

ΕΥΑΓΓΕΛΟΣ Γ. ΓΙΑΚΟΥΜΗΣ
Διπλ. ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΟΣ ΜΗΧΑΝΙΚΟΣ Ε.Μ.Π.

ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ
ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ
Υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

Αθήνα 1997

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

| | |
|--|-----|
| <u>ΠΡΟΛΟΓΟΣ</u> | vi |
| <u>ΕΚΤΕΤΑΜΕΝΗ ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ</u> | vii |
| <u>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ</u> | 1 |
| 1.1 Σκοπός της Παρούσας Εργασίας | 1 |
| 1.2 Θερμοδυναμικά Μοντέλα Μαθηματικής Προσομοίωσης Μόνιμης Λειτουργίας Κινητήρων Diesel | 5 |
| 1.3 Μαθηματικά Μοντέλα Προσομοίωσης Μεταβατικής Λειτουργίας Κινητήρων Diesel - Ιστορική Αναδρομή | 7 |
| 1.4 Αξονες Προσομοίωσης Ανεπτυγμένου Μοντέλου Η/Υ | 11 |
| Βιβλιογραφία | 15 |
| <u>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ ΕΝΤΟΣ ΤΟΥ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ</u> | 21 |
| 2.1 Εισαγωγή | 21 |
| 2.2 Προσομοίωση Κύκλου Λειτουργίας Κυλίνδρου σε Μόνιμη και Μεταβατική Κατάσταση | 22 |
| 2.2.1 Γενικές Αρχές της Θερμοδυναμικής | 22 |
| 2.2.2 Εύρεση Καταστατικών Μεγεθών | 24 |
| 2.2.3 Εκφραση Ιου Θερμοδυναμικού Νόμου σε Κύλινδρο και Πολλαπλές | 25 |
| 2.2.4 Συναλλαγή Μάζας μέσω Στενώσεων και Βαλβίδων | 28 |
| 2.2.5 Μοντέλο Καύσης | 30 |
| 2.2.5.1 Μόνιμη Λειτουργία | 30 |
| 2.2.5.2 Μεταβατική Λειτουργία | 32 |
| 2.2.6 Μοντέλο Απωλειών Θερμότητας | 34 |
| 2.2.6.1 Μόνιμη Λειτουργία | 34 |
| 2.2.6.2 Τύρβη | 36 |
| 2.2.6.3 Μεταβατική Λειτουργία | 37 |
| 2.2.7 Μοντέλο Διαρροών | 40 |
| 2.2.8 Μοντέλο Τριβών | 40 |
| 2.2.8.1 Μόνιμη Λειτουργία | 40 |
| 2.2.8.2 Μεταβατική Λειτουργία | 41 |
| Απλή Θεώρηση | 42 |
| Μέθοδος Rezeko-Henein | 43 |
| Απλοποιημένη Μέθοδος Rezeko-Henein | 46 |
| 2.2.9 Μοντέλο Εκπομπών Αιθάλης | 49 |
| 2.2.9.1 Μόνιμη Λειτουργία | 49 |
| 2.2.9.2 Μεταβατική Λειτουργία | 49 |
| 2.2.10 Ανύψωση Βαλβίδων | 50 |

| | |
|---|-----|
| 2.2.11 Μοντέλο Πολυκύλινδρου Κινητήρα | 50 |
| Βιβλιογραφία | 52 |
| Πίνακας Συμβόλων | 55 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 - ΡΥΘΜΙΣΤΕΣ ΣΤΡΟΦΩΝ | 57 |
| 3.1 Εισαγωγή | 57 |
| 3.2 Ανάγκη Ρύθμισης Κινητήρων Diesel | 58 |
| 3.3 Επιλογή Ρυθμιζόμενου Μεγέθους | 59 |
| 3.4 Τρόπος Λειτουργίας και Τύποι Ρυθμιστών Στροφών | 60 |
| 3.5 Λειτουργία Αισθητήριου Στοιχείου (Sensing Element) | 64 |
| 3.6 Λειτουργία Σερβομηχανισμού | 73 |
| 3.7 Γενική Διαφορική Εξίσωση Λειτουργίας Ρυθμιστή σε Μεταβατική Κατάσταση | 77 |
| Βιβλιογραφία | 81 |
| Πίνακας Συμβόλων | 83 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 - ΕΓΧΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ | 84 |
| 4.1 Εισαγωγή | 84 |
| 4.2 Καμπύλες (Εγχυόμενου Καυσίμου) Μόνιμης Λειτουργίας | 85 |
| 4.3 Αναλυτικό Μοντέλο Εγχυσης Καυσίμου | 88 |
| 4.4 Μεταβατική Λειτουργία Αντλίας Εγχυσης Καυσίμου | 92 |
| Βιβλιογραφία | 93 |
| Πίνακας Συμβόλων | 94 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 - ΣΤΡΟΒΙΛΟ-ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗ | 95 |
| 5.1 Εισαγωγή | 95 |
| 5.2 Περιγραφή Χαρακτηριστικών Καμπύλων Στροβιλομηχανών | 99 |
| 5.3 Εξισώσεις Μοντελοποίησης Στροβιλο-Υπερπλήρωσης | 101 |
| 5.4 Ψυγείο Αέρα | 103 |
| 5.5 Μαθηματική Ανάλυση Μεταβατικής Λειτουργίας Συστήματος Υπερπλήρωσης και Ψυγείου Αέρα | 104 |
| Βιβλιογραφία | 106 |
| Πίνακας Συμβόλων | 108 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 - ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΥ ΑΤΡΑΚΤΟΥ | 109 |
| 6.1 Εισαγωγή | 109 |
| 6.2 (Μεταβατική) Ανάλυση Κινηματικού Μηχανισμού | 110 |
| 6.3 Εξίσωση Ενεργειακού Ισοζυγίου Στροφαλοφόρου Ατράκτου | 112 |
| 6.3.1 Εκφραση Στρεπτικής Ροπής Κινητήρα | 113 |
| 6.3.2 Εκφραση Στρεπτικής Ροπής Φορτίου | 114 |
| 6.3.2.1 Γενική Περίπτωση | 114 |
| 6.3.2.2 Περίπτωση Κίνησης Αυτοκινήτου | 114 |
| 6.3.3 Εκφραση Στρεπτικής Ροπής Τριβών | 116 |
| 6.3.4 Εύρεση Στιγμαίας Γωνιακής Ταχύτητας και Επιτάχυνσης | |

| | |
|--|-----|
| Στροφαλοφόρου Ατράκτου | 116 |
| 6.4 Μαθηματική Ανάλυση Μεταβατικής Λειτουργίας Πέδης | 117 |
| Βιβλιογραφία | 119 |
| Πίνακας Συμβόλων | 121 |
| <u>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 - ΕΠΙΛΥΣΗ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ - ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ Η/Υ</u> | 123 |
| 7.1 Εισαγωγή | 123 |
| 7.2 Πρόγραμμα Η/Υ Μόνιμης και Μεταβατικής Λειτουργίας | 123 |
| 7.3 Αριθμητική Μέθοδος Επίλυσης Διαφορικών Εξισώσεων Predictor-Corrector | 129 |
| 7.4 Σύντομος Αλγόριθμος Εύρεσης Τελικού Σημείου Λειτουργίας μετά από Μεταβολή Φορτίου | 130 |
| Βιβλιογραφία | 133 |
| Πίνακας Συμβόλων | 134 |
| <u>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8 - ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL</u> | |
| MWM TbRHS 518S | 135 |
| 8.1 Εισαγωγή | 135 |
| 8.2 Ο Κινητήρας MWM TbRHS 518S και τα Υποσυστήματά του | 136 |
| 8.2.1 Ο Κινητήρας MWM TbRHS 518S | 136 |
| 8.2.2 Η Αντλία Καυσίμου και ο Ρυθμιστής Στροφών | 136 |
| 8.2.3 Το Ζεύγος Υπερπλήρωσης | 141 |
| 8.3 Πειραματική Διάταξη Μετρήσεων Μόνιμης και Μεταβατικής Λειτουργίας | 146 |
| 8.3.1 Πειραματική Κλίνη | 148 |
| 8.3.1.1 Μέτρηση Ισχύος | 148 |
| 8.3.1.2 Μέτρηση Ταχυτήτων Περιστροφής | 148 |
| Μέτρηση Ταχύτητας Περιστροφής Κινητήρα | 148 |
| Μέτρηση Ταχύτητας Περιστροφής Υπερπληρωτή | 156 |
| 8.3.1.3 Μέτρηση Πιέσεων | 157 |
| 8.3.1.4 Μέτρηση Θερμοκρασιών | 158 |
| 8.3.1.5 Μέτρηση Θέσης Κανόνα Αντλίας Πετρελαίου | 160 |
| 8.3.1.6 Μέτρηση Καταναλώσεων | 162 |
| 8.3.1.7 Μέτρηση Αιθάλης | 162 |
| 8.3.2 Το Σύστημα Καταγραφής και Επεξεργασίας των Πειραματικών Δεδομένων | 163 |
| 8.3.2.1 Αναλογοψηφιακοί Μετατροπείς (Κάρτες) Λήψης Δεδομένων | 163 |
| 8.3.2.2 Προγράμματα Η/Υ Λήψης και Επεξεργασίας Μετρήσεων | 164 |
| Βιβλιογραφία | 168 |
| <u>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9 - ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL MWM TbRHS 518S ΚΑΙ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΠΡΟΓΝΩΣΤΙΚΗΣ ΙΚΑΝΟΤΗΤΑΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ Η/Υ</u> | 170 |
| 9.1 Εισαγωγή | 170 |

| | |
|--|-----|
| 9.2 Πειραματική Εργασία και Ταίριασμα Αποτελεσμάτων - Μόνιμη Λειτουργία | 171 |
| 9.3 Πειραματική Εργασία και Ταίριασμα Αποτελεσμάτων - Μεταβατική Λειτουργία | 183 |
| 9.3.1 Γενικά | 183 |
| 9.3.2. Περιπτώσεις Αύξησης Φορτίου | 187 |
| 9.3.3 Περιπτώσεις Αύξησης Στροφών - Φαινόμενο Υστέρησης Υπερπληρωτή | 197 |
| Βιβλιογραφία | 201 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10 - ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ | 203 |
| 10.1 Εισαγωγή | 203 |
| 10.2 Εξεργειακή Ανάλυση Μόνιμης Λειτουργίας | 204 |
| 10.2.1 Γενική Εξεργειακή Εξίσωση Ισορροπίας | 206 |
| 10.2.2 Εφαρμογή της Εξεργειακής Εξίσωσης στους Διάφορους Ογκους Αναφοράς του Κινητήρα Diesel | 207 |
| 10.2.2.1 Κύλινδρος | 207 |
| 10.2.2.2 Ζεύγος Υπερπλήρωσης | 209 |
| 10.2.2.3 Πολλαπλή Εισαγωγή | 209 |
| 10.2.2.4 Πολλαπλή Εξαγωγή | 210 |
| 10.2.2.5 Ψυγείο Αέρα | 211 |
| 10.2.2.6 Επισωρευτικοί Οροι | 211 |
| 10.2.3 Ανάπτυξη Εξεργειακών Βαθμών Απόδοσης | 212 |
| 10.2.3.1 Κύλινδρος | 212 |
| 10.2.3.2 Ζεύγος Υπερπλήρωσης | 213 |
| 10.2.3.3 Συνολική Εγκατάσταση Κινητήρα Diesel | 213 |
| 10.3 Εξέλιξη Εξεργειακών Ορων σε Μόνιμη Λειτουργία | 214 |
| 10.4 Επίδραση Λειτουργικών Παραμέτρων (Στροφές, Φορτίο, Βαθμός Συμπύεσης) στους Εξεργειακούς Ορους | 224 |
| 10.5 Εξεργειακή Ανάλυση Μεταβατικής Λειτουργίας | 234 |
| Βιβλιογραφία | 236 |
| Πίνακας Συμβόλων | 238 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 11 - ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL ΦΥΣΙΚΗΣ ΑΝΑΠΝΟΗΣ | 240 |
| 11.1 Εισαγωγή | 240 |
| 11.2 Επίδραση Θερμοδυναμικών και Δυναμικών Παραμέτρων | 243 |
| 11.3 Επίδραση Παραμέτρων Ρυθμιστή Στροφών | 258 |
| 11.4 Εξεργειακή Ανάλυση Μεταβατικής Λειτουργίας | 266 |
| Βιβλιογραφία | 275 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 12 - ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | 276 |

| | |
|--|-----|
| 12.1 Σύνοψη Προσομοίωσης και Συμπεράσματα από τη Μελέτη της Μεταβατικής Λειτουργίας | 276 |
| 12.2 Μελλοντικές Δυνατότητες Επέκτασης Μοντέλου Η/Υ | 279 |
| <u>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</u> | 281 |
| Αλφαβητική Ελληνική Βιβλιογραφία | 281 |
| Αλφαβητική Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία | 282 |

ΕΚΤΕΤΑΜΕΝΗ ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ

(A) Η εργασία διαπραγματεύεται το θέμα της μεταβατικής (transient) ή αλλιώς μη-μόνιμης λειτουργίας φυσικής αναπνοής και υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, τόσο από την πλευρά της μαθηματικής προσομοίωσης της συμπεριφοράς αυτής (που ήταν και ο βασικός στόχος) όσο και από την πειραματική σκοπιά. Για το σκοπό αυτό αναπτύχθηκε ένας εκτεταμένος κώδικας Η/Υ ενώ στήθηκε και μία πειραματική εγκατάσταση στην (υπερπληρωμένη και εξακύλινδρη) μηχανή MWM TbRHS 518S, η οποία είναι μονίμως εγκατεστημένη στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ) του Ε.Μ.Π για την πιστοποίηση της καλής λειτουργίας του ανεπτυγμένου μοντέλου.

Η μεταβατική λειτουργία αποτελεί μία σημαντικής σπουδαιότητας κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα (diesel) στους μεν βιομηχανικούς κινητήρες (πρώση πλοίων, παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας κλπ) λόγω της αναγκαιότητας γρήγορης και αξιόπιστης ρύθμισης στροφών, στους δε κινητήρες οχημάτων λόγω της εξαιρετικά μεγάλης συχνότητας μεταβολής της, εξαιτίας των συνεχώς μεταβαλλόμενων συνθηκών κυκλοφορίας στους δρόμους αλλά και (για υπερπληρωμένους κινητήρες που είναι, ούτως ή άλλως, η πλειοψηφία, πλέον, στο χώρο των μηχανών diesel) λόγω του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή που σχετίζεται άμεσα με τη ρύπανση της ατμόσφαιρας των πόλεων. Επιπρόσθετα, η μεταβατική λειτουργία χαρακτηρίζεται, συχνά, από καταστάσεις λειτουργίας μακριά από τη βέλτιστη συμπεριφορά με αναγκαιότητα προσομοίωσής της με σκοπό την τροποποίησή της και την κατάλληλη βελτίωση.

Η μεταβατική κατάσταση λειτουργίας χαρακτηρίζεται από σειρά ιδιαιτεροτήτων, όσον αφορά τη συμπεριφορά των επιμέρους υποσυστημάτων του κινητήρα, τα οποία διαφοροποιούν σοβαρά τη λειτουργία τους έναντι της μόνιμης κατάστασης και άρα πρέπει να ληφθούν κατά το δυνατόν υπόψιν για μία αξιόπιστη και πλήρη προσομοίωση.

(B) Αναπτύχθηκε ένα θερμοδυναμικό-μαθηματικό μοντέλο προσομοίωσης των διεργασιών σε υπερπληρωμένο, αλλά και φυσικής αναπνοής, έμμεσης έγχυσης κινητήρα diesel καθώς και σε όλα τα υποσυστήματά του, το οποίο, σε αντίθεση με όλες τις προηγούμενες εργασίες σε αυτήν την περιοχή ξεφεύγει από τα πλαίσια μοντελοποίησης βάσει της μόνιμης κατάστασης και συμπεριλαμβάνει αρκετές από τις ιδιαιτερότητες της μεταβατικής με την τροποποίηση των διαφόρων υπομοντέλων μόνιμης λειτουργίας, με τη χρήση νέων εξισώσεων (πχ. αναλυτικός υπολογισμός τριβών σε επίπεδο γωνίας στροφάλου) αλλά ακόμα και με την πρόταση νέων σχέσεων.

Η προσομοίωση που αναπτύχθηκε ακολουθεί τη λογική της ανάλυσης των διεργασιών εντός του κινητήρα σε επίπεδο γωνίας στροφάλου, αφού πιστεύεται ότι με τον τρόπο αυτό αναλύεται κατά τον ακριβέστερο τρόπο όχι μόνο η δυναμική αλλά και η

θερμοδυναμική συμπεριφορά της μηχανής κατά τη μεταβατική λειτουργία και έτσι παρέχεται πληρέστερη ενημέρωση για το τι συμβαίνει στον κινητήρα και στα υποσυστήματά του.

Για μία πλήρη μοντελοποίηση της μεταβατικής λειτουργίας απαιτείται (και έγινε) προσομοίωση στα ακόλουθα:

α) Μόνιμη λειτουργία του κυλίνδρου, συμπεριλαμβανομένου και του τμήματος του κύκλου εναλλαγής αερίων (καύση, απώλειες θερμότητας, τύρβη, κίνηση βαλβίδων, εναλλαγή αερίων, τριβές, διαρροές κλπ.),

β) Λειτουργία της (αντλίας) έγχυσης του καυσίμου,

γ) Κίνηση του ρυθμιστή στροφών, ο οποίος είναι ο ενδιάμεσος κρίκος ανάμεσα σε κινητήρα και αντλία καυσίμου,

δ) Λειτουργία του ζεύγους υπερπλήρωσης, για υπερπληρωμένο κινητήρα diesel,

ε) Λειτουργία της αντίστασης (φορτίο) με την οποία είναι συνδεδεμένος ο κινητήρας,

στ) Δυναμικό ισοζύγιο στη στροφαλοφόρο άτρακτο ανάμεσα σε κινητήρα και φορτίο καθώς και στην άτρακτο του ζεύγους υπερπλήρωσης, και

ζ) Τροποποίηση και βελτίωση όλων των παραπάνω διεργασιών ώστε να συμπεριληφθούν κατάλληλα οι ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας.

Η ανάλυση που έγινε βασίζεται σε μονοζωνική θεώρηση των διεργασιών εντός του κυλίνδρου, λόγω της ικανοποιητικής ακρίβειας που προσφέρει η μέθοδος αυτή σε συνδυασμό με το μικρό χρόνο εκτέλεσης του κώδικα Η/Υ.

Προσομοιώνονται, για πρώτη φορά σε μεταβατικό μοντέλο, οι διαρροές από τα ελατήρια του εμβόλου, η τύρβη, ο ρυθμός έγχυσης του καυσίμου, οι τριβές σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (σημαντικός όρος για ένα αξιόπιστο ενεργειακό ισοζύγιο κινητήρα-φορτίου) αλλά και η έμμεση έγχυση τόσο για φυσικής αναπνοής όσο και για υπερπληρωμένο κινητήρα diesel.

Όσον αφορά την έγχυση του καυσίμου χρησιμοποιήθηκαν δύο μέθοδοι: Η πρώτη (με μηδενικό υπολογιστικό κόστος) κάνει χρήση καμπύλων παροχής καυσίμου σε μόνιμη κατάσταση συναρτήσει της στιγμιαίας ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα πετρελαίου, όπως αυτά μετρήθηκαν στη μόνιμη λειτουργία, μέθοδος που έχει χρησιμοποιηθεί στο παρελθόν από όλους ανεξαιρέτως τους ερευνητές. Η δεύτερη αντιμετώπιση, που αποτελεί και σημαντική εξέλιξη της παρούσας εργασίας, χρησιμοποιεί αναλυτικό μοντέλο έγχυσης καυσίμου (όχι του συγγραφέα), το οποίο προσφέρει εκτός από την ασφαλή πρόβλεψη της παροχής του καυσίμου σε μεταβατική λειτουργία και άλλα σημαντικά στοιχεία της έγχυσης του καυσίμου (τα οποία αποσιωπούνται από προηγούμενους ερευνητές αν και είναι εξαιρετικής σημασίας), όπως η διάρκεια της έγχυσης, ο ρυθμός της, η δυναμική προπορεία αλλά και η μέση πίεση του εγχυόμενου καυσίμου, γεγονός που καθιστά το μοντέλο πολύ πρωτότυπο.

Για την αντιμετώπιση του ρυθμιστή στροφών χρησιμοποιήθηκαν πάλι δύο μέθοδοι: Η πρώτη, που εφαρμόστηκε και κατά τη σύγκριση του μοντέλου με τα πειραματικά

αποτελέσματα, προσομοιώνει την κίνηση του ρυθμιστή με μία διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης (η μέθοδος αυτή έχει χρησιμοποιηθεί από όλους τους μελετητές στο παρελθόν) αφού τα ακριβή χαρακτηριστικά του ρυθμιστή δεν έγινε δυνατό να βρεθούν. Από την άλλη πλευρά, μοντελοποιήθηκε, για πρώτη φορά, με ακριβείς μαθηματικές-φυσικές εξισώσεις, η λειτουργία όλων των βασικών (γενικών) τύπων ρυθμιστών, άμεσης και έμμεσης δράσης, γεγονός που έδωσε τη δυνατότητα ανάπτυξης μίας πρωτότυπης, θεωρητικής, παραμετρικής ανάλυσης για την επίδραση των τεχνικών χαρακτηριστικών του ρυθμιστή στη μεταβατική λειτουργία.

Το σύστημα υπερπλήρωσης μελετήθηκε κάνοντας χρήση του χάρτη του συμπιεστή σε μόνιμη κατάσταση, ενώ για το στρόβιλο χρησιμοποιήθηκε μία εξίσωση ακροφυσίου με ιδιαίτερα ικανοποιητικά αποτελέσματα. Προτείνονται επίσης νέες σχέσεις για το ενεργειακό-δυναμικό ισοζύγιο του υπερπληρωτή καθώς και τη θερμική αδράνεια του ενδιάμεσου ψυγείου αέρα.

Αναπτύχθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας ένα αναλυτικό μοντέλο πολυκύλινδρου κινητήρα, το οποίο μελετάει αναλυτικά και ξεχωριστά για κάθε κύλινδρο όλες τις θερμοδυναμικές και δυναμικές διεργασίες παρέχοντας αυξημένη ακρίβεια υπολογισμών, κυρίως σε μεταβατική κατάσταση, όπου και παρατηρούνται εντός του ίδιου κύκλου από κύλινδρο σε κύλινδρο σημαντικές διαφοροποιήσεις όσον αφορά την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου και άρα σε όλα τα (θερμο)δυναμικά χαρακτηριστικά. Το μοντέλο αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε επίπεδο μόνιμης λειτουργίας κυρίως για την περίπτωση διαφοροποιημένης συμπεριφοράς ενός κυλίνδρου λόγω κάποιας βλάβης ή φθοράς.

Κατά την ανάπτυξη όλων των παραπάνω υπομοντέλων έγινε προσπάθεια να συνυπολογιστούν οι ιδιαιτερότητες που χαρακτηρίζουν τη μεταβατική κατάσταση. Έτσι, η ανάλυση όλων των θερμοδυναμικών διεργασιών γίνεται σε εύρος $1/4$ (καύση και αποτόνωση) ή $1/2$ (συμπύεση και εναλλαγή αερίων) γωνίας στροφάλου, ενώ οι δυναμικές εξισώσεις (ενεργειακό ισοζύγιο στροφαλοφόρου ατράκτου και κίνηση ρυθμιστή στροφών) επιλύονται σε κάθε γωνία στροφάλου ενημερώνοντας με τις νέες τιμές γωνιακής ταχύτητας και επιτάχυνσης στροφαλοφόρου ατράκτου όλα τα υπόλοιπα υπομοντέλα. Προτείνονται επίσης νέες σχέσεις για την προσομοίωση απωλειών θερμότητας, καύσης, τριβών αλλά και αιθάλης κατά τη μεταβατική λειτουργία, ενώ και οι διάφορες σταθερές προσομοίωσης (καύσης, τριβών κλπ) δεν διατηρούν αναλλοίωτες τιμές καθόλη τη διάρκεια της μεταβατικής κατάστασης αλλά τροποποιούνται ανάλογα με τις εκάστοτε συνθήκες ταχύτητας περιστροφής και παροχής καυσίμου.

Συμπερασματικά, η παρούσα εργασία προσφέρει σε σχέση με παρόμοιες εργασίες του παρελθόντος μία διαφορετική φιλοσοφία αντιμετώπισης της μεταβατικής λειτουργίας, φιλοσοφία η οποία ξεφεύγει από τα μέχρι τώρα στενά πλαίσια μοντελοποίησης βάσει της μόνιμης, ουσιαστικά, κατάστασης και συνυπολογίζει τις ιδιαιτερότητες της μη-μόνιμης κατάστασης.

(Γ) Η πειραματική διερεύνηση πραγματοποιήθηκε σε εξακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel έμμεσης έγχυσης καλύπτοντας, καταρχήν, τη μόνιμη λειτουργία σε όλο το

φάσμα φορτίων και στροφών και, στη συνέχεια, και όλες τις βασικές περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας, στο βαθμό που επέτρεψε ο εξοπλισμός του εργαστηρίου M.E.K. του Ε.Μ.Π. Μετρήθηκαν, έτσι, τα περισσότερα απαραίτητα μεγέθη για την κατανόηση της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρα και υπερπληρωτή. Αυτά ήταν η πίεση αερίου από τον κύριο θάλαμο καύσης, η ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου, η θέση του κανόνα πετρελαίου και η πίεση εισαγωγής του αέρα στους κυλίνδρους. Επιπρόσθετα στις μετρήσεις της μόνιμης κατάστασης μετρήθηκαν οι θερμοκρασίες εξαγωγής του καυσαερίου πριν και μετά το στρόβιλο, οι εκπομπές της αιθάλης καθώς και οι πιέσεις και θερμοκρασίες του λαδιού λίπανσης, οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ψυκτικού νερού και τέλος η πίεση αερίου στον προθάλαμο. Με τη βοήθεια των μετρήσεων της μόνιμης κατάστασης έγινε η (ιδιαίτερα επιτυχημένη) βαθμονόμηση (καλιμπράρισμα) του μοντέλου H/Y και η εύρεση των διαφόρων σταθερών των υπομοντέλων προσομοίωσης.

Η μεταβατική απόκριση, όπως φάνηκε από την πειραματική διερεύνηση, ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel είναι συνάρτηση πολλών παραγόντων, με κυρίαρχους την ολική ροπή αδράνειας του συστήματος, τον τύπο του συνδεδεμένου φορτίου (γεννήτρια, πέδη, έλικα κλπ) και το ρυθμό επιβολής (μεταβολής) του, καθώς επίσης και τον τύπο του υπερπληρωτή (εκφρασμένο κυρίως μέσω της ροπής αδράνειάς του) και το αυστηρό της ρύθμισης στροφών από το ρυθμιστή.

Το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή ήταν, για τη δεδομένη πειραματική εγκατάσταση, πολύ έντονο μόνο σε περιπτώσεις αύξησης στροφών λόγω της μεγάλης ροπής αδράνειας του δυναμικού συστήματος που οδηγούσε σε αργή απόκριση στις μεταβολές φορτίου.

Προτάθηκε, τέλος, ένας σύντομος αλγόριθμος απευθείας εύρεσης του τελικού σημείου λειτουργίας κινητήρα (αλλά και υπερπληρωτή) μετά από μεταβολή φορτίου, ο οποίος απαιτεί μόνον πειραματική μελέτη σε μόνιμη κατάσταση και αντιστοίχιση όλων των ενδιαφερόντων μεγεθών (παροχή καυσίμου, μέση πραγματική πίεση, ειδική κατανάλωση καυσίμου, σημείο λειτουργίας υπερπληρωτή, θερμοκρασίες καυσαερίων) με την ταχύτητα περιστροφής και τη θέση του κανόνα πετρελαίου.

(Δ) Πραγματοποιήθηκε μία εκτεταμένη παραμετρική ανάλυση επίδρασης θερμοδυναμικών, δυναμικών και παραμέτρων ρυθμιστή στη μεταβατική κατάσταση, από την οποία έγινε εμφανής η επίδραση του τύπου της αντίστασης, της ροπής αδράνειας του συστήματος, της έντασης και της διάρκειας μεταβολής του επιβαλλόμενου φορτίου, της φθοράς στο σύστημα έγχυσης ενός κυλίνδρου σε πολυκύλινδρο κινητήρα, των προσαυξήσεων τριβών και της χειροτέρευσης της καύσης, της θερμοκρασίας του τοιχώματος του κυλίνδρου, των συντελεστών ενίσχυσης και της σταθεράς του ελατηρίου και του συντελεστή τριβών του σερβομηχανισμού, καθώς και των τεχνικών χαρακτηριστικών του αισθητήριου στοιχείου του ρυθμιστή στη μεταβατική απόκριση. Ειδικότερα, για υπερπληρωμένο κινητήρα, μελετήθηκε η επίδραση τόσο του όγκου της πολλαπλής

εξαγωγής (ουσιαστικά σύγκριση ανάμεσα σε σύστημα υπερπλήρωσης με παλμούς πίεσης και με σταθερή πίεση) όσο και η επίδραση της ροπής αδράνειας του ρότορα του υπερπληρωτή. Από την άλλη πλευρά φάνηκε ότι ο βαθμός συμπίεσης, η στατική προπορεία έγχυσης, η αδιαβατικότητα των τοιχωμάτων, η πυκνότητα του χρησιμοποιούμενου λαδιού στο υδραυλικό κύκλωμα του σερβομηχανισμού, καθώς και η πίεση λειτουργίας του αλλά και η επιφάνεια του σερβοεμβόλου, δεν επηρεάζουν ιδιαίτερα τη μεταβατική απόκριση. Δόθηκαν, επίσης, διαγράμματα για κάθε εξεταζόμενη παράμετρο, τα οποία ποσοτικοποιούν την επίδρασή της σε ανηγμένη πτώση στροφών και χρόνο ισορροπίας κινητήρα, έτσι ώστε να μπορούν για δεδομένο κινητήρα να επιλεγούν τα κατάλληλα όρια κύμανσης κάθε παραμέτρου για ικανοποιητική μεταβατική απόκριση.

(Ε) Η ανάλυση βάσει του Ηου Θερμοδυναμικού Νόμου κάλυψε όλα τα υποσυστήματα υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, ποσοτικοποιώντας τις μη-αντιστρεψιμότητες κάθε συσκευής και διεργασίας αλλά και μελετώντας την επίδραση της ταχύτητας περιστροφής, του φορτίου και του βαθμού συμπίεσης σε κάθε εξεργειακό όρο. Εδώ φάνηκε η βαρύτητα του όρου των μη-αντιστρεψιμοτήτων στην πολλαπλή εξαγωγή, η εξεργειακά όχι ικανοποιητική συναλλαγή στο ενδιάμεσο ψυγείο αέρα, οι περισσότερες μη-αντιστρεψιμότητες του συμπιεστή έναντι του στροβίλου και οι αντίστοιχες, σχεδόν μηδενικές, της εισαγωγής αέρα στους κυλίνδρους. Ακόμα, παρουσιάστηκαν οι παράγοντες που επιδρούν ουσιαστικά στις μη-αντιστρεψιμότητες καύσης και στις αντίστοιχες συνολικές αλλά και στους εξεργειακούς όρους απωλειών θερμότητας, εισαγωγής αέρα και εξαγωγής καυσαερίων. Η αντίστοιχη ανάλυση σε μεταβατική κατάσταση (που γίνεται για πρώτη φορά) κάλυψε τόσο μεταβολές φορτίου όσο και στροφών επεκτείνοντας τα συμπεράσματα της μόνιμης κατάστασης.

(ΣΤ) Οι ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας επιβεβαιώθηκαν εντυπωσιακά, με την εξέταση (θεωρητικής) περίπτωσης λειτουργίας κατά την οποία ένας κύλινδρος, σε τετρακύλινδρο κινητήρα, χαρακτηρίζεται από καθυστερημένη έγχυση καυσίμου, γεγονός το οποίο κάτω από ορισμένες συνθήκες, όπως φάνηκε, μπορεί να οδηγήσει ακόμα και σε σβήσιμο της μηχανής μετά από μία επιβολή πλήρους φορτίου.

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 - Σκοπός της Παρούσας Εργασίας

Η μοντελοποίηση της θερμοδυναμικής λειτουργίας κινητήρων diesel ξεκίνησε πριν από τριάντα περίπου χρόνια και έχει προσφέρει πολλά όσον αφορά στη μελέτη, στην εμβάθυνση της λειτουργίας αλλά και στην εξέλιξη νέων κινητήρων. Η χρήση υπολογιστικών μεθόδων προσομοίωσης φυσικών ή χημικών διεργασιών σε μηχανές (όπως εν προκειμένω ο κινητήρας diesel) σε συνεργασία με πειραματική διερεύνηση μπορούν να συνεισφέρουν αποτελεσματικά στην εξέλιξη πιο οικονομικών, αποδοτικών, αθόρυβων στη λειτουργία και περιβαντολογικά καθαρών κινητήρων. Επιπλέον, το μεγάλο πλεονέκτημα της προσομοίωσης είναι η οικονομικότητα που τη χαρακτηρίζει αφού δίνει τη δυνατότητα διενέργειας απεριόριστου αριθμού αριθμητικών πειραμάτων με σχεδόν μηδενικό κόστος, βοηθώντας έτσι στην εμβάθυνση των γνώσεων πάνω στο δεδομένο αντικείμενο.

Η προσομοίωση των διάφορων διεργασιών που πραγματοποιούνται σε έναν κινητήρα diesel (εναλλαγή αερίων, καύση, απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα, τύρβη, διάσταση προϊόντων καύσης, διαρροές από τα ελατήρια του εμβόλου κλπ) καθώς και στα υποσυστήματά του, όπως ο ρυθμιστής στροφών, η αντλία έγχυσης του καυσίμου και ο υπερπληρωτής, πραγματοποιείται με τη βοήθεια αλγεβρικών και διαφορικών εξισώσεων με βάση την εφαρμογή του Ιου Θερμοδυναμικού Νόμου και την κατασταστική εξίσωση των τελείων αερίων, αλλά και με τη χρήση (ημι)εμπειρικών συσχετίσεων που έχουν προταθεί από διάφορους ερευνητές για να περιγραφούν ιδιαίτερα πολύπλοκα φαινόμενα, όπως η καύση, η τύρβη και οι απώλειες θερμότητας. Έτσι τελικά, σε μία πλήρη προσομοίωση του κινητήρα diesel, εμπλέκονται διάφοροι επιστημονικοί κλάδοι, όπως η θερμοδυναμική, η μηχανική των ρευστών, η χημεία, η μετάδοση θερμότητας, η δυναμική καθώς επίσης η αριθμητική ανάλυση και η πολύ καλή γνώση της εκάστοτε χρησιμοποιούμενης (συνηθέστερα αυτή είναι η FORTRAN) γλώσσας προγραμματισμού H/Y.

Η παρούσα εργασία διαπραγματεύεται το θέμα της μεταβατικής (transient) ή αλλιώς μη-μόνιμης λειτουργίας φυσικής αναπνοής και υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, τόσο από την πλευρά της μαθηματικής προσομοίωσης της συμπεριφοράς αυτής (που ήταν και ο βασικός στόχος) όσο και από την πειραματική σκοπιά. Για το σκοπό αυτό αναπτύχθηκε ένας εκτεταμένος κώδικας H/Y, τα επιμέρους τμήματα του οποίου θα παρουσιαστούν στα επόμενα κεφάλαια, ενώ στήθηκε και μία πειραματική εγκατάσταση στην (υπερπληρωμένη και εξακύλινδρη) μηχανή diesel MWM TbRHS 518S, η οποία είναι μονίμως εγκατεστημένη στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ) του Ε.Μ.Π για την πιστοποίηση της καλής λειτουργίας του ανεπτυγμένου μοντέλου.

Με τον όρο μεταβατική λειτουργία εννοούμε το τμήμα εκείνο της λειτουργίας του κινητήρα όπου έχουμε χρονικά μεταβαλλόμενη είτε την ταχύτητα περιστροφής του είτε την εγχυόμενη σε αυτόν ποσότητα καυσίμου είτε, συνηθέστερα, και τα δύο, μέχρι την επίτευξη μίας τελικής κατάστασης ισορροπίας (σταθερές στροφές και παροχή καυσίμου, καταρχήν, αλλά και ισορροπία στα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη όπως και στον υπερπληρωτή, το ρυθμιστή στροφών και την αντλία καυσίμου).

Γενικά διακρίνουμε τρεις περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας:

α) Την (απότομη) μεταβολή (αύξηση ή μείωση) στο φορτίο, δηλαδή στην αντίσταση (κατανάλωση) με την οποία είναι συνδεδεμένος ο κινητήρας, όπως για παράδειγμα γεννήτρια, έλικα, αντλία, πέδη κοκ, η οποία προκαλεί, καταρχήν, μεταβολή (μικρή) στην ταχύτητα περιστροφής στο σύστημα κινητήρας-αντίσταση ενεργοποιώντας το ρυθμιστή προς την κατεύθυνση αύξησης ή μείωσης της παροχής καυσίμου, με σκοπό την επίτευξη ισορροπίας στην αρχική ή κάποια άλλη ταχύτητα περιστροφής,

β) Τη μεταβολή στροφών, η οποία προέρχεται από (απότομη) μεταβολή στην παροχή καυσίμου στον κινητήρα, και

γ) Συνδυασμό των παραπάνω δύο περιπτώσεων.

Μεταβολές φορτίου είναι πλέον συχνές και απαιτητικές (ακόμα και της τάξης του 0-100%) σε βιομηχανικού τύπου κινητήρες. Ετσι, για παράδειγμα, σε κινητήρες diesel που χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας επιβάλλεται σε περιπτώσεις γρήγορης μεταβολής φορτίου να έχουμε μηδενική τελική αλλά και ελάχιστη στιγμιαία πτώση στροφών για μονάδες βάσης, αλλά και γρήγορη εκκίνηση και φόρτωμα για μονάδες κάλυψης αιχμών. Για άλλες λιγότερο απαιτητικές, όσον αφορά διατήρηση σταθερής ταχύτητας περιστροφής ανεξάρτητα από το φορτίο, εφαρμογές (όπως πρόωση πλοίων κυρίως σε φάση ελιγμών, κίνηση αντλιών και συμπιεστών αλλά και σε οχήματα γεωργικών εφαρμογών) απαιτείται πάλι ικανοποιητική και αξιόπιστη ρύθμιση στροφών καθώς και γρήγορες μεταβολές στις λειτουργικές συνθήκες. Γενικά, στις περιπτώσεις μεταβολής φορτίου, η επακόλουθη (στιγμιαία ή και τελική) μεταβολή στροφών είναι συνήθως μικρή, της τάξης του 10-15% το πολύ σε σχέση με την αρχική ταχύτητα περιστροφής, ανάλογα και με τον τύπο του χρησιμοποιούμενου ρυθμιστή στροφών.

Οι μεταβολές στροφών απαντώνται συχνότερα σε κινητήρες οχημάτων (συχνά της τάξης των 1000 ή ακόμα και 2000 rpm) λόγω των διαρκώς μεταβαλλόμενων συνθηκών κυκλοφορίας που επιβάλλουν συνεχή αυξομείωση της εγχυόμενης στους κυλίνδρους παροχής καυσίμου (επιταχύνσεις, επιβραδύνσεις). Μεταβολές φορτίου εδώ παρουσιάζονται είτε κατά την αλλαγή ταχύτητας στο κιβώτιο ταχυτήτων, είτε λόγω των μεταβαλλόμενων συνθηκών αντίστασης του αυτοκινήτου (ποιότητα και κλίση οδοστρώματος και αντίσταση του αέρα) κατά την κίνηση του, χωρίς όμως να χαρακτηρίζονται από την ένταση των αντίστοιχων μεταβολών σε βιομηχανικούς κινητήρες. Μεταβολές στροφών παρατηρούνται, όμως, και σε βιομηχανικούς κινητήρες, όπου εδώ (συνήθως και λόγω των μεγαλύτερων διαστάσεων αυτών των κινητήρων) είναι μικρότερης έκτασης άρα και σημασίας. Εδώ, η μεταβολή

στροφών πραγματοποιείται με μετακίνηση του μοχλού του ρυθμιστή (βλ. και Σχήμα 3.1) ο οποίος με τη σειρά του επεμβαίνει απευθείας στον κανόνα πετρελαίου, δηλαδή στην εγχυόμενη στους κυλίνδρους ποσότητα καυσίμου.

Σε κινητήρες οχημάτων παρατηρείται και η τρίτη περίπτωση μεταβατικής λειτουργίας, δηλαδή η ταυτόχρονη μεταβολή στροφών και φορτίου, όταν πχ. λόγω αύξησης στην κλίση του οδοστρώματος (αντίσταση) έχουμε από την πλευρά του οδηγού αύξηση στην εγχυόμενη ποσότητα του καυσίμου στους κυλίνδρους με στόχο τη διατήρηση ή και αύξηση της ταχύτητας του αυτοκινήτου. Όπως γίνεται φανερό, η λειτουργία ενός οχήματος είναι κατά το πλείστον μεταβατική και μόνο σε ελάχιστες περιπτώσεις μόνιμη, γεγονός που καθιστά άνευ πρακτικής σημασίας κάθε είδους μέτρηση εκπεμπόμενων ρύπων σε μόνιμη κατάσταση.

Από τις τρεις περιπτώσεις μεταβατικών λειτουργιών, εν γένει, έχουν ιδιαίτερο πρακτικό ενδιαφέρον οι περιπτώσεις αύξησης είτε φορτίου είτε στροφών αφού τότε ο κινητήρας αλλά και κάθε υποσύστημά του καλείται να αντιμετωπίσει, όπως θα φανεί και στα επόμενα κεφάλαια, τη δυσκολότερη λειτουργία. Γενικά, οι γρήγορες αυξήσεις φορτίου ή στροφών απαιτούν βέλτιστη σχεδίαση και αξιοπιστία στον άξονα του συστήματος κύλινδρος(οι)-ρυθμιστής στροφών-αντλία καυσίμου-υπερπληρωτής (αν υπάρχει)-αντίσταση, και κατ' επέκταση βέλτιστη συνεργασία μεταξύ των επιμέρους υποσυστημάτων με στόχο την κατά το δυνατόν ομαλή συμπεριφορά σε μεταβατική λειτουργία.

Η μεταβατική λειτουργία των φυσικής αναπνοής και υπερπληρωμένων κινητήρων diesel είναι επίσης σημαντικής σπουδαιότητας αφού, δυστυχώς, συνδέεται συχνά με καταστάσεις λειτουργίας μακριά από τη βέλτιστη λειτουργία. Ειδικά για τους υπερπληρωμένους κινητήρες diesel είναι γνωστό το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag) όπου δηλαδή μετά από μία απότομη αύξηση φορτίου ή στροφών εκπέπονται από την εξαγωγή μεγάλες ποσότητες καπνού αφού ο υπερπληρωτής αδυνατεί, καταρχήν, να ακολουθήσει με αναλογικά μεγάλη παροχή αέρα τη μεγάλη αύξηση στην ποσότητα του εγχυόμενου στους κυλίνδρους καυσίμου [1-3]¹

. Σε περιπτώσεις μάλιστα πολύ απότομων επιβολών πλήρους φορτίου είναι πιθανό ακόμα και το σβήσιμο (stall) της μηχανής ως αποτέλεσμα του παραπάνω φαινομένου [3].

Όπως θα αναλυθεί εκτενώς στα επόμενα κεφάλαια, η μεταβατική κατάσταση λειτουργίας χαρακτηρίζεται από σειρά ιδιαιτεροτήτων όσον αφορά τη συμπεριφορά των επιμέρους υποσυστημάτων του κινητήρα, οι οποίες διαφοροποιούν σοβαρά τη λειτουργία τους έναντι της μόνιμης κατάστασης και άρα πρέπει να ληφθούν κατά το δυνατόν υπόψιν για μία αξιόπιστη και πλήρη προσομοίωση. Για το σκοπό αυτό θα προταθούν στα επόμενα κεφάλαια ακόμα και νέες σχέσεις που αναπτύχθηκαν κατά τη διάρκεια εκπόνησης της παρούσας εργασίας οι οποίες, αν και χρήζουν σοβαρής πειραματικής μελέτης-επιβεβαίωσης, βρίσκονται στη σωστή κατεύθυνση. Γενικά, πιστεύεται ότι αν κάποια στιγμή πρέπει να προσομοιωθούν αποτελεσματικά οι εκπομπές ρύπων σε μεταβατική λειτουργία

¹ Οι αριθμοί μέσα σε αγκύλες [] αντιστοιχούν σε βιβλιογραφικές Παραπομπές στο τέλος κάθε κεφαλαίου. Συνολική (αλφαβητική) αναφορά ελληνικής και ξενόγλωσσης βιβλιογραφίας δίνεται στο τέλος της εργασίας.

πρέπει πρώτα να έχει αναπτυχθεί ένα αξιόπιστο μοντέλο μεταβατικής κατάστασης, το οποίο να συμπεριλαμβάνει όλες τις ιδιαιτερότητες της μη-μόνιμης λειτουργίας και να τη διαφοροποιεί πλήρως από την αντίστοιχη μόνιμη. Σε αυτόν τον άξονα στηρίχθηκε και η προσομοίωση που αναπτύχθηκε στην παρούσα εργασία.

Τέλος, ιδιαίτερο χαρακτηριστικό της μεταβατικής λειτουργίας, γεγονός που την καθιστά και ιδιαίτερα ελκυστική ως συνολική αντιμετώπιση του κινητήρα, αλλά ταυτόχρονα και χρονοβόρα και πολύπλοκη, από πλευράς μελέτης, είναι η ανάγκη προσομοίωσης όλων των επιμέρους υποσυστημάτων μηχανής-φορτίου δηλαδή εκτός από τη μοντελοποίηση του κυλίνδρου απαιτείται προσομοίωση στο ρυθμιστή στροφών, στην αντλία έγχυσης του καυσίμου, στον υπερπληρωτή (αν υπάρχει), στην αντίσταση, καθώς και θεώρηση της συνολικής δυναμικής συμπεριφοράς κινητήρα, υπερπληρωτή και φορτίου για την εύρεση της εκάστοτε ισχύουσας ταχύτητας περιστροφής και γωνιακής επιτάχυνσης (της στροφαλοφόρου άτρακτου). Αυτό συνεπάγεται την ανάγκη εύρεσης μίας πληθώρας νέων (γεωμετρικών και δυναμικών) σταθερών του συνολικού συστήματος, πχ. μάζες κινηματικού μηχανισμού, ροπές αδράνειας κινητήρα, αντίστασης, σφονδύλου και υπερπληρωτή, χαρακτηριστικές καμπύλες αντλίας καυσίμου, ρυθμιστή στροφών και ζεύγους υπερπλήρωσης κλπ.

Στο παρόν κεφάλαιο θα ακολουθήσει μία ιστορική αναδρομή όσον αφορά τα μοντέλα μόνιμης και, κυρίως, μεταβατικής λειτουργίας που έχουν αναπτυχθεί στο παρελθόν, ενώ θα τονιστούν και τα νέα, ιδιαίτερα και πρωτότυπα χαρακτηριστικά του παρόντος μοντέλου.

Στο δεύτερο κεφάλαιο θα παρουσιαστούν οι εξισώσεις προσομοίωσης της λειτουργίας των εντός του κυλίνδρου διεργασιών (καύση, εναλλαγή αερίων, απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα, τριβές, κίνηση βαλβίδων κλπ).

Στα κεφάλαια 3, 4 και 5 θα μελετηθούν κατά σειρά ο ρυθμιστής στροφών, η έγχυση του καυσίμου και το σύστημα υπερπλήρωσης, το κεφάλαιο 6 είναι αφιερωμένο στις εξισώσεις που περιγράφουν το ισοζύγιο ενέργειας στη στροφαλοφόρο άτρακτο, δηλαδή στη δυναμική του κινητήρα, αλλά και στην προσομοίωση των διάφορων τύπων αντιστάσεων που απαντώνται στην πράξη, και τέλος το κεφάλαιο 7 στη διαδικασία επίλυσης των εξισώσεων και στο ανεπτυγμένο πρόγραμμα H/Y.

Τονίζεται ότι στα κεφάλαια 2, 3, 4, 5 και 6 οι εξισώσεις που δίνονται είναι καταρχήν οι ισχύουσες για τη μόνιμη κατάσταση αλλά με τις απαραίτητες τροποποιήσεις-διορθώσεις ώστε να αντιμετωπιστεί κατάλληλα η μεταβατική. Το στοιχείο αυτό αποτελεί σοβαρή πρωτοτυπία της παρούσας εργασίας, δεδομένου ότι όλοι ανεξαιρέτως οι προηγούμενοι ερευνητές χρησιμοποιούν απευθείας τη φιλοσοφία, αλλά και τις σχέσεις, της μόνιμης λειτουργίας για τη μοντελοποίηση της μεταβατικής.

Στο κεφάλαιο 8 αναλύεται η πειραματική εγκατάσταση και στο κεφάλαιο 9 οι μετρήσεις που έγιναν για την επιβεβαίωση του ανεπτυγμένου κώδικα με ταίριασμα ανάμεσα σε πειραματική και προβλεπόμενη συμπεριφορά για τον εξεταζόμενο υπερπληρωμένο κινητήρα MWM TbRHS 518S του εργαστηρίου M.E.K του Ε.Μ.Π.

Το κεφάλαιο 10 παρέχει μία εναλλακτική αντιμετώπιση των διεργασιών της μόνιμης και μεταβατικής κατάστασης υπό το πρίσμα του Ιου Θερμοδυναμικού Νόμου και αποτελεί (τουλάχιστον όσον αφορά το μεταβατικό κομμάτι) μία από τις πρωτοτυπίες της παρούσας εργασίας.

Το κεφάλαιο 11 αποτελεί μία εκτεταμένη (θεωρητική) παραμετρική ανάλυση στον φυσικής αναπνοής κινητήρα diesel Ricardo E-6 του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ του Ε.Μ.Π, όπου μελετάται η επίδραση διαφόρων θερμοδυναμικών, δυναμικών αλλά και παραμέτρων ρυθμιστή στη μεταβατική απόκριση του εν λόγω κινητήρα, από την πλευρά του Ιου όσο και του Ιου Θερμοδυναμικού Νόμου.

Τέλος το κεφάλαιο 12 είναι αφιερωμένο στα συμπεράσματα από την παρούσα εργασία αλλά και σε πιθανές μελλοντικές επεκτάσεις.

1.2 - Θερμοδυναμικά Μοντέλα Μαθηματικής Προσομοίωσης Μόνιμης Λειτουργίας Κινητήρων Diesel

Τα πρώτα μοντέλα Η/Υ που παρουσιάστηκαν και ανέλυαν τη (θερμοδυναμική) λειτουργία του κινητήρα diesel θεωρούσαν ομοιόμορφη χωρική, σε κάθε γωνία στροφάλου, κατανομή πίεσης, θερμοκρασίας και σύστασης του εργαζόμενου μέσου στον κύλινδρο. Εγιναν έτσι γνωστά ως μονοζωνικά μοντέλα [3-16]. Η προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς που προέβλεπαν ήταν (και είναι) αρκετά ικανοποιητική, τόσο όσον αφορά συνολικά μεγέθη λειτουργίας του κινητήρα (ισχύς, ειδική κατανάλωση καυσίμου, σημείο λειτουργίας υπερπληρωτή κλπ.) όσο και σε επίπεδο ικανοποιητικού ταιριάσματος με πειραματικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα (και μέγιστες πιέσεις κυλίνδρου) κυρίως για κινητήρες άμεσης έγχυσης. Η εφαρμογή τους σε κάθε τύπο μηχανής είναι άμεση (απαιτείται σχετικά μικρός αριθμός σταθερών στα διάφορα υπομοντέλα ευρισκόμενος μετά από κατάλληλη σύγκριση με πειραματικά δεδομένα) ενώ και ο υπολογιστικός χρόνος που απαιτούν είναι αρκετά μικρός (ιδίως σήμερα με την τεράστια αύξηση στην ισχύ των υπολογιστικών συστημάτων, σχεδόν μηδενικός). Αποτελούν έτσι μία ελκυστική λύση συμβιβασμού ανάμεσα σε γρήγορα και αρκετά ικανοποιητικά αποτελέσματα. Από την άλλη όμως πλευρά, η αδυναμία ακριβούς προσομοίωσης της ιδιαίτερα ανομοιόμορφης κατάστασης που επικρατεί στον κύλινδρο, κυρίως μετά την έναρξη της καύσης, οδήγησε στην ανάπτυξη άλλων, πιο ανεπτυγμένων, μοντέλων που αντικειμενικό τους στόχο είχαν την πρόβλεψη στις εκπομπές των ρύπων.

Έτσι παρουσιάστηκαν, καταρχήν, τα διζωνικά μοντέλα [17-23] όπου το περιεχόμενο του κυλίνδρου χωρίζεται σε δύο ζώνες: η πρώτη περιλαμβάνει το εγχυόμενο καύσιμο και η δεύτερη τον αέρα της καύσης. Από τη δεύτερη ζώνη εισέρχεται αέρας στην πρώτη και αναμιγνύεται με το καύσιμο δημιουργώντας αναφλέξιμο μίγμα. Η δέσμη (εξ) του καυσίμου είναι συνήθως κωνική ενώ αναπτύχθηκαν από διάφορους μελετητές προσεγγιστικές σχέσεις όσον αφορά την πορεία της δέσμης (ταχύτητα, ρυθμός εισροής αέρα) αλλά και το τι

συμβαίνει μετά την πρόσκρουσή της στο τοίχωμα του κυλίνδρου, πρόβλημα που χαρακτηρίζεται από ιδιαίτερη πολυπλοκότητα.

Με την ίδια λογική εξελίχθηκαν και τα τετραζωνικά μοντέλα με ακόμα πιο ικανοποιητική και αναλυτική προσέγγιση της στρωμάτωσης του εργαζόμενου μέσου στον κύλινδρο [24]. Τα διζωνικά και τετραζωνικά, όμως, μοντέλα παρά τη σαφώς πιο λεπτομερή θερμοδυναμική λειτουργία του κυλίνδρου που προσέφεραν δεν πέτυχαν πλήρως στον αντικειμενικό τους στόχο που ήταν η αξιόπιστη πρόβλεψη των εκπομπόμενων ρύπων, αφού η χωρική κατανομή που προβλέπουν απεδείχθη τελικά ανεπαρκής για το σκοπό αυτό.

Ετσι φτάνουμε στα πολυζωνικά μοντέλα [5,9,25-30] στα οποία πλέον υπάρχει απεριόριστος αριθμός ζωνών και άρα, θεωρητικά τουλάχιστον, λεπτομερέστερη προσομοίωση της λειτουργίας του κυλίνδρου με αναλυτική χωρική κατανομή θερμοκρασιών και συστάσεων. Εδώ η πρόβλεψη των εκπεμπόμενων ρύπων (συνηθέστερα: μοντέλο Zeldovich [5,9,28] για την πρόβλεψη οξειδίων του αζώτου και μοντέλο των Hiroyasu et al. [25] για τις εκπομπές αιθάλης με ξεχωριστές σχέσεις για το ρυθμό παραγωγής και καταστροφής της) είναι αρκετά καλή χωρίς, όμως, να συνδυάζεται πάντα με ανάλογα αποτελέσματα όσον αφορά την πρόβλεψη της συνολικής θερμοδυναμικής συμπεριφοράς του κινητήρα, ενώ υπάρχει και το πολύ μεγαλύτερο (σε σύγκριση με τα μονοζωνικά, κυρίως, μοντέλα) υπολογιστικό κόστος. Σημαντική δυσκολία αποτελεί επίσης και η ύπαρξη ενός ενιαίου συνόλου σταθερών στα διάφορα υπομοντέλα (εν προκειμένω σε αυτά που περιγράφουν τις εκπομπές ρύπων), κάτι που καθιστά προβληματική τη χρήση τους σε μεταβατική λειτουργία όπου έχουμε ευρύτατη μεταβολή στροφών και φορτίου.

Τέλος, τα τελευταία χρόνια έχουν γίνει αρκετές προσπάθειες προσομοίωσης των διεργασιών εντός του κυλίνδρου και με τη χρήση πολυδιάστατων (multi-dimensional) μοντέλων, όπου εδώ γίνεται χρονική και χωρική ανάλυση της ροής, θερμοκρασίας, πίεσης, τύρβης και σύστασης στο θάλαμο καύσης επιλύοντας τις εξισώσεις Navier-Stokes με βάση μία εξίσωση δέσμης [31-33]. Η ανάλυση εδώ είναι ακόμα σε αρχικό στάδιο (για τη μόνιμη λειτουργία) με κύριο χαρακτηριστικό τους τεράστιους χρόνους εκτέλεσης των παραπάνω προγραμμάτων χωρίς, προς το παρόν τουλάχιστον, αντίστοιχα επιτυχή αποτελέσματα όσον αφορά την εκτίμηση της λειτουργίας δεδομένου κινητήρα diesel.

1.3 - Μαθηματικά Μοντέλα Προσομοίωσης Μεταβατικής Λειτουργίας Κινητήρων Diesel - Ιστορική Αναδρομή

Ιστορικά τα πρώτα μοντέλα που ανέλυαν τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel παρουσιάστηκαν στις αρχές της δεκαετίας του 1970 [1,2,34,35]. Αυτά τα μοντέλα, που χαρακτηρίστηκαν γραμμικά (quasi linear), βασίζονταν στην απλουστευτική παραδοχή ότι η μεταβατική λειτουργία ακολουθεί (πατάει πάνω σε) μία σειρά σημείων μόνιμης λειτουργίας όσον αφορά το θερμοδυναμικό μέρος. Η δυναμική ανάλυση γινόταν τόσες φορές σε κάθε κύκλο λειτουργίας όσος και ο αριθμός των κυλίνδρων του εξεταζόμενου κινητήρα, οπότε με

τον τρόπο αυτό προέκυπτε η νέα ταχύτητα περιστροφής κινητήρα και υπερπληρωτή ενώ από το υπομοντέλο του ρυθμιστή (γενική διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης-βλέπε παράγραφο 3.7) η θέση του κανόνα πετρελαίου. Με δεδομένες στροφές και θέση κανόνα υπολογιζόταν απευθείας πλέον η στρεπτική ροπή του κινητήρα από τις έτοιμες καμπύλες των πειραματικών μετρήσεων στη μόνιμη κατάσταση.

Η χρήση των παραπάνω μοντέλων ήταν περιορισμένη αφού βασίζονταν σε πειραματικά στοιχεία λειτουργίας του δεδομένου κινητήρα diesel (δεν υπήρχε ευκολία στην ανάλυση τυχαίου κινητήρα αφού έπρεπε να προηγηθεί εκτενής πειραματική μελέτη σε μόνιμη κατάσταση), ενώ συχνά παρουσιάζονταν προβλήματα που σχετίζονταν με σημεία λειτουργίας εκτός σχεδιασμού, πχ. λόγος αέρα μικρότερος της μονάδας μετά από απότομη αύξηση φορτίου ή στροφών σε υπερπληρωμένους κινητήρες diesel για τα οποία δεν υπήρχαν πειραματικά δεδομένα. Παρόλα αυτά, τα παραπάνω μοντέλα ήταν τα πρώτα που επιχείρησαν να προσομοιώσουν τη μεταβατική συμπεριφορά τονίζοντας κάποια σημαντικά χαρακτηριστικά της (turbocharger lag), ανοίγοντας έτσι το δρόμο για άλλες πιο εμπειριστατωμένες εργασίες. Υπ αυτήν την έννοια θα μπορούσαν να χαρακτηριστούν πρωτοπόρα. Το βασικό τους πλεονέκτημα ήταν ο μικρός υπολογιστικός χρόνος (αφού δεν γινόταν θερμοδυναμική ανάλυση των διεργασιών εντός του κυλίνδρου σε επίπεδο γωνίας στροφάλου - άλλωστε τα πρώτα σοβαρά μονοζωνικά μοντέλα παρουσιάστηκαν την ίδια περίπου εποχή). Στην πορεία μάλιστα του χρόνου, και μέχρι την οριστική εγκατάλειψή τους, ορισμένες από τις αρχικές παραδοχές τους εξαλείφθηκαν έτσι ώστε και η ικανότητα πρόβλεψής τους βελτιώθηκε [36].

Από τα μέσα της δεκαετίας του 1970 μέχρι της αρχές της δεκαετίας του 1980 δημοσιεύτηκαν οι πιο σημαντικές εργασίες, όσον αφορά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel, είτε από τους ερευνητές του Imperial College [3,7,37,38] είτε από αυτούς του Manchester (UMIST) [39-42] με αναλυτική πλέον θερμοδυναμική μελέτη σε επίπεδο γωνίας στροφάλου. Οι Watson και Marzouk [3,7,37,38] ανέπτυξαν ένα αρκετά προχωρημένο μοντέλο, συνδυάζοντας το με εκτεταμένη πειραματική αλλά και παραμετρική ανάλυση σε υπερπληρωμένους κινητήρες diesel και για μεταβολές τόσο φορτίου όσο και στροφών. Χρησιμοποίησαν ένα μονοζωνικό θερμοδυναμικό μοντέλο για την προσομοίωση της λειτουργίας του κυλίνδρου, το οποίο ακολουθούσε τη λογική της πλήρωσης και κένωσης των εξεταζόμενων όγκων αναφοράς (κύλινδροι, πολλαπλές), ενώ ο ρυθμιστής μοντελοποιήθηκε με μία γενική διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης, οι τριβές παρέμεναν σταθερές κατά τη διάρκεια ενός κύκλου (υπολογιζόμενες ακριβώς με τις σχέσεις που ίσχυαν και για μόνιμη κατάσταση), ενώ κάθε κύλινδρος σε πολυκύλινδρο κινητήρα υποτίθετο ότι λειτουργούσε με πανομοιότυπο τρόπο και η έγχυση του καυσίμου ακολουθούσε ακριβώς την πορεία της μόνιμης λειτουργίας βάσει των στιγμιαίων τιμών θέσης κανόνα πετρελαίου και ταχύτητας περιστροφής. Επιπρόσθετα, η μοντελοποίηση της καύσης και των απωλειών θερμότητας διατηρούσε τη λογική ανάλυσης της μόνιμης λειτουργίας. Έτσι, ενώ γινόταν ανάλυση σε επίπεδο γωνίας στροφάλου πρακτικά διατηρείτο ακριβώς η λογική προσομοίωσης της

μόνιμης κατάστασης (απλά μεταβάλλονταν οι στροφές, όπως καθόριζε η εξίσωση του ενεργειακού ισοζυγίου στη στροφαλοφόρο άτρακτο, και ότι συνδεόταν με αυτές), με συνέπεια τελικά να μην υπάρχει σημαντική διαφοροποίηση, σε επίπεδο μοντελοποίησης, από τα καθαρώς γραμμικά μοντέλα.

Παράλληλα, στο Πανεπιστήμιο του Manchester έγιναν παρόμοιες προσπάθειες για την προσομοίωση της μεταβατικής συμπεριφοράς σε επίπεδο γωνίας στροφάλου με τις ίδιες ουσιαστικά παραδοχές (αν και η προσομοίωση των εντός του κυλίνδρου διεργασιών ήταν σε λιγότερο ανεπτυγμένο στάδιο, πχ. μοντελοποίηση της καύσης καταρχήν με ιδανικό πρότυπο μικτό κύκλο diesel και αρκετά αργότερα με αναλυτικό μοντέλο καύσης). Η έρευνα εδώ επεκτάθηκε, αν και χωρίς να ολοκληρωθεί πάντα, σε 2-Χ κινητήρες diesel [40], σε μεταβατική συμπεριφορά (φορτηγού) αυτοκινήτου με προσομοίωση της διαδικασίας αλλαγής ταχύτητας αλλά και των συνολικών αντιστάσεων κατά την κίνησή του [39-Pt.2,42], ενώ προτάθηκαν και διάφορες μέθοδοι για τη βελτίωση της μεταβατικής απόκρισης και τον περιορισμό του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή [39-Pt.1,42, αλλά και 3,7,37].

Παρόμοιες εργασίες δημοσιεύτηκαν την ίδια περίοδο και από Γερμανούς ερευνητές για υπερπληρωμένους κινητήρες diesel μεγάλων διαστάσεων [43-45], με έμφαση στην περίπτωση πρόωσης πλοίων [43,44].

Στα τέλη της δεκαετίας του 1980 [46,47] αλλά και σποραδικά στη δεκαετία του 1990 [48] συναντάμε ξανά μοντέλα quasi linear, κυρίως λόγω του ελάχιστου υπολογιστικού χρόνου που αυτά απαιτούν σε αντίθεση με τα αναλυτικά-θερμοδυναμικά μοντέλα. Απαιτείται βέβαια εκτεταμένη πειραματική διερεύνηση σε μόνιμη κατάσταση (εδώ πλέον γίνονται προσπάθειες να αντιμετωπιστούν με ειδικούς τρόπους και τα σημεία λειτουργίας εκτός σχεδιασμού που αναφέρθηκαν παραπάνω), ενώ προτείνονται και κάποιες σχέσεις διόρθωσης της πειραματικής στρεπτικής ροπής του κινητήρα (η οποία είναι συνάρτηση στροφών και παροχής καυσίμου) ώστε να συμπεριληφθούν κατά το δυνατόν οι ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας.

Η προσομοίωση της μεταβατικής λειτουργίας συνεχίσθηκε από τις αρχές της δεκαετίας του 1990 με τις πρώτες, αν και όχι ιδιαίτερα επιτυχημένες, όπως φαίνεται από τη σύγκριση ανάμεσα σε υπολογισμένα και (πάντως όχι σίγουρα αξιόπιστα) πειραματικά αποτελέσματα, απόπειρες πρόβλεψης των εκπεμπόμενων ρύπων είτε με τη χρήση διζωνικού μοντέλου [49] είτε ακόμα και με τη χρήση πολυζωνικού [50,51] και για την περίπτωση κινητήρων αυτοκινήτων σε επιταχυνόμενη λειτουργία (όχι όμως και σε μεταβολές φορτίου που αποτελούν τις πλέον απαιτητικές, από πλευράς σωστής προσομοίωσης, περιπτώσεις). Το γεγονός αυτό συνδέεται άμεσα με την προσπάθεια που παρατηρείται τα τελευταία χρόνια για τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων από αυτοκίνητα με την εφαρμογή των μεταβατικών κύκλων (transient cycles) για την ακριβέστερη μέτρηση των ρύπων από κινητήρες otto και diesel. Η ουσία πάντως είναι ότι πρέπει πρώτα να αναπτυχθούν ασφαλείς μέθοδοι μέτρησης των ρύπων σε μεταβατική κατάσταση και κατόπιν να εξελιχθούν και να ελεγχθούν τα αντίστοιχα μοντέλα πρόβλεψής τους. Επιπρόσθετα, τα παραπάνω δύο

μεταβατικά-πολυζωνικά μοντέλα είναι κατά βάση πολυζωνικά και δευτερευόντως μεταβατικά, αφού επέκτειναν απευθείας τη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας σε μεταβατική με την προσθήκη στο ήδη υπάρχον πολυζωνικό μοντέλο μίας εξίσωσης ενεργειακού ισοζυγίου στροφαλοφόρου ατράκτου, ενώ ο ρυθμιστής στροφών προσομοιώνεται με καμπύλες λειτουργίας σε μόνιμη κατάσταση και ένα συντελεστή υστέρησης ώστε να συνυπολογιστεί και η μεταβατική λειτουργία [50,51].

Όλα τα παραπάνω αναφερθέντα προγράμματα προσομοίωσης βασίζουν τη λειτουργία τους στη θεώρηση του κινητήρα diesel ως συσκευής που συναλλάσσει έργο, θερμότητα και μάζα με το περιβάλλον, μοντελοποιώντας τις διάφορες διεργασίες που πραγματοποιούνται άμεσα (μοντέλα Imperial College, UMIST, πολυζωνικά) ή έμμεσα (quasi linear μοντέλα). Στο παρελθόν [52-57] έγιναν προσπάθειες για την αντιμετώπιση της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα diesel (ή και otto) με βάση τη θεωρία των συστημάτων αυτομάτου ελέγχου. Εδώ τα υπομοντέλα του κινητήρα προσομοιώνονται με συναρτήσεις μεταφοράς, οι οποίες όμως σαφώς και δεν μπορούν να περιγράψουν με ακρίβεια τα όσα πολύπλοκα συμβαίνουν στον κύλινδρο (και εδώ απαιτείται σοβαρή πειραματική διερεύνηση, σε μόνιμη κατάσταση ενώ ο χρόνος εκτέλεσης του κώδικα είναι αρκετά μικρός). Με αυτά δεν υπάρχει τελικά καμία δυνατότητα εμβάθυνσης, κυρίως όσον αφορά τη θερμοδυναμική συμπεριφορά του κινητήρα (για ρύπους ούτε λόγος να γίνεται), παρά μόνον μία γενική εκτίμηση της μεταβατικής απόκρισης καθώς και απόπειρες να συναχθούν συμπεράσματα όσον αφορά τη δυναμική συμπεριφορά και ευστάθεια του κινητήρα σε διάφορες καταστάσεις με τη χρήση ιδιοσυχνοτήτων καθώς και διαγραμμάτων Bode, τα οποία πάντως λόγω του εξαιρετικά σύνθετου των διεργασιών εντός του κυλίνδρου μάλλον δεν προσφέρουν ιδιαίτερα αξιόπιστα αποτελέσματα.

Η μελέτη της μεταβατικής συμπεριφοράς μηχανών εσωτερικής καύσης περιλαμβάνει ακόμα μοντέλα προσομοίωσης εκκίνησης (starting) κινητήρων diesel [58-60], μοντέλα μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων otto είτε σε επίπεδο quasi linear [61] είτε σε επίπεδο ανάλυσης ανά γωνία στροφάλου [62,63], μοντέλα κινητήρων Wankel [64], ανάπτυξης θερμοκρασιακών πεδίων στα τοιχώματα του κυλίνδρου με χρήση μεθόδων πεπερασμένων στοιχείων [65-67], ενώ έχει υπάρξει αρκετή έρευνα και σε επίπεδο αποκλειστικά πειραματικό [68-74], κυρίως τα τελευταία χρόνια, όπου και γίνονται απόπειρες για τη μέτρηση ρύπων σε μεταβατική κατάσταση [50,71-74]. Ειδικότερη περίπτωση αποτελεί τέλος η εργασία των Jiang και Van Gerpen [75] καθώς και αυτή των Pille et al. [73], όπου μελετώνται σε πειραματικό κυρίως επίπεδο (η δεύτερη) αλλά και σε επίπεδο μαθηματικής προσομοίωσης, για πρώτη φορά, μεταβατικοί κύκλοι πόλης, πεδίο το οποίο έχει σίγουρα πολύ μεγάλο μέλλον αλλά χαρακτηριζόμενο από τρεις σημαντικές ιδιαιτερότητες: α) την αναγκαιότητα ύπαρξης μίας μοντέρνας, ηλεκτρονικά ελεγχόμενης, πέδης οχημάτων για την αναπαραγωγή του επιθυμητού κύκλου πόλης, β) την αναγκαιότητα αναθεώρησης της προσομοίωσης της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα (diesel) σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (κάτι τέτοιο αποπειράται στην εργασία [75]) αφού για τα περίπου 20 λεπτά της διάρκειας ενός τυπικού

κύκλου πόλης (=12000 κύκλοι λειτουργίας στις 1200 rpm) απαιτείται τεράστιος υπολογιστικός χρόνος, αφού πρέπει να χρησιμοποιηθεί πολυζωνικό μοντέλο για την πρόβλεψη των εκπεμπόμενων ρύπων που είναι και το ζητούμενο εδώ, και γ) την αναγκαιότητα εξέλιξης ασφαλών μεθόδων μέτρησης των εκπεμπόμενων ρύπων σε μεταβατική κατάσταση, φαινόμενο που χαρακτηρίζεται από αρκετή πολυπλοκότητα και βρίσκεται ακόμα σε αρχικό στάδιο.

1.4 - Αξονες Προσομοίωσης Ανεπτυγμένου Μοντέλου Η/Υ

Η προσομοίωση που αναπτύχθηκε στα πλαίσια εκπόνησης της παρούσας εργασίας ακολουθεί τη λογική της ανάλυσης των διεργασιών εντός του κινητήρα σε επίπεδο γωνίας στροφάλου, αφού πιστεύεται ότι με τον τρόπο αυτό αναλύεται κατά τον ακριβέστερο τρόπο όχι μόνο η δυναμική αλλά και η θερμοδυναμική συμπεριφορά της μηχανής κατά τη μεταβατική λειτουργία και κατά συνέπεια παρέχεται πληρέστερη ενημέρωση για το τι συμβαίνει στον κινητήρα και στα υποσυστήματά του.

Για μία πλήρη μοντελοποίηση της μεταβατικής λειτουργίας απαιτείται προσομοίωση στα εξής:

α) Μόνιμη λειτουργία του κυλίνδρου, συμπεριλαμβανομένου και του τμήματος του κύκλου εναλλαγής αερίων (καύση, απώλειες θερμότητας, ενδεχόμενα τύρβη, κίνηση βαλβίδων, εναλλαγή αερίων κλπ.),

β) Λειτουργία της (αντλίας) έγχυσης του καυσίμου,

γ) Κίνηση του ρυθμιστή στροφών, ο οποίος είναι ο ενδιάμεσος κρίκος ανάμεσα σε κινητήρα και αντλία καυσίμου,

δ) Λειτουργία του ζεύγους υπερπλήρωσης (αν υπάρχει),

ε) Λειτουργία της αντίστασης (φορτίο) με την οποία είναι συνδεδεμένος ο κινητήρας,

στ) Δυναμικό ισοζύγιο στη στροφαλοφόρο άτρακτο ανάμεσα σε κινητήρα και φορτίο καθώς και στην άτρακτο του ζεύγους υπερπλήρωσης, και

ζ) Τροποποίηση και βελτίωση όλων των παραπάνω υπομοντέλων προσομοίωσης ώστε να συμπεριληφθούν κατάλληλα οι ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας.

Η ανάλυση που έγινε βασίζεται σε μονοζωνική θεώρηση των διεργασιών εντός του κυλίνδρου λόγω της ικανοποιητικής ακρίβειας που προσφέρει η μέθοδος αυτή σε συνδυασμό με το μικρό χρόνο εκτέλεσης του κώδικα Η/Υ. Ο υπολογιστικός χρόνος είναι, για αναλυτικά μοντέλα μεταβατικής λειτουργίας, το μεγάλο πρόβλημα αφού ο κινητήρας (ανάλογα και με την εκάστοτε εφαρμογή) μπορεί να χρειαστεί ακόμα και πάνω από 200 κύκλους για να ισορροπήσει δυναμικά και θερμοδυναμικά (πλην των θερμοκρασιών που απαιτούν χρόνους της τάξης των μερικών λεπτών για να αποκατασταθούν οριστικά [65,67] αλλά, όπως θα δειχθεί σε επόμενο κεφάλαιο, δεν επηρεάζουν την αξιοπιστία του ευρεθέντος τελικού σημείου ισορροπίας). Από την άλλη πλευρά και με δεδομένο ότι, όπως φάνηκε στην πράξη, τα διζωνικά και τετραζωνικά μοντέλα δεν δίνουν απόλυτα αξιόπιστες πληροφορίες

όσον αφορά τους εκπεμπόμενους ρύπους, η επόμενη λύση θα ήταν η χρήση ενός πολυζωνικού μοντέλου με τρία όμως σοβαρά προβλήματα: α) τον τεράστιο συνολικά χρόνο εκτέλεσης του κώδικα σε προσωπικό Η/Υ (τουλάχιστον μία τάξη μεγέθους μεγαλύτερος από ότι τώρα), β) τον πολύ μεγάλο χρόνο ανάπτυξης του συνολικού μοντέλου που ξεπερνάει κατά πολύ τα πλαίσια μίας διδακτορικής διατριβής, και γ) την αδυναμία ακριβούς μέτρησης των ρύπων σε μεταβατική κατάσταση, γεγονός που θα καθιστούσε τελικά άνευ αξιοπιστίας μία σύγκριση ανάμεσα σε πειραματικά και υπολογισμένα αποτελέσματα. Έτσι, η λύση του μονοζωνικού μοντέλου για την επίλυση των θερμοδυναμικών διεργασιών εντός του κυλίνδρου ήταν ουσιαστικά μονόδρομος χωρίς, όμως, να αποτελεί και λύση ανάγκης, αφού το ανεπτυγμένο μοντέλο απεδείχθη σε μόνιμη λειτουργία εξαιρετικά αξιόπιστο και είναι το πλέον προχωρημένο από όσα έχουν χρησιμοποιηθεί σε προσομοιώσεις μεταβατικής λειτουργίας στο παρελθόν. Επιπλέον, η μικρή, συγκριτικά με πολυζωνικά μοντέλα, ποσότητα σταθερών για το θερμοδυναμικό τμήμα αντισταθμίζει τις επιπλέον σταθερές στα υπόλοιπα υπομοντέλα έγχυσης καυσίμου, ρυθμιστή στροφών, υπερπληρωτή και δυναμικής.

Έτσι λοιπόν προσομοιώνονται, για πρώτη φορά σε μεταβατικό μοντέλο, οι διαρροές από τα ελατήρια του εμβόλου, η τύρβη, ο ρυθμός έγχυσης του καυσίμου, οι τριβές σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (σημαντικός όρος για ένα αξιόπιστο ενεργειακό ισοζύγιο κινητήρα-φορτίου) αλλά και η έμμεση έγχυση τόσο για φυσικής αναπνοής όσο και για υπερπληρωμένο κινητήρα diesel (κεφάλαιο 2).

Όσον αφορά την έγχυση του καυσίμου χρησιμοποιήθηκαν δύο μέθοδοι: Η πρώτη (με μηδενικό υπολογιστικό κόστος) κάνει χρήση καμπύλων παροχής καυσίμου σε μόνιμη κατάσταση συναρτήσει της στιγμιαίας ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα πετρελαίου, όπως αυτά μετρήθηκαν στη μόνιμη λειτουργία (κεφάλαια 4, 8), μέθοδος που έχει χρησιμοποιηθεί στο παρελθόν από όλους ανεξαιρέτως τους ερευνητές. Η δεύτερη αντιμετώπιση, που αποτελεί και σημαντική εξέλιξη της παρούσας εργασίας, χρησιμοποιεί αναλυτικό μοντέλο έγχυσης καυσίμου, το οποίο προσφέρει εκτός από την ασφαλή πρόβλεψη της παροχής του καυσίμου σε μεταβατική λειτουργία και άλλα σημαντικά στοιχεία της έγχυσης του καυσίμου (τα οποία αποσιωπούνται από τους προηγούμενους ερευνητές αν και είναι εξαιρετικής σημασίας), όπως η διάρκεια της έγχυσης, ο ρυθμός της, η δυναμική προπορεία αλλά και η μέση πίεση του εγχυόμενου καυσίμου, γεγονός που συνεισφέρει σημαντικά στην πρωτοτυπία και την αξιοπιστία του μοντέλου (κεφάλαια 4, 9).

Για την αντιμετώπιση του ρυθμιστή στροφών χρησιμοποιήθηκαν πάλι δύο μέθοδοι: Η πρώτη, που εφαρμόστηκε και κατά τη σύγκριση του μοντέλου με τα πειραματικά αποτελέσματα, προσομοιώνει την κίνηση του ρυθμιστή με μία διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης (η μέθοδος αυτή έχει χρησιμοποιηθεί από όλους τους μελετητές στο παρελθόν), αφού τα χαρακτηριστικά του ρυθμιστή δεν έγινε δυνατό να βρεθούν αναλυτικά (κεφάλαια 3, 9). Από την άλλη πλευρά, μοντελοποιήθηκε, με ακριβείς μαθηματικές-φυσικές εξισώσεις, η λειτουργία όλων των βασικών (γενικών) τύπων ρυθμιστών, άμεσης και έμμεσης δράσης, γεγονός που έδωσε τη δυνατότητα ανάπτυξης μίας πρωτότυπης, θεωρητικής, παραμετρικής

ανάλυσης για την επίδραση των τεχνικών χαρακτηριστικών του ρυθμιστή στη μεταβατική λειτουργία (κεφάλαια 3, 11).

Το σύστημα υπερπλήρωσης μελετήθηκε, κατά τα γνωστά, κάνοντας χρήση του χάρτη του συμπιεστή σε μόνιμη κατάσταση, ενώ για το στρόβιλο χρησιμοποιήθηκε μία εξίσωση ακροφυσίου με ιδιαίτερα ικανοποιητικά αποτελέσματα (κεφάλαια 5, 9). Προτείνονται επίσης νέες σχέσεις για το ενεργειακό-δυναμικό ισοζύγιο του υπερπληρωτή καθώς και τη θερμική αδράνεια του ενδιάμεσου ψυγείου αέρα.

Αναπτύχθηκε επίσης στα πλαίσια της παρούσας εργασίας ένα αναλυτικό μοντέλο πολυκύλινδρου κινητήρα, το οποίο μελετάει αναλυτικά, και ξεχωριστά για κάθε κύλινδρο, όλες τις θερμοδυναμικές και δυναμικές διεργασίες παρέχοντας αυξημένη ακρίβεια υπολογισμών, κυρίως σε μεταβατική κατάσταση, όπου και παρατηρούνται εντός του ίδιου κύκλου από κύλινδρο σε κύλινδρο σημαντικές διαφοροποιήσεις όσον αφορά την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου και άρα σε όλα τα (θερμο)δυναμικά χαρακτηριστικά. Το μοντέλο αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε επίπεδο μόνιμης λειτουργίας, κυρίως για την περίπτωση διαφοροποιημένης συμπεριφοράς ενός κυλίνδρου λόγω κάποιας βλάβης ή φθοράς του. Σημειώνεται, ότι όλοι οι προηγούμενοι ερευνητές θεωρούν πανομοιότυπη λειτουργία όλων των κυλίνδρων σε κάθε κύκλο μεταβατικής λειτουργίας (επιλύεται δηλαδή ένας κύλινδρος και οι υπόλοιποι υποτίθεται ότι ακολουθούν με τον ίδιο ακριβώς τρόπο), γεγονός εσφαλμένο για μεταβατική λειτουργία.

Κατά την ανάπτυξη όλων των παραπάνω υπομοντέλων έγινε προσπάθεια να συνυπολογιστούν οι ιδιαιτερότητες που χαρακτηρίζουν τη μεταβατική κατάσταση. Ετσι, η ανάλυση όλων των θερμοδυναμικών διεργασιών γίνεται σε εύρος $1/4$ (καύση και αποτόνωση) ή $1/2$ (συμπύεση και εναλλαγή αερίων) γωνίας στροφάλου, ενώ οι δυναμικές εξισώσεις (ενεργειακό ισοζύγιο στροφαλοφόρου ατράκτου και κίνηση ρυθμιστή στροφών) επιλύονται σε κάθε γωνία στροφάλου ενημερώνοντας με τις νέες τιμές γωνιακής ταχύτητας και επιτάχυνσης στροφαλοφόρου ατράκτου όλα τα υπόλοιπα υπομοντέλα. Προτείνονται επίσης νέες σχέσεις για την προσομοίωση απωλειών θερμότητας, καύσης, τριβών αλλά και αιθάλης κατά τη μεταβατική λειτουργία (κεφάλαιο 2), ενώ και οι διάφορες σταθερές προσομοίωσης (καύσης, τριβών κλπ) δεν διατηρούν αναλλοίωτες τιμές καθόλη τη διάρκεια της μεταβατικής κατάστασης αλλά τροποποιούνται ανάλογα με τις εκάστοτε συνθήκες στροφών και παροχής καυσίμου. Ετσι, συνυπολογίζονται ικανοποιητικά τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά της μεταβατικής κατάστασης σε αντίθεση με τους προηγούμενους μελετητές, οι οποίοι θεωρούν ότι όλα τα υποσυστήματα της μηχανής συμπεριφέρονται παρόμοια τόσο σε μόνιμη όσο και σε μη μόνιμη λειτουργία χρησιμοποιώντας κατ' επέκταση τις ίδιες ακριβώς εξισώσεις και σταθερές προσομοίωσης, με μόνη διαφοροποίηση στη μεταβαλλόμενη ταχύτητα περιστροφής όπως αυτή προκύπτει από την επίλυση του ενεργειακού ισοζυγίου στην στροφαλοφόρο άτρακτο (συχνά μάλιστα αυτή υπολογίζεται ακόμα και μόνον μία φορά μέσα σε έναν κύκλο λειτουργίας).

Συμπερασματικά, η παρούσα εργασία προσφέρει σε σχέση με παρόμοιες εργασίες του παρελθόντος μία διαφορετική φιλοσοφία αντιμετώπισης της μεταβατικής λειτουργίας, φιλοσοφία η οποία ξεφεύγει από τα μέχρι τώρα στενά πλαίσια μοντελοποίησης βάσει της μόνιμης, ουσιαστικά, κατάστασης, συνυπολογίζοντας τις ιδιαιτερότητες της μη-μόνιμης κατάστασης. Πιστεύεται ότι μόνον έτσι θα δημιουργηθεί μία αξιόπιστη βάση μοντελοποίησης ικανή να προβλέψει με σχετική ακρίβεια τις εκπομπές ρύπων σε μεταβατική λειτουργία, πεδίο το οποίο αναμένεται ότι θα γνωρίσει μεγάλη ανάπτυξη στα επόμενα χρόνια.

Για την επιβεβαίωση του ανεπτυγμένου μεταβατικού κώδικα στήθηκε μία πειραματική διάταξη στην εξακύλινδρη, υπερπληρωμένη, υδρόψυκτη μηχανή diesel MWM TbRHS 518S που βρίσκεται μονίμως εγκατεστημένη στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ του Ε.Μ.Π από τα μέσα της δεκαετίας του 1970. Η διάταξη αυτή συνίσταται από τη μηχανή, τη συνδεδεμένη με αυτήν υδραυλική πέδη, τις διάφορες συσκευές μέτρησης των ενδιαφερόντων μεγεθών, καθώς και το σύστημα λήψης, καταγραφής, επεξεργασίας και ερμηνείας των μετρήσεων. Προηγήθηκε πλήρης πειραματική διερεύνηση στη μόνιμη λειτουργία σε όλο το πεδίο στροφών και φορτίων του κινητήρα για τη θερμοδυναμική βαθμονόμηση (καλιμπράρισμα) του μοντέλου Η/Υ και τον προκαταρκτικό έλεγχο της δυνατότητας του μοντέλου να προβλέπει ικανοποιητικά τη συμπεριφορά όλων των υποσυστημάτων της μηχανής στη μόνιμη κατάσταση. Ακολούθησε μία σειρά μετρήσεων μεταβατικής λειτουργίας μετά από απότομη μεταβολή τόσο φορτίου όσο και στροφών. Η έμμεση έγχυση και η υπερπλήρωση του κινητήρα, σε συνδυασμό με τη μεγάλης ροπής αδράνειας και αργής μεταβολής φορτίου πέδη, αποτέλεσαν σημαντικές προκλήσεις για την αξιοπιστία του μοντέλου που πάντως απέδειξε ότι μπορεί να προβλέψει ικανοποιητικά τη μεταβατική απόκριση ενός αρκετά ιδιόρρυθμου κινητήρα (κεφάλαια 8 και 9).

Τέλος, και εναλλακτικά προς την κλασική θεώρηση βάσει του Ιου Θερμοδυναμικού Νόμου, μελετήθηκαν, καταρχήν σε μόνιμη και τελικά και σε μεταβατική κατάσταση, οι διάφορες διεργασίες υπό το πρίσμα του ΙΙου Θερμοδυναμικού Νόμου και της έννοιας της εξέργειας και για όλα τα υποσυστήματα υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, στοιχείο που αποτελεί άλλο ένα σημείο πρωτοτυπίας της παρούσας εργασίας (κεφάλαιο 10). Ο ΙΙος Θερμοδυναμικός Νόμος με την πιο εσωτερική θεώρηση που προσφέρει στη μελέτη των θερμοδυναμικών διεργασιών πιστεύεται ότι μπορεί να φωτίσει κάποια ακόμα σκοτεινά σημεία της λειτουργίας των μηχανών diesel, αλλά επίσης και να τονίσει όρους, όπως οι μη-αντιστρεψιμότητες, για τους οποίους δεν μπορεί να γίνει λόγος από τον Ιο Θερμοδυναμικό Νόμο, οι οποίοι όμως αποτελούν σημαντικά στοιχεία αναφορικά με τη βελτίωση στη συμπεριφορά και την απόδοση των μηχανών εσωτερικής καύσης.

Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 1

1. Ledger, J.D. and Walmsley, S., 'Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating under Transient Load Conditions', SAE paper No 710177, 1971.

2. Ledger, J.D., Benson, R.S. and Furukawa, H. 'Improvement in Transient Performance of a Turbocharged Diesel Engine by Air Injection into the Compressor', SAE paper No 730665, *SAE Transactions*, **82** (Section 3), 2412-2423, 1973.
3. Watson, N., 'Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engines', SAE paper No 810338, 1981.
4. Benson, R.S. and Whitehouse, N.D., Internal Combustion Engines, Pergamon Press, Oxford, 1979.
5. Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
6. Ferguson, C.R., Internal Combustion Engines, John Wiley and Sons, New York, 1986.
7. Watson, N. and Janota, M.S., Turbocharging the Internal Combustion Engine, MacMillan, London, 1982.
8. Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines, MacMillan, London, 1992.
9. Ramos, J.I., Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere, New York, 1989.
10. Krieger, R.B. and Borman, G.L., 'The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines', ASME paper 66 WA/DGP-4, 1966.
11. Whitehouse, N.D. and Way, R.G.B., 'Rate of Heat Release in Diesel Engines and its Correlation with Fuel Injection Data', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, **184** (Part 3J), 17-27, 1969-70.
12. Shipinski, J., Myers, P.S. and Uyehara, O.A., 'A Spray Droplet Model for Diesel Combustion', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, **184**, (Part 3J), 1969-70.
13. Ανδρεαδάκης, Σ., Ανάλυση των Επιδόσεων Υπερπληρωμένου Κινητήρα Diesel Με Ζεύγος Στροβίλου-Συμπιεστή, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα., 1979.
14. Ρακόπουλος, Κ.Δ., Αθανασιάδης, Ν. και Ανδρεαδάκης, Σ., 'Εξομοίωση με τη Βοήθεια Η/Υ του Κύκλου Στροβίλο-Υπερπληρωμένων Κινητήρων Diesel', *Τεχνικά Χρονικά*, **2**, 207-234, Τ.Ε.Ε., Αθήνα, 1980.
15. Rakopoulos, C.D., 'Influence of Ambient Temperature and Humidity on the Performance and Emissions of Nitric Oxide and Smoke of High-Speed Diesel Engines in the Athens/Greece Region', *Energy Convers. Mgmt*, **31**, 447-458, 1991.
16. Rakopoulos, C.D., 'Olive Oil as a Fuel Supplement in DI and IDI Diesel Engines', *Energy-The Intern.J.*, **17**, 787-790, 1992.
17. Whitehouse, N.D. and Sareen, B.K., 'Prediction of Heat Release in a Quiescent Chamber Diesel Engine allowing for Fuel/Air Mixing', SAE paper No 740084, 1974.
18. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Thermodynamic Analysis of a Divided Combustion Chamber Diesel Engine', *VDI Forschung Ing.-Wesens*, **54**, 73-81, 1988.
19. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Computer Simulation with Experimental Validation of the Exhaust Nitric Oxide and Soot Emissions in Divided Chamber Diesel Engines', ASME-WA Meeting, San Francisco, CA, *Proc. AES*, Vol. 10, pp. 15-28, 1989.
20. Χουντάλας, Δ.Θ., Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα Diesel με Εμμεση Εγχυση, Διδακτορική Διατριβή υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1989.
21. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Thermodynamic Analysis of Indirect Injection Diesel Engines by Two-Zone Modelling of Combustion', *Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines & Power*, **112**, 138-149, 1990.
22. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T. and Kotsiopoulos, P.N., 'A Digital Simulation of the Exhaust Nitric Oxide and Soot Formation Histories in the Combustion Chambers of a Swirl Chamber Diesel Engine', *VDI Forschung Ing.-Wesens*, **56**, 22-32, 1990.

23. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Prechamber and Main Chamber Insulation Effects on the Performance of an IDI Diesel Engine Coupled to a Power Turbine', *Heat Recovery Systems & CHP*, **12**, 247-256, 1992.
24. Whitehouse, N.D. and Baluswamy, N., 'Calculations of Gaseous Products during Combustion in a Diesel Engine using a Four-Zone Model', SAE paper No 770410, 1977.
25. Hiroyasu, H., Kadota, T. and Arai, M., 'Development and Use of a Spray Combustion Modelling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions', *Bulletin JSME*, **26**, 569-583, 1983.
26. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Karvounis, E., 'Thermodynamic Analysis of Direct Injection Diesel Engines by Multi-Zone Modelling', ASME-WA Meeting, Boston, MA, *Proc. AES*, Vol. 3(3), pp. 67-77, 1987.
27. Bazari, Z., 'A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation', SAE paper No 920462, *SAE Transactions*, **101** (Section 3), 747-770, 1992.
28. Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Taklis, G.N. and Tzanos, E.I., 'Analysis of Combustion and Pollutants Formation in a Direct Injection Diesel Engine using a Multi-Zone Model', *Energy Res.*, **19**, 63-88, 1995.
29. Rakopoulos, C.D., Taklis, G.N. and Tzanos, E.I., 'Analysis of Combustion Chamber Insulation Effects on the Performance and Exhaust Emissions of a DI Diesel Engine using a Multi-Zone Model', *Heat Recovery Systems & CHP*, **15**, 691-706, 1995.
30. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Multi-zone Combustion Modelling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines', SAE paper No 970635, 1997 (presented at the 1997 SAE International Congress and Exposition, Detroit, MI, Feb.24-27/1997).
31. Gosman, A.D., 'Multidimensional Modeling of Cold Flows and Turbulence in Reciprocating Engines', SAE paper No 850344, 1985.
32. Amsden, A.A., Butler, T.D., O'Rourke, P.J. and Ramshaw, J.D., 'KIVA-A Comprehensive Model for 2-D and 3-D Engine Simulations', SAE paper No 850554, 1985.
33. Kong, S., Han, Z. and Reitz, R., 'The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multi-Dimensional Engine Simulations', SAE paper No 950278, *SAE Transactions*, **104** (Section 3), 502-518, 1995.
34. Benson, R.S., Ledger, J.D., Whitehouse, N.D. and Walmsley, S., 'Comparison of Experimental and Simulated Transient Responses of a Turbocharged Diesel Engine', SAE paper No 730666, *SAE Transactions*, **82** (Section 3), 2424-2447, 1973.
35. Benson, R.S., Winterbone, D.E. and Shamsi, S.S., 'A Real-Time Analogue Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine', ASME paper, 76-WA/DGP-1, 1976.
36. Winterbone, D.E., Benson, R.S., Closs, G.D. and Mortimer, A.G., 'A Comparison Between Experimental and Analytical Transient Test Results for a Turbocharged Diesel Engine', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, **190**, 267-276, 1976.
37. Watson, N. and Marzouk, M., 'A Non-Linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engines under Transient Conditions', SAE paper No 770123, 1977.
38. Marzouk, M. and Watson, N., 'Load Acceptance of Turbocharged Diesel Engines', *Inst. Mech. Engrs*, Conference on Turbocharging and Turbochargers, Paper C54/78, pp. 45-57, London, 1978.
39. Winterbone, D.E., Benson, R.S., Mortimer, A.G., Kenyon, P. and Stotter, A., 'Transient Response of Turbocharged Diesel Engines: Pt. 1 - A Comparison of Two Methods of Improving Response, Pt. 2 - Application to a Heavy Duty Truck: A Study of the Dynamic Performance of the Engine', SAE paper No 770122, 1977.
40. Winterbone, D.E. and Loo, W.Y., 'A Dynamic Simulation of a Two-Stroke Turbocharged Diesel Engine', SAE paper No 810337, 1981.

41. Winterbone, D.E. and Tennant, D.W.H., 'The Variation of Friction and Combustion Rates during Diesel Engine Transients', SAE paper No 810339, 1981.
42. Winterbone, D.E., 'Transient Performance', in Horlock, J.H. and Winterbone, D.E. (eds), The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Vol.II, Clarendon Press, Oxford, 1986.
43. Boy, P., 'Untersuchung Einzelner Einflüsse auf das Instationäre Betriebsverhalten Mittelschnellaufender Schiffsdieselmotoren, Teil 1: Berechnungsverfahren', *MTZ*, **41**, 343-348, 1980.
44. Boy, P., 'Untersuchung Einzelner Einflüsse auf das Instationäre Betriebsverhalten Mittelschnellaufender Schiffsdieselmotoren, Teil 2: Einfluss Einzelner Größen auf das Instationäre Betriebsverhalten', *MTZ*, **41**, 491-496, 1980.
45. Zellbeck, H. und Woschni, G., 'Rechnerische Untersuchung des Dynamischen Betriebsverhaltens Aufgeladener Dieselmotoren', *MTZ*, **44**, 81-86, 1983.
46. Rackmil, C.I., Blumberg, P.N., Becker, D.A., Schuler, R.R. and Garvey, D.C., 'A Dynamic Model of a Locomotive Diesel Engine and Electrohydraulic Governor', *Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines & Power*, **110**, 405-414, 1988.
47. Rackmil, C.I. and Blumberg, P.N., 'Dynamic Simulation of a Turbocharged/Intercooled Diesel Engine with Rack-Actuated Electronic Fuel Control System', SAE paper No 890394, *SAE Transactions*, **98** (Section 3), 588-599, 1989.
48. Berglund, S., 'Comparison between Measured and Simulated Transients of a Turbocharged Diesel Engine', SAE paper No 942323, *SAE Transactions*, **103** (Section 3), 1989-1998, 1994.
49. Qiao, J., Dent, J.C. and Garner, C.P., 'Diesel Engine Modelling under Steady and Transient Conditions using a Transputer Based Concurrent Computer', SAE paper No 922226, *SAE Transactions*, **101** (Section 3), 1909-1930, 1992.
50. Bazari, Z., 'Diesel Exhaust Emissions Prediction under Transient Operating Conditions', SAE paper No 940666, *SAE Transactions*, **103** (Section 3), 1004-1019, 1994.
51. Bazari, Z., Smith, L.A., Banisoleiman, K. and French, B.A., 'An Engineering Building Block Approach to Engine Simulation with Special Reference to New Application Areas', Inst. Mech. Engrs, Conference on Computers in Reciprocating Engines and Gas Turbines, Paper C499/017, pp. 203-217, London, 1996.
52. Winterbone, D.E., Thiruarooran, C. and Wellstead, P.E., 'A Wholly Dynamic Model of a Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation', SAE paper No 770124, 1977.
53. Krutov, V.I., Automatic Control of Internal Combustion Engines, MIR, Moscow, 1987.
54. Hendricks, E., 'The Analysis of Mean Value Engine Models', SAE paper No 890563, *SAE Transactions*, **98** (Section 3), 972-985, 1989.
55. Hendricks, E., 'Mean Value Modelling of Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engines', SAE paper No 890564, *SAE Transactions*, **98** (Section 3), 986-998, 1989.
56. Kubota, Y., Hayashi, S., Kajitani, S. and Sawa, N., 'On the Frequency Response of Engine Speed in Internal Combustion Engines', SAE paper No 900615, *SAE Transactions*, **99** (Section 3), 1348-1358, 1990.
57. Jenzer, J. and Siegl, W., 'Stable Control of Modern Marine Propulsion Plant', Sulzer Brothers Ltd.
58. Gardner, T.P. and Henein, N.A., 'Diesel Starting: A Mathematical Model', SAE paper No 880426, *SAE Transactions*, **97** (Section 3), 6.728-6.740, 1988.
59. Sultan, M.C., Tang, D. and Chang, M., 'An Engine and Starting System Computer Simulation', SAE paper No 900779, *SAE Transactions*, **99** (Section 3), 1615-1623, 1990.
60. Patil, A.B. and Ranade, N.S., 'Computer Simulation of an I.C. Engine during Cranking by a Starter Motor', SAE paper No 930626, *SAE Transactions*, **102** (Section 3), 911-917, 1993.

61. Adams, T.G., 'Transient and Part Throttle Performance of Supercharged Engines', SAE paper No 905032, *SAE Transactions*, **99** (Section 3), 237-243, 1990.
62. Boam, D.J., Finlay, I.C. and Martins, J.J.G., 'A Model for Predicting Engine Torque Response during Rapid Throttle Transients in Port-Injected Spark-Ignition Engines', SAE paper No 890565, *SAE Transactions*, **98** (Section 3), 999-1010, 1989.
63. Baruah, P.C., 'A Simulation Model for Transient Operation of Spark-Ignition Engines', SAE paper No 900682, *SAE Transactions*, **99** (Section 3), 1505-1516, 1990.
64. Ma, J., Bowen, R., Allen, R. and Gu, H., 'Mathematical Simulation and Study of the Transient Performance of a Rotary Engine', SAE paper No 932455, *SAE Transactions*, **102** (Section 3), 2051-2061, 1993.
65. Keribar, R. and Morel, T., 'Thermal Shock Calculations in I.C. Engines', SAE paper No 870162, *SAE Transactions*, **96** (Section 3), 4130-4148, 1987.
66. Morel, T. and Keribar, R., 'Warmup Characteristics of a Spark Ignition Engine as a Function of Speed and Load', SAE paper No 900683, *SAE Transactions*, **99** (Section 3), 1517-1525, 1990.
67. Rakopoulos, C.D. and Mavropoulos, G.C., 'Study of the Steady and Transient Temperature Field and Heat Flow in the Combustion Chamber Components of a Medium Speed Diesel Engine using Finite Element Analyses', *Energy Res.*, **20**, 437-464, 1996.
68. Summerauer, I., Spinnler, F., Mayer, A. and Hafner, A., 'A Comparative Study of the Acceleration Performance of a Truck Diesel Engine with Exhaust-Gas Turbocharger and with Pressure-Wave Supercharger Complex', Inst. Mech. Engrs, Conference on Turbocharging and Turbochargers, Paper C70/78, pp. 197-209, London, 1978.
69. Murayama, T., Miyamoto, N., Tsuda, T., Suzuki, M. and Hasegawa, S., 'Combustion Behaviors under Accelerating Operation of an IDI Diesel Engine', SAE paper No 800966, 1980.
70. Schulmeister, R., 'Untersuchungen zur Verbesserung der Lastannahme Aufgeladener Dieselmotoren', *MTZ*, **41**, 225-232, 1980.
71. Hong, G., Collings, N. and Baker, N.J., 'Diesel Smoke Transient Control using a Real Time Smoke Sensor', SAE paper No 871629, *SAE Transactions*, **96** (Section 3), 5.588-5.593, 1987.
72. McClure, B.T., 'Characterization of the Transient Response of a Diesel Exhaust-Gas Measurement System', SAE paper No 881320, *SAE Transactions*, **97** (Section 3), 6.1680-6.1689, 1988.
73. Pilley, A.D., Noble, A.D., Beaumont, A.J., Needham, J.R. and Porter, B.C., 'Optimization of Heavy-Duty Diesel Engine Transient Emissions by Advanced Control of a Variable Geometry Turbine', SAE paper No 890395, *SAE Transactions*, **98** (Section 3), 600-611, 1989.
74. Arcoumanis, C., Megaritis, A. and Bazari, Z., 'Analysis of Transient Exhaust Emissions in a Turbocharged Vehicle Diesel Engine', Inst. Mech. Engrs, Conference on Turbocharging and Turbochargers, Paper C484/038, pp. 71-81, London, 1994.
75. Jiang, Q. and Van Gerpen, J.H., 'Prediction of Diesel Engine Particulate Emission during Transient Cycles', SAE paper No 920466, *SAE Transactions*, **101** (Section 3), 790-810, 1992.

12 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

12.1 - Σύνοψη Προσομοίωσης και Συμπεράσματα από τη Μελέτη της Μεταβατικής Λειτουργίας

1. Η μεταβατική λειτουργία αποτελεί μία σημαντικής σπουδαιότητας κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα (diesel), στους μεν βιομηχανικούς κινητήρες (πρόωση πλοίων, παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας κλπ) λόγω της αναγκαιότητας γρήγορης και αξιόπιστης ρύθμισης στροφών, στους δε κινητήρες οχημάτων λόγω της εξαιρετικά μεγάλης συχνότητας εμφάνισής της, εξαιτίας των συνεχώς μεταβαλλόμενων συνθηκών κυκλοφορίας στους δρόμους αλλά και (για υπερπληρωμένους κινητήρες που είναι, ούτως ή άλλως, η πλειοψηφία πλέον στο χώρο των μηχανών diesel) λόγω του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή που σχετίζεται άμεσα με τη ρύπανση της ατμόσφαιρας.
2. Επιπρόσθετα, η μεταβατική λειτουργία χαρακτηρίζεται, συχνά, από καταστάσεις λειτουργίας μακριά από τη βέλτιστη συμπεριφορά, με αναγκαιότητα προσομοίωσής της με σκοπό την τροποποίησή της και την κατάλληλη βελτίωση.
3. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας αναπτύχθηκε ένα θερμοδυναμικό-μαθηματικό μοντέλο προσομοίωσης των διεργασιών σε υπερπληρωμένο, αλλά και φυσικής αναπνοής, έμμεσης έγχυσης κινητήρα diesel καθώς και σε όλα τα υποσυστήματά του, το οποίο, σε αντίθεση με όλες τις προηγούμενες εργασίες στο χώρο, ξεφεύγει από τα πλαίσια μοντελοποίησης βάσει της μόνιμης κατάστασης. Αυτό το μοντέλο συμπεριλαμβάνει αρκετές από τις ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας με την τροποποίηση των διαφόρων υπομοντέλων μόνιμης κατάστασης, με τη χρήση νέων εξισώσεων (πχ. αναλυτικός υπολογισμός τριβών σε επίπεδο γωνίας στροφάλου), αλλά ακόμα και με την πρόταση νέων σχέσεων.
4. Μοντελοποιήθηκαν, συγκεκριμένα, εκτός από τις διεργασίες εντός του κυλίνδρου η λειτουργία του ρυθμιστή στροφών, της έγχυσης του καυσίμου, της υπερπλήρωσης, της πέδης και της δυναμικής αλληλεπίδρασης των διαφόρων υποσυστημάτων. Για πρώτη φορά, συνδυάστηκε αναλυτική μαθηματική-φυσική αντιμετώπιση του ρυθμιστή στροφών με μοντέλο μεταβατικής λειτουργίας, ενώ και η έγχυση του καυσίμου ξέφυγε από τα πλαίσια της

αντιμετώπισης βάσει καμπύλων σε μόνιμη κατάσταση κάνοντας χρήση ειδικού μοντέλου τροποποιημένου μάλιστα, κατάλληλα, για μεταβατική λειτουργία.

5. Η αντιμετώπιση του πολυκύλινδρου κινητήρα γίνεται με ξεχωριστή ανάλυση των διεργασιών εντός κάθε μεμονωμένου κυλίνδρου, γεγονός που, εκτός από τα προφανή πλεονεκτήματα σε επίπεδο μοντελοποίησης της μεταβατικής λειτουργίας, μπορεί να συνεισφέρει και σε επίπεδο μόνιμης όταν έχουμε την (όχι ιδιαίτερα σπάνια) περίπτωση της, για κάποιο λόγο, διαφοροποίησης στη λειτουργία κάποιου κυλίνδρου (πχ. λόγω βλάβης) σε σχέση με τους υπόλοιπους.

6. Πραγματοποιήθηκε μία εκτεταμένη παραμετρική ανάλυση επίδρασης θερμοδυναμικών, δυναμικών και παραμέτρων ρυθμιστή στη μεταβατική κατάσταση, από την οποία έγινε εμφανής η επίδραση του τύπου της αντίστασης, της ροπής αδράνειας του συστήματος, της έντασης και της διάρκειας μεταβολής του επιβαλλόμενου φορτίου, της φθοράς στο σύστημα έγχυσης ενός κυλίνδρου σε πολυκύλινδρο κινητήρα, των προσαυξήσεων τριβών και της χειροτέρευσης της καύσης, της θερμοκρασίας του τοιχώματος του κυλίνδρου, των συντελεστών ενίσχυσης και της σταθεράς του ελατηρίου και του συντελεστή τριβών του σερβομηχανισμού, καθώς και των τεχνικών χαρακτηριστικών του αισθητήριου στοιχείου του ρυθμιστή στη μεταβατική απόκριση. Ειδικότερα, για υπερπληρωμένο κινητήρα μελετήθηκε η επίδραση τόσο του όγκου της πολλαπλής εξαγωγής (ουσιαστικά σύγκριση ανάμεσα σε σύστημα υπερπλήρωσης με παλμούς πίεσης και με σταθερή πίεση) όσο και η επίδραση της ροπής αδράνειας του ρότορα του υπερπληρωτή. Από την άλλη πλευρά φάνηκε ότι ο βαθμός συμπίεσης, η στατική προπορεία έγχυσης, η αδιαβατικότητα των τοιχωμάτων, η πυκνότητα του χρησιμοποιούμενου λαδιού στο υδραυλικό κύκλωμα του σερβομηχανισμού καθώς και η πίεση λειτουργίας του αλλά και η επιφάνεια του σερβοεμβόλου, δεν επηρεάζουν ιδιαίτερα τη μεταβατική απόκριση. Δόθηκαν, επίσης, διαγράμματα για κάθε εξεταζόμενη παράμετρο, τα οποία ποσοτικοποιούν την επίδρασή της σε ανηγμένη πτώση στροφών και χρόνο ισοροπίας κινητήρα, έτσι ώστε να μπορούν για δεδομένο κινητήρα να επιλεγούν τα κατάλληλα όρια κύμανσης κάθε παραμέτρου για ικανοποιητική μεταβατική απόκριση.

7. Η ανάλυση βάσει του IIου Θερμοδυναμικού Νόμου κάλυψε όλα τα υποσυστήματα υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, ποσοτικοποιώντας τις μη-αντιστρεψιμότητες κάθε συσκευής και διεργασίας αλλά και μελετώντας την επίδραση της ταχύτητας περιστροφής, του φορτίου και του βαθμού συμπίεσης σε κάθε όρο. Εδώ φάνηκε η βαρύτητα του όρου των μη-αντιστρεψιμοτήτων στην πολλαπλή εξαγωγής, η εξεργειακά όχι ικανοποιητική συναλλαγή στο ενδιάμεσο ψυγείο αέρα, οι περισσότερες μη-αντιστρεψιμότητες συμπιεστή έναντι

στροβίλου, καθώς και οι αντίστοιχες, σχεδόν μηδενικές, της εισαγωγής αέρα στους κύλινδρους. Ακόμα, παρουσιάστηκαν οι παράγοντες που επιδρούν ουσιαστικά στις μη-αντιστρεψιμότητες καύσης και στις συνολικές, καθώς επίσης και στους εξεργειακούς όρους απωλειών θερμότητας, εισαγωγής αέρα και εξαγωγής καυσαερίων. Η αντίστοιχη ανάλυση σε μεταβατική κατάσταση κάλυψε τόσο μεταβολές φορτίου όσο και στροφών επεκτείνοντας τα συμπεράσματα της μόνιμης κατάστασης.

8. Η πειραματική διερεύνηση πραγματοποιήθηκε σε εξακύλινδρο, έμμεσης έγχυσης, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel καλύπτοντας, καταρχήν, τη μόνιμη λειτουργία και, στη συνέχεια, όλες τις βασικές περιπτώσεις μεταβατικής, στο βαθμό που επέτρεψε ο εξοπλισμός του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π, με μέτρηση των περισσότερων, απαραίτητων, μεγεθών για την κατανόηση της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρα και υπερπληρωτή.

9. Η μεταβατική απόκριση, όπως φάνηκε από την πειραματική διερεύνηση, ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel είναι συνάρτηση πολλών παραγόντων, με κυρίαρχους την ολική ροπή-αδράνειας του συστήματος, τον τύπο του συνδεδεμένου φορτίου (γεννήτρια, πέδη, έλικα κλπ) και το ρυθμό επιβολής του, αλλά και τον τύπο του υπερπληρωτή (εκφρασμένο κυρίως μέσω της ροπής αδράνειάς του) και το αυστηρό της ρύθμισης στροφών από το ρυθμιστή.

10. Το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή ήταν, για τη δεδομένη πειραματική εγκατάσταση, πολύ έντονο μόνο σε περιπτώσεις αύξησης στροφών, λόγω της μεγάλης ροπής αδράνειας του δυναμικού συστήματος που οδηγούσε σε αργή απόκριση στις μεταβολές φορτίου.

11. Προτάθηκε ένας σύντομος αλγόριθμος απευθείας εύρεσης του τελικού σημείου λειτουργίας κινητήρα (αλλά και υπερπληρωτή) μετά από μεταβολή φορτίου, ο οποίος απαιτεί μόνον πειραματική μελέτη σε μόνιμη κατάσταση και αντιστοίχιση όλων των ενδιαφερόντων μεγεθών (παροχή καυσίμου, μέση πραγματική πίεση, ειδική κατανάλωση καυσίμου, σημείο λειτουργίας υπερπληρωτή, θερμοκρασίες καυσαερίων) με την ταχύτητα περιστροφής και τη θέση του κανόνα αντλίας πετρελαίου.

12. Οι ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας επιβεβαιώθηκαν εντυπωσιακά, με την εξέταση (θεωρητικής) περίπτωσης λειτουργίας όπου ένας κύλινδρος, σε τετρακύλινδρο κινητήρα, χαρακτηρίζεται από καθυστερημένη έγχυση καυσίμου, γεγονός το οποίο κάτω από ορισμένες συνθήκες, όπως φάνηκε, μπορεί να οδηγήσει ακόμα και σε σβήσιμο της μηχανής μετά από μία επιβολή πλήρους φορτίου.

12.2 - Μελλοντικές Δυνατότητες Επέκτασης Μοντέλου H/Y

1. Τη βασική επέκταση του παρόντος κώδικα H/Y προσομοίωσης μεταβατικής λειτουργίας κινητήρα diesel αποτελεί η τροποποίηση του μονοζωνικού-θερμοδυναμικού μοντέλου σε πολυζωνικό, με απώτερο σκοπό τη μελέτη εκπομπών ρύπων σε μεταβατική κατάσταση. Η επέκταση αυτή (πολύ σημαντική αν λάβει κανείς υπόψιν ότι τα τελευταία χρόνια έχει διεθνώς αναγνωριστεί η μεγίστης σημασίας συνεισφορά της μεταβατικής λειτουργίας στο συνολικά εκπεμπόμενο ποσό ρύπων από κινητήρες diesel και otto) πρέπει να συνοδευτεί και από την ανάπτυξη αξιόπιστων μεθόδων μέτρησης των ρύπων στη μεταβατική λειτουργία, ώστε να έχει νόημα μία απευθείας σύγκριση μοντέλου με πείραμα, απαιτώντας βέβαια και χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή πολύ υψηλής ταχύτητας.
2. Σε επίπεδο μεμονωμένων υποσυστημάτων θα μπορούσε να επεκταθεί το μοντέλο έγχυσης ώστε να γίνει εξολοκλήρου μεταβατικό. Το γεγονός αυτό σκοντάφτει στο μεγάλο χρόνο εκτέλεσης του κώδικα που θα προστεθεί, σε συνδυασμό με την υποψία όχι εντυπωσιακών διαφοροποιήσεων-βελτιώσεων σε επίπεδο πρόβλεψης.
3. Ένα αναλυτικό μαθηματικό μοντέλο υπερπληρωτή (το οποίο, πάντως, εμπίπτει στο γνωστικό αντικείμενο των θερμικών στροβιλομηχανών) όπως και υδραυλικής πέδης (το οποίο εμπίπτει περισσότερο στο γνωστικό αντικείμενο της μηχανικής των ρευστών - εκτός αν υπάρξει μία ηλεκτρονικά ελεγχόμενη πέδη και άρα δεν απαιτείται ιδιαίτερη προσομοίωση) σίγουρα θα προσέφεραν πολλά, αφού η τωρινή αντιμετώπιση των, πολύ σημαντικών αυτών, συσκευών γίνεται, ουσιαστικά, στη βάση της μόνιμης λειτουργίας.
4. Η θεώρηση-προσομοίωση οδηγητικών κύκλων πόλης (driving transient cycles) απαιτεί πλήρη διαφοροποίηση του τρόπου προσομοίωσης, δεδομένου ότι εδώ πλέον μιλάμε για πραγματικούς χρόνους λειτουργίας του κινητήρα της τάξης μερικών έως και είκοσι (FTP cycles) λεπτών, δηλαδή τεράστιους χρόνους υπολογισμού, αν διατηρηθεί η θεώρηση διεργασιών ανά γωνία στροφάλου, εκτός αν χρησιμοποιηθεί H/Y τεραστίων δυνατοτήτων. Χαρακτηριστικά αναφέρεται ότι με την παρούσα θεώρηση (μονοζωνικό μοντέλο αλλά και πολυκύλινδρος κινητήρας) θα χρειαζόταν 110 ώρες ή 4.5 μέρες για την επίλυση ενός πλήρους εικοσάλεπτου κύκλου γύρω από τις 1200 rpm για τη μηχανή MWM TbRHS 518S σε H/Y Pentium/133MHz. Ο παραπάνω χρόνος, βέβαια, μειώνεται στις 20 ώρες αν παραληφθεί η ξεχωριστή, ανά κύλινδρο, επίλυση των εξισώσεων, εκτινάσσεται, όμως, στις 150 (περίπου) ώρες ή πάνω από 6 (!) μέρες αν χρησιμοποιηθεί πολυζωνικό μοντέλο αφού πρέπει να υπολογιστούν και οι ρύποι. Επιπλέον, σημαντική δυσκολία συνιστά και η αναγκαιότητα

ύπαρξης μίας ηλεκτρονικά ελεγχόμενης πέδης οχημάτων για την αναπαραγωγή του εκάστοτε επιθυμητού κύκλου.

5. Η αναλυτική θεώρηση του ρυθμιστή, που έγινε στις παραγράφους 3.5 και 3.6, σε συνδυασμό με την αντίστοιχη παραμετρική μελέτη της παραγράφου 11.3, θα μπορούσε να επεκταθεί σε επίπεδο, πλέον, σχεδίασης ρυθμιστή με γνώμονα τη βέλτιστη μεταβατική συμπεριφορά δεδομένης εφαρμογής κινητήρα.

6. Η μελέτη εκκίνησης (starting) κινητήρων diesel (συνήθως οχημάτων ή, πάντως, τέτοιων μηχανών που να είναι εφοδιασμένες με μπαταρία και εκκινήτη) φαίνεται να έχει, μάλλον, καλυφθεί σε επίπεδο προσομοίωσης, άρα δεν αποτελεί ιδιαίτερα πρόσφορο πεδίο μελέτης για το μέλλον.

7. Η μοντελοποίηση της μεταβατικής λειτουργίας 2-Χ κινητήρων diesel θα απαιτήσει τροποποίηση μόνο στο θερμοδυναμικό μοντέλο των διεργασιών εντός του κυλίνδρου, και μάλιστα, κυρίως, στη φάση της εναλλαγής των αερίων (συνυπολογισμός του φαινομένου της απόπλυσης).

8. Η μοντελοποίηση μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων otto, σε σύγκριση με την αντίστοιχη κινητήρων diesel, θα απαιτήσει:

α) Θερμοδυναμικό (συνηθέστερα διζωνικό) μοντέλο διεργασιών εντός του κυλίνδρου. Οι σχέσεις απωλειών θερμότητας, εναλλαγής αερίων, κίνησης βαλβίδων, διαρροών, τύρβης, τριβών (συν ενδεχόμενες επεκτάσεις λόγω μεταβατικής λειτουργίας) θα τροποποιηθούν ελαφρά έως καθόλου. Σημαντική διαφοροποίηση θα έχουμε, ουσιαστικά, μόνο στην καύση,

β) Η μοντελοποίηση πολυκύλινδρου κινητήρα, υπερπληρωτή και πέδης παραμένει η ίδια,

γ) Δεν απαιτείται (αφού δεν υφίσταται άλλωστε) προσομοίωση του ρυθμιστή, θα ήταν, όμως, ιδιαίτερα ενδιαφέρουσα η περίπτωση εξέτασης της φάσης αλλαγής ταχυτήτων, και

δ) Πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη σημασία στην κατάλληλη μοντελοποίηση της μεταβατικής λειτουργίας του εξαεριωτή (καρμπυρατέρ) ή του συστήματος έγχυσης (για πιο σύγχρονους κινητήρες), στοιχείο που, μαζί με την μοντελοποίηση της έναυσης και καύσης, αποτελεί και την, ουσιαστικά, επιπλέον δουλειά για την τροποποίηση του υπάρχοντος μοντέλου ώστε να καλύπτει εκτός από τους κινητήρες diesel και τους otto.

ΕΛΛΗΝΙΚΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Ανδρεαδάκης, Σ., Ανάλυση των Επιδόσεων Υπερπληρωμένου Κινητήρα Diesel Με Ζεύγος Στροβίλου-Συμπιεστή, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα., 1979.
2. Ανδριτσάκης, Ε.Χ., Μελέτη της Εναλλαγής των Αερίων εις τας Εμβολοφόρους Μ.Ε.Κ., Διδακτορική Διατριβή υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1993.
3. Γιακουμής, Ε.Γ., Εξεργειακή και Οικονομική Ανάλυση Συστημάτων Συμπαραγωγής Ηλεκτρισμού Θερμότητας - Εφαρμογή σε Σύστημα Συμπαραγωγής με 2-Χ Κινητήρες Diesel, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1992, βραβευθείσα στο Τ.Ε.Ε. στις 21/12/1992.
4. Δημόπουλος, Ν.Π., Μηχαναί Εσωτερικής Καύσεως: Ειδικά Θέματα Εμβολοφόρων Μηχανών, Παραδόσεις στο Ε.Μ.Π., Επεξεργασία-Επιμέλεια, Κ.Δ. Ρακόπουλου, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1981.
5. Θεοτοκάτος, Γ.Π., Μοντελοποίηση Λειτουργίας Υπερπληρωμένου Κινητήρα Diesel - Συστήματα Υπερπλήρωσης, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1994.
6. Θεοχάρης, Γ., Μελέτη της Εγκαταστάσεως εν Ε.Μ.Π. Κινητήρος MWM TbRHS 518S, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1974.
7. Κυρίσης, Δ.Κ., Εξεργειακή Ανάλυση Μονοκύλινδρου Τετράχρονου Κινητήρα Diesel Φυσικής Αναπνοής, Αμεσου Εγχύσεως Lister LV1, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1992.
8. Μπακόπουλος, Α. και Χρυσοβέργης, Ι., Εισαγωγή στην Αριθμητική Ανάλυση, Αθήνα, 1985.
9. Νιαουνάκης, Ν., Εγκατάσταση των Αναγκαίων Μετρητικών Οργάνων και Συσκευών για την Εκτέλεση των Δοκιμών Παραλαβής στον Κινητήρα MWM TbRHS 518S, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1976.
10. Ρακόπουλος, Κ.Δ., Εμβολοφόρες Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως: Ροή Δυνάμεων-Ζυγοστάθμιση-Ταλαντώσεις, Πλαίσιο, Αθήνα, 1986.
11. Ρακόπουλος, Κ.Δ., Αρχές Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσεως: Εισαγωγή-Λειτουργία-Θερμοδυναμική, Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 1988.
12. Ρακόπουλος, Κ.Δ., Εργαστηριακές Δοκιμές και Μετρήσεις Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 1994.
13. Ρακόπουλος, Κ.Δ. και Χουντάλας, Δ.Θ., Καύση - Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1996.
14. Ρακόπουλος, Κ.Δ., Αθανασιάδης, Ν. και Ανδρεαδάκης, Σ., 'Εξομοίωση με τη Βοήθεια Η/Υ του Κύκλου Στροβίλο-Υπερπληρωμένων Κινητήρων Diesel', *Τεχνικά Χρονικά*, 2, 207-234, Τ.Ε.Ε., Αθήνα, 1982.
15. Χουντάλας, Δ.Θ., Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα Diesel με Εμμεση Εγχυση, Διδακτορική Διατριβή υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1989.
16. Χριστογιάννης, Σ., Μελέτη Ρυθμιστών Μηχανών Εσωτερικής Καύσεως, Διπλωματική Εργασία υποβληθείσα στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1974.

ΞΕΝΟΓΛΩΣΣΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Advantech Corp, PCL-818HD High Performance DAS Card with Programmable Gain, Taiwan, 1992.
2. Alkidas, A.C., 'The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine', *Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines & Power*, 110, 462-469, 1988.
3. Annand, W.J.D., 'Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 177, 973-990, 1963.
4. Arcoumanis, C., Megaritis, A. and Bazari, Z., 'Analysis of Transient Exhaust Emissions in a Turbocharged Vehicle Diesel Engine', Inst. Mech. Engrs, Conference on Turbocharging and Turbochargers, Paper C484/038, pp. 71-81, London, 1994.
5. Baruah, P.C., 'A Simulation Model for Transient Operation of Spark-Ignition Engines', SAE paper No 900682, *SAE Transactions*, 99 (Section 3), 1505-1516, 1990.
6. Bazari, Z., 'A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation', SAE paper No 920462, *SAE Transactions*, 101 (Section 3), 747-770, 1992.
7. Bazari, Z., 'Diesel Exhaust Emissions Prediction under Transient Operating Conditions', SAE paper No 940666, *SAE Transactions*, 103 (Section 3), 1004-1019, 1994.
8. Bazari, Z., Smith, L.A., Banisoleiman, K. and French, B.A., 'An Engineering Building Block Approach to Engine Simulation with Special Reference to New Application Areas', Inst. Mech. Engrs, Conference on Computers in Reciprocating Engines and Gas Turbines, Paper C499/017, pp. 203-217, London, 1996.
9. Bejan, A., Advanced Engineering Thermodynamics, John Wiley and Sons, New York, 1988.
10. Benson, R.S. and Whitehouse, N.D., Internal Combustion Engines, Pergamon Press, Oxford, 1979.
11. Benson, R.S., Winterbone, D.E. and Shamsi, S.S., 'A Real-Time Analogue Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine', ASME paper, 76-WA/DGP-1, 1976.
12. Benson, R.S., Ledger, J.D., Whitehouse, N.D. and Walmsley, S., 'Comparison of Experimental and Simulated Transient Responses of a Turbocharged Diesel Engine', SAE paper No 730666, *SAE Transactions*, 82 (Section 3), 2424-2447, 1973.
13. Blair, J.R., 'Governing: An Examination of a Torque Feedforward Loop', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 186, 603-611, 1972.
14. R.Bosch GmbH, Diesel Fuel Injection, Society of Automotive Engineers, 1994.
15. Boy, P., 'Untersuchung Einzelner Einflüsse auf das Instationaere Betriebsverhalten Mittelschnellaufender Schiffsdieselmotoren, Teil 1: Berechnungsverfahren', *MTZ*, 41, 343-348, 1980.
16. Boy, P., 'Untersuchung Einzelner Einflüsse auf das Instationaere Betriebsverhalten Mittelschnellaufender Schiffsdieselmotoren, Teil 2: Einfluss Einzelner Groessen auf das Instationaere Betriebsverhalten', *MTZ*, 41, 491-496, 1980.
17. Bozza, F., Nocera, R., Senatore, A. and Tuccilo, R., 'Second Law Analysis of Turbocharged Engine Operation', SAE paper No 910418, *SAE Transactions*, 100 (Section 3), 547-560, 1991.
18. Chen, S.K. and Flynn, P., 'Development of a Compression Ignition Research Engine', SAE paper No 650733, 1965.

19. Ciulli, E., 'A Review of Internal Combustion Engine Losses, Pt. 2: Studies for Global Evaluations', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 207 (Part D), 229-240, 1993.
20. Dimitrof, Προσωπική Επικοινωνία με το Συγγραφέα από την Carl Schenck AG, Darmstadt, 1995.
21. Ferguson, C.R., Internal Combustion Engines, John Wiley and Sons, New York, 1986.
22. Flynn, P.F., Hoag, K.L., Kamel, M.M. and Primus, R.J., 'A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis', SAE paper No 840032, 1984.
23. Gardner, T.P. and Henein, N.A., 'Diesel Starting: A Mathematical Model', SAE paper No 880426, *SAE Transactions*, 97 (Section 3), 6.728-6.740, 1988.
24. Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
25. Hiroyasu, H., Kadota, T. and Arai, M., 'Development and Use of a Spray Combustion Modelling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions', *Bulletin JSME*, 26, 569-583, 1983.
26. Hodgson, P.G. and Raine, J.K., 'Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer, Pt. 2: Steady State and Dynamic Open-Loop Performance', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 206, 49-56, 1992.
27. Hodgson, P.G. and Raine, J.K., 'Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer, Pt. 3: Closed-Loop Performance', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 206, 327-336, 1992.
28. Hoepke, E., 'Abgasturbolader fuer Dieselmotoren', *Maschinenmarkt*, Vogel-Verlag, 90, 1970.
29. Horlock, J.H. and Winterbone, D.E. (eds), The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Vol.II, Clarendon Press, Oxford, 1986.
30. Jenzer, J. and Siegl, W., 'Stable Control of Modern Marine Propulsion Plant', Sulzer Brothers Ltd.
31. Jiang, Q. and Van Gerpen, J.H., 'Prediction of Diesel Engine Particulate Emission during Transient Cycles', SAE paper No 920466, *SAE Transactions*, 101 (Section 3), 790-810, 1992.
32. Kampa, Προσωπική Επικοινωνία με το Συγγραφέα, από την Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1995.
33. Kastner, L.J., Williams, T.J. and White, J.B., 'Poppet Inlet Valve Characteristics and their Influence on the Induction Process', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 178 (Part 1), 955-975, 1963-64.
34. Kistler Instrumente AG, Kalibrierblaette fuer Drucksensoren 7013A1 und 7613A, Winterthur, Schweiz, 1992.
35. Kolb, W., 'Die Wichtigsten Grundlagen der Abgasturboaufladung', *MTZ*, 23, 81-88, 1962.
36. Kolb, W., 'KKK Turbolader der Baureihe 4B', *MTZ*, 26, 241-242, 1965.
37. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Thermodynamic Analysis of a Divided Combustion Chamber Diesel Engine', *VDI Forschung Ing.-Wesens*, 54, 73-81, 1988.
38. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Thermodynamic Analysis of Indirect Injection Diesel Engines by Two-Zone Modelling of Combustion', *Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines & Power*, 112, 138-149, 1990.
39. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., 'Experimental and Computational Determination of Heat Release Rates of an IDI Diesel Engine', *Proc. Int. Congress, 'Autotech 91'*, Inst. Mech. Engrs, Birmingham, U.K., Nov. 12-15, Paper No C427/28/123, pp. 9-15, 1991.

40. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T. and Kotsiopoulos, P.N., 'A Simulation Technique for the Fuel Injection System of Diesel Engines', ASME-WA Meeting, Atlanta, GA, *Proc. AES*, Vol. 24, pp. 91-102, 1991.
41. Krutov, V.I., Automatic Control of Internal Combustion Engines, MIR, Moscow, 1987.
42. Ledger, J.D. and Walmsley, S., 'Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating under Transient Load Conditions', SAE paper No 710177, 1971.
43. Ledger, J.D., Benson, R.S. and Furukawa, H. 'Improvement in Transient Performance of a Turbocharged Diesel Engine by Air Injection into the Compressor', SAE paper No 730665, *SAE Transactions*, 82 (Section 3), 2412-2423, 1973.
44. Li, J., Zhou, L., Pan, K., Jiang, D. and Chae, J., 'Evaluation of the Thermodynamic Process of Indirect Injection Diesel Engines by the First and Second Law', SAE paper No 952055, *SAE Transactions*, 104 (Section 3), 1929-1939, 1995.
45. Lilly, L.R.C., Diesel Engine Reference Book, Butterworth, London, 1984.
46. Lipkea, W.H. and DeJoode, A.D., 'A Comparison of the Performance of Two Direct Injection Diesel Engines from a Second Law Perspective', SAE paper No 890824, *SAE Transactions*, 98 (Section 3), 1423-1440, 1989.
47. Lucas Control Systems Products, Schaevitz Linear/Rotary Position Sensors.
48. Marzouk, M. and Watson, N., 'Some Problems in Diesel Engine Research with Special Reference to Computer Control and Data Acquisition', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 190, 137-151, 1976.
49. Marzouk, M. and Watson, N., 'Load Acceptance of Turbocharged Diesel Engines', Inst. Mech. Engrs, Conference on Turbocharging and Turbochargers, Paper C54/78, pp. 45-57, London, 1978.
50. Mayer, Προσωπική Επικοινωνία με το Συγγραφέα από την Kuehnle, Kopp & Kausch AG, Frankenthal, Pfalz, 1995.
51. McKinley, T.L. and Primus, R.J., 'An Assessment of Turbocharging Systems for Diesel Engines from First and Second Law Perspectives', SAE paper No 880598, *SAE Transactions*, 97 (Section 3), 6.1061-6.1071, 1988.
52. Meriam, J. L., Δυναμική, Πλαίσιο, Αθήνα, 1986.
53. Metrabyte Corp., Metrabyte DASH-16/16F, High Speed Data Acquisition Card, 1986.
54. Metrabyte Corp., Streamer Manual, 1987.
55. Millington, B.W. and Hartles, E.R., 'Frictional Losses in Diesel Engines', SAE paper No 680590, 1968.
56. Moran, M.J., Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use, Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1982.
57. Morel, T. and Keribar, R., 'Warm-up Characteristics of a Spark Ignition Engine as a Function of Speed and Load', SAE paper No 900683, *SAE Transactions*, 99 (Section 3), 1517-1525, 1990.
58. Motoren-Werke Mannheim, List Of Spare Parts For The (T)(b)RHS 518 S/A and the (T)RHS 618 S/A Engines, MWM AG., 1970.
59. Motoren-Werke Mannheim, Description and Service Instructions for the RHS 518/618 V-A, TRHS 518/618 V-A and TbRHS 518 S and A Engines, MWM AG, 1971.
60. Motoren-Werke Mannheim, Πρωτόκολλα Μετρήσεων Παραλαβής Μηχανής MWM TbRHS 518S, Μόναχο, 1973.
61. Murayama, T., Miyamoto, N., Tsuda, T., Suzuki, M. and Hasegawa, S., 'Combustion Behaviors under Accelerating Operation of an IDI Diesel Engine', SAE paper No 800966, 1980.

62. Προσωπική Επικοινωνία του Καθηγητή Ν. Δημόπουλου με την MWM AG, 1973.
63. Oldenburger, R., 'Hydraulic Speed Governor with Major Governor Problems Solved', *Trans. ASME, J. of Basic Engng*, 1-16, 1965.
64. Omega Eng. Ltd, The Temperature Measurement Handbook, Vol. 29, Stanford, 1995.
65. Patil, A.B. and Ranade, N.S., 'Computer Simulation of an I.C. Engine during Cranking by a Starter Motor', SAE paper No 930626, *SAE Transactions*, 102 (Section 3), 911-917, 1993.
66. Patterson, D., 'Engine Torque and Balance Characteristics', SAE paper No 821575, *SAE Transactions*, 91 (Section 3), 51-57, 1982.
67. Pilley, A.D., Noble, A.D., Beaumont, A.J., Needham, J.R. and Porter, B.C., 'Optimization of Heavy-Duty Diesel Engine Transient Emissions by Advanced Control of a Variable Geometry Turbine', SAE paper No 890395, *SAE Transactions*, 98 (Section 3), 600-611, 1989.
68. Primus, R.J., 'A Second Law Approach to Exhaust System Optimization', SAE paper No 840033, *SAE Transactions*, 93 (Section 3), 1212-1224, 1984.
69. Primus, R.J. and Flynn, P.F., The Assessment of Losses in Diesel Engines using Second Law Analysis, ASME WA-Meeting, Anaheim, CA, *Proc. AES*, pp. 61-68, 1986.
70. Qiao, J., Dent, J.C. and Garner, C.P., 'Diesel Engine Modelling under Steady and Transient Conditions using a Transputer Based Concurrent Computer', SAE paper No 922226, *SAE Transactions*, 101 (Section 3), 1909-1930, 1992.
71. Rackmil, C.I. and Blumberg, P.N., 'Dynamic Simulation of a Turbocharged/Intercooled Diesel Engine with Rack-Actuated Electronic Fuel Control System', SAE paper No 890394, *SAE Transactions*, 98 (Section 3), 588-599, 1989.
72. Rackmil, C.I., Blumberg, P.N., Becker, D.A., Schuler, R.R. and Garvey, D.C., 'A Dynamic Model of a Locomotive Diesel Engine and Electrohydraulic Governor', *Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines & Power*, 110, 405-414, 1988.
73. Raine, J.K. and Hodgson, P.G., 'Computer Simulation of a Variable Fill Hydraulic Dynamometer, Pt. 1: Torque Absorption Theory and the Influence of Working Compartment Geometry on Performance', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 205, 155-163, 1991.
74. Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 'Speed and Load Effects on the Availability Balances and Irreversibilities Production in a Multi-Cylinder Turbocharged Diesel Engine', *Applied Thermal Engng*, 17, No. 3, 299-314, 1997.
75. Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 'Development of Cumulative and Availability Rate Balances in a Multi-Cylinder Turbocharged IDI Diesel Engine', *Energy Convers. Mgmt*, 38, No. 4, 347-369, 1997.
76. Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 'Simulation and Analysis of a Naturally Aspirated, Indirect Injection Diesel Engine under Transient Conditions Comprising the Effect of Various Dynamic and Thermodynamic Parameters', *Energy Convers. Mgmt*, 39, No 5/6, 465-484, 1998.
77. Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., Simulation and Exergy Analysis of Transient Diesel-Engine Operation, *Energy-The Intern. J.*, 22, No. 9, 875-886, 1997.
78. Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., A Computer Program for Simulating the Steady State and Transient Behaviour of Direct-Acting Engine Governors, *Advances in Engineering Software*, 30, No. 4, 281-289, 1999.

79. Rakopoulos, C.D., Andritsakis, E.C. and Kyritsis, D.K., 'Availability Accumulation and Destruction in a DI Diesel Engine with Special Reference to the Limited Cooled Case', *Heat Recovery Systems & CHP*, 13, 261-276, 1993.
80. Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G. and Hountalas, D.T., 'The Effect of Governor Technical Characteristics and Type on the Transient Performance of a Naturally Aspirated IDI Diesel Engine' SAE paper No 970633, 1997. Presented at the 1997 SAE International Congress and Exposition, Detroit, MI, Feb. 24-27/1997.
81. Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G. and Hountalas, D.T., Experimental and Simulation Analysis of the Transient Operation of a Turbocharged, Multi-Cylinder IDI Diesel Engine, *Energy Res.*, 22, No. 4, 317-331, 1998.
82. Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C. and Giakoumis, E.G., 'An Integrated Transient Analysis Simulation Model Applied in Thermal Loading Calculations of an Air-Cooled Diesel Engine under Variable Speed and Load Conditions', SAE paper No 970634, 1997. Presented at the 1997 SAE International Congress and Exposition, Detroit, MI, Feb. 24-27/1997.
83. Ramos, J.I., *Internal Combustion Engine Modeling*, Hemisphere, New York, 1989.
84. Rezek, S.F. and Henein, N.A., 'A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and its Components in Internal Combustion Engines', SAE paper No 840179, 1984.
85. C. Schenck Maschinenfabrik GmbH, Εγχειρίδια Υδραυλικών Δυναμόμετρων της Σειράς U1, 1955.
86. Schulmeister, R., 'Untersuchungen zur Verbesserung der Lastannahme Aufgeladener Dieselmotoren', *MTZ*, 41, 225-232, 1980.
87. Shapiro, H.N. and Van Gerpen, J.H., Two Zone Combustion Models for Second Law Analysis of Internal Combustion Engines, SAE paper, No 890823, *SAE Transactions*, 98 (Section 3), 1408-1422, 1989.
88. Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines, MacMillan, London, 1992.
89. Summerauer, I., Spinnler, F., Mayer, A. and Hafner, A., 'A Comparative Study of the Acceleration Performance of a Truck Diesel Engine with Exhaust-Gas Turbocharger and with Pressure-Wave Supercharger Compres', *Inst. Mech. Engrs, Conference on Turbocharging and Turbochargers*, Paper C70/78, pp. 197-209, London, 1978.
90. Taylor, C.F., The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, Vol. 2, MIT Press, Cambridge, MA, 1985.
91. Tuccillo, R., Arnone, L., Bozza, F., Nocera, R. and Senatore, A., 'Experimental Correlations for Heat Release and Mechanical Losses in Turbocharged Diesel Engines', SAE paper No 932459, *SAE Transactions*, 102 (Section 3), 2073-2086, 1993.
92. Van Gerpen, J.H. and Shapiro, H.N., 'Second-Law Analysis of Diesel Engine Combustion', *Trans. ASME, J. Engng Gas Turbines & Power*, 112, 129-137, 1990.
93. Velasquez, J.A. and Milanez, L.F., Analysis of the Irreversibilities in Diesel Engines, SAE paper, No 940673, *SAE Transactions*, 103 (Section 3), 1060-1068, 1994.
94. Wallace, F.J. and Cave, P.R., 'Matching of High Output Diesel Engines with Associated Turbomachinery', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 187, 535-546, 1973.
95. Wark, K., Thermodynamics, McGraw-Hill, New York, 1977.
96. Watson, N., 'Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engines', SAE paper No 810338, 1981.
97. Watson, N. and Janota, M.S., Turbocharging the Internal Combustion Engine, MacMillan, London, 1982.

98. Watson, N. and Marzouk, M., 'A Non-Linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engines under Transient Conditions', SAE paper No 770123, 1977.
99. Webb, C.R. and Janota, M.S., 'Governors with Load Sensing', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 184 (Part 1), 161-179, 1969-70.
100. Welbourne, D.B., Roberts, D.K. and Fuller, R.A., 'Governing of Compression Ignition Oil Engines', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 173, 575-591, 1959.
101. Whitehouse, N.D. and Way, R.G.B., 'Rate of Heat Release in Diesel Engines and its Correlation with Fuel Injection Data', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 184 (Part 3J), 17-27, 1969-70.
102. Winterbone, D.E., 'Transient Performance', in Horlock, J.H. and Winterbone, D.E. (eds), The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Vol.II, Clarendon Press, Oxford, 1986.
103. Winterbone, D.E. and Loo, W.Y., 'A Dynamic Simulation of a Two-Stroke Turbocharged Diesel Engine', SAE paper No 810337, 1981.
104. Winterbone, D.E. and Tennant, D.W.H., 'The Variation of Friction and Combustion Rates during Diesel Engine Transients', SAE paper No 810339, 1981.
105. Winterbone, D.E., Thiruarooran, C. and Wellstead, P.E., 'A Wholly Dynamic Model of a Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation', SAE paper No 770124, 1977.
106. Winterbone, D.E., Benson, R.S., Closs, G.D. and Mortimer, A.G., 'A Comparison Between Experimental and Analytical Transient Test Results for a Turbocharged Diesel Engine', *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 190, 267-276, 1976.
107. Winterbone, D.E., Benson, R.S., Mortimer, A.G., Kenyon, P. and Stotter, A., 'Transient Response of Turbocharged Diesel Engines: Pt. 1 - A Comparison of Two Methods of Improving Response, Pt. 2 - Application to a Heavy Duty Truck: A Study of the Dynamic Performance of the Engine', SAE paper No 770122, 1977.
108. Woodward Governor Company, UG8 Governor, Bulletin 03005C, Rockford, IL.
109. Zellbeck, H. und Woschni, G., 'Rechnerische Untersuchung des Dynamischen Betriebsverhaltens Aufgeladener Dieselmotoren', *MTZ*, 44, 81-86, 1983.
110. Zinner, K., Supercharging of Internal Combustion Engines, Springer Verlag, Berlin, 1978.