakis, Ch., Kaiktsis, L., «Evaluation of Pilot Injections in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine, Using CFD and T-Phi Mapping», COMODIA 2008, Sapporo, Japan, July 2008.
29. Lloyd's Register, «Marine Exhaust Emission Research Programme, Phase II Summary Report», 1992.
30. Majewski, W.A., Khair M.K., «Diesel Emissions and Their Control», SAE International, 2006.
31. «Marine Engine IMO Tier II Programme 2nd Edition 2009», MAN Diesel, 2009.
32. Melton, B.R., Jr., Lestz, J.S., «Feasibility of Cooling Diesel Engines by Introducing Water in to the Combustion Chamber», SAE trans. Vol 840, 750129, 1975.
33. Murotani, T., Hattori, K., Sato, E., Chryssakis, Ch., Babajimopoulos, A., and Assanis, D.N., «Simultaneous Reduction of NO_x and Soot in Heavy-Duty Diesel Engine by Instantaneous Mixing of Fuel and Water», SAE Technical Paper Series 2007-01-0125, 2007.
34. Nazha, M.A.A., Rajakaruna, H., Wagstaff, S.A., «The Use of Emulsion, Water Induction and EGR for Controlling Diesel Engine Emissions», SAE Technical Paper Series 2001-01-1941, 2001.
35. Nicholis, J.E., «Inlet Manifold Water Injection for Control of Nitrogen Oxides – Theory and Experiment», Trans. SAE, paper 690018, 1969.
36. Nishijima, Y., Asami, Y., Aoyagi, Y., «Impingement Spray System with Direct Water Injection for Premixed Lean Diesel Combustion Control», SAE Technical Paper Series 2002-01-0109.
37. Obert, R., «Detonation and Internal Coolants», Quart. Trans. SAE, Jan. 1948, pp. 52-59.
38. Patterson M.A., Reitz R.D., «Modeling the Effects of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engine Combustion and Emission», SAE Technical Paper Series 980131, 1998.

39. Politis, G.K., Tarsitsalidis, V., «Simulating Biomimetic (Flapping Foil) Flows for Comprehension, Reverse Engineering and Design», First International Symposium on Marine Propulsors, SMP'09, Trondheim, Norway, June 2009.
40. Pundir, B.P., «Engine Emissions», Alpha Science International Ltd, Oxford, 2007.
41. Sagadeev, V.V., Sagadeev, E.V., Kafiatullin, R.A., Sagadeev, V.I., «Calculation of the Combustion Heats of Hydrocarbons of the Homologous Series of Methane», Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 75, No. 3, 2002.
42. Song, K.H., Lee, Y., Litzinger, T.A., «Effects of Emulsified Fuels on Soot Evolution in an Optically-accessible DI Diesel Engine», SAE Technical Paper Series 2000-01-2794, 2000.
43. Stiesch, G., «Modeling Engine Spray and Combustion Processes», Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003.
44. Struckmeier, D., Goldsworthy, L., Tajima, H., Kawauchi, S., Tsuru, D., «Modeling of Ignition and Combustion Characteristics of Heavy Residual Fuel Oil on Two Component Approximation».
45. Struckmeier, D., Takeda, A., Tajima, H., Hranuma, T., Watanabe, S., Tanaka, Y., «Application of Multivariable Analysis to BFO Combustibility Test using Modified FIA Vessel».
46. Tajima, H., Murakami, S., Tsuru, D., Kawauchi, S., Struckmeier, D., «Diesel Spray Simulation in Direct Water Injection considering Collision between Fuel and Water Droplets».
47. Tajima, H., Takasaki, K., Nakashima, M., Kawano, K., Ohishi, M., Yanagi, J., and Osafune, S., «Visual Study on Combustion of Low-grade Fuel Water Emulsion», The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001), July 1-4, 2001, Nagoya.
48. Tajima, H., Tominaga, Y., Strøm, A., Takasaki, T., Yasueda, S., Hirayama, Y., «Combustion with Water Injection – High-speed Visualization and CFDs».
49. Takasaki, K., Tajima, H., Strøm, A., Murakami S., «Visualization of Combustion and CFD Study for NO_x Reduction with Water Injection», Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering, Tokyo, October 24th to 28th, 2005.
50. Tanner, F.X., Brunner, M., Weisser, G., «A Computational Investigation of Water Injection Strategies for Nitric Oxide Reduction in Large-Bore DI Diesel Engines», SAE Technical Paper Series 2001-01-1069, 2001.
51. «The EnviroEngine Concept», Wärtsilä Corporation, 2004.
52. Udayakumar, R., Sundaram, S., Sriram, R., «Reduction of NO_x Emissions by Water Injection in to the Inlet Manifold of a DI Diesel Engine», SAE Technical Paper Series 2003-01-0264, 2003.
53. «Variable Inlet Valve Closing for Wartsila ZAS», Wärtsilä Corporation, 2006.
54. «Wärtsilä 46 Technology Review», Wärtsilä Corporation, 2008.
55. «Wärtsilä Environmental Technologies, Nitrogen Oxide Reducer», Wärtsilä Corporation, 2008.
56. Wärtsilä, «Sulzer RTA-A, Technology Review», Wärtsilä Corporation.
57. Wärtsilä, «The Sulzer RT-flex Common-Rail System Described», Wärtsilä Switzerland Ltd, 2004.
58. Yoon, W.H., Kim, B.S., Kim, K.D., Lee, Y.S., Ghat, S.H. «Optimization of Piston Bowl Shape, Fuel Injection Nozzle and Fuel Injection Rate for the Reduction of NO_x Emissions in a Medium-Speed Diesel Engine», COMODIA 2008, Sapporo, Japan, 2008.
59. Αμωράτης, Α., «Αξιολόγηση της Συνδυασμένης Χρήσης Νερού και Ανακυκλοφορίας Καυσαερίων σε Κινητήρες Diesel – Επίδραση στη Λειτουργία και τις Εκπομπές

- Ρύπων», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
60. Αναστασάκος, Κ., «Επίδραση της Ανακυκλοφορίας Καυσαερίων και της Εισαγωγής Νερού στο Θάλαμο Καύσης στη Λειτουργία και Εκπομπή Ρύπων Κινητήρα Diesel», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
 61. Ανδρεάδης, Π., «Βελτιστοποίηση Παραμέτρων Έγχυσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π., Αθήνα 2008.
 62. Κοντούλης, Ι.Π., «Υπολογιστική Μελέτη Εναλλακτικών Στρατηγικών Έγχυσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2008.
 63. Κοτρογιάννης, Ν., «Αριθμητική Προσομοίωση Φαινομένων Ροής και Καύσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel», Διπλωματική Εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2006.
 64. Κυρτάτος, Ν.Π., «Ναυτικοί Κινητήρες Diesel», Εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα, 1993.
 65. Μαθιουδάκης, Κ., «Λειτουργία Αεριοστροβίλων και Ατμοστροβίλων», Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 1997.
 66. Μάμαλης, Σ., «Εισαγωγή Νερού στο Θάλαμο Καύσης του Κινητήρα Diesel – Επίδραση στις Εκπομπές Ρύπων και στη Λειτουργία», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2005.
 67. Μπεργελές, Γ., «Υπολογιστική Ρευστομηχανική», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα, 2006.
 68. Ρακόπουλος, Κ., «Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα.
 69. Ρακόπουλος, Κ., Χουντάλας, Δ., «Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1998.
 70. Τζαμπίρας Γ., Πολίτης Γ., «Αναλύσεις Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής (CFD)», ΕΜΠ.
 71. Τσιφάκις, Α.Χ., «Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως», Ίδρυμα Ευγενίδη, 1999.

