



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**  
**ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟ-ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΜΕΝΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ  
DIESEL ΜΕ ΣΤΡΟΒΙΛΟ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗΣ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ ΣΕ ΜΟΝΙΜΗ  
ΚΑΙ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ**



**ΤΖΙΟΛΑΣ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Ε.Γ. ΓΙΑΚΟΥΜΗΣ, ΕΠΙΚ. ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ Ε.Μ.Π.**

**ΑΘΗΝΑ, ΑΥΓΟΥΣΤΟΣ 2014**

## Πρόλογος

Θα ήθελα να εκφράσω τις ιδιαίτερες ευχαριστίες μου στον κ. Ευάγγελο Γιακουμή, επίκουρο καθηγητή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, για την ευκαιρία που μου πρόσφερε να ασχοληθώ με το εξαιρετικά ενδιαφέρον θέμα της υπερπλήρωσης των μηχανών εσωτερικής καύσης, καθώς και για το χρόνο που αφιέρωσε προκειμένου να με καθοδηγήσει και να απαντήσει στις όποιες απορίες μου κατά τη διάρκεια της διεκπεραίωσης της διπλωματικής αυτής εργασίας. Θα ήθελα, επίσης, να ευχαριστήσω τον κ. Ιάκωβο Παπαδημητρίου, senior engineer της εταιρίας Gamma Technologies Inc, που ήταν διαθέσιμος και πρόθυμος να απαντήσει σε κάθε ερώτηση μου σχετικά με την καλύτερη κατανόηση του λογισμικού GT-Suite.

Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τους κ. Ρακόπουλο και κ. Χουντάλα, καθηγητές ΕΜΠ, που με τη διδασκαλία τους στα διάφορα μαθήματα που αφορούν τις μηχανές εσωτερικής καύσης μου έδωσαν τα ερεθίσματα αλλά και το απαραίτητο γνωστικό υπόβαθρο ώστε να ασχοληθώ περαιτέρω με τον κλάδο αυτό.

Στο εξώφυλλο αναπαρίσταται ο στροβιλο-υπερπληρωμένος με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας diesel κινητήρας του μοντέλου i30 της Hyundai.

# Πίνακας Περιεχομένων

|   |           |
|---|-----------|
| Εισαγωγή  | 6         |
| Πίνακας Συμβόλων  | 7         |
| <b>1. Υπεπλήρωση Μ.Ε.Κ.</b>   | <b>8</b>  |
| 1.1 Ορισμός υπερπλήρωσης  | 8         |
| 1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα υπερπλήρωσης                                  | 10        |
| 1.3 Επισκόπηση των μεθόδων υπερπλήρωσης   | 10        |
| 1.3.1 Τρόπος κίνησης συμπιεστή  | 11        |
| 1.3.2 Σχεδιασμός συμπιεστή  | 13        |
| 1.3.3 Σύνδεση κινητήρα με υπερπληρωτή και μεταφορά ισχύος                         | 13        |
| 1.4 Βασικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης   | 14        |
| 1.4.1 Γενικά  | 14        |
| 1.4.2 Ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης  | 15        |
| 1.5 Μεταβατική λειτουργία στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα                        | 17        |
| <b>2. Στροβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας</b>                  | <b>18</b> |
| 2.1 Γενικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας         | 18        |
| 2.2 Σχεδιασμός συστήματος στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας | 19        |
| 2.3 Σύστημα αυτομάτου ελέγχου στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας                     | 21        |
| <b>3. Σχηματισμός και εκπομπή ρύπων από κινητήρες Diesel</b>                      | <b>23</b> |
| 3.1 Γενικά  | 23        |
| 3.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO <sub>x</sub>                           | 25        |
| 3.2.1 Γενική περιγραφή  | 25        |
| 3.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου NO                       | 25        |
| 3.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου NO <sub>2</sub>           | 26        |
| 3.2.4 Σχηματισμός των NO <sub>x</sub> στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel      | 27        |

|           |  |           |
|-----------|--|-----------|
| 3.2.4.1   | Γενικά .....   | 27        |
| 3.2.4.2   | Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NOx ...  | 28        |
| 3.3       | Εκπομπές σωματιδίων .....  | 29        |
| 3.3.1     | Γενικά .....   | 29        |
| 3.3.2     | Κατανομή μεγέθους των σωματιδίων .....   | 32        |
| 3.4       | Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία<br>στροβίλο-υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel ..... | 35        |
| <b>4.</b> | <b>Μοντελοποίηση υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας με το<br/>    λογισμικό GT-Suite.....</b>          | <b>38</b> |
| 4.1       | Λογισμικό GT-Suite .....   | 38        |
| 4.1.1     | Γενικά χαρακτηριστικά του λογισμικού GT-Suite .....  | 38        |
| 4.1.2     | Το υποπρόγραμμα GT-Power και το περιβάλλον εργασίας του .....  | 39        |
| 4.2       | Γενική περιγραφή του μοντέλου .....  | 40        |
| 4.3       | Εξακύλινδρος κινητήρας Diesel .....  | 41        |
| 4.3.1     | Γενικά χαρακτηριστικά .....  | 41        |
| 4.3.2     | Πολλαπλή εισαγωγής, σωλήνες και θυρίδες εισαγωγής .....  | 42        |
| 4.3.3     | Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής .....  | 44        |
| 4.3.4     | Κύλινδροι .....  | 45        |
| 4.3.5     | Εγχυτήρες καυσίμου .....   | 46        |
| 4.3.6     | Πολλαπλή και θυρίδες εξαγωγής .....  | 47        |
| 4.3.7     | Στροφαλοφόρος άτρακτος .....   | 48        |
| 4.4       | Ζεύγος στροβίλο-υπερπλήρωσης .....   | 49        |
| 4.5       | Ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα .....   | 50        |
| 4.6       | Σύστημα ελέγχου του ζεύγους υπερπλήρωσης .....   | 52        |
| 4.6.1     | Στρατηγική ελέγχου του ζεύγους υπερπλήρωσης .....  | 52        |
| 4.6.2     | Αισθητήρας πίεσης .....  | 52        |
| 4.6.3     | Ελεγκτής τύπου PID .....   | 53        |
| 4.6.4     | Ενεργοποιητής .....  | 54        |
| <b>5.</b> | <b>Αποτελέσματα προσομοιώσεων μόνιμης λειτουργίας.....</b>   | <b>56</b> |
| 5.1       | Εισαγωγή .....   | 56        |
| 5.2       | Ρυθμίσεις προσομοίωσης .....   | 57        |

|  |            |
|--|------------|
| 5.3 Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων μόνιμης λειτουργίας .....   | 58         |
| 5.3.1 Χάρτες λειτουργίας του ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης .....       | 59         |
| 5.3.2 Επιδόσεις κινητήρα .....   | 64         |
| 5.3.3 Εκπομπές ρύπων .....   | 69         |
| <b>6. Αποτελέσματα προσομοιώσεων μεταβατικής λειτουργίας.....</b>      | <b>72</b>  |
| 6.1 Εισαγωγή .....   | 72         |
| 6.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης .....                                       | 73         |
| 6.3 Επισκόπηση των προς μελέτη μεταβολών .....                         | 75         |
| 6.4 Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων μεταβατικής λειτουργίας.... | 76         |
| 6.4.1 Επίδραση έντασης επιτάχυνσης .....                               | 76         |
| 6.4.1.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 1500 rpm .....                    | 77         |
| 6.4.1.2 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm .....                    | 80         |
| 6.4.1.3 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2000 rpm .....                    | 83         |
| 6.4.1.4 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2500 rpm .....                    | 86         |
| 6.4.1.5 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2500 rpm .....                    | 88         |
| 6.4.1.6 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 3000 rpm .....                    | 91         |
| 6.4.2 Επίδραση του περιοριστή καυσίμου .....                           | 93         |
| 6.4.2.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm .....                    | 94         |
| 6.4.3 Επίδραση της ροπής αδράνειας .....                               | 96         |
| 6.4.3.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm .....                    | 97         |
| <b>7. Συμπεράσματα .....</b>   | <b>99</b>  |
| <b>Βιβλιογραφία .....</b>  | <b>101</b> |

# Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει ως αντικείμενο τη μελέτη της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας ενός εξακύλινδρου κινητήρα Diesel που βρίσκεται στο εργαστήριο μηχανών εσωτερικής καύσης του Ε.Μ.Π. και την καταγραφή της απόκρισής του τόσο σε συνθήκες μόνιμης, όσο και σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας. Η μελέτη αυτή παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον αν αναλογιστεί κανείς την ευρεία χρήση των κινητήρων Diesel στην βιομηχανία και τα βαρέα οχήματα, καθώς και τη συνεχόμενη, ραγδαία αύξηση στη ζήτηση επιβατικών οχημάτων με κινητήρες Diesel που παρατηρείται τα τελευταία χρόνια.

Στόχο της εργασίας αυτής αποτελεί η μοντελοποίηση του κινητήρα και του στοβιλο-υπερπληρωτή με τη χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power της εταιρείας Gamma Technologies Inc. Πρόκειται για ένα πακέτο που χρησιμοποιείται σε μεγάλη κλίμακα στη βιομηχανία και μέσω αυτού, "τρέχοντας" το μοντέλο σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας, θα επιχειρήσουμε να κατανοήσουμε και να εξάγουμε ασφαλή συμπεράσματα αναφορικά με τις επιδόσεις και τους ρύπους που εκπέμπονται από τον κινητήρα. Οι ρύποι στους οποίους θα αναφερθούμε θα είναι και οι δύο σημαντικότεροι που αφορούν τους κινητήρες Diesel, δηλαδή τα οξείδια του αζώτου (NOx) και η αιθάλη (smoke).

Τέλος, θα γίνει σύγκριση των αποτελεσμάτων της μόνιμης και της μεταβατικής λειτουργίας του μοντέλου της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας με ένα αντίστοιχο μοντέλο απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης του ίδιου κινητήρα που είχε δημιουργηθεί στα πλαίσια παλαιότερης διπλωματικής εργασίας.

# Πίνακας Συμβόλων

## Λατινικοί Χαρακτήρες

|             |                                   |                |
|-------------|-----------------------------------|----------------|
| D           | Διάμετρος εμβόλου                 | m              |
| L           | Μήκος διωστήρα                    | m              |
| $M_k$       | Ροπή κινητήρα                     | Nm             |
| $M_{αντ}$   | Ροπή αντίστασης                   | Nm             |
| n           | Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα | rpm            |
| $\bar{p}_e$ | Μέση πραγματική πίεση             | bar            |
| R           | Παγκόσμια σταθερά των αερίων      | 8314 J/kmole*K |
| r           | Ακτίνα στροφάλου                  | m              |
| s           | Διαδρομη εμβόλου                  | m              |
| T           | Θερμοκρασία αέρα                  | K              |
| $V_H$       | Όγκος εμβολισμού                  | $m^3$          |
| z           | Αριθμός κυλίνδρων                 |                |

## Ελληνικοί Χαρακτήρες

|          |                                       |          |
|----------|---------------------------------------|----------|
| $\Theta$ | Ροπή αδράνειας συστήματος             | $kg/m^2$ |
| $\rho$   | Πυκνότητα αέρα                        | $kg/m^3$ |
| $\omega$ | Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής κινητήρα | rad/sec  |

## Συντομογραφίες

|             |   |       |
|-------------|---|-------|
| AFR         | Λόγος αέρα-καυσίμου (Air to Fuel Ratio)   |       |
| bsfc        | Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake Specific Fuel Consumption)                    | g/kWh |
| bmep        | Μέση πραγματική πίεση (Brake Mean Effective Pressure)                           | bar   |
| BSNOx       | Ειδικές εκπομπές οξειδίων του Αζώτου (Brake Specific NOx)                       | g/kWh |
| DI          | Άμεση έγχυση (Direct Injection)   |       |
| ECU         | Ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου του κινητήρα (Engine Control Unit)                   |       |
| PID         | Αναλογικός Ολοκληρωτικός Διαφορικός ελεγκτής (Proportional-Integral-Derivative) |       |
| VGT         | Στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας (Variable Geometry Turbine)                     |       |
| $\lambda_a$ | Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου   |       |

# Κεφάλαιο 1

## Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.

### 1.1 Ορισμός υπερπλήρωσης

Ως υπερπλήρωση ορίζεται η προ-συμπίεση μέρους ή ολόκληρης της γόμωσης εξωτερικά του κυλίνδρου (συνήθως σε κάποιο συμπιεστή). Συνεπώς, η γόμωση συμπιέζεται τελικά και εντός και εκτός του κυλίνδρου.

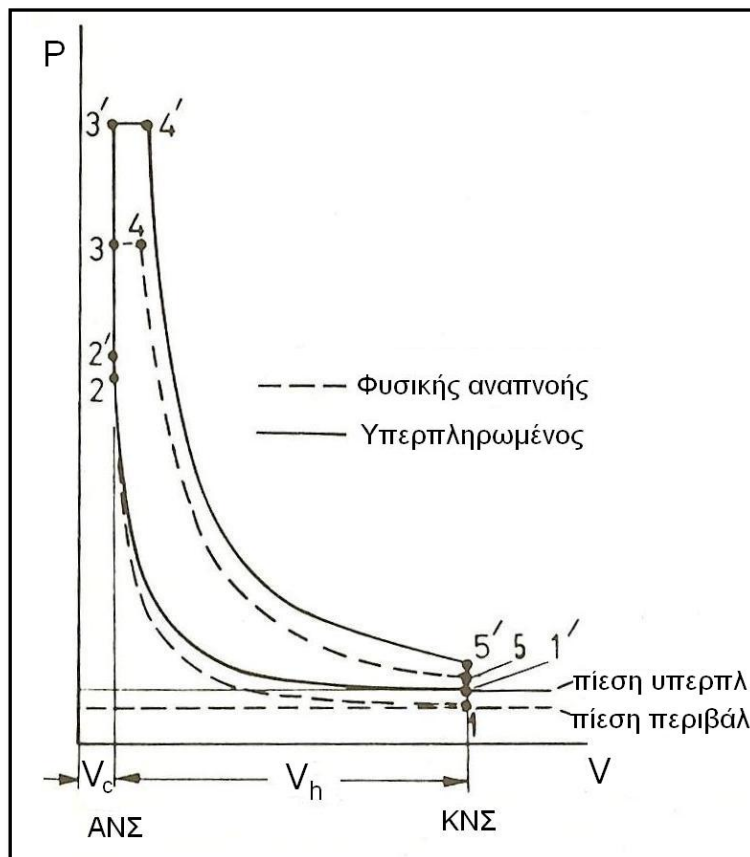
Σκοπός της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της ποσότητας του αναρροφούμενου αέρα από τους κυλίνδρους ώστε να υπάρχει η δυνατότητα να καεί μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου και άρα να αποδίδει ο κινητήρας μεγαλύτερη ισχύ χωρίς απαραίτητα αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του. Αυτό επιτυγχάνεται καθώς με τη συμπίεση του εργαζόμενου μέσου (αέρα) στο συμπιεστή, καθώς και με την ψύξη του αν υπάρχει ενδιάμεσο ψυγείο, αυξάνεται η πυκνότητα με αποτέλεσμα να αυξάνεται και η παροχή του αέρα που αναρροφάται. Έτσι, παρατηρείται ότι ένας υπερπληρωμένος κινητήρας μπορεί να επιτύχει σημαντικά μεγαλύτερη ισχύ από έναν κινητήρα φυσικής αναπνοής ίδιων διαστάσεων.

Στον Πίνακα 1.1 που ακολουθεί γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση ορισμένων κύριων χαρακτηριστικών κινητήρων Diesel βαρέων φορτηγών από το 1930 μέχρι το 1996. Παρατηρείται ότι στο διάστημα αυτό έχει τετραπλασιαστεί η ισχύς των κινητήρων χωρίς να υπάρχει ουσιαστική μεταβολή του όγκου εμβολισμού τους. Συνεπώς, έχουμε και τετραπλασιασμό της χωρικής ισχύος τους ή τελικά της μέσης πραγματικής πίεσης αυτών ( $\bar{p}_e$ ), δεδομένου ότι η αντίστοιχη ταχύτητα περιστροφής αυξήθηκε, αλλά σε αρκετά μικρότερο βαθμό. Επιπλέον, στο Σχήμα 1.1 γίνεται σύγκριση του ιδανικού μικτού κύκλου αέρα ενός κινητήρα φυσικής αναπνοής και ενός υπερπληρωμένου που έχουν τον ίδιο βαθμό συμπίεσης, όπου είναι εμφανείς οι μεγαλύτερες πιέσεις στις οποίες φτάνει ο υπερπληρωμένος κινητήρας καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου.



**Πίνακας 1.1** Τυπικά χαρακτηριστικά κινητήρων Diesel βαρέων φορτηγών από το 1930-1996 [2]

|                             |          |         |          |          |         |           |           |
|-----------------------------|----------|---------|----------|----------|---------|-----------|-----------|
| <b>Μέγιστη Ισχύς (kW)</b>   | 70-110   | 92-110  | 110-125  | 107-132  | 140-154 | 283-304   | 309-441   |
| <b>Μέγιστη Ροπή (Nm)</b>    | 520-1010 | 610-660 | 660-1050 | 620-1050 | 680-760 | 1285-1300 | 1850-2700 |
| <b>Όγκος Εμβολισμού (L)</b> | 16,6     | 13,5    | 18,1     | 11,6     | 18,7    | 18,3      | 18,3      |
| <b>Χρονολογία</b>           | 1930     | 1936    | 1939     | 1955/6   | 1960    | 1985      | 1996      |



**Σχήμα 1.1** Σύγκριση ιδανικού μικτού κύκλου αέρα φυσικής αναπνοής (123451) και υπερπληρωμένου κινητήρα (1'2'3'4'5'1') με τον ίδιο βαθμό συμπίεσης [2]

## 1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα υπερπλήρωσης

Για δεδομένη εξαγόμενη ισχύ ενός κινητήρα, τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα της υπερπλήρωσης είναι τα εξής [2]:

- ✓ μικρότερος φυσικός όγκος, δηλαδή μικρότερος αριθμός κυλίνδρων, μικρότερο μήκος κινητήρα (downsizing)
- ✓ μικρότερο ποσοστό τριβών λόγω μικρότερου αριθμού κυλίνδρων, άρα και εδράνων
- ✓ μικρότερο βάρος ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος
- ✓ χαμηλότερο κόστος ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος, ειδικά σε ότι αφορά τους μεγαλύτερους σε διαστάσεις κινητήρες
- ✓ μειωμένος θόρυβος στην εξαγωγή λόγω του στροβίλου των καυσαερίων
- ✓ μικρότερη επίδραση της μείωσης της πυκνότητας του αέρα περιβάλλοντος
- ✓ χαμηλότερες εκπομπές καυσαερίων σε κατάσταση μόνιμης λειτουργίας
- ✓ ιδιαίτερα για κινητήρες Diesel, μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης λόγω αυξημένων θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου.

Αντίθετα, τα μειονεκτήματα που μπορούν να εντοπιστούν στην υπερπλήρωση είναι:

- ✓ υψηλότερη μηχανική και θερμική φόρτιση
- ✓ αργή επιτάχυνση σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης
- ✓ αυξημένες εκπομπές ρύπων στη μεταβατική λειτουργία (κυρίως σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης)
- ✓ σε περίπτωση απουσίας ενδιάμεσης ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης, παρατηρούνται αυξημένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου λόγω υψηλότερων θερμοκρασιών κύκλου.

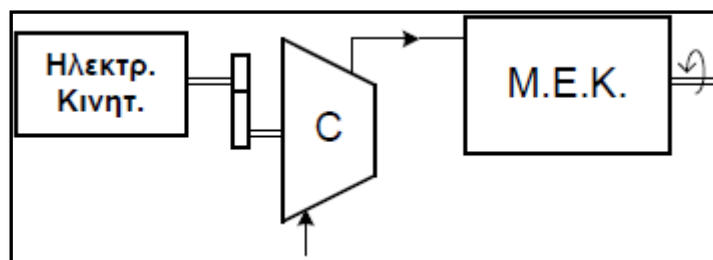
## 1.3 Επισκόπηση των μεθόδων υπερπλήρωσης

Τα συστήματα υπερπλήρωσης εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης που αναπτύχθηκαν κατά την εξέλιξη της ποικίλουν και μπορούν να ενταχθούν σε κατηγορίες ανάλογα με:

1. τον τρόπο κίνησης του συμπιεστή υπερπλήρωσης
2. το σχεδιασμό του συμπιεστή
3. τη σύνδεση της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα, ή του τρόπου μεταφοράς ισχύος.

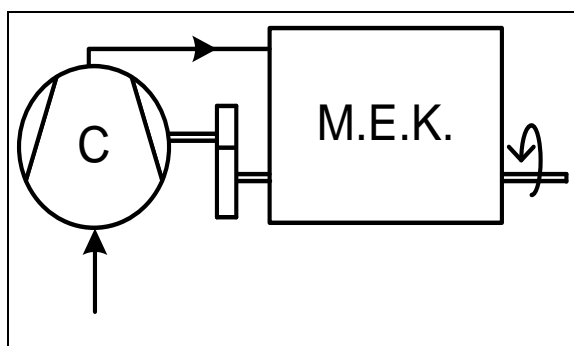
### 1.3.1 Τρόπος κίνησης του συμπιεστή υπερπλήρωσης

- I. Εξωτερικά κινούμενος από βοηθητικό κινητήρα ή συνηθέστερα από ηλεκτροκινητήρα. Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιούνταν κυρίως σε εφαρμογές υπερπλήρωσης αεροπορικών κινητήρων, ορισμένων κινητήρων Diesel καθώς επίσης και για τη σάρωση δίχρονων κινητήρων φυσικής αναπνοής.



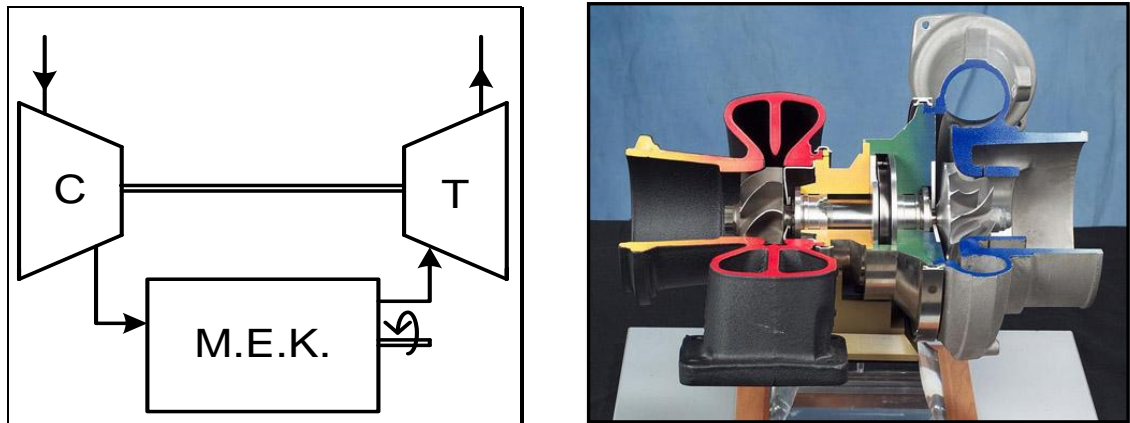
**Σχήμα 1.2** Σύστημα υπερπλήρωσης με συμπιεστή κινούμενο από εξωτερικό (ηλεκτρο)κινητήρα

- II. Κινούμενος από τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα απορροφώντας μηχανικό έργο από αυτόν. Η μέθοδος αυτή ονομάζεται μηχανική υπερπλήρωση και απαντάται σε κινητήρες Otto αυτοκινήτων με ή χωρίς ενδιάμεσο ψυγείο αέρα, ενώ συνήθως αλλά όχι απαραίτητα έχει σταθερή σχέση μετάδοσης κίνησης.



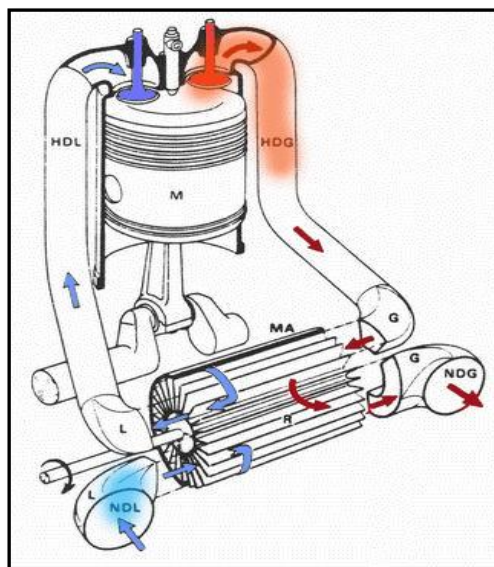
**Σχήμα 1.3** Αριστερά: Μονογραμμικό διάγραμμα μηχανικής υπερπλήρωσης  
Δεξιά: Κοχλιοειδής συμπιεστής (Lysholm) για σύστημα μηχανικής υπερπλήρωσης

- III. Κινούμενος από στρόβιλο καυσαερίων, μέθοδος που ονομάζεται στροβιλο-υπερπλήρωση. Η μέθοδος αυτή είναι η πλέον διαδεδομένη με εφαρμογή σε κινητήρες οχημάτων, βιομηχανικούς και ναυτικούς. Μπορεί να είναι μονοβάθμια, διβάθμια και είτε να υπάρχει ενδιάμεσο ψυγείο αέρα είτε όχι.



**Σχήμα 1.4** Αριστερά: Μονογραμμικό διάγραμμα στροβιλο-υπερπλήρωσης  
Δεξιά: Τυπικός στροβιλο-υπερπληρωτής

- IV. Χωρίς τη χρήση συμπιεστή, αλλά πραγματοποιώντας συμπίεση μέσω κύματος πίεσης που προέρχεται από την αποτόνωση του καυσαερίου σε δρομέα με πτερύγια. Το σύστημα αυτό ονομάζεται Comprex και έχει αναπτυχθεί από την εταιρία Brown Boveri & Co. Ltd.



**Σχήμα 1.5** Σύστημα υπερπλήρωσης με τη μέθοδο Comprex

### 1.3.2 Σχεδιασμός του συμπιεστή

Οι συμπιεστές μπορούν να διαχωριστούν ως εξής:

- Σε συμπιεστές θετικής εκτόπισης με παλινδρομικό ή περιστρεφόμενο έμβολο, οι οποίοι με τη σειρά τους διακρίνονται και σε υποκατηγορίες όπως εμβολοφόροι συμπιεστές, που χρησιμοποιούνται πλέον μόνο στην υπερπλήρωση μεγάλων σε διαστάσεις δίχρονων κινητήρων, κοχλιοειδείς συμπιεστές (Lysholm), Σχήμα 1.3 δεξιά, που χρησιμοποιούνται σε μικρότερων διαστάσεων κινητήρες (π.χ. αυτοκίνητα), και λοβοειδείς συμπιεστές (Roots), Σχήμα 1.6 αριστερά.
- Σε συμπιεστές δυναμικής ροής που διακρίνονται σε υποκατηγορίες ανάλογα με τη ροή του εργαζόμενου μέσου (αέρα) διαμέσου αυτών, όπως αξονικής ροής, ακτινικής ροής (φυγοκεντρικός συμπιεστής), Σχήμα 1.6 δεξιά, και μικτής ροής.



**Σχήμα 1.6** Δεξιά: Λοβοειδής συμπιεστής (Roots), Αριστερά: Ακτινικός συμπιεστής

### 1.3.3 Σύνδεση κινητήρα με υπερπληρωτή και μεταφορά ισχύος

Σε ότι αφορά τη σύνδεση της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα και τη μεταφορά ισχύος, είναι δυνατή η διάκριση στις ακόλουθες περιπτώσεις:

- Σύζευξη του συμπιεστή με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα μηχανικά, με την ισχύ να εξάγεται από την άτρακτο του κινητήρα χωρίς τη χρήση στροβίλου (Σχήμα 1.3)
- Σύζευξη του συμπιεστή με τον ελεύθερα περιστρεφόμενο στρόβιλο αποτόνωσης καυσαερίου (Σχήμα 1.4)
- Μηχανική σύζευξη συμπιεστή και στροβίλου και επιπλέον ύπαρξη ενός στροβίλου ισχύος που είναι συνδεδεμένος μηχανικά με την άτρακτο του

κινητήρα (turbo-compound engines). Η εφαρμογή αυτή απαντάται κυρίως σε κινητήρες αεροσκαφών.

- Μηχανική σύζευξη του συμπιεστή με τον κινητήρα, ενώ υπάρχει επιπλέον ένα ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης (συνδυασμένη υπερπλήρωση). Οι δύο συμπιεστές είναι συνδεδεμένοι σε σειρά, με χρήση της εφαρμογής αυτής να γίνεται κυρίως σε δίχρονους κινητήρες και κινητήρες οχημάτων για τη βελτίωση της μεταβατικής τους λειτουργίας.
- Σύζευξη του συμπιεστή με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα μηχανικά και στρόβιλος ισχύος από την άτρακτο του οποίου προέρχεται όλη η εξαγόμενη ισχύς (στρόβιλος με αεριογόνο - gas generator).

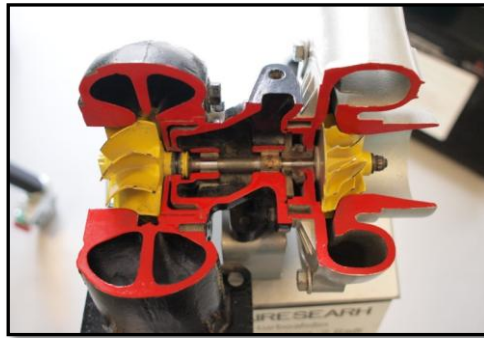
## 1.4 Βασικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης

### 1.4.1 Γενικά

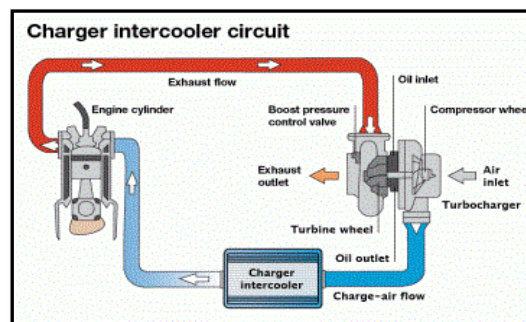
Είναι γεγονός ότι έχει αναπτυχθεί σημαντικός αριθμός μεθόδων υπερπλήρωσης, όμως η πιο βασική και με μεγαλύτερο εύρος εφαρμογών είναι η στροβιλο-υπερπλήρωση (turbocharging). Η μέθοδος αυτή παρουσιάζει περισσότερα πλεονεκτήματα σε σχέση με τις υπόλοιπες, και χρησιμοποιείται σε εμβολοφόρους κινητήρες Otto ή Diesel, συνήθως με ενδιάμεσο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης (aftercooler) προκειμένου να επιτευχθεί περαιτέρω αύξηση της πυκνότητας του αέρα υπερπλήρωσης πριν την είσοδό του στους κυλίνδρους. Το ζεύγος υπερπλήρωσης αποτελείται στην πλειοψηφία των περιπτώσεων από ένα φυγοκεντρικό (ακτινικό) συμπιεστή και έναν ακτινικό (για μικρούς όγκους εμβολισμού) ή αξονικό (για μεγαλύτερους όγκους εμβολισμού) στρόβιλο όπου γίνεται η αποτόνωση των καυσαερίων.

Ο συμπιεστής και ο στρόβιλος είναι συνδεδεμένοι μηχανικά στην ίδια άτρακτο (Σχήμα 1.7), με το έργο που απαιτείται για την κίνηση του συμπιεστή να παρέχεται εξ' ολοκλήρου από το στρόβιλο χωρίς να υπάρχει απορρόφηση μηχανικού έργου από τον κινητήρα. Το σύστημα της στροβιλο-υπερπλήρωσης εμφανίζει τόσο το πλεονέκτημα της σχετικά απλής κατασκευής, αφού δεν υπάρχει μηχανική σύνδεση με τον κινητήρα, όσο και της ιδιαίτερα υψηλής συγκέντρωσης ισχύος της Μ.Ε.Κ. Επιπλέον, παρά το γεγονός ότι δεν αποτελεί πρωταρχικό στόχο της στροβιλο-υπερπλήρωσης, συνήθως επιτυγχάνεται βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα.

Η λειτουργία του ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης μπορεί να περιγραφεί επιγραμματικά ως εξής: ο αέρας που αναρροφάται από το περιβάλλον εισέρχεται στον συμπιεστή, όπου και συμπιέζεται ώστε να αυξηθεί η πυκνότητά του. Στη συνέχεια, ψύχεται στο ψυγείο που ακολουθεί και παρεμβάλλεται μεταξύ συμπιεστή και κινητήρα. Έπειτα, εισέρχεται στους κυλίνδρους όπου καίγεται και ως καυσαέριο οδηγείται προς τον στρόβιλο προκειμένου να γίνει η αποτόνωση και να παραχθεί το έργο που απαιτείται για την κίνηση του συμπιεστή (Σχήμα 1.8).



**Σχήμα 1.7** Ζεύγος υπερπλήρωσης



**Σχήμα 1.8** Διάταξη ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο

### 1.4.2 Ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης

Κύριος στόχος της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της ισχύος που αποδίδει ένας κινητήρας χωρίς αυτό να συνεπάγεται αύξηση του μεγέθους του. Για να επιτευχθεί αυτό επιδιώκεται η αύξηση της πίεσης εισαγωγής, δηλαδή η αύξηση της μάζας που αναρροφάται από τους κυλίνδρους ώστε να μπορεί να καεί περισσότερο καύσιμο. Παρόλα αυτά είναι αδύνατο να συμπιεστεί ο αέρας χωρίς να υπάρξει ταυτόχρονη ανύψωση της θερμοκρασίας του. Εξαιτίας της ανύψωσης αυτής, όμως, αντισταθμίζεται μερικώς το όφελος από την αύξηση της πίεσης με αποτέλεσμα να μην επιτυγχάνεται η επιθυμητή αύξηση της πυκνότητας του εισερχόμενου αέρα όπως φαίνεται και από την καταστατική εξίσωση:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (1.1)$$



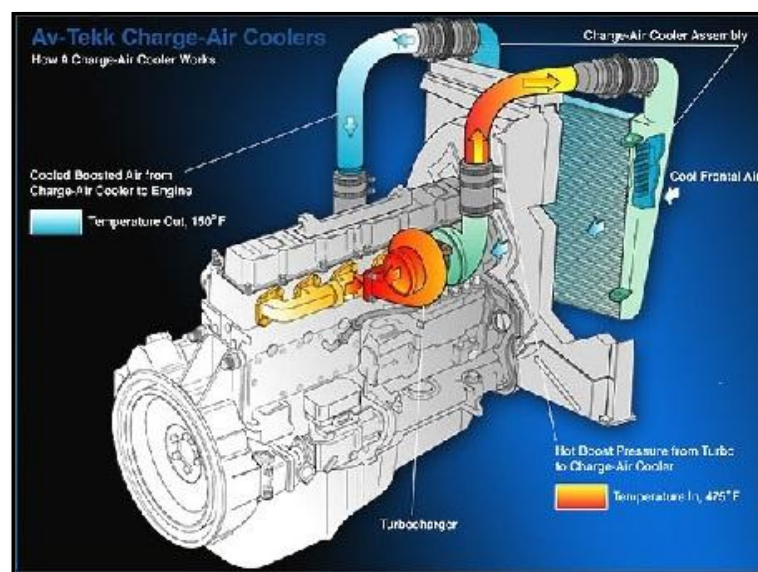
Έτσι, προκειμένου να επιτευχθεί αύξηση της πίεσης με τη μικρότερη δυνατή θερμοκρασιακή ανύψωση κρίνεται σημαντική η χρήση ενδιάμεσου ψυγείου για την ψύξη του αέρα που εξέρχεται από τον συμπιεστή πριν αυτός εισέρθει στους κυλίνδρους (Σχήμα 1.9).

Τα πλεονεκτήματα τα οποία παρατηρούνται από τη χρήση ενδιάμεσου ψυγείου (aftercooler) είναι τα ακόλουθα:

- ✓ Λόγω της μείωσης της θερμοκρασίας του αέρα, αυξάνεται η πυκνότητά του και ενισχύεται η έννοια της υπερπλήρωσης.
- ✓ Χαμηλότερη θερμοκρασία εισαγωγής στους κυλίνδρους, άρα και μικρότερη θερμική φόρτιση, στοιχείο ιδιαίτερα σημαντικό στους κινητήρες Otto καθώς μειώνονται οι πιθανότητες να εμφανιστεί κρουστική καύση.
- ✓ Λόγω της μειωμένης θερμοκρασίας εισαγωγής, μειώνονται οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου NOx.

Παρά το γεγονός ότι η μέθοδος ψύξης του αέρα εισαγωγής εμφανίζει σημαντικά πλεονεκτήματα, η χρήση της δεν είναι καθολική. Αυτό συμβαίνει γιατί παρατηρούνται κάποια πρακτικά, κυρίως, μειονεκτήματα όπως:

- ✓ Απώλειες πίεσης κατά τη ροή του ψυχόμενου αέρα δια μέσου των στενών σωληνώσεων του ψυγείου.
- ✓ Δυσκολία σε κάποιες εφαρμογές για εύρεση χώρου τοποθέτησης του εναλλάκτη (ψυγείο).
- ✓ Αυξημένο κόστος που σε κάποιες περιπτώσεις αντισταθμίζει τα οφέλη από την ψύξη του αέρα.
- ✓ Υπερβολική ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης μπορεί να οδηγήσει σε συμπύκνωση στην πολλαπλή εισαγωγής.



**Σχήμα 1.9** Διάταξη στροβιλο-υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο



## 1.5 Μεταβατική λειτουργία στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα

Με τον όρο μεταβατική λειτουργία εννοούμε την εξαναγκασμένη και συνήθως απότομη μεταβολή είτε στην παροχή του καυσίμου που εγχύεται στον κύλινδρο (=μεταβολή στροφών) είτε στο φορτίο με το οποίο είναι συνδεδεμένος ο κινητήρας [6]. Η μεταβολή του φορτίου είναι συνήθης περίπτωση μεταβατικής λειτουργίας στους βιομηχανικούς κινητήρες, ενώ η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής είναι χαρακτηριστικό παράδειγμα μη μόνιμης κατάστασης των κινητήρων οχημάτων. Ειδικά για τους κινητήρες οχημάτων είναι προφανές ότι το φαινόμενο της μεταβατικής λειτουργίας χρήζει ιδιαίτερης μελέτης, καθώς εργάζονται συνεχώς σε συνθήκες μη μόνιμης λειτουργίας είτε λόγω αλλαγής των συνθηκών του οδοστρώματος (αλλαγή φορτίου) είτε λόγω της ανάγκης για επιτάχυνση (αλλαγή στροφών).

Το βασικότερο πρόβλημα που καθιστά απαραίτητη τη μελέτη της μεταβατικής λειτουργίας ενός υπερπληρωμένου κινητήρα είναι η υστέρηση του υπερπληρωτή (turbocharger lag). Σύμφωνα με το φαινόμενο αυτό στους πρώτους κύκλους μετά την απότομη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής ή του φορτίου, παρατηρείται ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη παροχή καυσίμου και στην ακόμα χαμηλή ποσότητα του αέρα που αναρροφάται [6]. Αυτό συμβαίνει λόγω της μη μηχανικής σύνδεσης του κινητήρα με το ζεύγος υπερπλήρωσης. Κατά την αύξηση των στροφών ή του φορτίου, ο στρόβιλος θα πρέπει να παράξει έργο τέτοιο ώστε πρώτα να υπερνικήσει την αδράνεια του ζεύγους υπερπλήρωσης και στη συνέχεια να επιταχύνει το συμπιεστή, ο οποίος με τη σειρά του θα τροφοδοτήσει τον κινητήρα με την αυξημένη παροχή αέρα που απαιτείται.

Στην πράξη, ο οδηγός πατώντας το πεντάλ του γκαζιού δίνει εντολή για αύξηση των στροφών, γεγονός που οδηγεί στην άμεση (σχεδόν ακαριαία) αύξηση της παροχής καυσίμου στους κυλίνδρους. Ο συμπιεστής, όμως, δεν έχει τη δυνατότητα να ανταποκριθεί εξίσου άμεσα και να παρέχει την απαραίτητη ποσότητα αέρα, αφού ο στρόβιλος δεν έχει προλάβει να αυξήσει το έργο αποτόνωσης. Έτσι, ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου πέφτει σε πολύ χαμηλές τιμές (ακόμα και μικρότερες της μονάδας) με αποτέλεσμα να παρατηρούνται αυξημένες εκπομπές καπνού (αιθάλης) και οξειδίων του αζώτου NOx. Το πρόβλημα αυτών των εκπομπών γίνεται ακόμα εντονότερο όσο χαμηλότερο είναι το αρχικό σημείο λειτουργίας.

# Κεφάλαιο 2

## Στροβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας

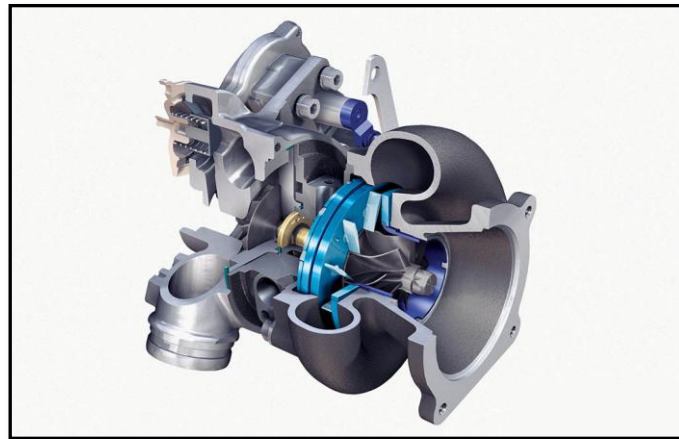
Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει μια θεωρητική επισκόπηση της μεθόδου στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας με σκοπό την καλύτερη κατανόηση των αποτελεσμάτων που θα παρουσιαστούν στα επόμενα κεφάλαια της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

### 2.1 Γενικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας

Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα που αντιμετωπίζουν οι υπερπληρωμένοι κινητήρες είναι αυτό της μεταβατικής λειτουργίας, όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα. Αυτό συμβαίνει καθώς το ταίριασμα μεταξύ του ζεύγους υπερπλήρωσης και του κινητήρα δεν μπορεί να είναι βέλτιστο σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Έτσι, προέκυψε η ανάγκη για την εύρεση εναλλακτικών μεθόδων υπερπλήρωσης, προκειμένου να αντιμετωπιστούν κατά το δυνατόν καλύτερα. Μία τέτοια μέθοδος που γνωρίζει ιδιαίτερη άνθιση τα τελευταία χρόνια (ήδη από τις αρχές του 21<sup>ου</sup> αιώνα το ένα τρίτο των στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel θα τη χρησιμοποιεί) είναι η στροβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT).

Με τη μέθοδο αυτή μεταβάλλεται η γωνία ακροφυσίου του στροβίλου, δηλαδή η ενεργή επιφάνειά του, με αποτέλεσμα την καλύτερη και συνεχή ρύθμιση της

πίεσης υπερπλήρωσης. Ένας στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας (Σχήμα 2.1), δηλαδή, μπορεί να θεωρηθεί ως μία μονάδα με σταθερή πρακτικά ροπή αδράνειας που περιέχει διαφορετικούς χάρτες στρόβιλων οι οποίοι χρησιμοποιούνται ανάλογα με τις ανάγκες κάθε χρονικής στιγμής, μεταβάλλοντας απλά τη γωνία του ακροφυσίου. Το σύστημα αυτό είναι ιδιαίτερα αποδοτικό σε περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας τόσο υπό το πρίσμα των επιδόσεων του κινητήρα όσο και υπό το πρίσμα των εκπομπών ρύπων, αφού έχει καταφέρει να περιορίσει αισθητά το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag). Πλεονεκτήματα, ωστόσο, παρουσιάζει και κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα αφού ενδεχόμενη βελτιστοποίηση του ταιριάσματος σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής ή χαμηλά φορτία θα οδηγούσε σε μικρότερη αποτελεσματικότητα στις ψηλές στροφές ή φορτία και αντίστοιχα.



**Σχήμα 2.1** Ζεύγος υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας

## **2.2 Σχεδιασμός συστήματος στρόβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας**

Ο σχεδιασμός ενός συστήματος στρόβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) στοχεύει στο βέλτιστο για κάθε συνθήκη λειτουργίας ταιρίασμα μεταξύ του ζεύγους υπερπλήρωσης και του κινητήρα. Η περιορισμένη πίεση υπερπλήρωσης στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής και φορτία, η ενδεχόμενη υπερτάχυνση του υπερπληρωτή στις υψηλές στροφές καθώς και η αργή απόκριση στη μεταβατική λειτουργία, λόγω της υστέρησης, μπορούν να

αντιμετωπιστούν σε ικανοποιητικό βαθμό με τον κατάλληλο σχεδιασμό του συστήματος αυτού.

Σε πρώτη φάση εξετάζεται το εύρος λειτουργίας στο οποίο θα χρησιμοποιηθεί το σύστημα, έτσι ώστε να καθοριστούν οι κατάλληλες πιέσεις υπερπλήρωσης που θα οδηγήσουν στα επιθυμητά αποτελέσματα μέσης πραγματικής πίεσης, απόκρισης, ρύπων κτλ ανάλογα με τις ανάγκες. Οι πιέσεις αυτές θα είναι προφανώς αυξημένες σε σχέση με ένα σύστημα μονοβάθμιας απλής υπερπλήρωσης. Έτσι, στις χαμηλές στροφές μειώνεται η ενεργός επιφάνεια του ακροφυσίου προκειμένου να υπάρξει ανύψωση της πίεσης που με τη σειρά της οδηγεί σε αύξηση της πυκνότητας του αναρροφούμενου αέρα, αύξηση της παροχής μάζας του αέρα, αύξηση του λόγου αέρα-καυσίμου με αποτέλεσμα να παρατηρείται καλύτερη απόκριση του κινητήρα σε συνδυασμό με χαμηλότερες εκπομπές αιθάλης. Από την άλλη πλευρά, στο πλήρες φορτίο και τις ψηλές ταχύτητες περιστροφής, όπου η πίεση υπερπλήρωσης κυμαίνεται ήδη σε υψηλά επίπεδα, τα πτερύγια του στροβίλου (Σχήμα 2.2) ανοίγουν (μεγάλη ενεργός επιφάνεια ακροφυσίου) έτσι ώστε να αποφευχθεί υπερβολική αύξηση της πίεσης που θα οδηγήσει στην υπερτάχυνση του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης. Στην περίπτωση της μεταβατικής λειτουργίας τα πτερύγια κλείνουν ώστε να αυξηθεί η πτώση πίεσης και ενθαλπίας στο στρόβιλο και να ανέβει το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή ταχύτερα. Με αυτόν τον τρόπο αυξάνεται γρήγορα η ποσότητα του αναρροφούμενου από τον κινητήρα αέρα με αποτέλεσμα να ελαχιστοποιείται η επίδραση του περιοριστή καυσίμου και να βελτιώνονται τόσο η εκπομπές ρύπων όσο και η οδηγισιμότητα.

Προκύπτει, λοιπόν, η ανάγκη για συνεχή αυξομείωση της γωνίας του ακροφυσίου του στροβίλου ανάλογα με το φορτίο ή την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και την πίεση υπερπλήρωσης που χρειάζεται να επιτευχθεί. Για να συμβεί αποτελεσματικά αυτό χρησιμοποιείται ένα σύστημα αυτομάτου ελέγχου το οποίο θα εξεταστεί αναλυτικότερα στην επόμενη παράγραφο.

Στη συνέχεια, αναφέρονται συγκεντρωτικά κάποια πλεονεκτήματα, αλλά και κάποια μειονεκτήματα της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας έναντι της μονοβάθμιας, απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης.

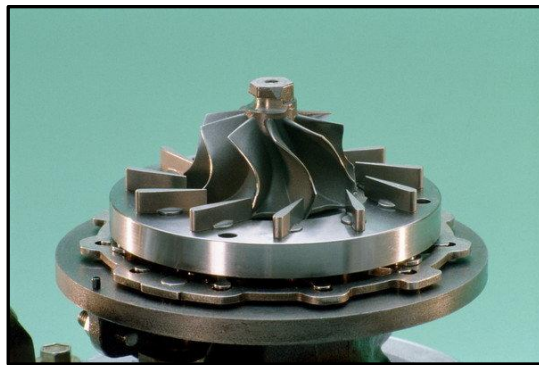
#### Πλεονεκτήματα:

- ✓ Υψηλότερα επίπεδα πίεσης υπερπλήρωσης, πράγμα που οδηγεί σε αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης και άρα της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα.
- ✓ Καλύτερο ταίριασμα με τον κινητήρα σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.
- ✓ Μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας του ζεύγους υπερπλήρωσης.
- ✓ Καλύτερη απόκριση του κινητήρα σε συνθήκες επιτάχυνσης.

- ✓ Μείωση των εκπομπών ρύπων.

#### Μειονεκτήματα:

- ✓ Αυξημένο κόστος λόγω πολυπλοκότητας της κατασκευής.
- ✓ Πιο πολύπλοκο σύστημα ελέγχου για την κατάλληλη ρύθμιση της γωνίας των πτερυγίων του στροβίλου στις διάφορες συνθήκες λειτουργίας.
- ✓ Δυσκολότερη διαδικασία ταιριάσματος του κινητήρα με το ζεύγος υπερπλήρωσης, καθώς αυτό πρέπει να γίνει σε πληθώρα διαφορετικών συνθηκών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας.
- ✓ Πιθανότητα οπισθοροής των καυσαερίων λόγω της υψηλής πίεσης στην εξαγωγή.
- ✓ Χαμηλότερος βαθμός απόδοσης στροβίλου κατά τη λειτουργία σε χαμηλό φορτίο ή στροφές.

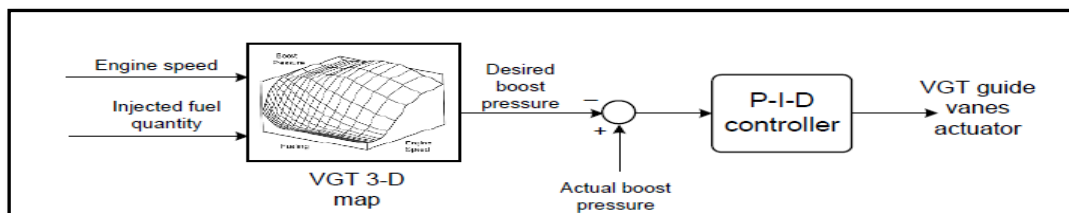


**Σχήμα 2.2** Στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας

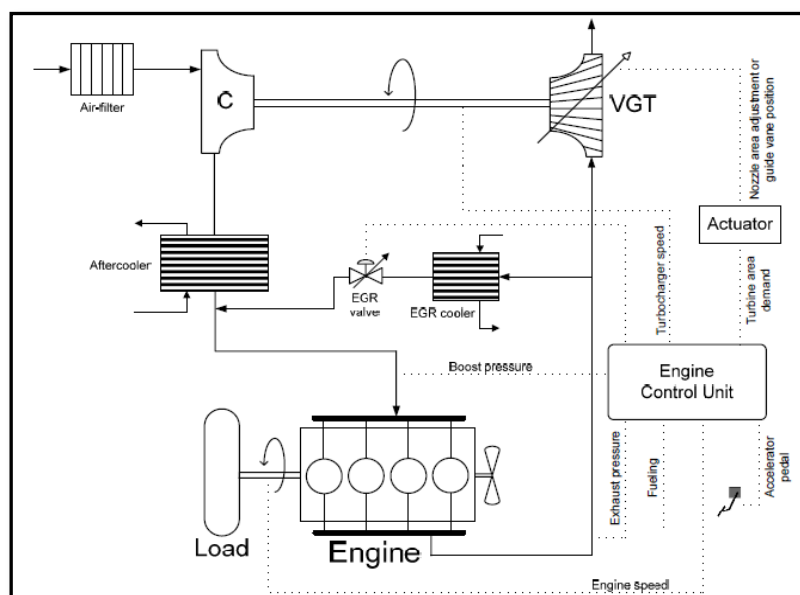
## **2.3 Σύστημα αυτομάτου ελέγχου στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας**

Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη παράγραφο για να γίνει το κατάλληλο ταίριασμα ενός κινητήρα με ένα σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας απαιτείται ένα σύστημα ελέγχου (Σχήμα 2.4) αρκετά απαιτητικό λόγω του μεγάλου εύρους λειτουργίας και των πολλών διαφορετικών συνθηκών μεταβατικής λειτουργίας ενός κινητήρα.

Το σύστημα το οποίο έχει κυριαρχήσει είναι ο ελεγκτής PID, ένα σύστημα ελέγχου κλειστού βρόγχου, ο οποίος καθορίζει την ενεργό επιφάνεια του ακροφυσίου σύμφωνα με τις εκάστοτε συνθήκες λειτουργίας. Ο ελεγκτής αυτός (PID controller) χρησιμοποιεί ως ανάδραση την πίεση υπερπλήρωσης. Σε κάθε σημείο λειτουργίας, η μονάδα ελέγχου του κινητήρα (ECU) με δεδομένα την ταχύτητα περιστροφής και το εγχυόμενο καύσιμο υπολογίζει την επιθυμητή πίεση υπερπλήρωσης, βασιζόμενη στους βελτιστοποιημένους για τη μόνιμη λειτουργία χάρτες (Σχήμα 2.3). Σκοπός του ελεγκτή είναι να κρατήσει την πίεση υπερπλήρωσης όσο το δυνατόν πιο κοντά στην υπολογισθείσα από τους χάρτες τιμή, αλλάζοντας τη γωνία των περυγίων του στροβίλου. Έτσι, ένας αισθητήρας πίεσης λαμβάνει την τιμή της πίεσης στην έξοδο του συμπιεστή, γίνονται οι κατάλληλοι υπολογισμοί για να βρεθεί η επιθυμητή πίεση και η γωνία στην οποία πρέπει να βρίσκονται τα πτερύγια για να επιτευχθεί αυτή και αν υπάρχει διαφορά ανάμεσα στις δύο αυτές πιέσεις μέσω ενός ενεργοποιητή μεταβάλλεται η ενεργός επιφάνεια του ακροφυσίου του στροβίλου.



**Σχήμα 2.3** Διάγραμμα συστήματος ελέγχου κλειστού βρόγχου VGT [2]



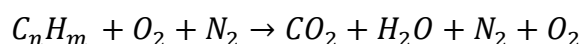
**Σχήμα 2.4** Σύστημα ελέγχου στροβιλο-υπερπλήρωσης μοντέρνου κινητήρα με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας [2]

# Κεφάλαιο 3

## Σχηματισμός και εκπομπή ρύπων από κινητήρες Diesel<sup>1</sup>

### 3.1 Γενικά

Ο σχηματισμός των ρυπογόνων ουσιών που εκπέμπονται από τους κινητήρες οχημάτων οφείλεται στη χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης που προκαλείται λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσης, οι οποίες τοπικά φθάνουν και τους 3000 Κ. Δεχόμενοι την παραδοχή ότι η καύση είναι τέλεια καθώς και ότι δεν υφίσταται χημική διάσπαση, τα προϊόντα της δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντίδρασης:



Πρέπει να τονιστεί πως στην παραπάνω αντίδραση δεν έχουν τοποθετηθεί οι στοιχειομετρικοί συντελεστές και κατά συνέπεια η σημασία της είναι μόνο ποιοτική. Στην πραγματικότητα, τα προϊόντα της τέλει καύσης υφίστανται διάσπαση, με συνέπεια την εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων σε αυτά:  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $N$ ,  $O$ ,  $OH$ ,  $H$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $NO$ ,  $HC$  κ.λπ. καθώς και αρκετών άλλων όπως είναι οι αλδεΐδες, κετόνες,  $O_3$  κ.λπ.

---

<sup>1</sup> Για περισσότερες λεπτομέρειες βλ. Παραπομπές [4,6], από όπου προέρχεται και η συγκεκριμένη ανάλυση

Από αυτές τις αέριες ρυπογόνες ουσίες, οι κυριότερες είναι τα NO<sub>x</sub>, CO και HC, στις οποίες αν προσθέσουμε και την αιθάλη (καπνό) που εκπέμπεται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions), των οποίων τα επίπεδα συγκέντρωσης στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι νομοθετημένα σε ανεπτυγμένες χώρες (ΕΕ, Η.Π.Α., Ιαπωνία), ακολουθώντας πρότυπες συσκευές και μεθόδους μέτρησης.

Οι τρεις αυτοί αέριοι ρύποι εμφανίζονται και στις δύο κατηγορίες εμβολοφόρων κινητήρων, δηλαδή τόσο στους Diesel όσο και στους Otto, παρουσιάζουν όμως αρκετά σημαντικές διαφορές στη συγκέντρωσή τους στο καυσαέριο της εξαγωγής (χωρίς πρόσθετα μέσα περιστολής). Πιο συγκεκριμένα:

- Τα οξείδια του αζώτου NO<sub>x</sub> εμφανίζονται σε σημαντικά ποσοστά της ίδιας τάξης μεγέθους και στις δύο κατηγορίες κινητήρων, παρουσιάζοντας όμως λίγο μεγαλύτερες τιμές στους κινητήρες Otto.
- Το μονοξείδιο του άνθρακα CO είναι δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερο στους κινητήρες Otto και κατά συνέπεια δεν αποτελεί σημαντικό ρύπο για τους κινητήρες Diesel.
- Τα επίπεδα εκπομπής των υδρογονανθράκων HC στους κινητήρες Diesel είναι μια τάξη μεγέθους χαμηλότερη από τους κινητήρες Otto.

Σημειώνεται, επίσης, ότι εντοπίζονται διαφοροποιήσεις και ανάλογα με τον τύπο του κινητήρα (π.χ. Diesel άμεσης ή έμμεσης έγχυσης).

Εκτός από τους αέριους ρύπους, παρατηρείται και εκπομπή στερεών σωματιδίων (particulates) από τους εμβολοφόρους κινητήρες. Τα σωματίδια που εκπέμπονται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν την αιθάλη (soot) που σχηματίζεται κατά την καύση, ενώ όσον αφορά τους κινητήρες Otto οι εκπομπές αιθάλης είναι σχεδόν μηδαμινές, αφού πρακτικά συναντώνται μόνο σε κινητήρες Otto άμεσης έγχυσης καυσίμου – GDI (Gasoline direct injection).

Στη συνέχεια ακολουθεί αναφορά στους μηχανισμούς σχηματισμού των κύριων ρύπων που εμφανίζονται σε κινητήρες Diesel, δηλαδή των NO<sub>x</sub> και της αιθάλης, καθώς και στο πώς επιδρούν διάφορες παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα πάνω



σε αυτούς τους μηχανισμούς. Όσον αφορά στις εκπομπές HC και CO, οι ποσότητές τους είναι πολύ μικρές, έτσι ώστε να μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες.

## **3.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub>**

### **3.2.1 Γενική περιγραφή**

Ο όρος οξείδια του αζώτου NO<sub>x</sub> περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO, το διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub> καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>) που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Το NO<sub>2</sub> εκπέμπεται, όμως, σε αρκετά μικρότερο ποσοστό από ότι το NO, επομένως όταν αναφερόμαστε σε σχηματισμό NO<sub>x</sub> στον κινητήρα αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου. Παρόλα αυτά, στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel κατ' εξαίρεση, τα ποσοστά του NO<sub>2</sub> δεν μπορούν να θεωρηθούν αμελητέα καθώς αποτελούν το 10-25% των συνολικών εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

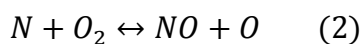
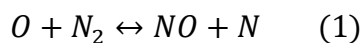
Το NO σχηματίζεται στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας εντός της καιόμενης ζώνης, με την προϋπόθεση ότι υπάρχει και η απαραίτητη ποσότητα οξυγόνου. Στη συνέχεια κατά τη φάση της αποτόνωσης, καθώς ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στο σχηματισμό του NO «παγώνουν» λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας, το καυσαέριο της εξαγωγής περιέχει συγκεντρώσεις NO αρκετά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της χημικής ισορροπίας για την ίδια θερμοκρασία. Συνεπώς, στο σχηματισμό του NO καθοριστικό παράγοντα αποτελεί η χημική κινητική των αντιδράσεων και όχι η χημική ισορροπία.

### **3.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου NO**

Το NO προέρχεται κυρίως από την οξείδωση του N<sub>2</sub> του ατμοσφαιρικού αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή που λαμβάνει χώρα η

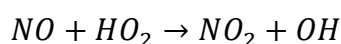
καύση. Μικρές και σχεδόν αμελητέες ποσότητες NO προέρχονται επίσης και από την οξείδωση του N<sub>2</sub>, που ενδεχομένως περιέχεται στο καύσιμο (fuel bound NO).

Ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από τις ακόλουθες τρεις αντιδράσεις (για μείγματα καυσίμου-αέρα όχι πολύ μακριά από τη στοιχειομετρική τιμή):

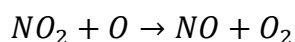


### 3.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου NO<sub>2</sub>

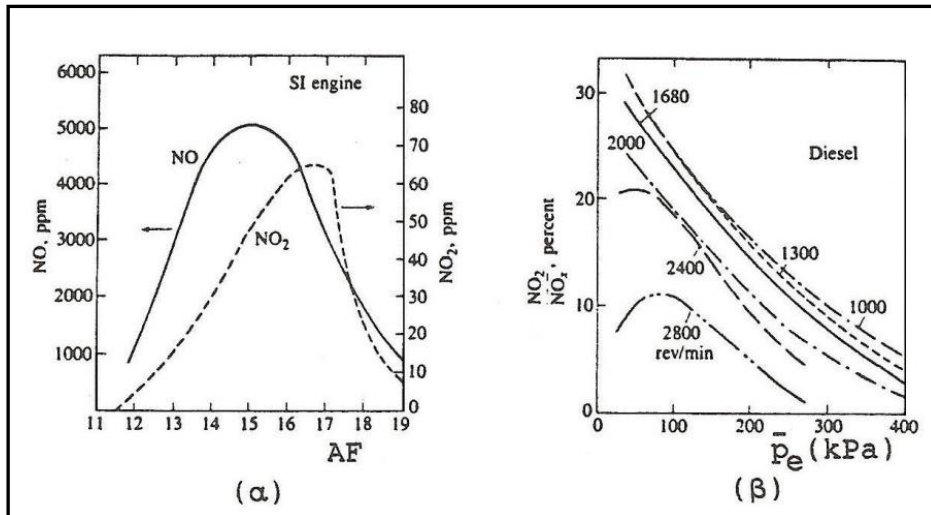
Ο σχηματισμός του NO<sub>2</sub> οφείλεται στην τάχιστη οξείδωση του NO που σχηματίζεται στην περιοχή της αντίδρασης σύμφωνα με την αντίδραση:



Αντίστροφα, το NO<sub>2</sub> μπορεί να μετατραπεί σε NO σύμφωνα με την αντίδραση:



Η παραπάνω αντίδραση προωθείται προς τα δεξιά, εκτός κι αν το διοξείδιο του αζώτου αναμειχθεί με το ψυχρότερο ρευστό, όπως συμβαίνει στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel, όπου υπάρχει έντονα ανομοιόμορφη κατανομή του καυσίμου στις ψυχρές περιοχές. Στα Σχήματα 3.1.α και 3.1.β απεικονίζονται τα ποσοστά εκπομπής NO και NO<sub>2</sub> από τυπικούς κινητήρες Otto (SI engine) και Diesel, αντίστοιχα, απ' όπου φαίνεται ότι στους κινητήρες Diesel το ποσοστό του NO<sub>2</sub> είναι αρκετά υψηλότερο σε σχέση με τον κινητήρα Otto και μεταβάλλεται έντονα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Οι περισσότερες συσκευές μετρούν τη συγκέντρωση και των δύο αυτών συστατικών παρέχοντας το τελικό αποτέλεσμα σε οξείδια του αζώτου (NO<sub>x</sub>).



**Σχήμα 3.1** Εκπομπή NO και NO<sub>2</sub> από κινητήρες (α) Otto και (β) Diesel [5]

### 3.2.4 Σχηματισμός των NO<sub>x</sub> στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel

#### 3.2.4.1 Γενικά

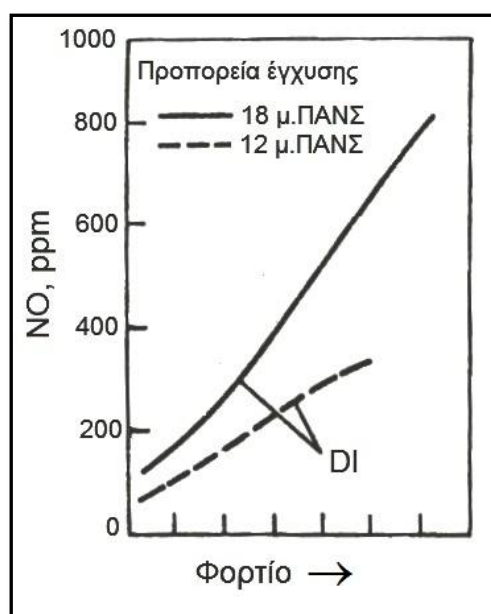
Στους κινητήρες Diesel λόγω του ότι το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης σε υγρή μορφή και ύστερα πραγματοποιείται η ανάμειξή του με τον αέρα, παρατηρείται μεγάλη στρωμάτωση στην κατανομή της θερμοκρασίας καθώς και στη συγκέντρωση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Έτσι τα NO<sub>x</sub> σχηματίζονται μόνο σε ορισμένες περιοχές, στις οποίες οι συνθήκες που επικρατούν το επιτρέπουν. Το μεγαλύτερο ποσοστό των NO<sub>x</sub> σχηματίζεται κατά κύριο λόγο κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, δηλαδή αυτό της ανεξέλεγκτης καύσης, όπου η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης, με τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα κοντά στη μονάδα και θερμοκρασία ιδιαίτερα υψηλή, λόγω του συγκεκριμένου τύπου φλόγας.

Κατά το τρίτο στάδιο της καύσης (ελεγχόμενη καύση – diffusion combustion), εξαιτίας της συνεχούς εξάπλωσης της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει, με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας τους και το «πάγωμα» των αντιδράσεων διάσπασης του NO σε αρκετά υψηλές τιμές και λίγο πιο νωρίς συγκριτικά με τους κινητήρες Otto.

### 3.2.4.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην επίδραση των NO<sub>x</sub>

#### A) Επίδραση του φορτίου

Αυξανόμενου του φορτίου παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης των NO<sub>x</sub> στα καυσαέρια, εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή. Στο Σχήμα 3.2 απεικονίζεται η εξάρτηση αυτή για τους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης (DI). Πιο συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι στους κινητήρες αυτούς η εκπομπή NO αυξάνεται συνεχώς αυξανόμενου του φορτίου (μέση πραγματική πίεση).



**Σχήμα 3.2** Επίδραση προπορείας έγχυσης και φορτίου στην παραγωγή NO<sub>x</sub> σε κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης (DI) [5]

#### B) Επίδραση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου

Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης, παρατηρείται αύξηση των παραγόμενων εκπομπών NO<sub>x</sub> στους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης, εξαιτίας της σημαντικής αύξησης της πίεσης και θερμοκρασίας των αερίων εντός του θαλάμου καύσης, όπως επίσης φαίνεται και στο Σχήμα 3.2

### Γ) Επίδραση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου

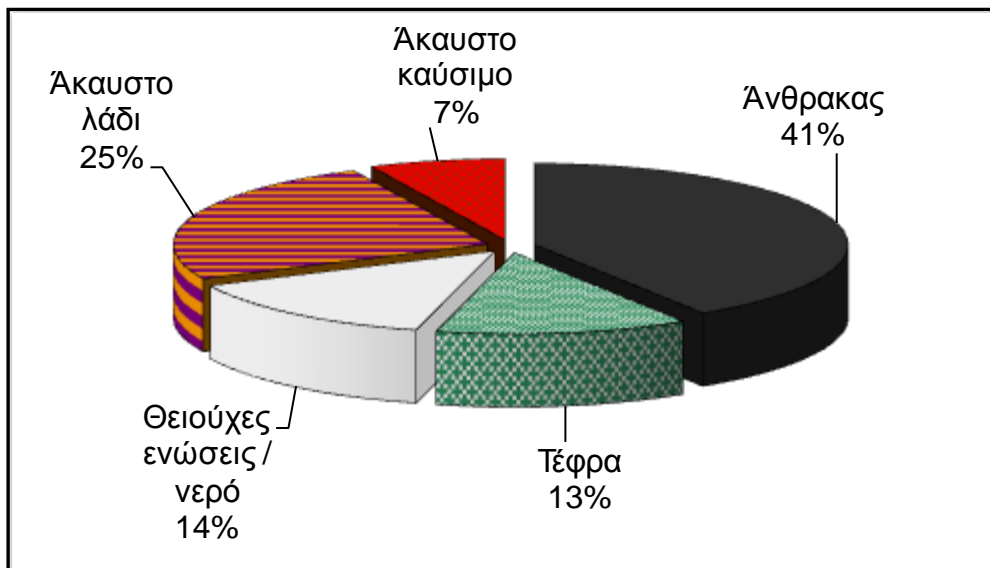
Η αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου του θαλάμου καύσης οδηγεί σε σημαντική μείωση της συγκέντρωσης των NO<sub>x</sub>. Η αιτία του φαινομένου αυτού είναι η αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του περιβάλλοντος μέσου με αποτέλεσμα την πτώση της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντίδρασης. Παρόμοια είναι ουσιαστικά και η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR).

## 3.3 Εκπομπές σωματιδίων

### 3.3.1 Γενικά

Τα σωματίδια, που προέρχονται από την καύση του πετρελαίου, αποτελούνται κυρίως από ανθρακούχο υλικό (αιθάλη) παραγόμενο κατά τη διάρκεια της καύσης, στο οποίο έχουν απορροφηθεί κάποια οργανικά συστατικά (προερχόμενα κυρίως από άκαυστο καύσιμο και λιπαντικό έλαιο κινητήρα). Τα σωματίδια κατανέμονται σε ένα πλατύ εύρος μεγεθών από 20 nm έως 10 μm, χαρακτηριστικό που τα καθιστά αναπνεύσιμα. Συχνά γίνεται ο διαχωρισμός των σωματιδίων αυτών σε ένα διαλυτό οργανικό μέρος και σε ένα μη διαλυτό, από τα οποία το δεύτερο χρησιμοποιείται συχνά ως μία εκτίμηση του ποσού της αιθάλης.

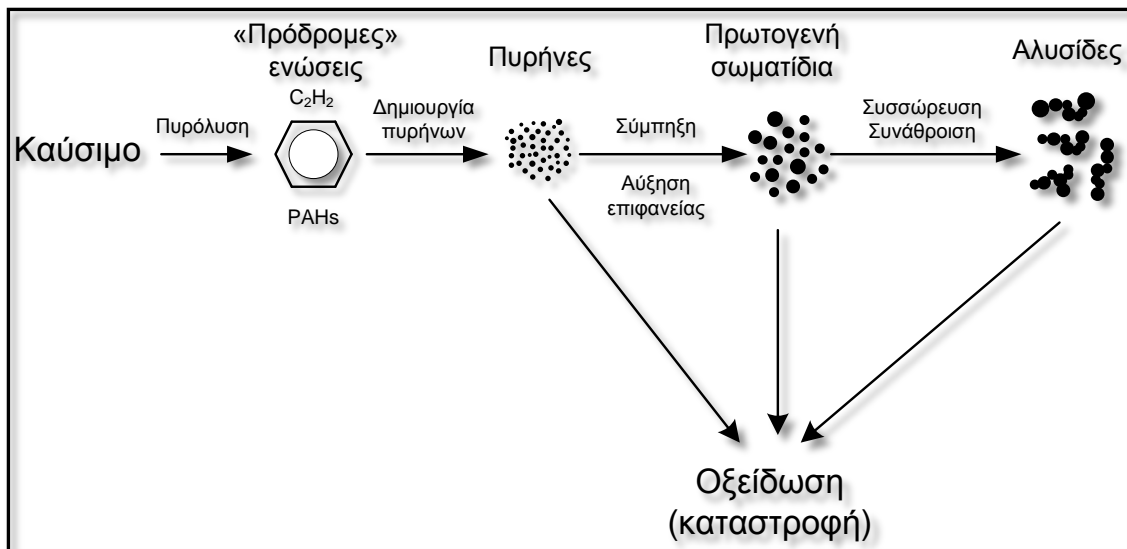
Το ποσοστό της αιθάλης που περιέχεται στα σωματίδια από την εξάτμιση κινητήρα Diesel ποικίλει, αλλά είναι συνήθως υψηλότερο του 40-50%. Επιπρόσθετες ουσίες που περιέχονται στα σωματίδια είναι: άκαυστο καύσιμο ή λιπαντικό έλαιο κινητήρα ή και προερχόμενα από μερική καύση, τρίμματα μετάλλων από φθορά καθώς επίσης και άλατα από τα καύσιμα (Σχήμα 3.3).



**Σχήμα 3.3** Τυπική σύσταση στην εξάτμιση κινητήρα Diesel βαρέος τύπου (φορτηγού) κατά τη διάρκεια δοκιμής σε Κύκλο Πόλης [6]

Το κλάσμα των θειούχων ενώσεων είναι προσεγγιστικά ανάλογο του κλάσματος σε περιεχόμενο θείου από το καύσιμο, άρα εξαιρετικά μειωμένο τα τελευταία χρόνια λόγω της σταδιακής αποθείωσης των καυσίμων (οχημάτων). Το κλάσμα που σχετίζεται με το άκαυστο καύσιμο/λάδι κινητήρα (διαλυτό οργανικό κλάσμα) ποικίλει ανάλογα με τη σχεδίαση του κινητήρα και τις συνθήκες λειτουργίας. Έχει εύρος που ξεκινά από τιμές μικρότερες του 10 % έως ποσοστά που ξεπερνούν και το 90 %.

Η αιθάλη δημιουργείται από άκαυστο καύσιμο το οποίο σχηματίζει σωματίδια από την αέρια φάση στη στερεά σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και με υψηλές θερμοκρασίες. Ανάλογα με τις περιβάλλουσες συνθήκες που επικρατούν, υδρογονάνθρακες ή άλλα διαθέσιμα μόρια συμπυκνώνονται ή απορροφώνται από την αιθάλη. Η εξέλιξη της υγρής – ή αέριας – φάσης των υδρογονανθράκων σε στερεά σωματίδια αιθάλης περιλαμβάνει έξι κοινά αναγνωρισμένες διαδικασίες (Σχήμα 3.4):



**Σχήμα 3.4** Διάγραμμα μηχανισμού σχηματισμού και καταστροφής σωματιδίων εντός θαλάμου καύσης κινητήρα Diesel [6]

- Πυρόλυση (Pyrolysis): ενδόθερμη διαδικασία που μεταβάλλει τη μοριακή δομή του καυσίμου υπό υψηλή θερμοκρασία και παράγει ενώσεις όπως οι πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (PAHs), που θεωρούνται πρόδρομοι της αιθάλης.
- Σχηματισμός πυρήνων (Nucleation): δημιουργία πυρήνων ή νανοσωματιδίων από ασταθή υλικά όπως οι υδρογονάνθρακες
- Επιφανειακή αύξηση (Surface growth): διαδικασία προσθήκης μάζας στην επιφάνεια ενός σωματιδίου αιθάλης.
- Σύμπτυξη (Coagulation): βίαιες συγκρούσεις των σφαιρικών σωματιδίων που οδηγούν στην ένωσή τους και το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων.
- Συσώρευση (Agglomeration): Τα σωματίδια παραμένουν ενωμένα για να σχηματίσουν μεγάλες ομάδες σε δομή αλυσίδας.
- Οξείδωση (Oxidation): διαδικασία που λαμβάνει χώρα κατά τη διάρκεια κάθε σταδίου από τα παραπάνω, κυρίως όταν επικρατούν θερμοκρασίες υψηλότερες των 1300 K, όπου η αιθάλη καίγεται υπό την παρουσία οξειδωτικών στοιχείων (κυρίως OH) και σχηματίζει αέρια προϊόντα όπως CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O.

### 3.3.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων

Οι υπό εφαρμογή κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων στην Ευρωπαϊκή Ένωση και στις Η.Π.Α. βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα σωματιδίων. Εντούτοις, η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων είναι ιδιαίτερα σημαντική σε ζητήματα σχετικά με την ποιότητα του αέρα, καθώς θεωρείται ότι η τοξικότητα των σωματιδίων αυξάνεται μειούμενου του μεγέθους τους. Τα σωματίδια αιθάλης, της τάξης των 100 nm, είναι επικίνδυνα για την ανθρώπινη υγεία, καθώς το μέγεθος τους είναι αρκετά μικρό ώστε να απορροφώνται από τη μύτη αλλά και αρκετά μεγάλο ώστε να επικάθονται στους πνεύμονες.

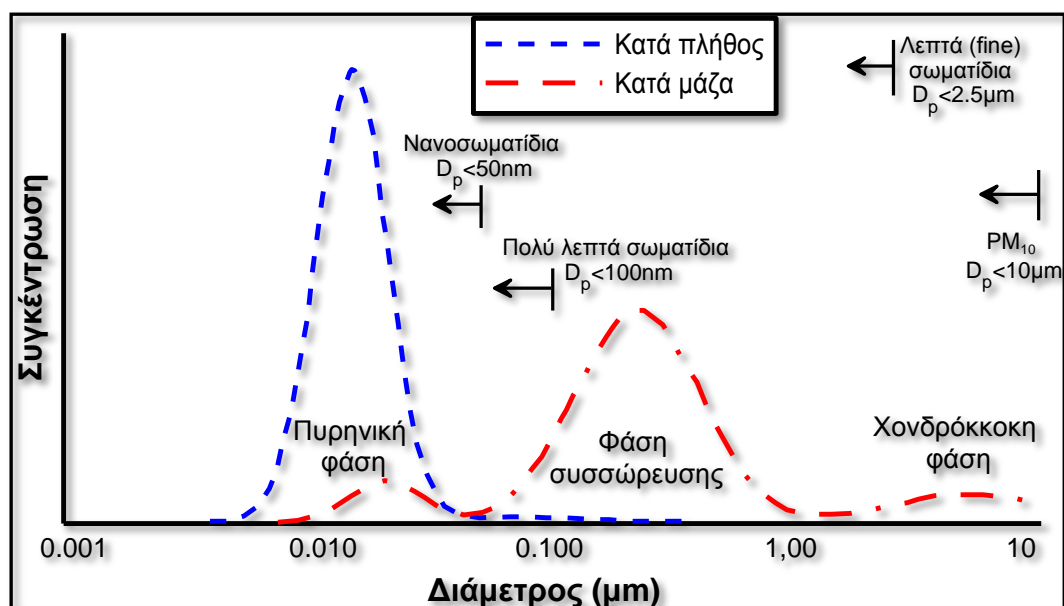
Σε αντίθεση με τη μάζα, ο αριθμός των εκπεμπόμενων σωματιδίων δεν διατηρείται σταθερός. Μέσα στη σωλήνωση της εξαγωγής ενός κινητήρα Diesel, οι συνεχώς μεταβαλλόμενες συνθήκες μπορούν να οδηγήσουν στο σχηματισμό σωματιδίων (με αποτέλεσμα την αύξηση και του αριθμού των σωματιδίων και της συγκέντρωσης της μάζας), στη συμπύκνωση και στη σύμπηξη (με αποτέλεσμα τη μείωση της συγκέντρωσης και την αύξηση του μεγέθους των σωματιδίων). Τα παραπάνω φαινόμενα παρατηρούνται επίσης και κατά τη διάρκεια της αραίωσης και της δειγματοληψίας, καθιστώντας πολύ δύσκολη αφ' ενός την εξαγωγή σαφών συμπερασμάτων και αφ' ετέρου το σχεδιασμό ενός κατάλληλου προτύπου αναφοράς.

Στο Σχήμα 3.5 που ακολουθεί, η κατανομή του αριθμού και της μάζας των σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρα Diesel παρουσιάζεται εξιδανικευμένη, σε λογαριθμική κλίμακα όσον αφορά τη διάμετρο. Η συγκέντρωση των σωματιδίων σε οποιοδήποτε εύρος μεγέθους είναι ανάλογη προς την περιοχή κάτω από την αντίστοιχη καμπύλη σε αυτό το εύρος. Το μεγαλύτερο μέρος της μάζας σωματιδίων συναντάται στην αποκαλούμενη κατάσταση συσσώρευσης (accumulation mode) για εύρος διαμέτρων 0,1-0,3  $\mu\text{m}$ . Στην περιοχή αυτή βρίσκονται τα συσσωματώματα και τα σχετικά προσροφημένα υλικά. Η κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode) αποτελείται από σωματίδια με εύρος διαμέτρου 0,005-0,05  $\mu\text{m}$ . Απαρτίζεται συνήθως από τις πτητικές οργανικές ενώσεις υδρογονανθράκων και θείου, και μπορεί επίσης να περιέχει και στερεές ενώσεις άνθρακα και μετάλλων. Ένα



ποσοστό μεγαλύτερο από 90% των εκπεμπόμενων σωματιδίων από ένα κινητήρα Diesel εμπίπτει στην κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode), το οποίο, όμως αντιστοιχεί μόνο στο 1-20 % της συνολικής μάζας των σωματιδίων. Η «χονδρόκοκκη» κατάσταση (coarse mode) περιέχει το 5-20 % της μάζας των σωματιδίων και αποτελείται από τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης, που έχουν επικαθίσει στην επιφάνεια των κυλίνδρων και της πολλαπλής εξαγωγής και στη συνέχεια συμπαρασύρονται. Στο Σχήμα 3.5 απεικονίζονται επίσης μερικές κατηγορίες του μεγέθους για τα ατμοσφαιρικά σωματίδια που είναι:

- τα  $PM_{10}$  με  $D_p$  (διάμετρο) $<10 \mu m$
- τα λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με  $D_p < 2,5 \mu m$
- τα πολύ λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με  $D_p < 0,1 \mu m$
- τα νανοσωματίδια (nanoparticles) με  $D_p < 0,05 \mu m$ .

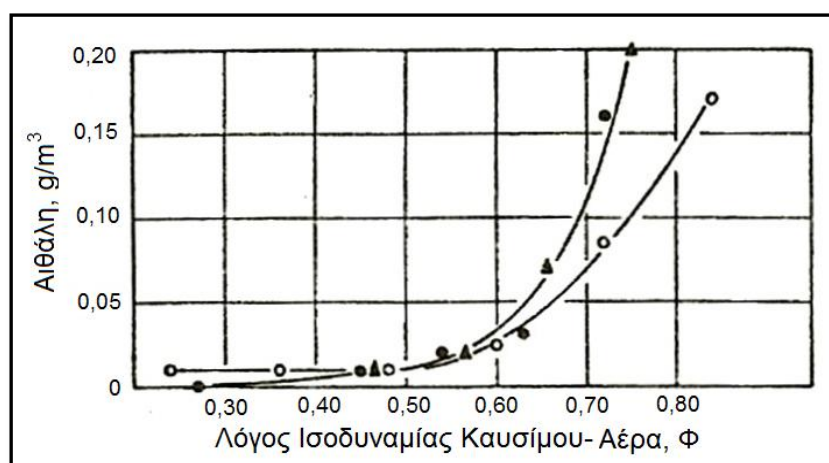


**Σχήμα 3.5** Τυπική κατανομή μεγέθους-πλήθους σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρων Diesel [6]

Το μέγεθος των σωματιδίων αποτελεί παράγοντα της επίδρασης των εκπομπών των κινητήρων στο φυσικό περιβάλλον ως εξής: επηρεάζει το χρόνο παραμονής των

σωματιδίων στην ατμόσφαιρα, τις οπτικές ιδιότητες και την επιφάνεια των σωματιδίων, και τις επιπτώσεις στην υγεία. Πιο συγκεκριμένα ο χρόνος παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα είναι μεγαλύτερος για τα σωματίδια με διάμετρο 0,1-10  $\mu\text{m}$  και είναι περίπου μια εβδομάδα. Τα μεγαλύτερα μόρια απομακρύνονται αρκετά γρήγορα από την ατμόσφαιρα με επικάθηση ενώ τα μικρότερα με τη διάχυση και τη σύμπληξη. Ένας χαρακτηριστικός χρόνος παραμονής για τα σωματίδια με διάμετρο 10nm είναι μόνο 15 λεπτά. Ο κύριος μηχανισμός για την απομάκρυνση αυτών των μικροσκοπικών σωματιδίων είναι η σύμπληξη με αυτά της φάσης συσσώρευσης.

Κατά τη διάρκεια της μόνιμης λειτουργίας κινητήρα Diesel, σχηματίζονται συνήθως τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης (80-110 nm). Στην αρχή της φάσης της καύσης, η πλειοψηφία των σωματιδίων είναι μεταξύ των 80-90 nm ενώ στη συνέχεια τα σωματίδια της αιθάλης συσσωματώνονται και σχηματίζουν έτσι σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου. Κατά τη διάρκεια της οξείδωσης της αιθάλης, ο αριθμός των σωματιδίων μειώνεται δραστικά σε ολόκληρο το φάσμα μεγεθών. Αυξανόμενου του φορτίου, αυξάνεται αντίστοιχα η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, γεγονός που ευνοεί το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων. Αντίθετα, κατά την άφορτη λειτουργία («ρελαντί») ευνοείται ο σχηματισμός νανοσωματιδίων. Στο Σχήμα 3.6 παρουσιάζεται η μεταβολή των εκπεμπόμενων σωματιδίων σε συνάρτηση με το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα (δηλαδή του φορτίου).



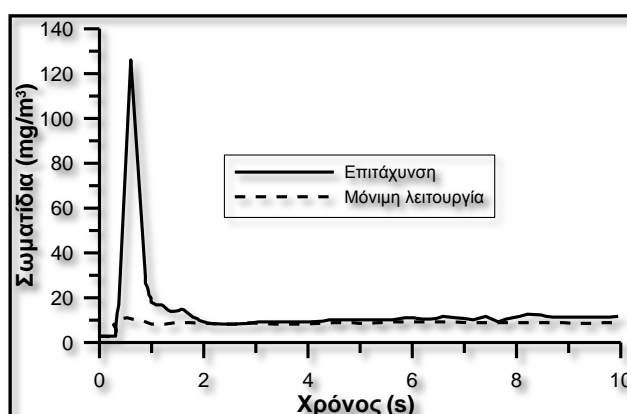
**Σχήμα 3.6** Επίδραση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα ( $\Phi$ ) στις εκπομπές αιθάλης

[5]

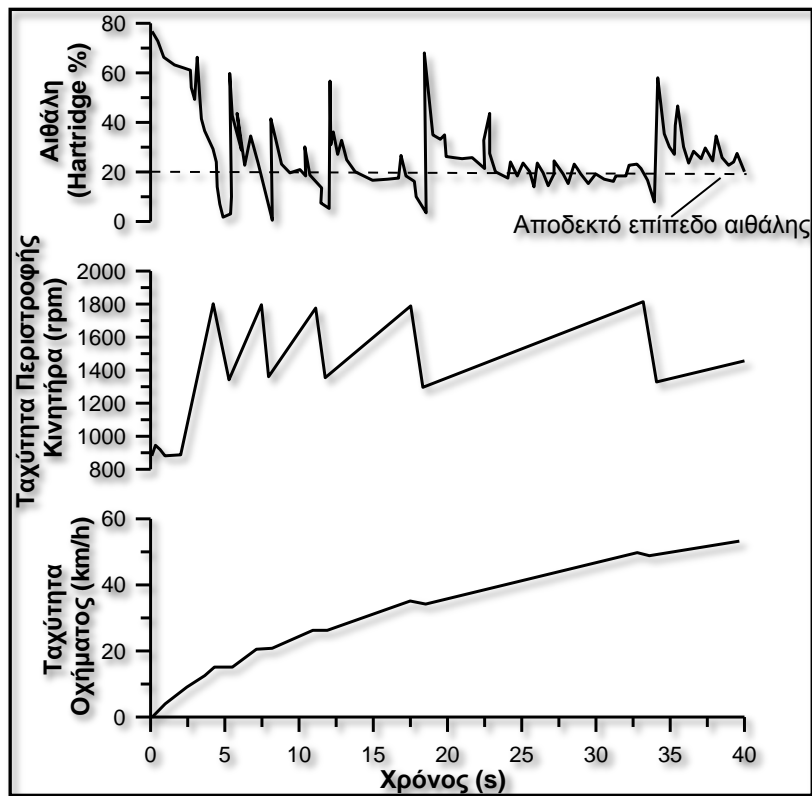
Μεταξύ των σημαντικότερων παραγόντων που έχουν βρεθεί ότι επηρεάζουν τη συγκέντρωση του αριθμού των σωματιδίων και την κατανομή του μεγέθους τους είναι ο τύπος του καυσίμου που χρησιμοποιείται, με προτιμητέα τα καύσιμα με πολύ χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο για μειωμένες γενικά εκπομπές σωματιδίων, αν και έχει παρατηρηθεί μια αύξηση στη συγκέντρωση των νανο-σωματιδίων. Όμοια φαινόμενα παρατηρούνται για υψηλότερες πιέσεις έγχυσης του καυσίμου ή για χαμηλότερα ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίου EGR.

### 3.4 Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel

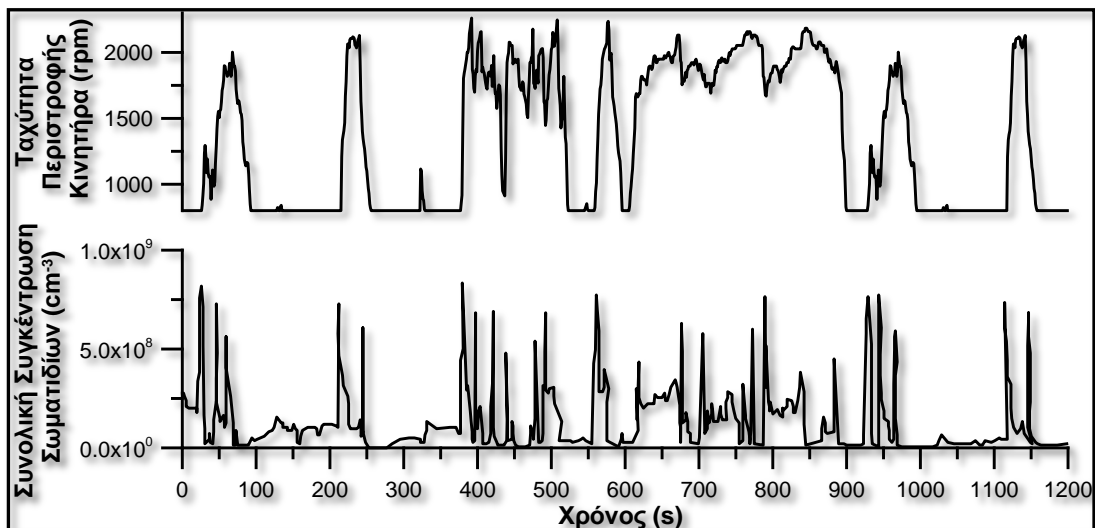
Η χειροτέρευση της καύσης κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag), οδηγεί σε στιγμιαία σημαντική αύξηση των αέριων και σωματιδιακών ρύπων σε σύγκριση με την αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία (σταθερή ταχύτητα περιστροφής και φορτίο). Μερικά τυπικά παραδείγματα, όσον αφορά διακριτές μεταβολές στροφών ή φορτίου όσο και κατά τη διάρκεια Κύκλων Πόλης, δίνονται παρακάτω:



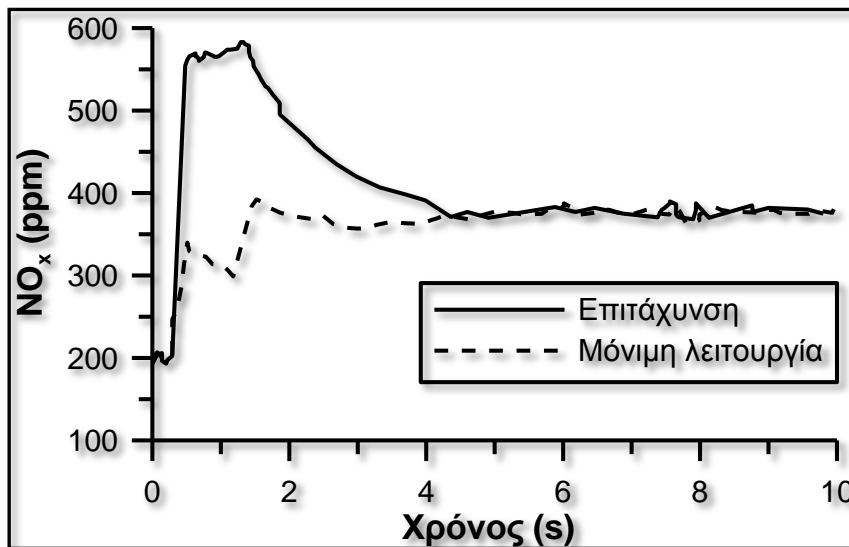
**Σχήμα 3.7** Υπερακόντωση εκπομπών αιθάλης κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί'). Η υπερκόντωση είναι μεγαλύτερη όσο πιο 'χαμηλό' το αρχικό σημείο λειτουργίας, όσο πιο μεγάλη η μεταβολή στροφών ή φορτίου, όσο πιο απότομα αυτή πραγματοποιείται και όσο πιο μεγάλη η μέση πραγματική πίεση (rating) του κινητήρα [6]



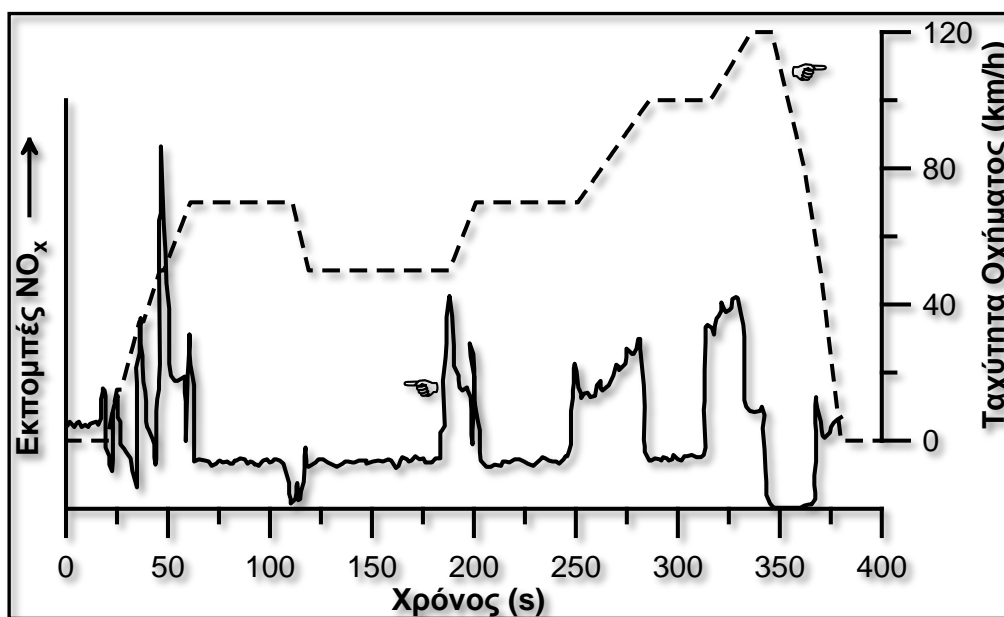
**Σχήμα 3.8** Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια συνεχών αλλαγών ταχυτήτων σε υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel φορτηγού που εισέρχεται σε αυτοκινητόδρομο [15]



**Σχήμα 3.9** Ολική συγκέντρωση αριθμού σωματιδίων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Μεταβατικού Κύκλου Πόλης FTP βαρέων οχημάτων [6]



**Σχήμα 3.10** Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί') [6]



**Σχήμα 3.11** Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια του εκτός πόλης (EUDC) τμήματος του Ευρωπαϊκού Κύκλου πιστοποίησης οχημάτων NEDC στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel· είναι εμφανής η σημαντική αύξηση των εκπομπών σε κάθε επιτάχυνση του οχήματος [6]

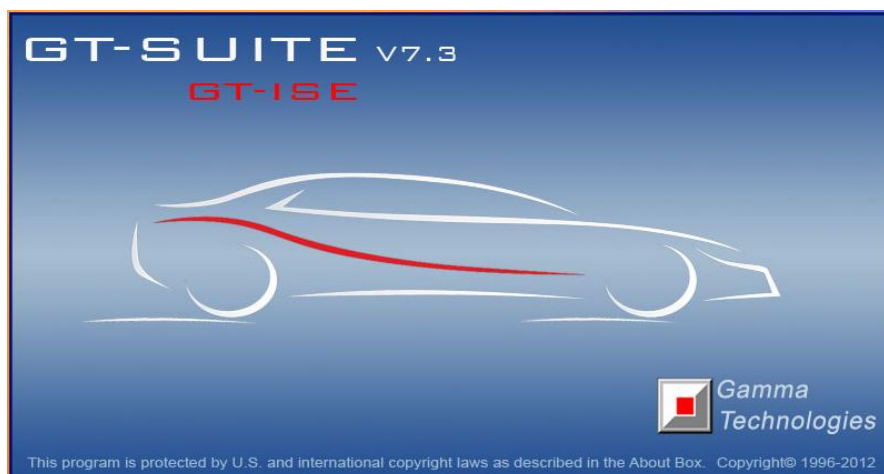
# Κεφάλαιο 4

## Μοντελοποίηση υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας με το λογισμικό GT-Suite

### 4.1 Λογισμικό GT-Suite

#### 4.1.1 Γενικά χαρακτηριστικά του λογισμικού GT-Suite

Το πρόγραμμα GT-Suite είναι προϊόν της εταιρίας Gamma Technologies [7] και χρησιμοποιείται κατά κόρον από εταιρίες που ανήκουν στη βιομηχανία κινητήρων και οχημάτων. Το GT-Suite δίνει τη δυνατότητα στους χρήστες του για εικονική αναπαράσταση κινητήρων, συστημάτων μετάδοσης καθώς και προσομοίωση πληθώρας εφαρμογών που έχουν άμεση σχέση με την αυτοκινητοβιομηχανία.



**Σχήμα 4.1** Εικόνα εισόδου στο GT-Suite

Το λογισμικό GT-Suite χειρίζεται, σε ένα μόνο πακέτο, μία ευρεία ποικιλία εφαρμογών όπως:

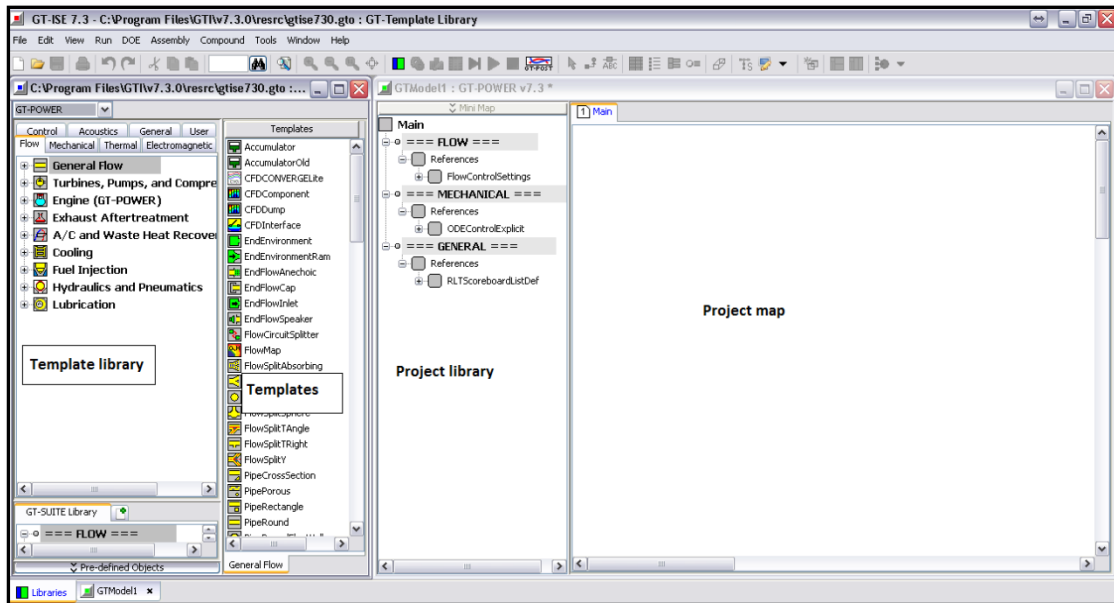
- ✓ Μοντελοποίηση απόδοσης κινητήρων (GT-Power)
- ✓ Ανάλυση δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων
- ✓ Ακουστική της εισαγωγής και της εξαγωγής
- ✓ Επεξεργασία των καυσαερίων
- ✓ Προσομοίωση μοντέλων πραγματικού χρόνου (Real-time simulation)
- ✓ Δυναμική οχήματος
- ✓ Μοντελοποίηση μετάδοσης
- ✓ Υβριδικά και ηλεκτρικά οχήματα, κυψέλες καυσίμου
- ✓ Συστήματα ψύξης κινητήρα
- ✓ Θερμική διαχείριση οχήματος
- ✓ Ενεργειακή διαχείριση οχήματος
- ✓ Συστήματα κλιματισμού (air-conditioning)
- ✓ Ανακόμιση θερμότητας καυσαερίων
- ✓ Συστήματα λίπανσης και ρουλεμάν
- ✓ Συστήματα έγχυσης καυσίμου
- ✓ Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα
- ✓ Κινηματική και δυναμική εκκεντροφόρου και βαλβίδων
- ✓ Κινηματική και δυναμική στροφαλοφόρου
- ✓ Κιβώτια ταχυτήτων, μαντοκίνηση και κίνηση με αλυσίδα

Στη διπλωματική αυτή εργασία έγινε χρήση του υποπρογράμματος του λογισμικού GT-Suite, GT-Power, το οποίο όπως αναφέρθηκε και παραπάνω αφορά τη μοντελοποίηση κινητήρων.

#### **4.1.2 Το υποπρόγραμμα GT-Power και το περιβάλλον εργασίας του**

Το GT-Power περιέχει μία βιβλιοθήκη (library) με όλα τα πρότυπα εργαλεία (templates) που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εικονική αναπαράσταση και προσομοίωση ενός κινητήρα. Ο χρήστης επιλέγει τα στοιχεία τα οποία είναι απαραίτητα για την εφαρμογή την οποία θέλει κάθε φορά να "τρέξει", όπως π.χ. συμπιεστής, βαλβίδες, πολλαπλή εισαγωγής κλπ, και αφού συμπληρώσει κάποια χαρακτηριστικά που απαιτεί το πρόγραμμα για καθένα από αυτά, όπως το υλικό των σωλήνων της πολλαπλής εισαγωγής κλπ, αυτά μεταφέρονται στη βιβλιοθήκη της συγκεκριμένης εφαρμογής (project library). Στη συνέχεια, αφού επιλεγούν όλα τα αντικείμενα που χρειάζεται η εκάστοτε εφαρμογή για να υλοποιηθεί από τη βιβλιοθήκη, μπορούν να τοποθετηθούν στο χάρτη εργασίας (project map), όπου

συνδέονται κατάλληλα μεταξύ τους. Ακολουθεί το Σχήμα 5.2 στο οποίο γίνονται πιο σαφή τα όσα περιγράφηκαν πιο πάνω.



**Σχήμα 4.2 Περιβάλλον εργασίας GT-Power**

Όταν όλα τα επιμέρους στοιχεία συνδεθούν κατάλληλα μεταξύ τους, ο χάρτης εργασίας θα έχει τη μορφή ενός μονογραμμικού διαγράμματος. Αν το τελικό αυτό μοντέλο είναι λειτουργικό, το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα να γίνει η προσομοίωση διαφόρων σεναρίων, τόσο μόνιμης όσο και μεταβατικής λειτουργίας, αρκεί ο χρήστης να ορίσει κάποιες αρχικές συνθήκες, όπως ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, ροπή αδράνειας του ζεύγους υπερπλήρωσης κλπ. Αφού ολοκληρωθεί η προσομοίωση αυτή τα αποτελέσματα είναι διαθέσιμα μέσω του εργαλείου GT-Post σε μορφή διαγραμμάτων και πινάκων.

## 4.2 Γενική περιγραφή του μοντέλου

Το μοντέλο που δημιουργήθηκε για την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτελεί ουσιαστικά συνέχεια του μοντέλου που δημιουργήθηκε στα πλαίσια προηγούμενης διπλωματικής εργασίας [9] και αφορούσε έναν εξακύλινδρο, υπερπληρωμένο, τετράχρονο κινητήρα Diesel φορτηγού. Στα πλαίσια αυτής της



εργασίας αντικαταστάθηκε ο στρόβιλος σταθερής γεωμετρίας του ζεύγους υπερπλήρωσης με έναν μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Είναι προφανές ότι η διαδικασία του ταιριάσματος σε ότι αφορά το στρόβιλο επαναλήφθηκε εξ αρχής, ενώ προστέθηκε ένα σύστημα αυτομάτου ελέγχου για την ομαλή λειτουργία του νέου συστήματος μετά την προσθήκη του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι τα αποτελέσματα που εξήχθησαν μετά το "τρέξιμο" του μοντέλου σε διάφορες συνθήκες μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας συγκρίθηκαν με τα αποτελέσματα της προηγούμενης διπλωματικής εργασίας που αφορούσε την μονοβάθμια, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση, αφού πρώτα πήραν τη μορφή διαγραμμάτων.

Στο σημείο αυτό, πρέπει να αναφερθεί το γεγονός ότι στο μοντέλο του GT-Power που δημιουργήθηκε, όλες οι διεργασίες εντός των κυλίνδρων γίνονται σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (filling and emptying method). Επιπλέον, για τη μοντελοποίηση της καύσης χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις Wiebe, ενώ για τις απώλειες θερμότητας η σχέση Woschni. Αναφορικά με την επίλυση των εξισώσεων της πολλαπλής εξαγωγής χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος των χαρακτηριστικών (pressure wave action simulation).

## **4.3 Εξακύλινδρος κινητήρας Diesel**

### **4.3.1 Γενικά χαρακτηριστικά του κινητήρα**

Στην παρούσα διπλωματική εργασία η μοντελοποίηση του κινητήρα βασίζεται στον κινητήρα της Mercedes - Benz, OM-366 LA που βρίσκεται στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π. Τα κύρια χαρακτηριστικά του δίνονται στον Πίνακα 4.1.

**Πίνακας 4.1** Χαρακτηριστικά του κινητήρα OM-366 LA

|                                    |                         |
|------------------------------------|-------------------------|
| Αριθμός κυλίνδρων (z)              | 6                       |
| Διάμετρος (bore) εμβόλου (D)       | 97,5 mm                 |
| Διαδρομή (stroke) εμβόλου (s = 2r) | 133 mm                  |
| Μήκος διωστήρα (L)                 | 230 mm                  |
| Όγκος εμβολισμού (V <sub>H</sub> ) | 5958,01 cm <sup>3</sup> |

Με τον συνολικό όγκο εμβολισμού να υπολογίζεται από τη Σχέση 4.1:

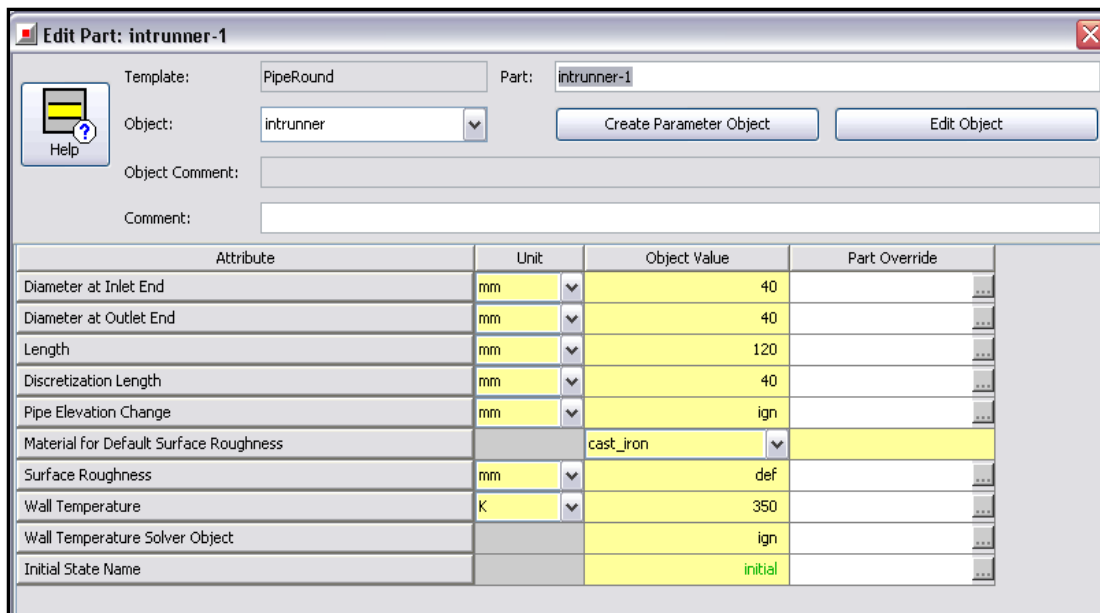
$$V_H = z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \quad (4.1)$$

Στις επόμενες παραγράφους θα γίνει περιγραφή όλων των επιμέρους τμημάτων του κινητήρα και των χαρακτηριστικών που επιλέχθηκαν για το καθένα, δίνοντας ιδιαίτερη έμφαση στο ζεύγος υπερπλήρωσης και το σύστημα αυτομάτου ελέγχου.

#### **4.3.2 Πολλαπλή εισαγωγής, σωλήνες και θυρίδες εισαγωγής**

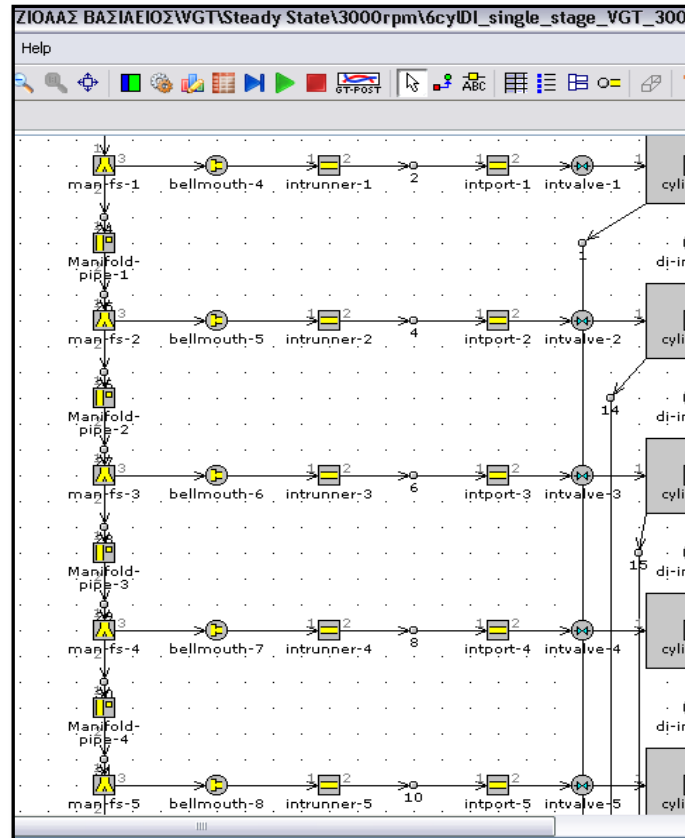
Η πολλαπλή εισαγωγής του κινητήρα αποτελείται από σωλήνες (pipes) και διακλαδώσεις (flow splits) με αριθμημένες θυρίδες προκειμένου να είναι αυστηρά καθορισμένη η ροή του αέρα που αναρροφάται από το περιβάλλον προς τους κυλίνδρους. Στο συγκεκριμένο μοντέλο, χάριν απλότητας θεωρήθηκε ότι οι σωλήνες εισαγωγής είναι κάθετοι στο σωλήνα εισόδου της πολλαπλής εισαγωγής, παρά το γεγονός ότι από το πρόγραμμα προσφέρεται η δυνατότητα καθορισμού της γωνίας αυτής.

Οι σωλήνες εισαγωγής που συνδέουν την πολλαπλή εισαγωγής με τις θυρίδες εισαγωγής, επιλέχθηκαν με διάμετρο 40 mm και μήκος 120 mm, ενώ το υλικό κατασκευής τους ορίστηκε να είναι ο χυτοσίδηρος για την καλύτερη προσομοίωση της τραχύτητας της επιφάνειας και τον υπολογισμό των διάφορων απωλειών της ροής. Το παράθυρο εισαγωγής δεδομένων φαίνεται στην παρακάτω εικόνα (Σχήμα 4.3).



**Σχήμα 4.3** Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων σωλήνων εισαγωγής

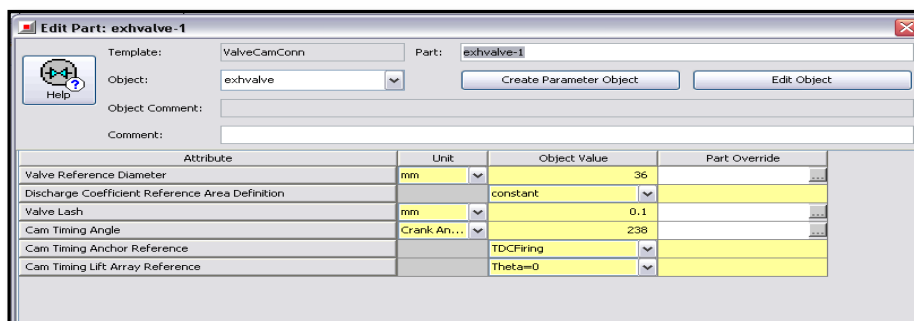
Οι θυρίδες εισαγωγής επιλέχθηκαν να έχουν κι αυτές διάμετρο 40 mm, έτσι ώστε να μην υπάρχει απώλειες της ροής και αυξομειώσεις την ταχύτητας του ρευστού λόγω απότομων αλλαγών της διαμέτρου των διαφόρων στοιχείων. Το μήκος τους ορίστηκε στα 80 mm, το υλικό κατασκευής τους επίσης χυτοσίδηρος, ενώ η θερμοκρασία των τοιχωμάτων τους στους 450 K. Τέλος, ορίστηκε και ένας συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ίσος με 1,5 προκειμένου να προσομοιωθεί όσο το δυνατόν καλύτερα η μεταφορά θερμότητας από τις βαλβίδες προς τις θυρίδες. Μια γενική απεικόνιση της διάταξης της εισαγωγής, όπως αυτή φαίνεται στο χάρτη εργασίας του GT-Power παρουσιάζεται στην εικόνα που ακολουθεί στην επόμενη σελίδα (Σχήμα 4.4).

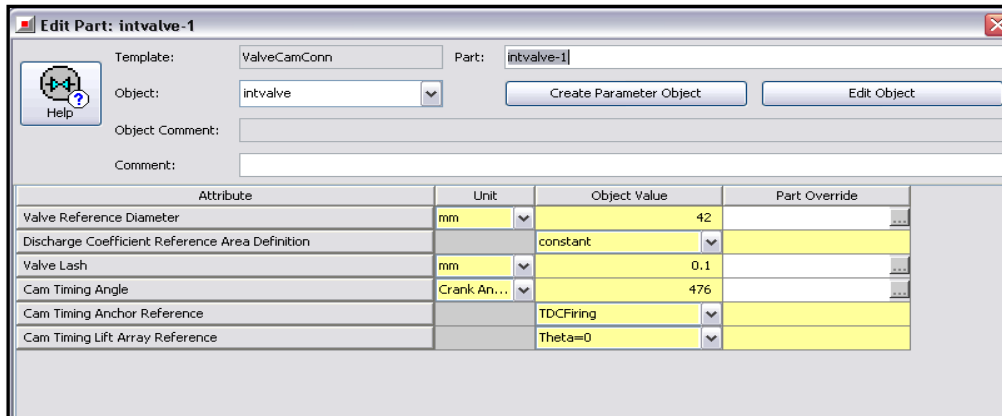


Σχήμα 4.4 Μέρος της διάταξης της πολλαπλής εισαγωγής

### 4.3.3 Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής

Οι βαλβίδες εισαγωγής (Σχήμα 4.5) επιλέχθηκαν να έχουν διάμετρο 42 mm, ενώ ανοίγουν  $15^\circ$  πριν την έναρξη της εισαγωγής και κλείνουν  $82^\circ$  μετά την έναρξη της συμπίεσης. Από την άλλη, οι βαλβίδες εξαγωγής έχουν διάμετρο 36 mm, ανοίγουν  $112^\circ$  μετά την έναρξη της καύσης και κλείνουν  $24^\circ$  μετά την έναρξη της εισαγωγής. Τέλος, η μέγιστη βύθιση και για των δύο ειδών τις βαλβίδες, εισαγωγής και εξαγωγής, είναι 10,204 mm.





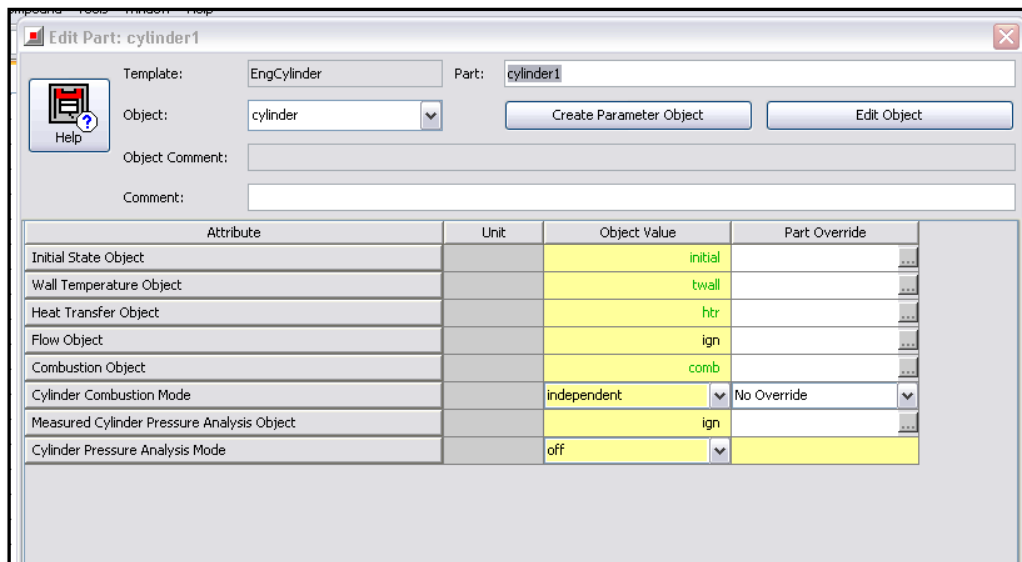
**Σχήμα 4.5** Παράθυρα εισαγωγής δεδομένων βαλβίδων εξαγωγής και εισαγωγής

#### 4.3.4 Κύλινδροι

Οι κύριες διαστάσεις των κυλίνδρων έχουν δοθεί σε προηγούμενη παράγραφο. Σε αυτό το σημείο κρίνεται σκόπιμο να γίνει αναφορά στις αρχικές συνθήκες που επικρατούν τόσο στο εσωτερικό του κυλίνδρου όσο και στα τοιχώματα αυτού, καθώς το πρόγραμμα δίνει μεγάλη βαρύτητα προκειμένου να εξαχθούν κατά το δυνατόν πιο κοντά στην πραγματικότητα αποτελέσματα.

Στη συγκεκριμένη μοντελοποίηση γίνεται χρήση ενός απλού υπολογιστικού μοντέλου μεταφοράς θερμότητας και αρκούν τρεις θερμοκρασίες για τον προσδιορισμό των αρχικών συνθηκών. Αυτές είναι: η θερμοκρασία της κυλινδροκεφαλής (cylinder head) που ορίζεται στους 550 K, η θερμοκρασία των εμβόλων (pistons) που ορίζεται στους 590 K και η θερμοκρασία των τοιχωμάτων των κυλίνδρων (cylinder walls) που ορίζεται στους 450 K.

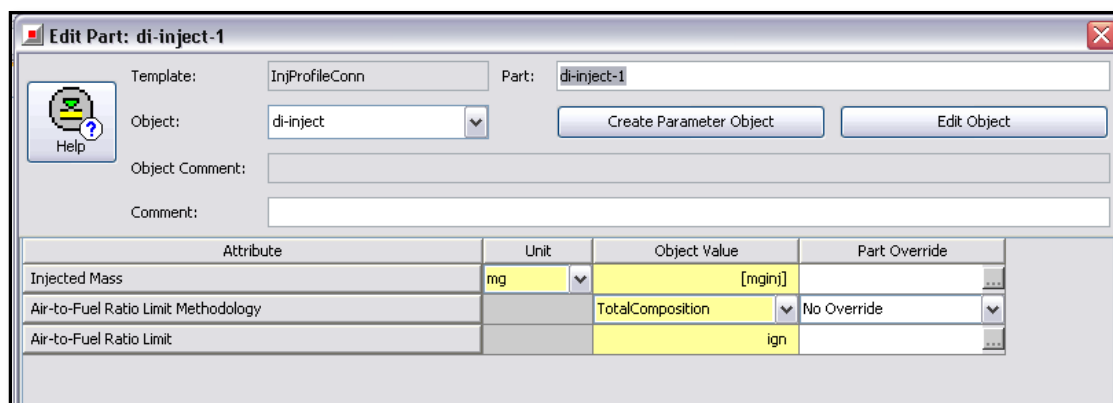
Τέλος, για μεγαλύτερη ακρίβεια αποτελεσμάτων χρησιμοποιούνται δύο ακόμα συντελεστές που αφορούν τη μεταφορά θερμότητας από την κεφαλή του κυλίνδρου προς το έμβολο. Οι συντελεστές αυτοί ορίζονται ως "λόγος κεφαλής προς διάμετρο κυλίνδρου" (head/bore area ratio) και "λόγος εμβόλου προς διάμετρο κυλίνδρου" (piston/bore area ratio) και λαμβάνουν υπόψιν τους το πώς επηρεάζεται η μεταφορά θερμότητας από τη γεωμετρία του κυλίνδρου και του εμβόλου.



**Σχήμα 4.6** Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων κυλίνδρων

### 4.3.5 Εγχυτήρες καυσίμου

Για τις ανάγκες του μοντέλου που δημιουργήθηκε, τοποθετήθηκαν εγχυτήρες 6 οπών με διάμετρο 0,3 mm η κάθε μία, οι οποίες εγχύουν τυπικό καύσιμο Diesel σε θερμοκρασία 300 K. Η ποσότητα που εγχύεται είναι μία παράμετρος που ορίζεται κάθε φορά από το χρήστη ανάλογα με τις εκάστοτε συνθήκες λειτουργίας και ουσιαστικά αντιπροσωπεύει το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού από τον οδηγό (Σχήμα 4.7).

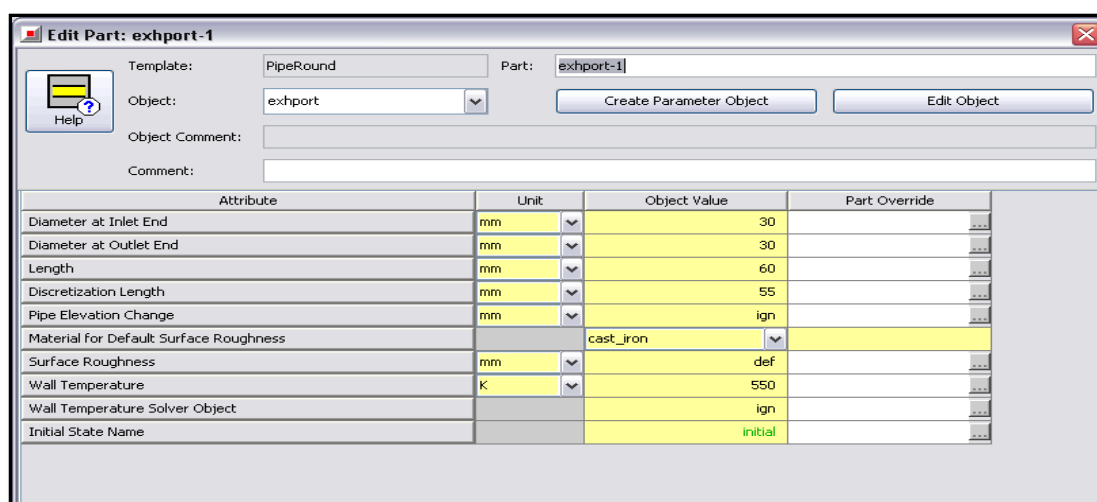


**Σχήμα 4.7** Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων εγχυτήρων καυσίμου

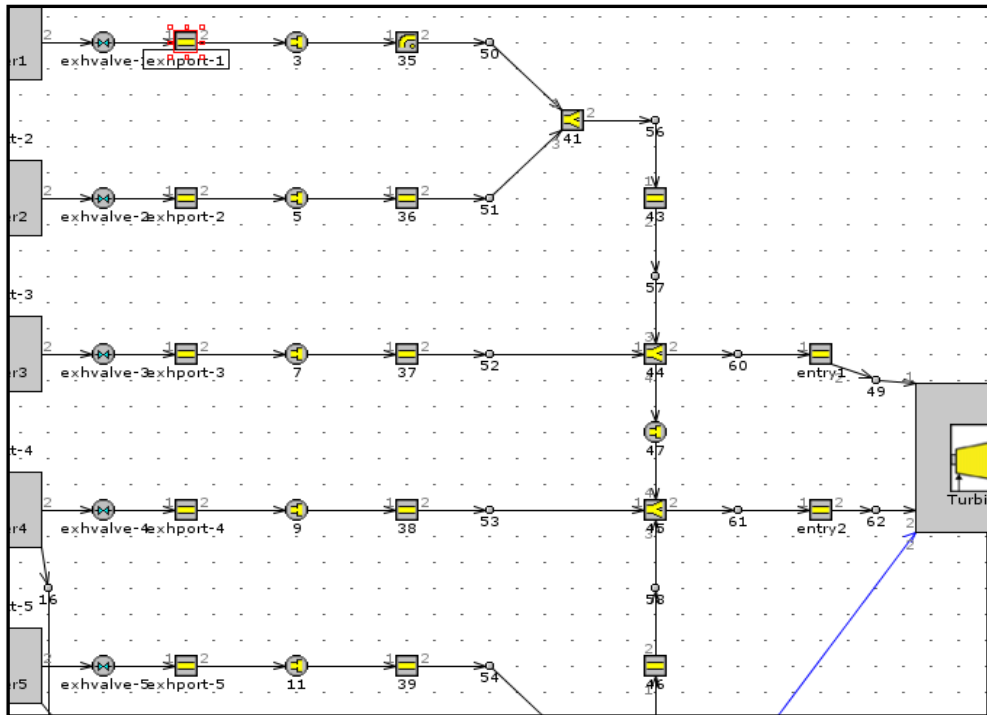
### 4.3.6 Πολλαπλή εξαγωγής και θυρίδες εξαγωγής

Στην περίπτωση της πολλαπλής εξαγωγής (Σχήμα 4.9) υπάρχουν κάποιες ιδιαιτερότητες σε σχέση με αυτήν της εισαγωγής. Αυτό συμβαίνει γιατί τα καυσαέρια θα πρέπει να κατευθύνονται προς το στρόβιλο με τη μορφή κυμάτων πίεσης. Έτσι, γίνεται ομαδοποίηση της πολλαπλής εξαγωγής με τρόπο ώστε τα καυσαέρια από τους κυλίνδρους 1-2-3 να καταλήγουν σε μία σωλήνωση και τα καυσαέρια από τους κυλίνδρους 4-5-6 σε μία δεύτερη. Για το λόγο αυτό ο στρόβιλος έχει δύο εισόδους (twin entry), ενώ επιπλέον υπάρχει μια σύνδεση μεταξύ των δύο σωληνώσεων με μια μικρή οπή που προσομοιώνει τις όποιες διαρροές μπορεί να υπάρχουν από τα δύο ρεύματα καυσαερίου κατά την είσοδό τους στο στρόβιλο. Τέλος, η θερμοκρασία που επικρατεί στην πολλαπλή εξαγωγής έχει οριστεί στους 900 K, με τη διαφορά με την πολλαπλή εισαγωγής να είναι αισθητή λόγω της ιδιαίτερα αυξημένης θερμοκρασίας των καυσαερίων.

Σε ότι αφορά τη διάμετρο και το μήκος των θυρίδων εξαγωγής των κυλίνδρων έχουν οριστεί στα 30 mm και 60 mm αντίστοιχα, με το υλικό κατασκευής να είναι χυτοσίδηρος, όπως και στην περίπτωση των θυρίδων εισαγωγής (Σχήμα 4.8).



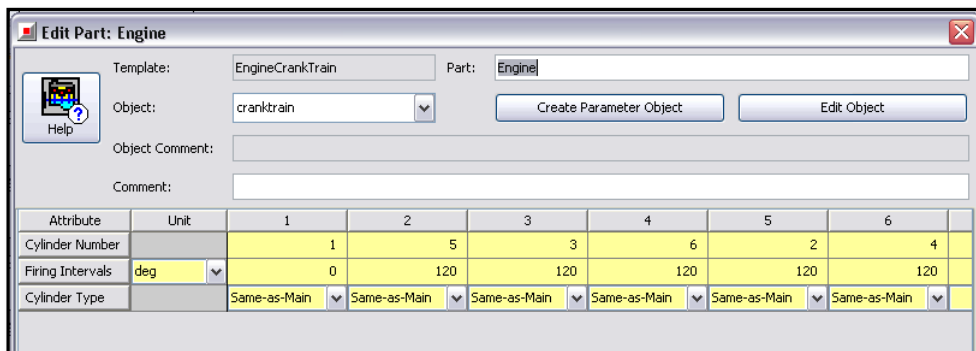
**Σχήμα 4.8** Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων πολλαπλής εξαγωγής



**Σχήμα 4.9** Μέρος της διάταξης της πολλαπλής εξαγωγής (δύπλη είσοδος, twin entry)

### 4.3.7 Στροφαλοφόρος άτρακτος

Η στροφαλοφόρος άτρακτος πρακτικά αποτελεί το τελευταίο κομμάτι για την ολοκλήρωση του μοντέλου του κινητήρα αυτού καθαυτού. Εδώ συνδέονται όλοι οι κύλινδροι, ενώ ρυθμίζονται σημαντικά δεδομένα, όπως ο τύπος του κινητήρα (τετράχρονος στη συγκεκριμένη περίπτωση), η αδράνειά του, που παίζει καθοριστικό ρόλο στη μεταβατική λειτουργία, καθώς και η σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων, η οποία για τον εξακύλινδρο εν σειρά κινητήρα είναι : 1-5-3-6-2-4 (Σχήμα 4.10).



**Σχήμα 4.10** Εισαγωγή δεδομένων στροφαλοφόρου ατράκτου



## 4.4 Ζεύγος στροβίλο-υπερπλήρωσης

Το σύστημα που επιχειρείται να μοντελοποιηθεί στην παρούσα εργασία είναι αυτό της μονοβάθμιας στροβίλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Το ζεύγος υπερπλήρωσης αποτελείται από έναν ακτινικό συμπιεστή σταθερής γεωμετρίας, τον στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας και την άτρακτο που τα συνδέει.

Ο συμπιεστής που χρησιμοποιήθηκε παρέχεται από τη βιβλιοθήκη του GT-Power και έχει εγκατεστημένο έναν χάρτη ακτινικού συμπιεστή δυναμικής ροής. Στην είσοδό του επικρατούν ατμοσφαιρικές συνθήκες, δηλαδή πίεση 1,01325 bar και θερμοκρασία 298 K. Το μέγεθος του συμπιεστή αυτού δεν είναι προκαθορισμένο, αλλά μπορεί να μεταβληθεί από το χρήστη μέσω των συντελεστών "mass multiplier" και "efficiency multiplier" που ορίζουν την παροχή μάζας που διέρχεται από αυτόν και το βαθμό απόδοσης αντίστοιχα (Σχήμα 4.11). Μετά από δοκιμές ταιριάσματος, κατά τις οποίες μελετήθηκαν τα αποτελέσματα σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής αλλάζοντας συνεχώς τους δύο αυτούς συντελεστές προέκυψαν τα εξής αποτελέσματα:

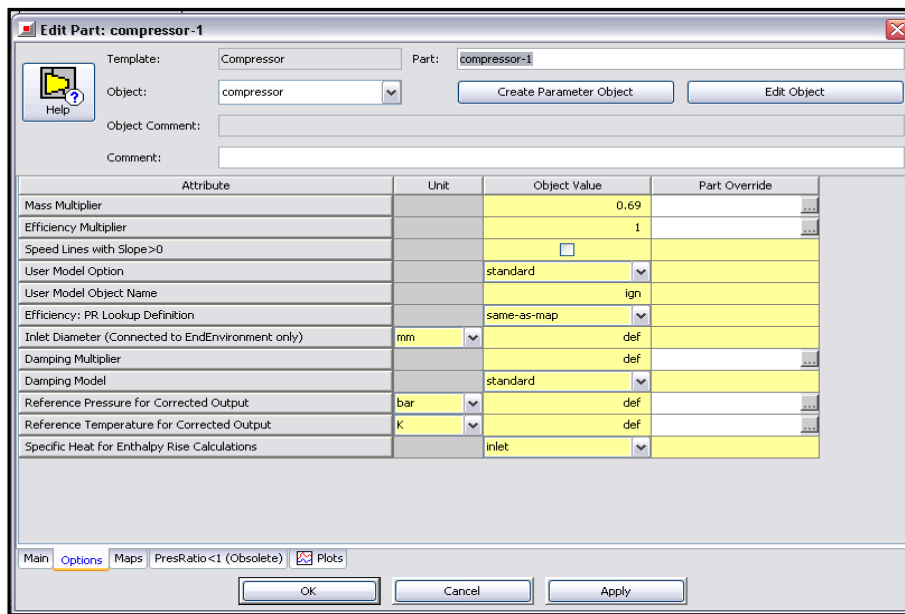
- mass multiplier συμπιεστή = 0,69
- efficiency multiplier συμπιεστή = 1

Ο στρόβιλος κατ' αντιστοιχία με το συμπιεστή χρησιμοποιεί τον χάρτη του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT map) που παρέχεται από το πρόγραμμα (Σχήμα 4.12). Η έξοδος του στροβίλου συνδέεται με το περιβάλλον και ακολουθώντας διαδικασία ταιριάσματος, όπως και στο συμπιεστή προέκυψαν οι εξής τιμές για τους δύο συντελεστές:

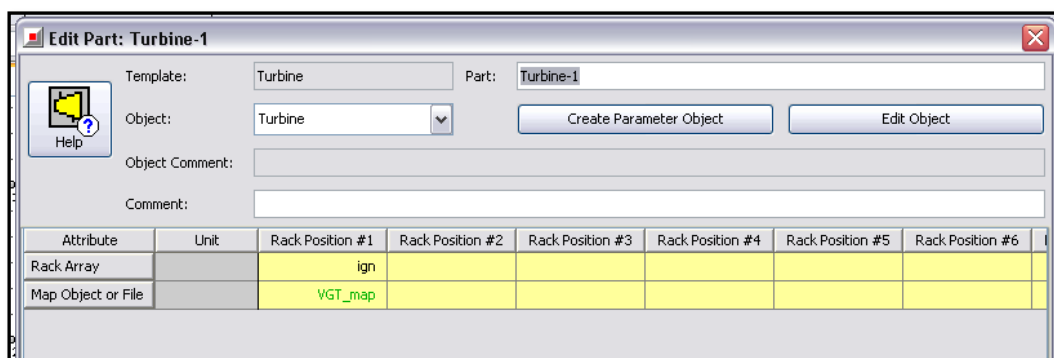
- mass multiplier στροβίλου = 1,81
- efficiency multiplier στροβίλου = 1,79

Τέλος, η άτρακτος του ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης είναι υπεύθυνη για τη μεταφορά ισχύος και ροπής από το στρόβιλο στο συμπιεστή. Τα δεδομένα τα οποία

θα πρέπει να συμπληρωθούν από το χρήστη είναι η ροπή αδράνειας του της ατράκτου, πράγμα εξαιρετικά σημαντικό για τη μεταβατική λειτουργία, καθώς επίσης και μία αρχική ταχύτητα περιστροφής για κάθε περίπτωση, ώστε να επιτυγχάνεται γρηγορότερα η σύγκλιση του προγράμματος.



**Σχήμα 4.11** Εισαγωγή δεδομένων συμπιεστή



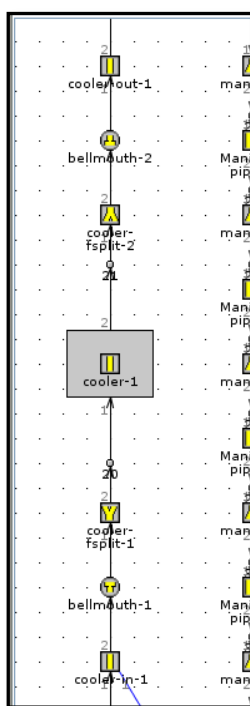
**Σχήμα 4.12** Εισαγωγή χάρτη στροβίλου

## 4.5 Ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα

Όπως προαναφέρθηκε στην παράγραφο 1.4.2, σχεδόν σε κάθε υπερπληρωμένο κινητήρα είναι επιθυμητή η ύπαρξη ενός ψυγείου προκειμένου να μειωθεί η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στους κυλίνδρους, λόγω θερμικών καταπονήσεων,

αλλά και να αυξηθεί η πυκνότητα του, δηλαδή η παροχή εισόδου. Στην εφαρμογή που εξετάστηκε τοποθετήθηκε ένα ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης (aftercooler) μετά το συμπιεστή, το οποίο αντιμετωπίζεται από το GT-Power ως ένα "μαύρο κουτί" και η μάζα του αέρα καθώς διέρχεται από αυτό, υφίσταται πτώση πίεσης και θερμοκρασίας. Στην είσοδο του ψυγείου έχει τοποθετηθεί ένα στοιχείο διακλάδωσης ώστε να προσομοιώνεται όσο το δυνατόν πιο ρεαλιστικά η μετάβαση της ροής του αέρα από το σωλήνα που συνδέει το συμπιεστή με το ψυγείο, στους σωλήνες στο εσωτερικό του δεύτερου. Ένα πανομοιότυπο στοιχείο διακλάδωσης έχει τοποθετηθεί και στην έξοδο του ψυγείου για την προσομοίωση της ροής από το ψυγείο στην πολλαπλή εισαγωγής (Σχήμα 4.13).

Για την μοντελοποίηση του εσωτερικού του ψυγείου, που αποτελεί άλλωστε και του κύριο μέρος του, χρησιμοποιείται ένα στοιχείο πολλαπλών σωληνώσεων, στο οποίο ο χρήστης μπορεί να επέμβει μέσω δύο συντελεστών προκειμένου να επιτύχει τις επιθυμητές πτώσεις πίεσης και θερμοκρασίας. Οι συντελεστές αυτοί είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (heat transfer) και ο συντελεστής τριβής (friction multiplier). Το συγκεκριμένο ψυγείο αποτελείται από 1000 σωληνώσεις με διάμετρο 2,6 mm και μήκος 300 mm, ενώ η θερμοκρασία εξόδου του αέρα έχει οριστεί στους 320 K.



**Σχήμα 4.13** Διάταξη ψυγείου ενδιάμεσης ψύξης του αέρα

## 4.6 Σύστημα ελέγχου του ζεύγους υπερπλήρωσης

### 4.6.1 Στρατηγική ελέγχου του ζεύγους υπερπλήρωσης

Η στρατηγική ελέγχου του ζεύγους υπερπλήρωσης αναπτύχθηκε με τέτοιο τρόπο ώστε στις διάφορες συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα να επιτυγχάνονται οι επιθυμητές πιέσεις υπερπλήρωσης, ενώ ταυτόχρονα η λειτουργία του συμπιεστή να βρίσκεται σε ικανοποιητική απόσταση από τη γραμμή πάλμωσης και η υπερτάχυνση του ζεύγους να αποτρέπεται. Έτσι, μέσω του συστήματος αυτομάτου ελέγχου που αναπτύχθηκε αλλάζει συνεχώς η γωνία των πτερυγίων προκειμένου να επιτευχθούν οι παραπάνω στόχοι με το βέλτιστο τρόπο.

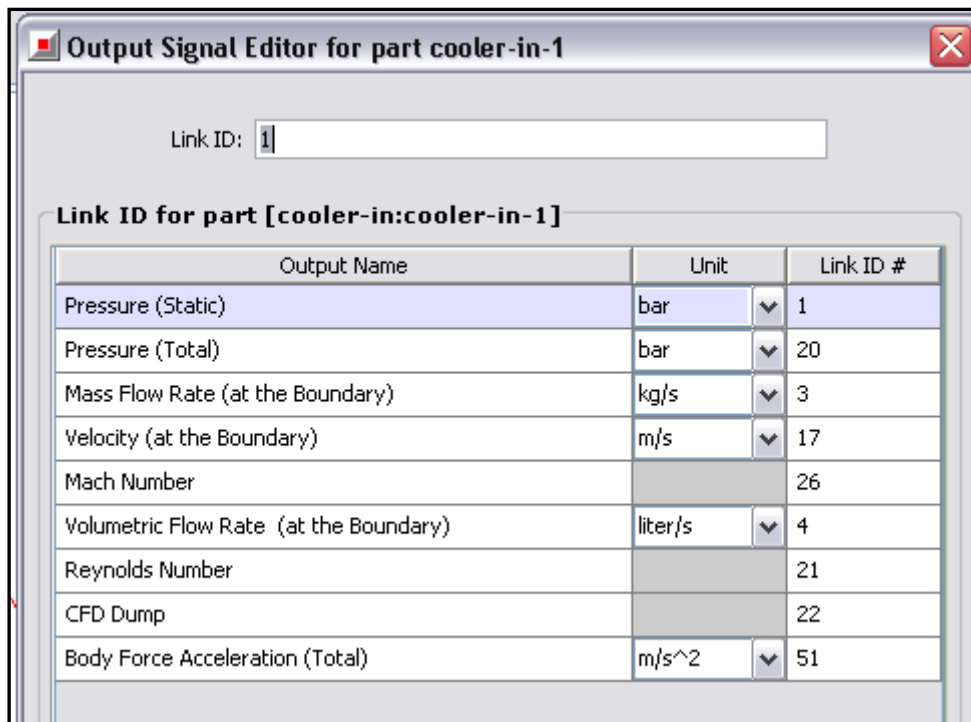
Αυτό το σύστημα αυτομάτου ελέγχου αποτελείται από τρία επιμέρους στοιχεία που θα αναλυθούν στις επόμενες παραγράφους και επιγραμματικά είναι τα εξής:

- ✓ αισθητήρας πίεσης
- ✓ ελεγκτής τύπου PID
- ✓ ενεργοποιητής

### 4.6.2 Αισθητήρας πίεσης

Αισθητήρας (sensor) είναι ένα στοιχείο το οποίο τοποθετείται από το χρήστη σε όποιο σημείο του συστήματος επιθυμεί προκειμένου να μετρηθεί ένα μέγεθος, όπως η θερμοκρασία, η πίεση, η ταχύτητα περιστροφής κλπ. Στη συνέχεια, η μετρούμενη τιμή μεταφέρεται σε ένα άλλο στοιχείο για περαιτέρω επεξεργασία ανάλογα με τις ανάγκες κάθε εφαρμογής. Στην περίπτωση του μοντέλου που αναπτύσσεται στην παρούσα εργασία, το μετρούμενο μέγεθος είναι η πίεση και γι' αυτό ο αισθητήρας ονομάστηκε αισθητήρας πίεσης (Σχήμα 4.14).

Για την επίτευξη της μέτρησης της πίεσης υπερπλήρωσης θεωρήθηκε ως ιδανικό σημείο μέτρησης αυτό στον σωλήνα στην έξοδο του συμπιεστή και πριν το ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης.

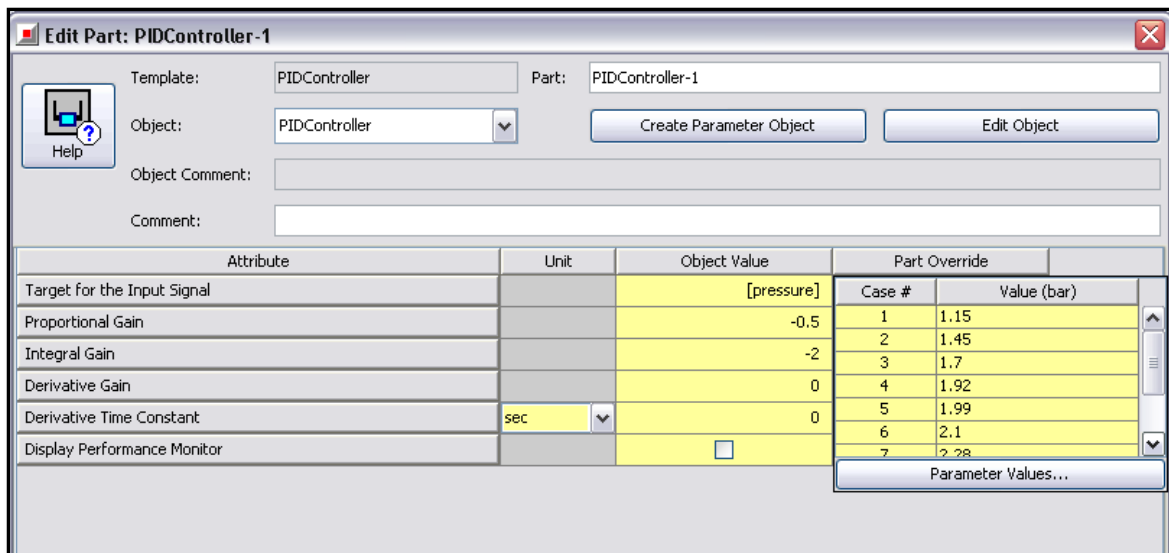


**Σχήμα 4.14** Εισαγωγή μετρούμενου από αισθητήρα μεγέθους

### 4.6.3 Ελεγκτής (PID Controller)

Ο ελεγκτής αφού δεχτεί την τιμή που μετρήθηκε από τον αισθητήρα, ελέγχει αν και κατά πόσο αυτή απέχει από την επιθυμητή τιμή της πίεσης, και στέλνει μήνυμα στον ενεργοποιητή για να δράσει αναλόγως, δηλαδή να ανοίξει ή να κλείσει τα πτερύγια του στροβίλου. Στην περίπτωση του GT-Power αυτό γίνεται μέσω της μεταβολής της μεταβλητής rack position. Η μεταβλητή αυτή παίρνει τιμές από 0 μέχρι 1 και αυξομειώνοντάς την προσαρμόζεται ο χάρτης λειτουργίας του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας. Μπορεί να θεωρηθεί, δηλαδή, ότι κάθε τιμή του rack position μπορεί να αντιστοιχηθεί με μία γωνία των πτερυγίων ή σε μία τιμή της ενεργού επιφάνειας του στροβίλου, από κλειστή (0) έως πλήρως ανοιχτή (1).

Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να ορίσει την απόκριση του ελεγκτή, δηλαδή ένα χρονικό διάστημα το οποίο χρειάζεται το σύστημα ελέγχου για να ισορροπήσει και να δίνεται εντολή στον ελεγκτή να δράσει μετά το πέρας αυτού του διαστήματος (Σχήμα 4.15).

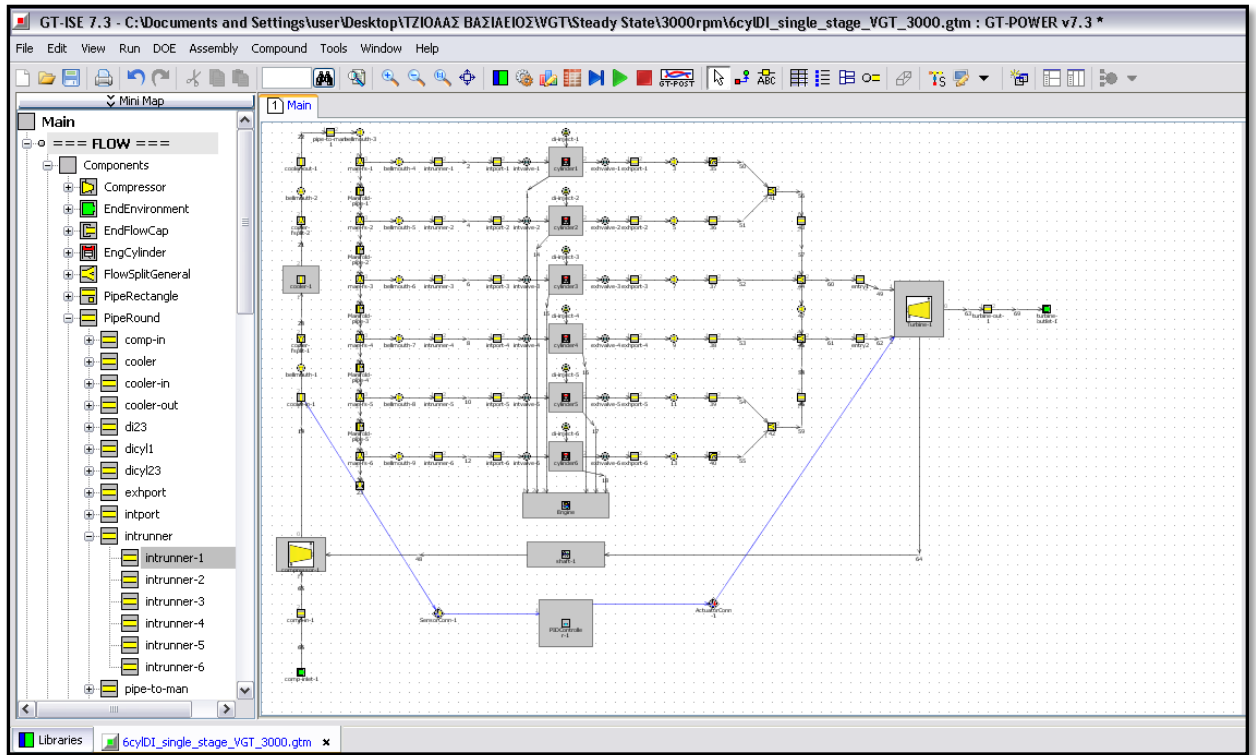


**Σχήμα 4.15** Παράθυρο για εισαγωγή δεδομένων του PID Controller

#### 4.6.4 Ενεργοποιητής

Ο ενεργοποιητής είναι ίσως το απλούστερο όργανο αυτού του συστήματος αυτομάτου ελέγχου, αφού δέχεται εντολή από τον ελεγκτή και δρα με βάση αυτή. Στην προκειμένη περίπτωση ενεργεί στα πτερύγια του στροβίλου αυξομειώνοντας την κλίση τους (άνοιγμα).

Αφού ολοκληρώθηκε η ανάλυση του μοντέλου βήμα προς βήμα, ακολουθεί η συνολική εικόνα του μοντέλου στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) όπως αυτή φαίνεται στο χάρτη εργασίας του προγράμματος (Σχήμα 4.16). Στα επόμενα Κεφάλαια θα γίνει παρουσίαση και ανάλυση των αποτελεσμάτων τόσο για τη μόνιμη όσο και για τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα.



**Σχήμα 4.16** Πλήρης απεικόνιση του μοντέλου στο χάρτη εργασίας

# Κεφάλαιο 5

## Αποτελέσματα προσομοιώσεων μόνιμης λειτουργίας

### 5.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις προσομοιώσεις που έγιναν στο μοντέλο της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) σε διάφορες καταστάσεις μόνιμης λειτουργίας, ενώ πραγματοποιείται και σύγκριση αυτών με τα αντίστοιχα αποτελέσματα που είχαν προκύψει για την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση σε προηγούμενη διπλωματική εργασία [9]. Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι τα δύο αυτά μοντέλα που συγκρίνονται στα επόμενα κεφάλαια έχουν τον ίδιο βαθμό συμπίεσης, τον ίδιο όγκο εμβολισμού, τον ίδιο αριθμό κυλίνδρων και τις ίδιες διαστάσεις. Επιπλέον, ο συμπιεστής που επιλέχθηκε είναι ο ίδιος και στις δύο περιπτώσεις έτσι ώστε να είναι πιο ρεαλιστική η σύγκριση και να φανεί με τον καλύτερο δυνατό τρόπο η επίδραση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας στο μοντέλο προσομοίωσης του προς μελέτη κινητήρα.

Στον Πίνακα 5.1 που ακολουθεί δίνονται κάποια χαρακτηριστικά για τους δύο προαναφερθέντες κινητήρες, όπως ο βαθμός συμπίεσης, η μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης, η μέγιστη μέση πραγματική πίεση και η μέγιστη πίεση καύσης, όπου παρατηρείται αύξηση των τιμών των μέγιστων πιέσεων με τη χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας, διατηρώντας ταυτόχρονα σταθερό το βαθμό συμπίεσης του κινητήρα.



**πίνακας 5.1** Στοιχεία εξεταζόμενων κινητήρων

|  | <b>Απλή στροβιλο-<br/>υπερπλήρωση</b> | <b>Στροβιλο-υπερπλήρωση με<br/>στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας</b> |
|--|---------------------------------------|---|
| <b>Βαθμός<br/>συμπίεσης</b>                        | 18                                    | 18  |
| <b>Μέγιστη πίεση<br/>υπερπλήρωσης<br/>(bar)</b>    | 2,62                                  | 2,85  |
| <b>Μέγιστη μέση<br/>πραγματική πίεση<br/>(bar)</b> | 12,84                                 | 14  |
| <b>Μέγιστη πίεση<br/>καύσης (bar)</b>              | 137,63                                | 150,29  |

## 5.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης

Όπως είναι λογικό, μετά την ολοκλήρωση της κατασκευής του μοντέλου του κινητήρα από το χρήστη θα πρέπει να οριστούν κάποια επιπλέον δεδομένα και να δοθούν στο πρόγραμμα οι απαιτούμενες αρχικές συνθήκες προκειμένου αυτό να "τρέξει" το επιθυμητό σενάριο μόνιμης λειτουργίας και να εξάγει τα αποτελέσματα που του ζητήθηκαν. Αυτά γίνονται κατά κύριο λόγο μέσω του μενού Run Setup, στο οποίο καθορίζεται ο τρόπος με τον οποίο θα γίνουν οι υπολογισμοί αλλά και ο χρόνος που θα διαρκέσουν ώστε να επιτευχθεί σύγκλιση, καθώς και του μενού Case Setup (Σχήμα 5.1) στο οποίο εισάγονται τα σενάρια λειτουργίας, όπως πχ η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και οτιδήποτε άλλο θεωρεί ο χρήστης παράμετρο λειτουργίας.

Οι κυριότερες παράμετροι που ορίστηκαν στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας και μεταβάλλονταν ανάλογα με το σενάριο μόνιμης λειτουργίας που κάθε φορά ήταν σε εξέλιξη είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η αρχική ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης, ο αριθμός κύκλων για τον οποίο θα "τρέξει" το πρόγραμμα, καθώς και η ποσότητα του εγχυόμενου στους κυλίνδρους καυσίμου.

Σε ό,τι αφορά την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου σε κάθε κύκλο, αποτελεί ίσως τη σημαντικότερη παράμετρο που ρυθμίζεται, αφού, όπως έχει ήδη αναφερθεί

σε προηγούμενο κεφάλαιο, αντικατοπτρίζει το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού από τον οδηγό. Για τις συνθήκες μόνιμης λειτουργίας που εξετάζονται στο παρόν κεφάλαιο έχει θεωρηθεί ότι ο κινητήρας λειτουργεί στο πλήρες φορτίο (100%) και έτσι η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται είναι η μέγιστη δυνατή, υπό την προϋπόθεση οι τιμές του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) να βρίσκονται πάντα εντός του εύρους επιτρεπτών τιμών για την ομαλή λειτουργία του κινητήρα. Οι υπόλοιπες παράμετροι που αναφέρθηκαν, όπως οι αρχικές ταχύτητες περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης και ο αριθμός κύκλων που θα "τρέξει" το πρόγραμμα, επιδρούν σημαντικά στη σύγκλιση του. Θα πρέπει, λοιπόν, οι αρχικές ταχύτητες περιστροφής να είναι κοντά σε αυτές που αναμένονται να επιτευχθούν και ο χρόνος που διατίθεται στο πρόγραμμα για να εκτελέσει τους υπολογισμούς να είναι αρκετός, ώστε να μπορέσει να συγκλίνει και να δώσει ρεαλιστικά αποτελέσματα μειώνοντας ταυτόχρονα τον υπολογιστικό χρόνο. Για να συγκλίνει ένα τυπικό σενάριο μόνιμης λειτουργίας απαιτούνται 4-7 λεπτά.

| Parameter   | Unit | Description                  | Case 1                              | Case 2                              | Case 3                   | Case 4                   | Case 5                   | Case 6                   |
|-------------|------|------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Case On/Off |      | Check Box to Turn Case On    | <input checked="" type="checkbox"/> | <input checked="" type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| Case Label  |      | Unique Text for Plot Legends | Speed = 1000                        | Speed = 1250                        | Speed = 1500             | Speed = 1750             | Speed = 2000             | Speed = 2250             |
| cooler      | K    |                              | 320                                 | 320                                 | 320                      | 320                      | 320                      | 320                      |
| friction    |      |                              | 1                                   | 1                                   | 1                        | 1                        | 1                        | 1                        |
| heattrans   |      |                              | 8                                   | 8                                   | 8                        | 8                        | 8                        | 8                        |
| RPM         | RPM  | Engine Speed                 | 1000                                | 1250                                | 1500                     | 1750                     | 2000                     | 2250                     |
| mginj       | mg   |                              | 55                                  | 67                                  | 80                       | 86                       | 88                       | 88                       |
| shaftspeed  | RPM  |                              | 15000                               | 40000                               | 45000                    | 55000                    | 65000                    | 75000                    |
| pressure    | bar  |                              | 1.15                                | 1.45                                | 1.7                      | 1.92                     | 1.99                     | 1.99                     |
| rack_init   |      |                              | 0.65                                | 0.85                                | 0.86                     | 0.866                    | 0.95                     | 0.95                     |

**Σχήμα 5.1** Μενού εισαγωγής δεδομένων - αρχικών συνθηκών, Case Setup

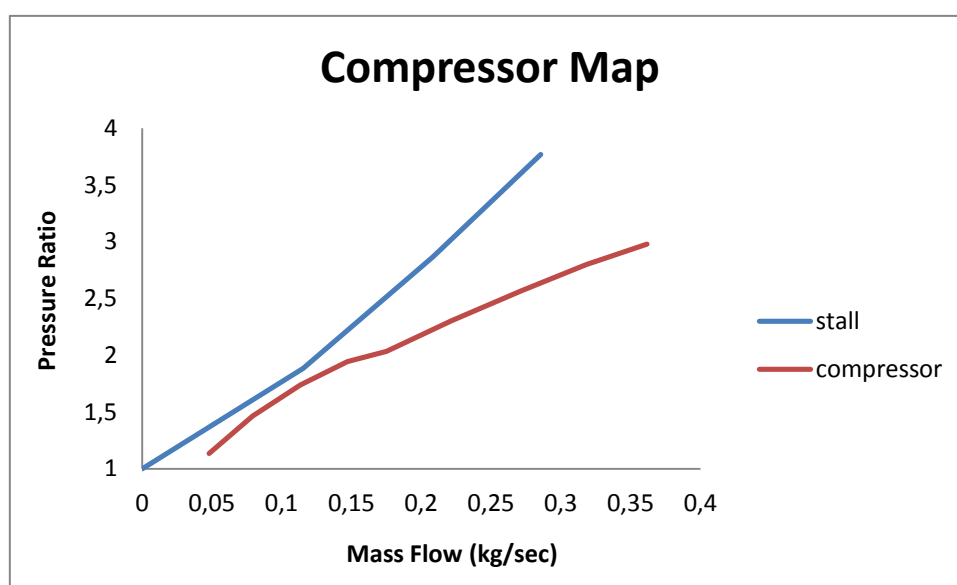
### 5.3 Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων μόνιμης λειτουργίας

Στην παράγραφο αυτή γίνεται η παρουσίαση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από τη χρήση του GT-Power για τις δύο μεθόδους στροβιλο-υπερπλήρωσης, απλή και VGT, σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας. Σε πρώτη φάση, παρουσιάζονται οι χάρτες λειτουργίας του ζεύγους υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας προκειμένου να διασφαλιστεί η ομαλή λειτουργία του όλου συστήματος. Στη συνέχεια, με τη μορφή διαγραμμάτων παρουσιάζονται οι

επιδόσεις του κινητήρα καθώς και οι εκπομπές ρύπων, σε σύγκριση με αυτές του μοντέλου απλής στροβίλο-υπερπλήρωσης.

### 5.3.1 Χάρτες λειτουργίας του ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης

Στο Σχήμα 5.2 παρουσιάζεται ο χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή. Παρατηρείται ότι αυτός λειτουργεί εντός ασφαλών ορίων, αφού σε κάθε σημείο λειτουργίας του υπάρχει ικανοποιητική απόσταση από τη γραμμή πάλμωσης ώστε να αποφευχθεί η είσοδος του στην ασταθή λειτουργία. Επιπλέον, είναι εμφανείς οι σχετικά υψηλοί λόγοι πίεσης στα χαμηλά σημεία λειτουργίας, γεγονός που οφείλεται στην ύπαρξη του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) και της δυνατότητάς του να μεταβάλλει τη γωνία των ακροφυσίων, όπως θα φανεί και σε επόμενα διαγράμματα.

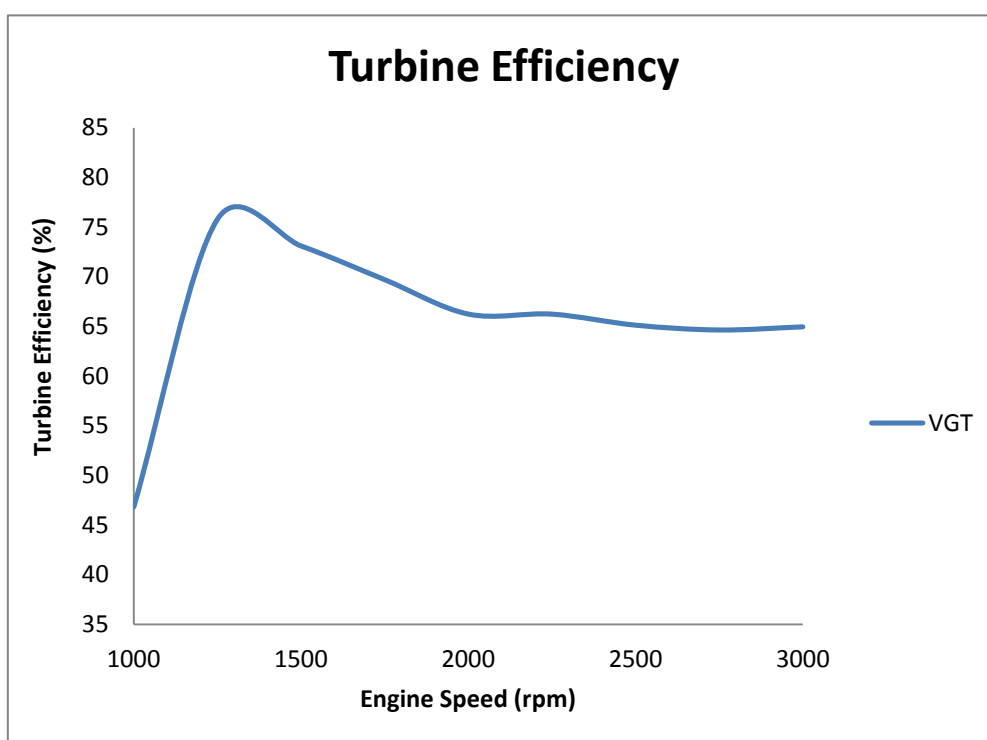


**Σχήμα 5.2** Χάρτης λειτουργίας συμπιεστή

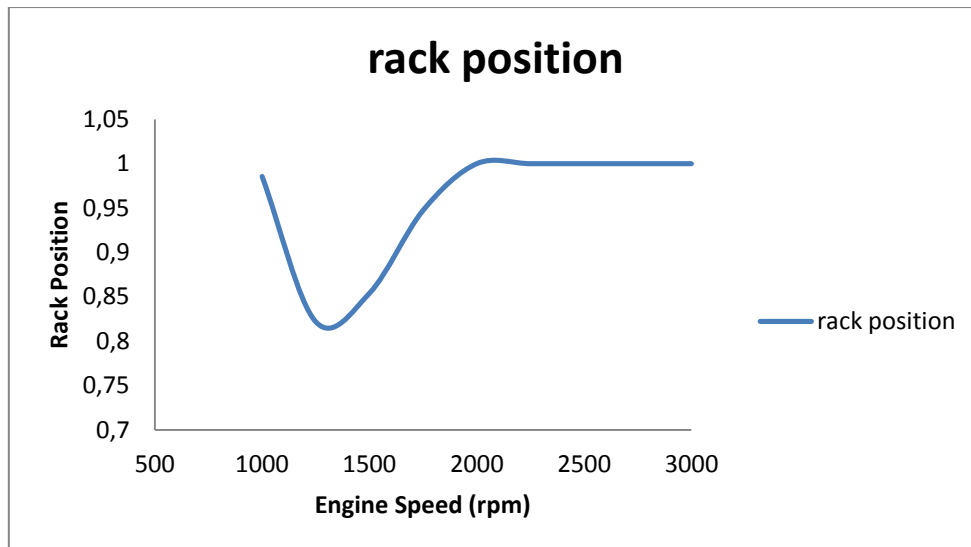
Στο Σχήμα 5.3 παρουσιάζεται ο βαθμός απόδοσης (ισεντροπικός) του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Στο διάγραμμα αυτό γίνεται ξεκάθαρη η χρησιμότητα του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας καθώς παρατηρείται αύξηση του βαθμού απόδοσής του (73-75%) στις 1250 και 1500 rpm, όπου και χρειάζεται περαιτέρω αύξηση του λόγου πίεσης του συμπιεστή. Στη συνέχεια, εμφανίζεται μικρή πτώση, παραμένοντας σε ικανοποιητικά επίπεδα της τάξης του 70%, ενώ στις υψηλές στροφές όπου τα πτερύγια παραμένουν σχεδόν ανοιχτά ο βαθμός απόδοσης κυμαίνεται στο 65%. Αυτό συμβαίνει γιατί δεν είναι επιθυμητές ιδιαίτερα υψηλές πιέσεις υπερπλήρωσης

για την αποφυγή μηχανικής καταπόνησης εντός του κινητήρα, αλλά και υπερτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης.

Ένα χαρακτηριστικό διάγραμμα στο οποίο εμφανίζεται ο τρόπος με τον οποίο αυξομειώνεται η γωνία πτερυγίων του στροβίλου παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.4. Το διάγραμμα αυτό είναι η γραφική παράσταση της μεταβλητής rack position συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Η επιλογή αυτής της μεταβλητής έγινε καθώς το πρόγραμμα δεν παρείχε τη δυνατότητα να γνωρίζουμε την ακριβή γωνία των πτερυγίων ή την ακριβή ενεργό επιφάνεια του στροβίλου. Παρόλα αυτά η μεταβλητή rack position αποτελεί ένα δείγμα του πόσο κλειστά ή ανοιχτά είναι τα πτερύγια, αφού παίρνει τιμές από 0 μέχρι 1 και όσο χαμηλότερες είναι οι τιμές της, τόσο πιο μικρή είναι η γωνία των πτερυγίων.

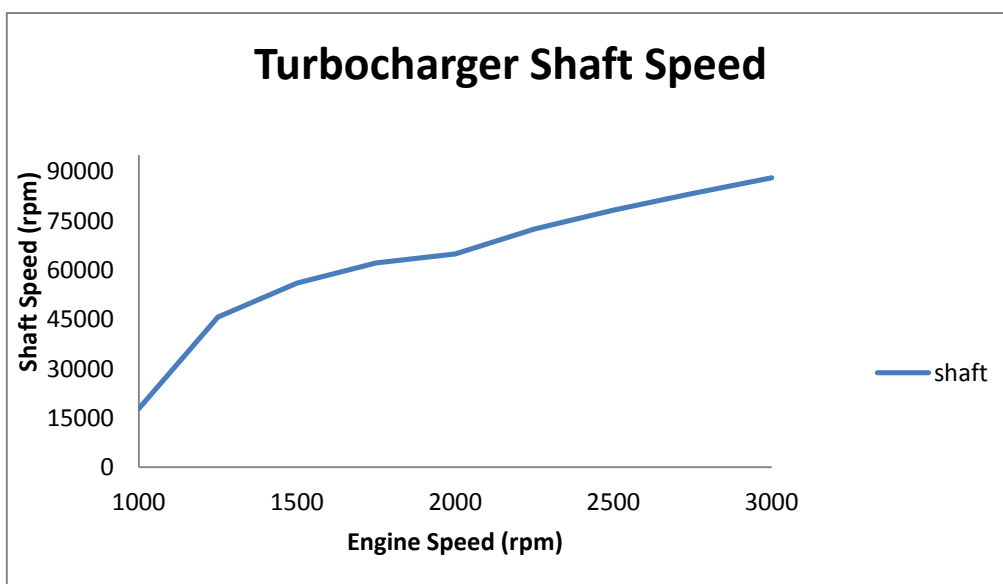


**Σχήμα 5.3** Βαθμός απόδοσης του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT)

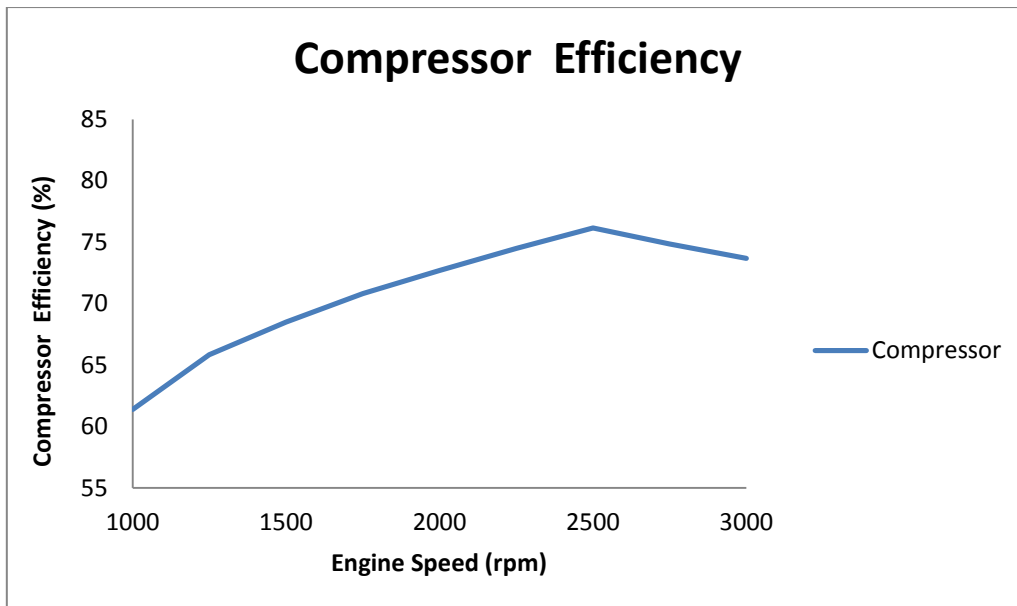


**Σχήμα 5.4** Διάγραμμα rack position συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής κινητήρα

Στα δύο διαγράμματα που ακολουθούν, Σχήματα 5.5 και 5.6, εμφανίζονται οι γραφικές παραστάσεις της ταχύτητας περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης και του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή συναρτήσει των στροφών του κινητήρα. Παρατηρείται, λοιπόν, ότι αναπτύσσονται ταχύτητες περιστροφής τέτοιες ώστε να διασφαλίζεται η καλή και σε υψηλούς ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης (ανάμεσα σε 70 και 75%) λειτουργία του συμπιεστή. Είναι εμφανές, δε, ότι στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα, δηλαδή σε αυτές που ξεπερνούν τις 2500 rpm, υπάρχει μία μικρή πτώση του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή που οφείλεται στο σύστημα αυτομάτου ελέγχου και την προσπάθειά του να αποτραπούν οι ιδιαίτερα υψηλές πιέσεις υπερπλήρωσης, αλλά και η υπερτάχυνση του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης.

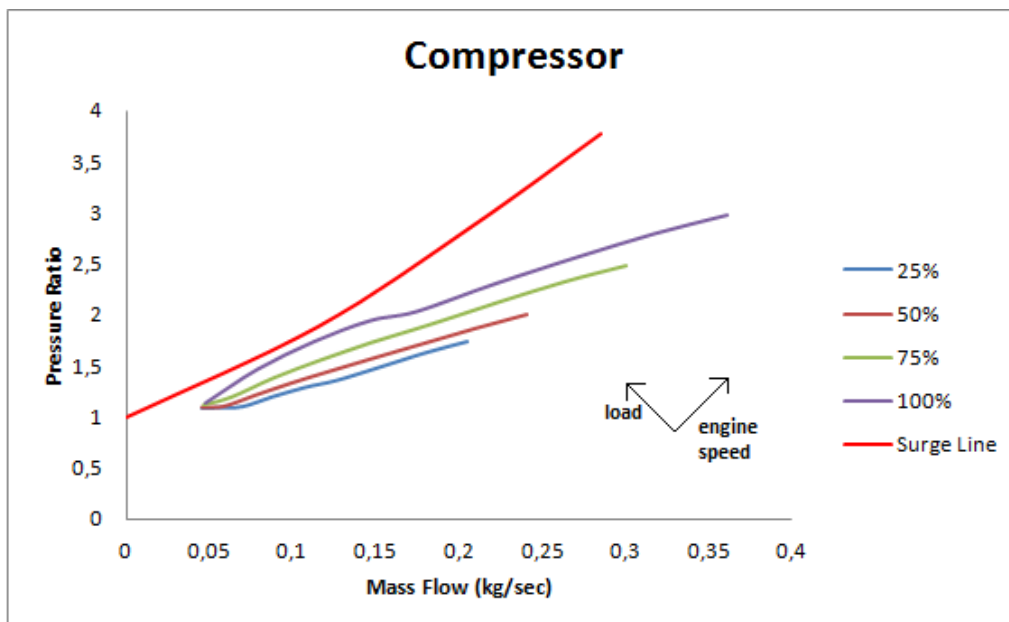


**Σχήμα 5.5** Διάγραμμα ταχύτητας περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης



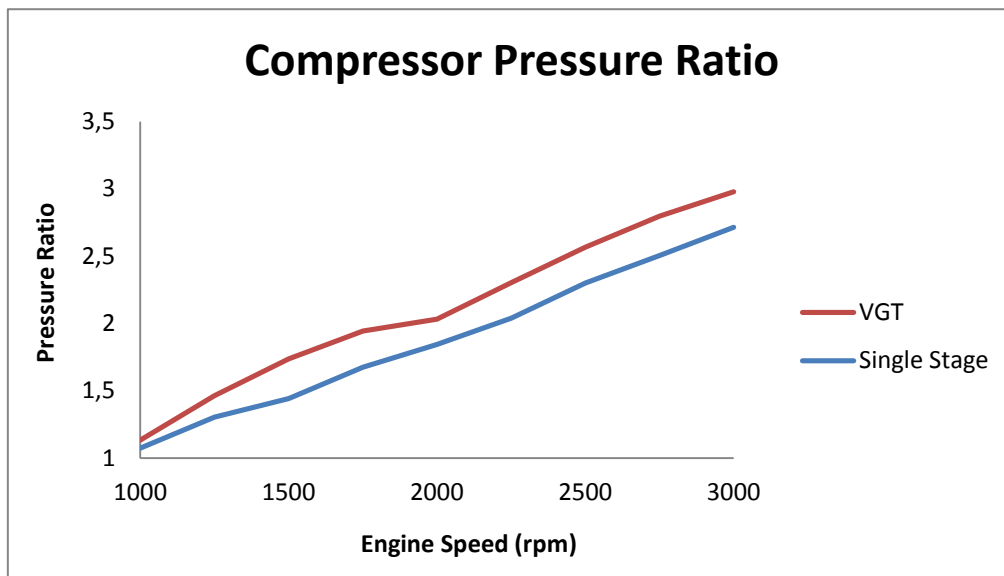
**Σχήμα 5.6** Διάγραμμα βαθμού απόδοσης του συμπιεστή

Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να δοθεί ο χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα, δίνονται οι καμπύλες (Σχήμα 5.7) για φορτίο 5, 25, 50, 75 και 100% φορτίο, με το φορτίο 5% να αντιστοιχεί στην εν κενώ λειτουργία (ρελαντί).

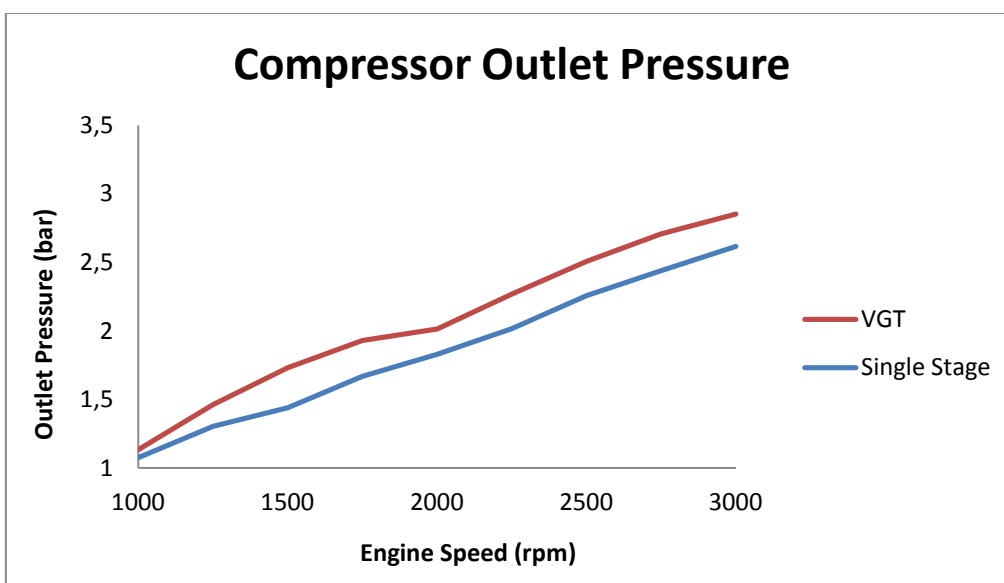


**Σχήμα 5.7** Χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

Τέλος, αφού έγινε παρουσίαση των χαρτών λειτουργίας του ζεύγους υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας, ακολουθούν δύο διαγράμματα (Σχήματα 5.8 και 5.9) στα οποία γίνεται σύγκριση με την απλή στρόβιλο-υπερπλήρωση. Τα διαγράμματα αυτά περιλαμβάνουν γραφικές παραστάσεις του λόγου πίεσης του συμπιεστή και της πίεσης υπερπλήρωσης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, όπου είναι ξεκάθαρη η διαφορά, ιδιαίτερα στις χαμηλές στροφές (1500 rpm), με τις τιμές για την περίπτωση του στρόβιλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) να είναι υψηλότερες.



**Σχήμα 5.8** Σύγκριση των λόγων πίεσης των δύο συστημάτων υπερπλήρωσης συναρτήσει των στροφών

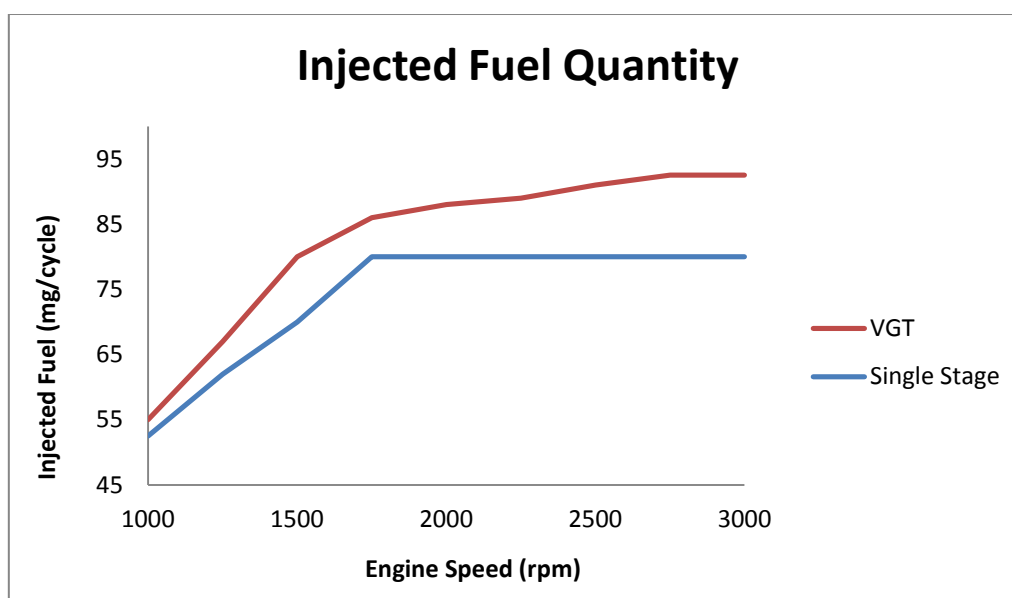


**Σχήμα 5.9** Σύγκριση της πίεσης υπερπλήρωσης των δύο συστημάτων υπερπλήρωσης συναρτήσει των στροφών του κινητήρα

### 5.3.2 Επιδόσεις κινητήρα

Στην παράγραφο αυτή θα γίνει η επισκόπηση μέσω διαγραμμάτων των επιδόσεων του στροβίλο-υπερπληρωμένου με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας κινητήρα, καθώς και η σύγκρισή τους με αυτές του μοντέλου της απλής στροβίλο-υπερπλήρωσης.

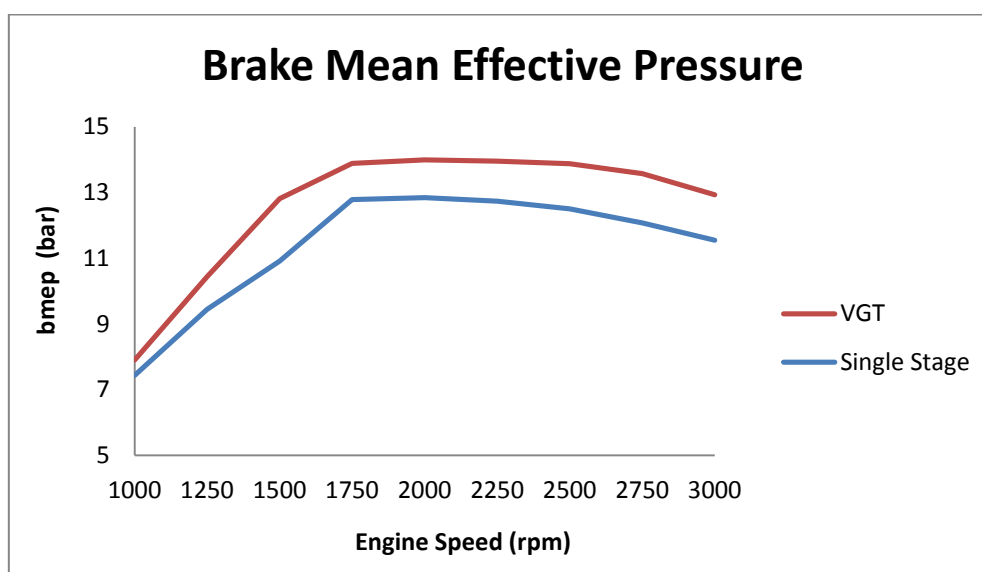
Αρχικά, δεδομένου ότι είναι ίσως η σημαντικότερη παράμετρος που ορίζεται από το χρήστη, παρουσιάζεται το διάγραμμα (Σχήμα 5.10) της ποσότητας του καυσίμου που εγχύεται στους κυλίνδρους ανά κύκλο λειτουργίας. Παρατηρείται ότι λόγω του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας και της δυνατότητας που δίνει στο συμπιεστή για μεγαλύτερες πιέσεις υπερπλήρωσης σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, εγχύεται εμφανώς μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου. Το γεγονός αυτό εξηγείται καθώς ο συμπιεστής, άρα και οι κύλινδροι, αναρροφούν πλέον μεγαλύτερες ποσότητες αέρα και επομένως είναι απαραίτητο περισσότερο καύσιμο έτσι ώστε η αναλογία αέρα-καυσίμου να είναι εντός των επιτρεπτών για τους κινητήρες Diesel ορίων λειτουργίας. Αξίζει να σημειωθεί ότι στην απλή στροβίλο-υπερπλήρωση η παροχή καυσίμου σταθεροποιείται από τις 1750 rpm στη μέγιστη τιμή της, ενώ στην περίπτωση της υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) φτάνει σαφώς νωρίτερα την τιμή αυτή, λόγω της δυνατότητας για μεγαλύτερες πιέσεις στις χαμηλές στροφές, και την ξεπερνάει για να καταλήξει σε μια μέγιστη τιμή των 92,5 mg/cycle.



**Σχήμα 5.10** Σύγκριση ποσότητας εγχυόμενου καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

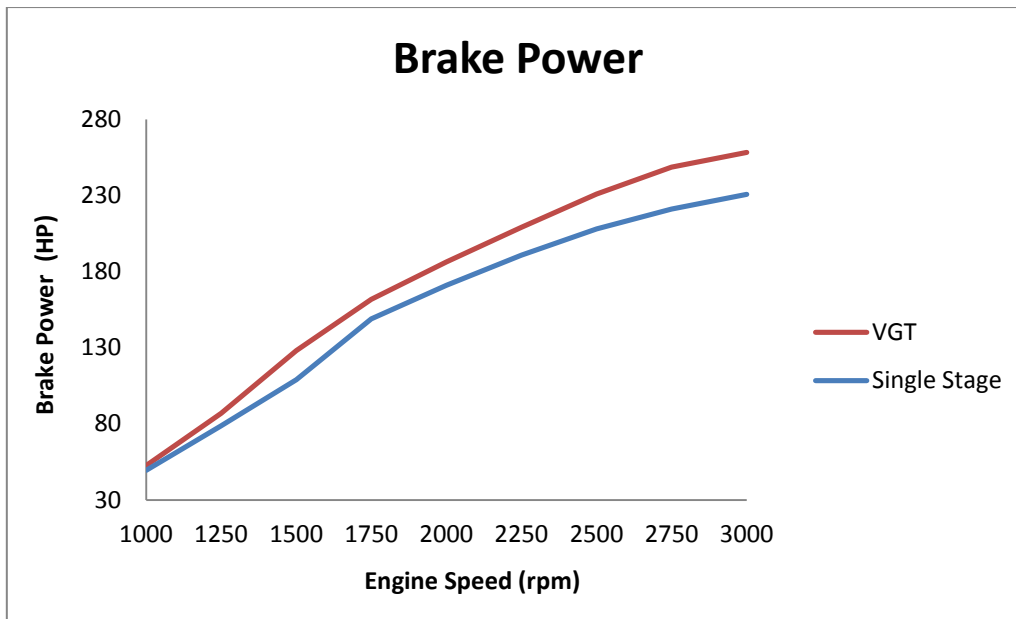


Ακολουθεί αντίστοιχο διάγραμμα (Σχήμα 5.11) που αφορά τη σύγκριση των δύο μεθόδων σε σχέση με τη μέση πραγματική πίεση. Όπως είναι φυσικό, η τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης είναι αυξημένες στο μοντέλο με το στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας από τις χαμηλές στροφές, αφού λόγω της ικανότητας για μείωση της γωνίας των πτερυγίων του στρόβιλου έχουμε από χαμηλά σχετικά υψηλούς λόγους πίεσης, μεγαλύτερη παροχή αέρα που αναρροφάται και άρα μεγαλύτερη ποσότητα καιόμενου καυσίμου. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι στις χαμηλές στροφές, δηλαδή για ένα εύρος μεταξύ 1000 και 1500 rpm, παρατηρείται πιο έντονη αύξηση της τιμής της μέσης πραγματικής πίεσης, δηλαδή μεγαλύτερη κλίση στο διάγραμμα.



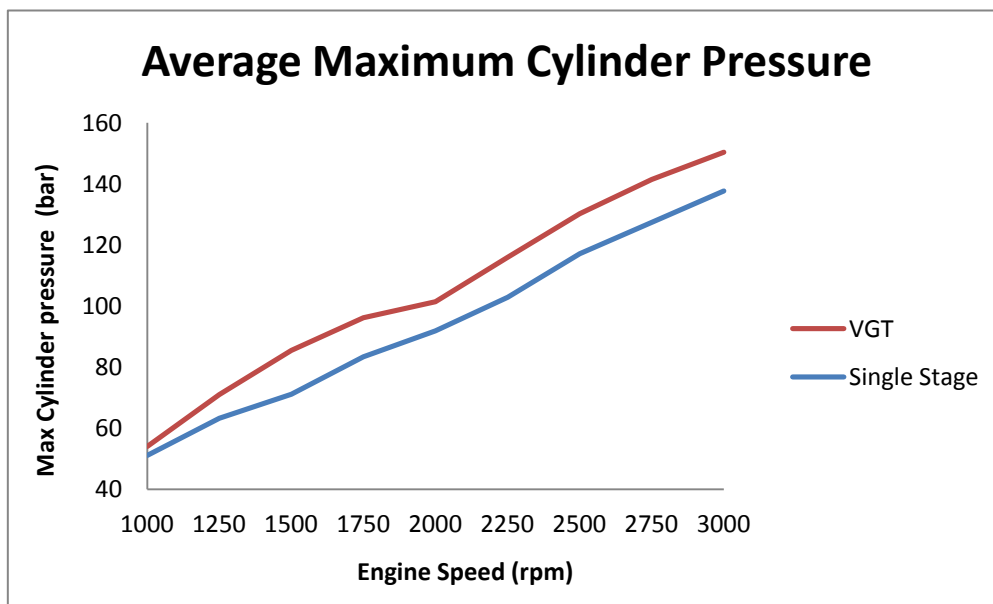
**Σχήμα 5.11** Σύγκριση της μέσης πραγματικής πίεσης συναρτήσει των στροφών

Σε ό,τι αφορά την ισχύ που παράγει ο κινητήρας (Σχήμα 5.12), φαίνεται ξεκάθαρα η υπεροχή της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) έναντι της απλής, πράγμα λογικό αφού η παροχή αέρα και κατ' επέκταση η παροχή του εγχυόμενου καυσίμου στους κυλίνδρους είναι μεγαλύτερη. Είναι, επίσης, προφανές ότι όσο αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα τόσο αυξάνεται και η αποδιδόμενη από αυτόν ισχύς, με τη μέγιστη τιμή της στις 3000 rpm να είναι κατά 10% μικρότερη στην περίπτωση της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης.



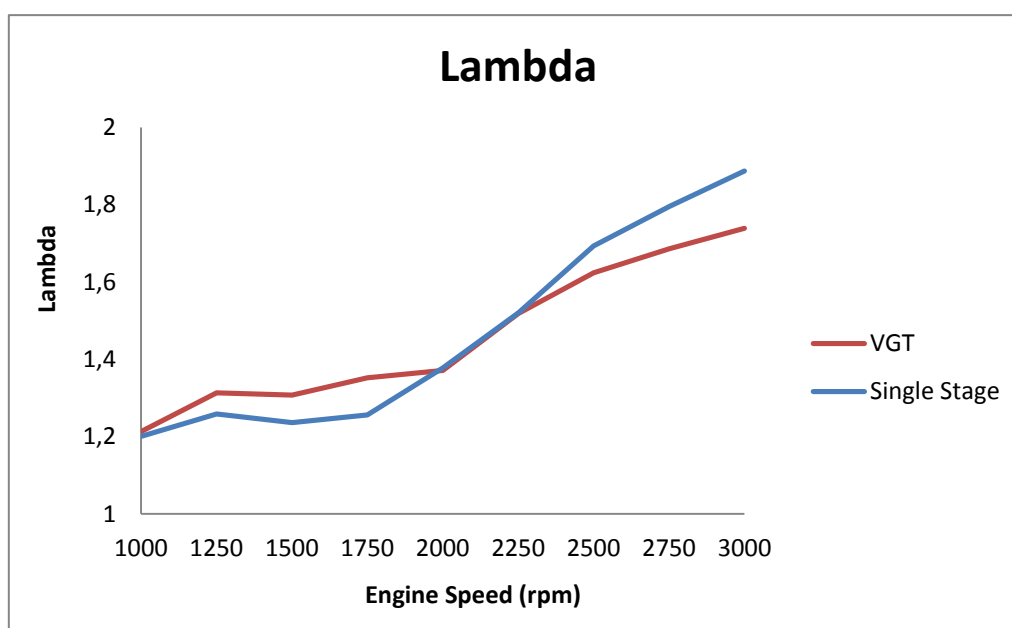
**Σχήμα 5.12** Σύγκριση της αποδιδόμενης ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

Όμοια με τα προηγούμενα διαγράμματα που αφορούν τις επιδόσεις του κινητήρα, η μέγιστη πίεση καύσης (Σχήμα 5.13) εμφανίζει μεγαλύτερες τιμές στην περίπτωση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, ενώ γίνεται και αυτή μέγιστη στις 3000 rpm.



**Σχήμα 5.13** Σύγκριση της μέγιστης πίεσης των κυλίνδρων συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

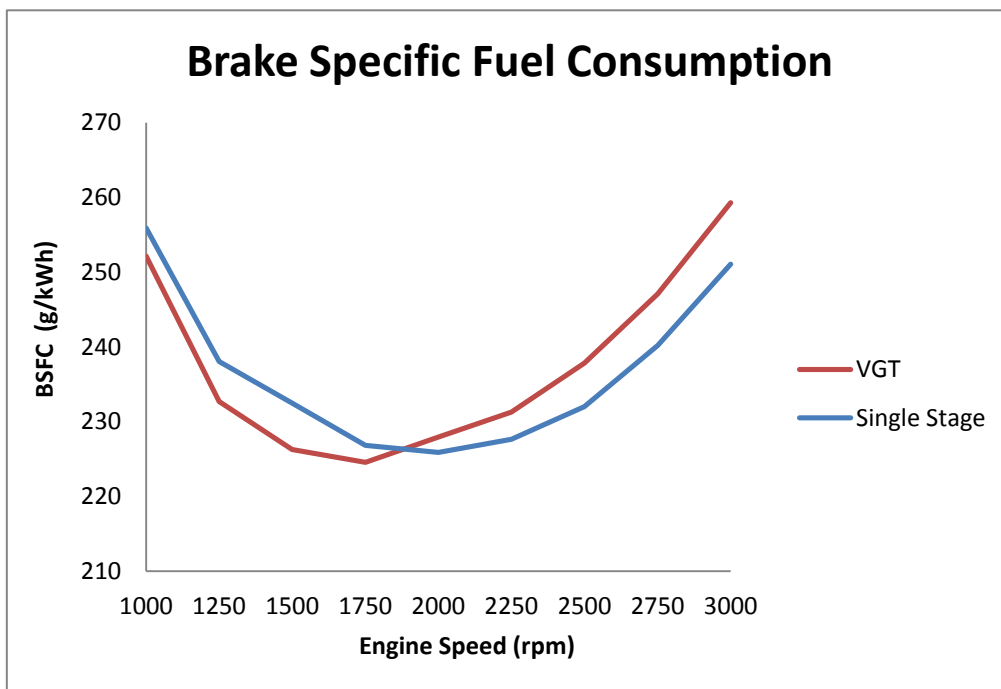
Στο Σχήμα 5.14 που ακολουθεί, παρουσιάζεται η επίδραση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας στο λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda$ ). Παρατηρείται ότι στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα ο λόγος αυτός διατηρείται σε χαμηλές τιμές, λίγο πάνω από το όριο ομαλής λειτουργίας για τους κινητήρες Diesel ( $\lambda_{\text{amin}} = 1,2$ ). Από τις χαμηλές στροφές (1250 rpm) και ιδιαίτερα στις μεσαίες, ο κινητήρας λειτουργεί με λόγο ισοδυναμίας μεγαλύτερο από τον αντίστοιχο της απλής υπερπλήρωσης, δηλαδή φτάνει σε ικανοποιητικές τιμές γρηγορότερα διατηρώντας τη μέση πραγματική πίεση και την ισχύ σε υψηλότερα επίπεδα. Τέλος, ακολουθεί ένα διάστημα με τους λόγους ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου των δύο μεθόδων σχεδόν να συμπίπτουν, ενώ στις υψηλές στροφές παρατηρείται η τάση της απλής υπερπλήρωσης να αυξάνει με γρηγορότερο ρυθμό το  $\lambda$  με αποτέλεσμα να καταλήγει σε μεγαλύτερες τιμές της τάξης του 1,88. Αντίθετα, η μέγιστη τιμή του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου για την στροβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας φτάνει το 1,73 που είναι σαφώς πιο χαμηλό και πιο κοντά στην επιθυμητή τιμή για τους κινητήρες Diesel, το 1,5 δηλαδή 50% περίσσεια αέρα.



**Σχήμα 5.14** Σύγκριση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

Τελειώνοντας την επισκόπηση της επίδρασης του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) στις επιδόσεις του κινητήρα, αξίζει να μελετηθεί η ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (Σχήμα 5.15). Από το διάγραμμα φαίνεται ότι στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, μέχρι περίπου τις 1800 rpm, ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου της απλής

στροβιλο-υπερπλήρωσης είναι μεγαλύτερη. Αυτό είναι λογικό, καθώς παρά το γεγονός ότι εγχύεται λίγο περισσότερο καύσιμο στην περίπτωση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας, λόγω της μεταβολής της γωνίας των πτερυγίων παρατηρείται σημαντικά μεγαλύτερη παραγωγή ισχύος από τον κινητήρα. Αυτός είναι άλλωστε και ο λόγος που χρησιμοποιείται αυτή η μέθοδος υπερπλήρωσης. Αντίθετα στις υψηλότερες στροφές παρατηρείται μια αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας που ξεπερνάει τις τιμές της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης, αφού λόγω των αυξημένων τιμών της πίεσης και της παροχής αναρροφούμενου αέρα καίγεται περισσότερο καύσιμο χωρίς όμως ταυτόχρονα να υπάρχει σημαντικό κέρδος στην αποδιδόμενη ισχύ μιας και ο στρόβιλος πλέον λειτουργεί με σχεδόν ανοιχτά πτερύγια για την αποφυγή της υπερτάχυνσης του ζεύγους.



**Σχήμα 5.15** Σύγκριση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

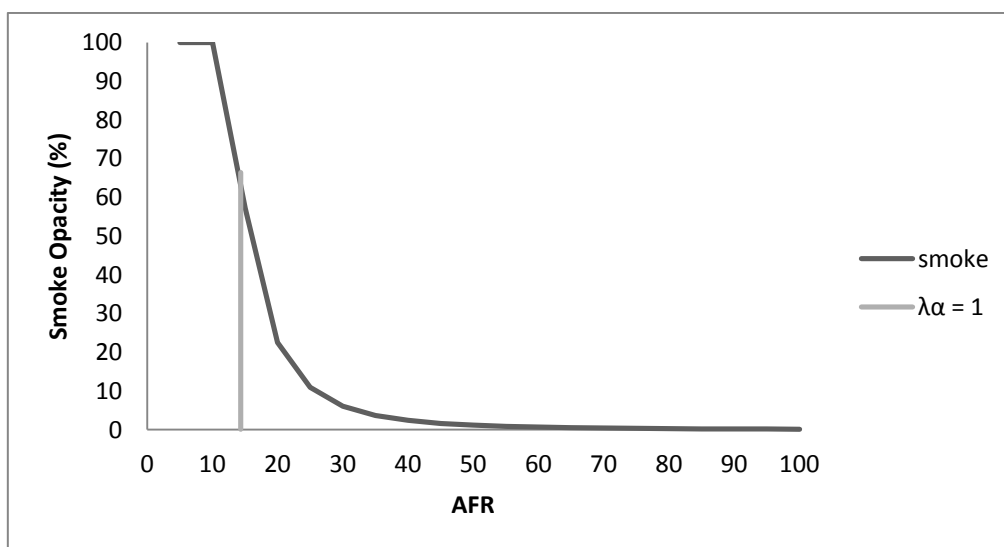
### 5.3.3 Εκπομπές ρύπων

Οι εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα Diesel επηρεάζονται σε μεγάλο βαθμό από το λόγο αέρα καυσίμου (AFR). Οι ρύποι που αφορούν τους κινητήρες Diesel είναι κυρίως τα οξείδια του αζώτου NOx και η αιθάλη, καθώς είναι αυτοί που εκπέμπονται σε μεγαλύτερες ποσότητες και σε αυτούς θα επικεντρωθεί η παρούσα διπλωματική εργασία (Σχήματα 5.17 και 5.18).

Το πρόγραμμα GT-Power που χρησιμοποιήθηκε για τη μοντελοποίηση του προς μελέτη κινητήρα παρέχει τη δυνατότητα απευθείας υπολογισμού και εμφάνισης των εκπομπών οξειδίων του αζώτου NOx. Αντίθετα, λόγω της πολυπλοκότητας των υπολογισμών, αφού θα πρέπει να ενσωματωθούν διάφορα μοντέλα καύσης, όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, το πρόγραμμα δεν δίνει τη δυνατότητα εύκολου υπολογισμού των εκπομπών αιθάλης. Για το λόγο αυτό έγινε χρήση της προσεγγιστικής Σχέσης 5.1 που ακολουθεί, η οποία αντλήθηκε από την παραπομπή [15] και δίνει την αδιαφάνεια της αιθάλης ως ποσοστό επί τις εκατό:

$$y = 380190 * AFR^{-3,25} \quad (5.1)$$

Η σχέση αυτή αναπτύχθηκε για παρόμοιο κινητήρα χωρίς περιοριστή καυσίμου και συσχετίζει τις εκπομπές αιθάλης με το λόγο αέρα-καυσίμου με τρόπο που φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα (Σχήμα 5.16):



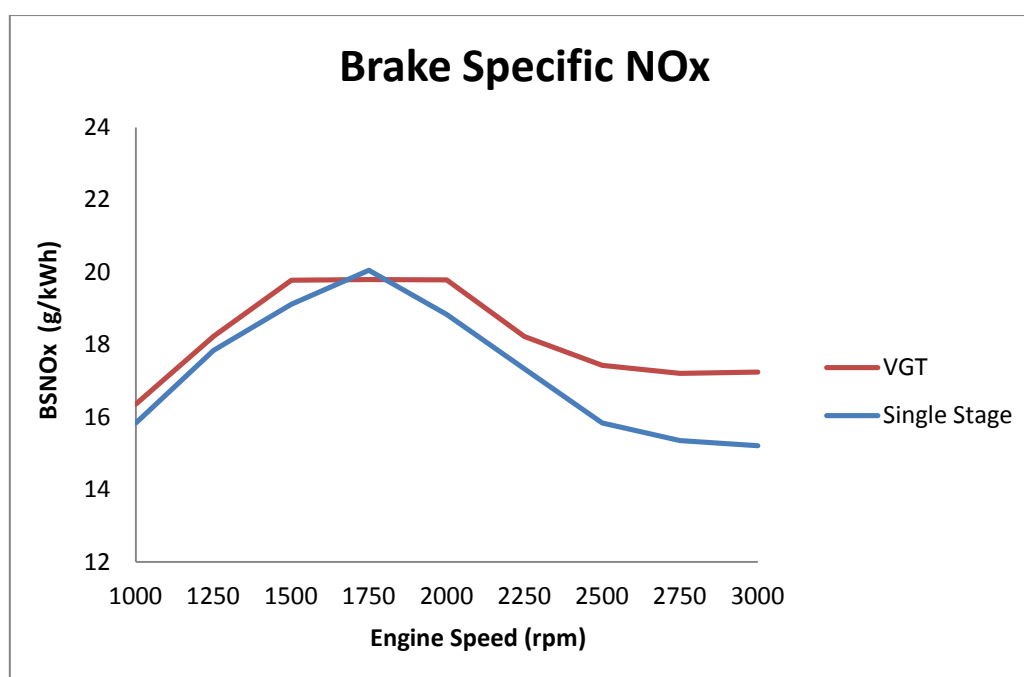
**Σχήμα 5.16** Απεικόνιση της εξάρτησης των εκπομπών αιθάλης από το λόγο αέρα-καυσίμου AFR

Η Σχέση 5.1 έχει το πλεονέκτημα ότι μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας όπως επίσης και για τιμές του λόγου

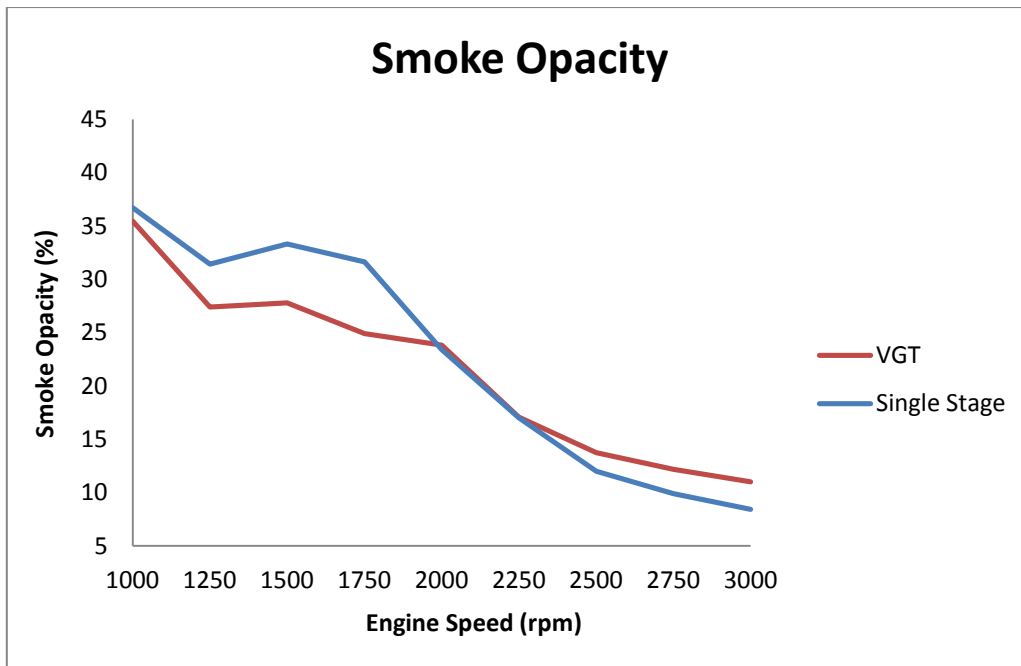
ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου κοντά ή και κάτω από τη μονάδα, φαινόμενο που παρατηρείται αρκετά συχνά λόγω και της υστέρησης του υπερπληρωτή. Σε αυτό το σημείο θα πρέπει να αναφερθεί ότι για χαμηλές τιμές του λόγου αέρα-καυσίμου η σχέση αυτή δίνει αποτελέσματα μεγαλύτερα του 100%, τα οποία θεωρήθηκαν ίσα με 100% και γι αυτό παρατηρείται η οριζόντια γραμμή στο διάγραμμα.

Αναφορικά με τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου (Σχήμα 5.17) φαίνεται ότι λόγω της μεγαλύτερης παροχής καυσίμου έχουμε ελαφρώς μεγαλύτερες τιμές, εκτός από την περίπτωση των 1750 rpm, που όμως αντισταθμίζονται από την αυξημένη αποδοτικότητα από τον κινητήρα ισχύ.

Αντίθετα, σε ό,τι αφορά την αιθάλη (Σχήμα 5.18), παρατηρούνται μειωμένες εκπομπές στο μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας του κινητήρα, ενώ από τις 2000 rpm και μετά οι διαφορές ελαχιστοποιούνται. Οι μεγαλύτερες διαφορές φαίνονται στο πεδίο όπου δραστηριοποιείται κυρίως ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας με την αυξομείωση της επιφάνειας του ακροφυσίου, δηλαδή από τις 1250 μέχρι τις 1750 rpm.



**Σχήμα 5.17** Σύγκριση εκπομπών οξειδίων του αζώτου NOx συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα



**Σχήμα 5.18** Σύγκριση εκπομπών αιθάλης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

# Κεφάλαιο 6

## Αποτελέσματα προσομοιώσεων μεταβατικής λειτουργίας

### 6.1 Εισαγωγή

Το Κεφάλαιο αυτό έχει πρωταρχικό στόχο τη μελέτη της συμπεριφοράς του μοντέλου της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας και στη συνέχεια τη σύγκριση με το αντίστοιχο μοντέλο για την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση, όπως στο προηγούμενο Κεφάλαιο.

Στην έννοια της μεταβατικής λειτουργίας εμπεριέχονται μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής καθώς και του φορτίου του κινητήρα, ενώ συγκεκριμένα στο παρόν κεφάλαιο θα μελετηθούν τρία είδη μεταβολών που θα επηρεάζονται κάθε φορά από τις παρακάτω παραμέτρους:

- ✓ την ένταση της επιτάχυνσης
- ✓ την ύπαρξη περιοριστή καυσίμου
- ✓ τη ροπή αδράνειας του συνδεδεμένου με τον κινητήρα φορτίου



## 6.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης

Όπως είναι λογικό, από τη στιγμή που ο χρήστης επιλέγει να "τρέξει" σενάρια μεταβατικής λειτουργίας και όχι μόνιμης όπως προηγουμένως, θα πρέπει να κάνει κάποιες μετατροπές στο υπάρχον μοντέλο του GT-Power, οι οποίες αφορούν το μοντέλο αυτό καθαυτό, τα δεδομένα εισόδου και τις αρχικές συνθήκες κάθε προσομοίωσης.

Σε ό,τι αφορά το μοντέλο που έχει δημιουργηθεί, θα πρέπει να προστεθεί ένα εργαλείο (template) που ονομάζεται "load" και συνδέεται με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα. Το εργαλείο αυτό αναπαριστά ουσιαστικά μια μηχανική πέδη που επιβάλλει στον κινητήρα ένα φορτίο. Η συνάρτηση που χαρακτηρίζει το φορτίο αυτό επιλέγεται από τον ίδιο το χρήστη και μπορεί να έχει οποιαδήποτε μορφή, αλλά στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας κρίθηκε σκόπιμο να χρησιμοποιηθεί φορτίο τετραγωνικής μορφής με εξάρτηση από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, το οποίο προσομοιώνει τις αεροδυναμικές αντιστάσεις που δέχεται ένα όχημα κατά την κίνησή του. Ειδικότερα, το φορτίο που επιλέχθηκε να επιβληθεί είναι της μορφής:

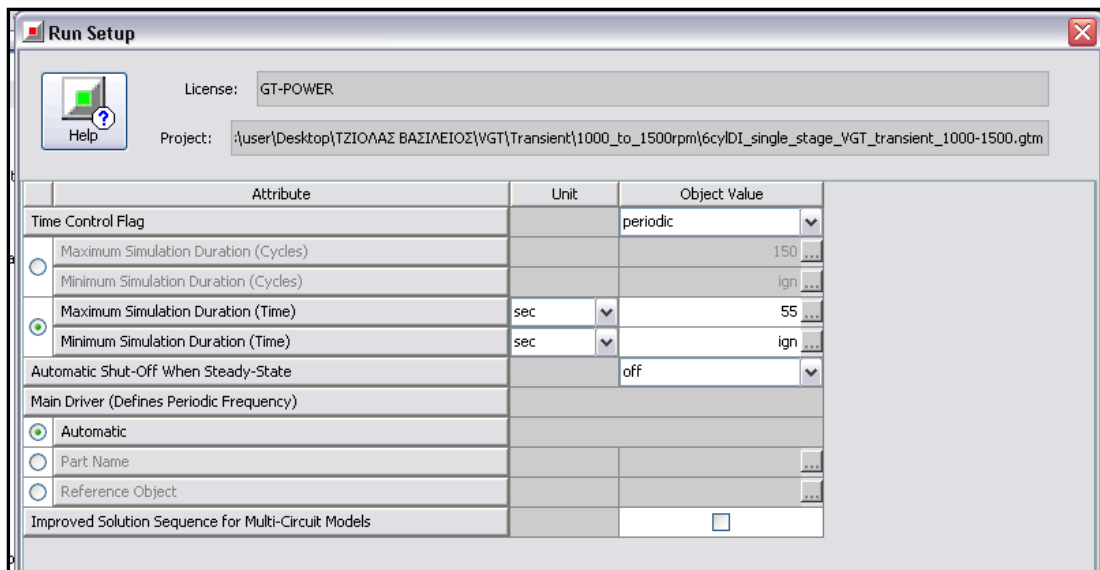
$$f(n) = c * n^2 \quad (6.1)$$

όπου  $n$  η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα κάθε χρονική στιγμή και  $c$  μια σταθερά που ορίζεται από το χρήστη ανάλογα με το σημείο εκκίνησης της μεταβολής και με βάση το δεύτερο νόμο του Νεύτωνα, θεωρώντας ότι η γωνιακή επιτάχυνση είναι μηδενική με αποτέλεσμα η ροπή του κινητήρα που έχει ήδη υπολογιστεί να είναι ίση με τη ροπή του φορτίου:

$$M_{\text{κιν}} = M_{\text{φορτ}} + \Theta * \frac{d\omega}{dt} \quad (6.2)$$

$$c = \frac{M_{\text{κιν}}}{n^2} \quad (6.3)$$

Η επόμενη αλλαγή που πρέπει να πραγματοποιηθεί στο υπάρχον μοντέλο είναι ότι θα πρέπει να ληφθεί υπόψιν πως ο κινητήρας "τρέχει" σενάρια ως προς ένα επιβαλλόμενο φορτίο (load specification) και όχι ως προς μία σταθερή ταχύτητα περιστροφής (engine speed specification) όπως στο προηγούμενο κεφάλαιο (Σχήμα 6.1).



**Σχήμα 6.1** Παράθυρο εισαγωγής (run setup) για μεταβατική λειτουργία

Αυτόματα, με την αλλαγή αυτή, θα πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη έμφαση σε χαρακτηριστικά που στην περίπτωση της μόνιμης λειτουργίας δεν επηρέαζαν ουσιαστικά τα αποτελέσματα, όπως η ροπές αδράνειας του κινητήρα, του φορτίου και του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης. Με βάση τον κινητήρα της Mercedes-Benz που υπάρχει στο εργαστήριο των Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. τα τρία παραπάνω μεγέθη ορίστηκαν όπως φαίνεται στον Πίνακα 6.1:

**Πίνακας 6.1** Ροπές αδράνειας των στοιχείων του μοντέλου

| Στοιχείο μοντέλου            | Ροπή αδράνειας (kg/m <sup>2</sup> ) |
|------------------------------|-------------------------------------|
| κινητήρας                    | 0,5                                 |
| φορτίο                       | 7,25                                |
| ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης | 0,0003                              |

Ένα επιπλέον, καθοριστικής σημασίας δεδομένο που θα πρέπει να οριστεί από το χρήστη είναι αυτό της ποσότητας του καυσίμου που εγχύεται στους κυλίνδρους, καθώς θα πρέπει να δοθεί ένα πλήρες προφίλ έγχυσης που θα αφορά κάθε χρονική στιγμή της προς εξέταση μεταβολής. Όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο, το δεδομένο αυτό αντικατοπτρίζει το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού από τον οδηγό, καθορίζοντας ουσιαστικά με αυτόν τον τρόπο το αρχικό φορτίο και την ένταση της επιτάχυνσης. Το αρχικό φορτίο μπορεί να καθοριστεί μέσω του δεδομένου αυτού, αφού στο GT-Power για δεδομένη ποσότητα καυσίμου ο κινητήρας έχει τη δυνατότητα να ισορροπήσει σε συγκεκριμένες μόνο στροφές και φορτίο, ενώ η

ένταση της επιτάχυνσης επηρεάζεται από τη μέγιστη τιμή της ποσότητας του καυσίμου που εγχύεται και από το πόσο απότομη είναι η αύξηση αυτής (όσο μεγαλύτερη είναι η κλίση στο διάγραμμα τόσο μεγαλύτερη είναι η ένταση της επιτάχυνσης).

Τέλος, για να είναι δυνατή η έναρξη της εκάστοτε προσομοίωσης θα πρέπει να οριστεί το σημείο εκκίνησής της, δηλαδή το αρχικό σημείο ισορροπίας. Αυτό επιτυγχάνεται με αρχικές συνθήκες όπως η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, το επιβαλλόμενο φορτίο και η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης. Είναι σημαντικό οι αρχικές αυτές συνθήκες που θα τεθούν από το χρήστη να είναι κοντά στο πραγματικό σημείο εκκίνησης του κινητήρα, έτσι ώστε να επιτευχθεί η σύγκλιση εντός του χρονικού ορίου υπολογισμών και να μην υπάρξει απόκλιση των τελικών αποτελεσμάτων από τα πραγματικά.

Κάθε "τρέξιμο" ενός σεναρίου διαρκεί 8 με 12 λεπτά υπολογιστικού χρόνου, ο οποίος κυμαίνεται από 30 έως 55 δευτερόλεπτα σε χρόνο λειτουργίας του κινητήρα, ενώ θα ήταν χρήσιμο να αναφερθεί στις μεταβολές που θα μελετηθούν στις επόμενες παραγράφους δεν γίνεται χρήση περιοριστή καυσίμου (fuel limiter) στο μοντέλο.

### **6.3 Επισκόπηση των προς μελέτη μεταβολών**

Στην παράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν συνοπτικά οι μεταβολές στις οποίες υποβλήθηκε το μοντέλο της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Πρόκειται ουσιαστικά για επιταχύνσεις στις οποίες κάθε φορά μεταβάλλονταν στοιχεία όπως η ένταση της επιτάχυνσης (διαφορετικά αρχικά σημεία ισορροπίας), οι ροπές αδράνειας του φορτίου, του κινητήρα και του ζεύγους υπερπλήρωσης, ή το προφίλ έγχυσης καυσίμου προσομοιώνοντας μια ακραία περίπτωση περιοριστή καυσίμου. Συνοπτικά, οι μεταβολές που θα μελετηθούν στις επόμενες παραγράφους εμφανίζονται στον Πίνακα 6.2:

**Πίνακας 6.2 Μεταβολές του μοντέλου**

| Είδος μεταβολής                  | Αύξων αριθμός μεταβολής | Αρχική ταχύτητα περιστροφής (rpm) | Τελική ταχύτητα περιστροφής (rpm) | Αρχικό φορτίο (%) | Παράγραφος |
|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-------------------|------------|
| Επίδραση έντασης της επιτάχυνσης | 1                       | 1000                              | 1500                              | 5                 | 6.4.1.1    |
|                                  | 2                       | 1000                              | 2000                              | 5                 | 6.4.1.2    |
|                                  | 3                       | 1500                              | 2000                              | 25                | 6.4.1.3    |
|                                  | 4                       | 1500                              | 2500                              | 25                | 6.4.1.4    |
|                                  | 5                       | 2000                              | 2500                              | 50                | 6.4.1.5    |
|                                  | 6                       | 2000                              | 3000                              | 30                | 6.4.1.6    |
| Επίδραση περιοριστή καυσίμου     | 7                       | 1000                              | 2000                              | 5                 | 6.4.2.1    |
| Επίδραση ροπής αδράνειας         | 8                       | 1000                              | 2000                              | 5                 | 6.4.3.1    |

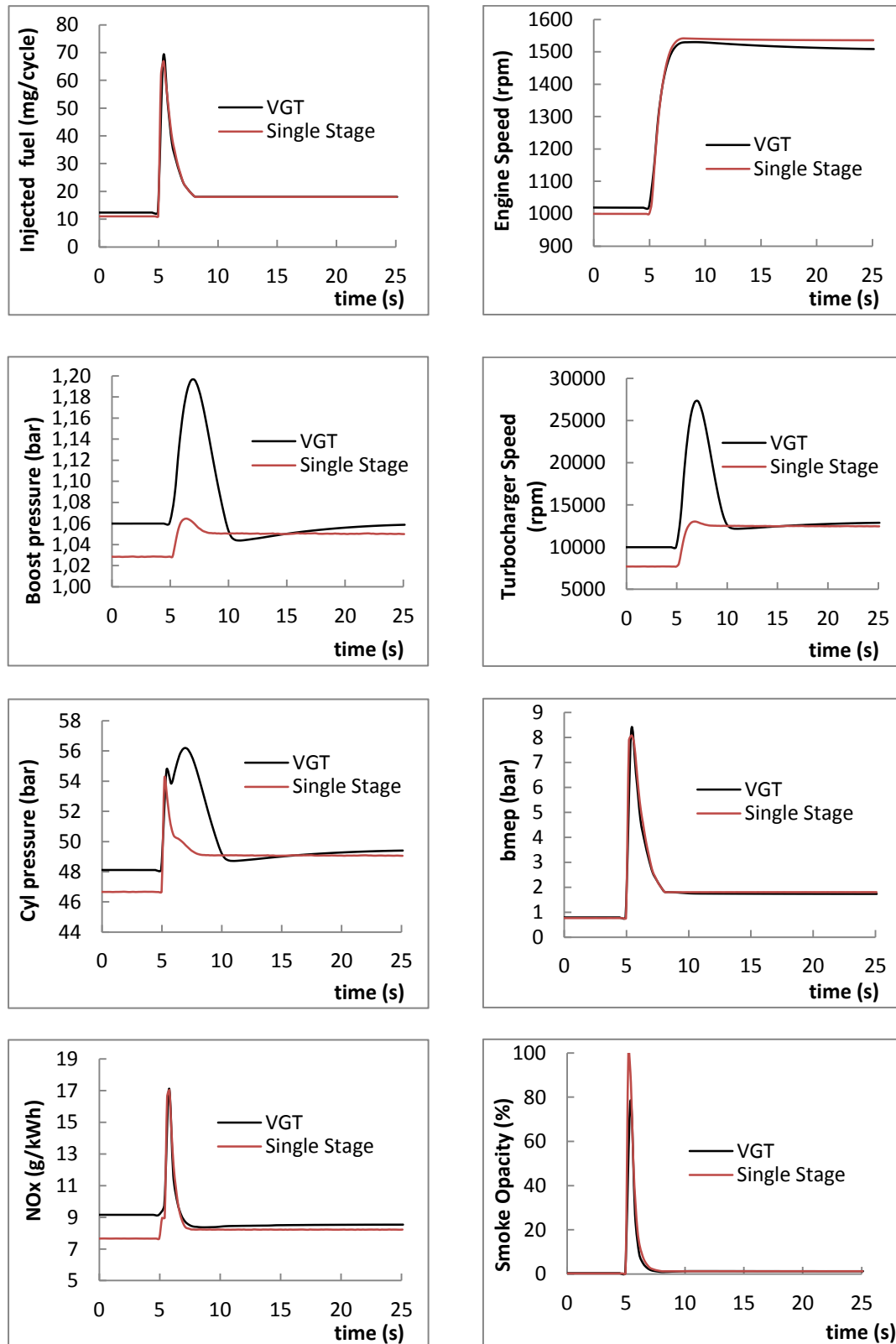
## **6.4 Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοιώσεων μεταβατικής λειτουργίας**

### **6.4.1 Επίδραση έντασης της επιτάχυνσης**

Στην υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που αφορούν την απόκριση του μοντέλου σε διαφορετικές περιπτώσεις επιτάχυνσης, μεταβάλλοντας κάθε φορά την αρχική ταχύτητα περιστροφής, το αρχικό φορτίο και το εύρος της επιτάχυνσης, όπως φαίνεται και στον Πίνακα 6.2. Η μεταβατική λειτουργία αυτής της μορφής είναι ίσως η σημαντικότερη και θα μελετηθεί σε μεγαλύτερο βαθμό σε αυτή τη διπλωματική εργασία.

### 6.4.1.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 1500 rpm

#### Test No 1 αρχικό φορτίο: 5%



**Σχήμα 6.2** Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 1000 στις 1500 rpm

Η μεταβολή αυτή αντιπροσωπεύει ουσιαστικά την επιτάχυνση του οχήματος από το ρελαντί και με πρώτη ταχύτητα. Αρχικά το μοντέλο της προσομοίωσης ισορροπεί στις 1000 rpm και πρακτικά χωρίς φορτίο (όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως το φορτίο 5% αντιστοιχεί στην εν κενώ λειτουργία) και περίπου σε χρόνο 5 sec αρχίζει να επιταχύνεται μέχρι τελικά να φτάσει στο επιθυμητό τελικό σημείο ισορροπίας. Είναι ξεκάθαρη στο αντίστοιχο διάγραμμα η έντονη αύξηση της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου την χρονική εκείνη στιγμή, η οποία ουσιαστικά φανερώνει τη διάθεση του οδηγού για επιτάχυνση και κατ' επέκταση το απότομα πάτημα του πεντάλ του γκαζιού. Αφού η τιμή της εγχυόμενης ποσότητας φτάσει στη μέγιστη τιμή της, αρχίζει σταδιακά να μειώνεται μέχρι να φτάσει στην τιμή όπου το μοντέλο ισορροπεί στις 1500 rpm. Τα στοιχεία σχετικά με το προφίλ της ποσότητας καυσίμου που εγχύεται στους κυλίνδρους και τη χρονική διάρκεια της έγχυσης συγκεντρώθηκαν από τα πειραματικά δεδομένα της παραπομπής [10].

Σε ό,τι αφορά την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα παρατηρείται ότι στην περίπτωση της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) η μεταβολή ολοκληρώνεται λίγο γρηγορότερα απ' ό,τι στην περίπτωση της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης. Αυτό είναι κάτι λογικό καθώς ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας με την ικανότητά του να μεταβάλλει τη γωνία των πτερυγίων ανάλογα με τις ανάγκες του ζεύγους, συμβάλλει καθοριστικά στον περιορισμό του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag), ιδιαίτερα στην περίπτωση επιταχύνσεων από χαμηλές στροφές και φορτία. Το πρόβλημα της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι ένα από τα κυρίαρχα στους κινητήρες Diesel και προκύπτει από τη μη δυνατότητα του υπερπληρωτή να ανταποκριθεί άμεσα στην απαίτηση του οδηγού για αύξηση της παροχής μάζας του αναρροφούμενου αέρα ώστε να καεί περισσότερο καύσιμο. Με τη χρήση, όμως, του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας, η πίεση υπερπλήρωσης αυξάνεται γρηγορότερα (λόγω της μείωσης της επιφάνειας του ακροφυσίου του στροβίλου), ο στρόβιλος επιταχύνεται γρηγορότερα, υπερνικά την αδράνεια του ζεύγους σε μικρότερο χρόνο και έτσι στρέφεται ο συμπιεστής προκειμένου να αναρροφηθεί η ζητούμενη ποσότητα αέρα [2,6].

Σε συνέχεια των όσων αναφέρθηκαν παραπάνω, είναι ξεκάθαρη η δυνατότητα του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας να αυξάνει απότομα την πίεση υπερπλήρωσης σε πολύ ψηλότερες τιμές σε σχέση με την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση με το που δίνεται η εντολή για επιτάχυνση πατώντας το πεντάλ του γκαζιού με σκοπό την ταχύτερη επίτευξη της επιθυμητής κατάστασης. Αυτό συμβαίνει λόγω της μικρότερης υστέρησης του υπερπληρωτή, η οποία δίνει τη δυνατότητα στο ζεύγος να επιταχυνθεί περισσότερο, όπως φαίνεται και στο διάγραμμα με τις ταχύτητες των ζευγών υπερπλήρωσης, να λειτουργήσει σε μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης και επομένως αναρροφάται μεγαλύτερη ποσότητα αέρα.

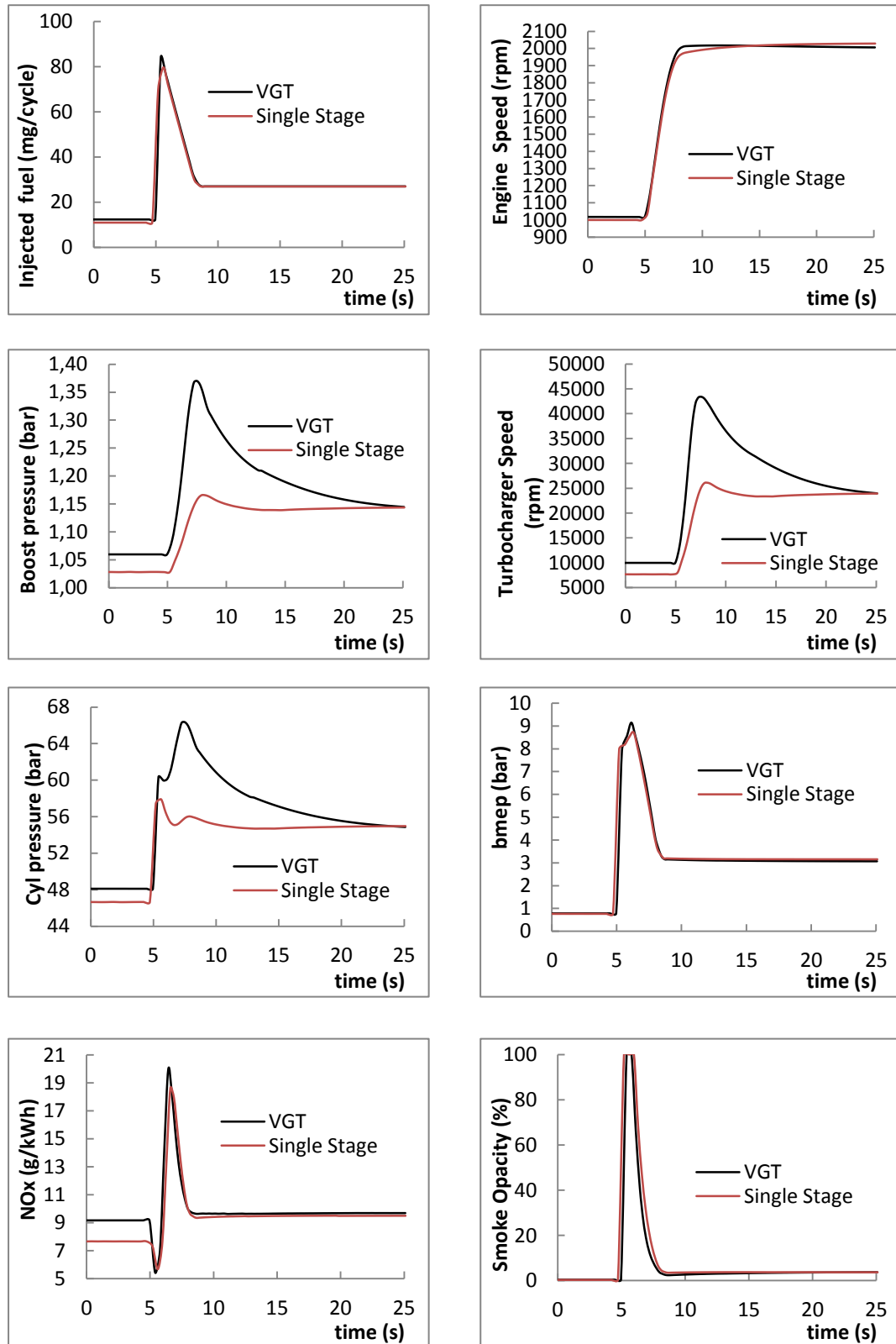
Εξετάζοντας, τώρα, την απόκριση του κινητήρα, φαίνεται ότι τόσο η μέγιστη πίεση καύσης όσο και η μέση πραγματική πίεση ακολουθούν κατά κάποιο τρόπο το προφίλ έγχυσης του καυσίμου. Η μέση πραγματική πίεση σχεδόν συμπίπτει και στις δύο περιπτώσεις, με τη στροβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας να εμφανίζει λίγο μεγαλύτερη μέγιστη τιμή, ενώ η πίεση καύσης παρουσιάζει σημαντική διαφορά, με την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση όπως είναι αναμενόμενο να υστερεί, λόγω και της μεγάλης διαφοράς που παρατηρείται στην πίεση υπερπλήρωσης.

Τέλος, αναφορικά με τους ρύπους παρατηρείται έντονη αύξηση των εκπομπών και στις δύο περιπτώσεις με το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού. Αυτό συμβαίνει καθώς λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή υπάρχει απότομη πτώση στην τιμή του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) με αποτέλεσμα την αύξηση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου NOx και της αιθάλης (χαρακτηριστικός μαύρος καπνός κατά την έντονη επιτάχυνση). Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ότι με τη χρήση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) και άρα τη μείωση του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή, παρατηρείται σημαντική μείωση τόσο στη χρονική διάρκεια όσο και στην ποσότητα εκπομπής αιθάλης, αφού ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου επανέρχεται στις επιθυμητές τιμές γρηγορότερα, ενώ ελαφρώς μειωμένες εμφανίζονται και οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου NOx.

Στην παράγραφο που ακολουθεί εξετάζεται η περίπτωση της επιτάχυνσης από τις 1000 στις 2000 rpm με αρχικό φορτίο 5%.

### 6.4.1.2 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm

#### Test No 2 αρχικό φορτίο: 5%



Σχήμα 6.3 Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 1000 στις 2000 rpm

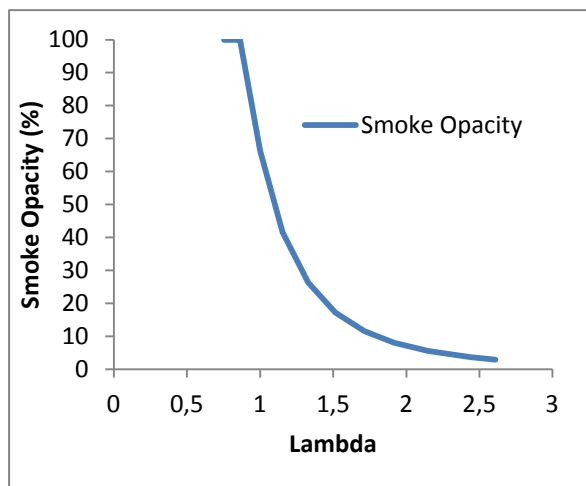


Η μεταβολή αυτή έχει αρχικό σημείο ισορροπίας ίδιο με την προηγούμενη, εμφανίζει όμως εντονότερο το φαινόμενο της επιτάχυνσης αφού το τελικό σημείο όπου ο κινητήρας λειτουργεί και πάλι σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας είναι οι 2000 rpm. Όμοια με την μεταβολή της προηγούμενης υποπαραγράφου, έτσι κι εδώ παρατηρείται μια απότομη αύξηση της παροχής του καυσίμου που εγχύεται μέχρι μια μέγιστη τιμή (μεγαλύτερη στην περίπτωση αυτή), ενώ στη συνέχεια αυτή μειώνεται μέχρι την τιμή που αντιστοιχεί στο τελικό σημείο λειτουργίας. Η έντονη αυτή αύξηση επιφέρει ανάλογες αυξήσεις τόσο στην πίεση καύσης όσο και στη μέση πραγματική πίεση με προφίλ παρόμοια με αυτό της παροχής καυσίμου.

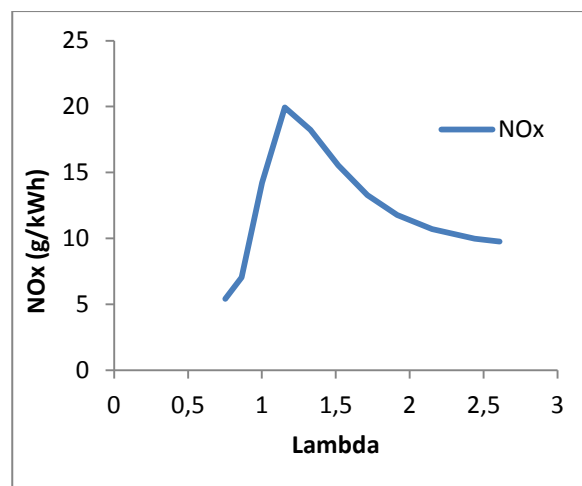
Λόγω της πιο ακραίας φύσης της μεταβολής αυτής παρατηρείται σε μεγαλύτερο βαθμό η υστέρηση του υπερπληρωτή και στις δύο περιπτώσεις υπερπλήρωσης με τη μεταβολή να ολοκληρώνεται σε μεγαλύτερο χρονικό διάστημα. Παρόλα αυτά γίνεται ξεκάθαρη η συμβολή του στρόβιλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) στον περιορισμό του φαινομένου αυτού, αφού το μοντέλο φτάνει στις 2000 rpm σαφώς γρηγορότερα από το μοντέλο της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης. Συγκεκριμένα, το μοντέλο που χρησιμοποιεί στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας φτάνει στις 2000 rpm σε χρόνο περίπου 3,26 sec, ενώ το αντίστοιχο με το στρόβιλο σταθερής γεωμετρίας σε χρόνο σε 6,3 sec, δηλαδή σχεδόν διπλάσιο.

Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, εμφανίζεται σημαντική διαφορά στη μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης και τη μέγιστη ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους ανάμεσα στα δύο μοντέλα, καθώς επίσης και στο ρυθμό αύξησης αυτών, ο οποίος όμως είναι μειωμένος σε σχέση με την πρώτη μεταβολή που εξετάστηκε. Αυτό οφείλεται στην επιδείνωση του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή και με τη σειρά του οδηγεί στην πτώση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου και την αύξηση των εκπομπών αιθάλης και οξειδίων του αζώτου. Πράγματι, από τα παραπάνω διαγράμματα φαίνεται ότι οι εκπομπές αιθάλης φτάνουν ακόμα και το 100% για κάποιο χρονικό διάστημα, το οποίο όμως είναι μικρότερο στην περίπτωση της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας. Σημαντική αύξηση παρουσιάζουν και οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου, με την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση να εμφανίζει μικρότερες τιμές λόγω της χαμηλότερης παροχής καυσίμου στους κυλίνδρους.

Λόγω της συχνής αναφοράς στην επιρροή του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου στις εκπομπές ρύπων, ακολουθούν δύο διαγράμματα (Σχήματα 6.4 και 6.5) που δείχνουν την εξάρτηση αυτή κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης του μοντέλου της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας.



**Σχήμα 6.4** Εξάρτηση εκπομπών αιθάλης από  $\lambda_a$



**Σχήμα 6.5** Εξάρτηση NOx από  $\lambda_a$

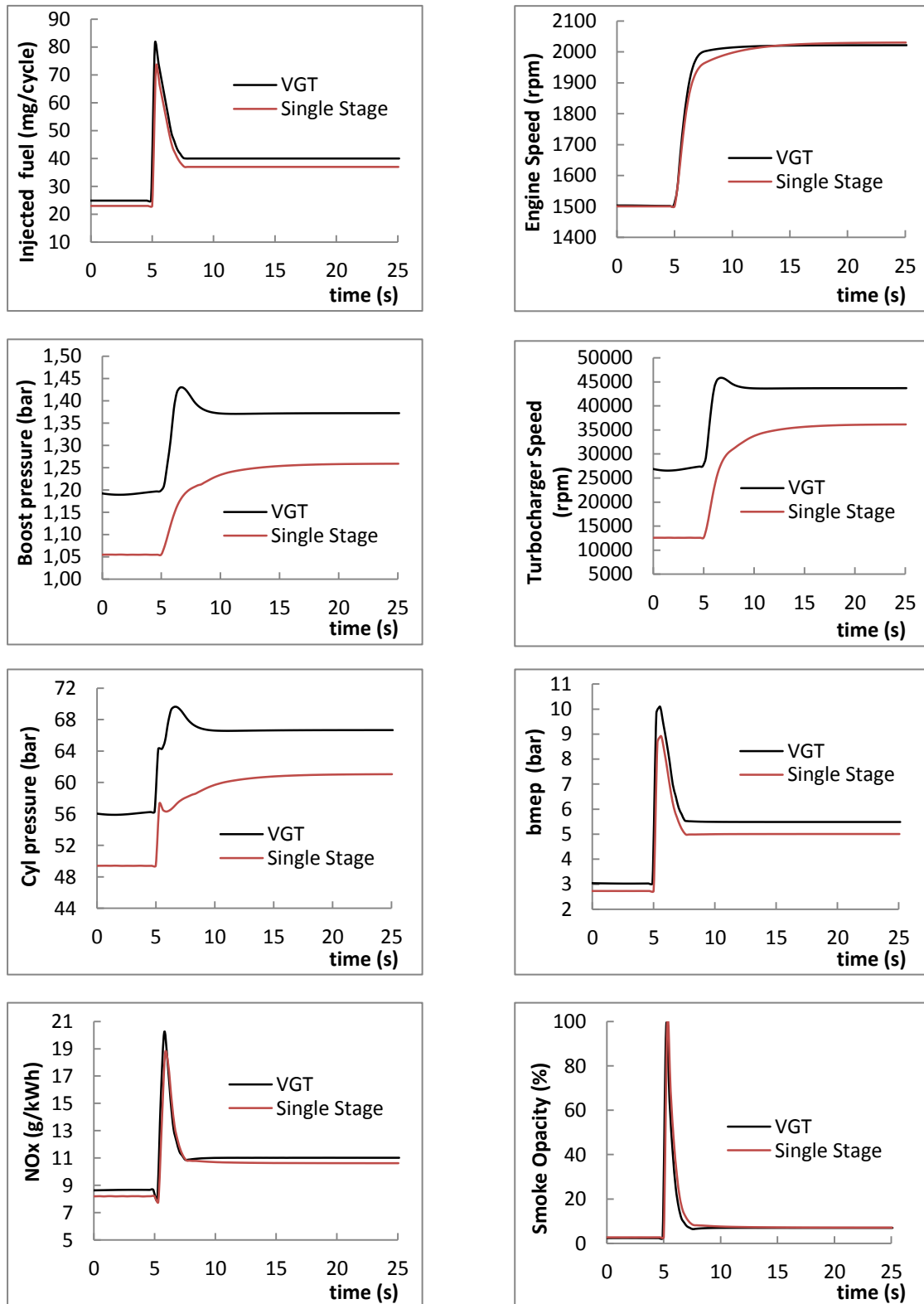
Παρατηρώντας τα διαγράμματα αυτά γίνεται σαφές ότι στην αρχή της επιτάχυνσης, οπότε και ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) εμφανίζει τις ελάχιστες τιμές του οι εκπομπές αιθάλης είναι μέγιστες, φτάνοντας μάλιστα και το 100%, ενώ στη συνέχεια καθώς μειώνεται η παροχή του καυσίμου μειώνονται και αυτές μέχρι σχεδόν να μηδενιστούν σε λόγους κοντά στο 2,5. Από την άλλη πλευρά, οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου NOx μεγιστοποιούνται σε τιμές κοντά στη μονάδα (στοιχειομετρική καύση), πράγμα αναμενόμενο αφού εκεί παρατηρούνται και οι μέγιστες θερμοκρασίες καύσης οι οποίες προάγουν τη δημιουργία NOx.

Στην Παράγραφο 6.4.1.3 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης της επιτάχυνσης από τις 1500 στις 2000 rpm με αρχικό φορτίο 25%.

### 6.4.1.3 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2000 rpm

#### Test No 3

αρχικό φορτίο: 25%



**Σχήμα 6.6** Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 1500 στις 2000 rpm

Στη μεταβολή αυτή υπάρχει μια διαφοροποίηση τόσο στην αρχική ταχύτητα περιστροφής όσο και στο αρχικό φορτίο του κινητήρα σε σχέση με τις δύο προηγούμενες περιπτώσεις. Το σημείο μόνιμης λειτουργίας από το οποίο ξεκινά η συγκεκριμένη μεταβολή είναι οι 1500 rpm και 25% φορτίο, που είναι σαφώς ψηλότερο και αντιστοιχεί σε επιτάχυνση ενός οχήματος με 2η ταχύτητα.

Και σε αυτή την περίπτωση το προφίλ της έγχυσης καυσίμου ακολουθεί την ίδια λογική, με τις τιμές όμως της ποσότητας να είναι σαφώς μεγαλύτερες από τις δύο προηγούμενες μεταβολές λόγω του υψηλότερου αρχικού σημείου λειτουργίας. Είναι ορατή η διαφορά στην ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου ανάμεσα στα δύο μοντέλα υπερπλήρωσης, γεγονός που οφείλεται στην ιδιαιτερότητα του προγράμματος αφού η σύγκλιση του GT-Power τόσο στο αρχικό όσο και στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας επηρεάζεται από το χρήστη μόνο μεταβάλλοντας το εγχυόμενο στους κυλίνδρους καύσιμο και όχι με κάποιου άλλου είδους ρύθμιση. Αυτός είναι και ο λόγος που για τη συγκεκριμένη μεταβολή δεν υπάρχει η δυνατότητα για εξαγωγή ασφαλών συμπερασμάτων σε ότι αφορά τους ρύπους. Παρατηρείται, λοιπόν, λίγο μεγαλύτερη εκπομπή οξειδίων του αζώτου NOx στην περίπτωση της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT), γεγονός που εκτός από τη μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου που καίγεται, μπορεί να εξηγηθεί και από τις αυξημένες πιέσεις καύσης και υπερπλήρωσης, οι οποίες με τη σειρά τους οδηγούν σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες στους κυλίνδρους. Από την άλλη, παρά το γεγονός ότι καίγεται μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου, είναι εμφανές ότι οι εκπομπές αιθάλης είναι στα ίδια επίπεδα και ελαφρώς μικρότερες στην περίπτωση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας, πράγμα που δείχνει την επίδραση της μεθόδου αυτής στον περιορισμό του ρύπου αυτού.

Σε ό,τι αφορά τον κινητήρα, είναι ξεκάθαρη στην περίπτωση αυτή η καλύτερη οδηγισιμότητα ενός οχήματος με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας έναντι ενός οχήματος με απλή στροβιλο-υπερπλήρωση. Η υστέρηση του υπερπληρωτή σε αυτή τη μεταβολή έχει περιοριστεί ακόμη περισσότερο καθώς η επίτευξη των 2000 rpm, που είναι η τελική κατάσταση λειτουργίας, επιτυγχάνονται σε περίπου 5,29 sec με τη χρήση στροβίλου σταθερής γεωμετρίας και σε περίπου 2,51 sec με τη χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Είναι, επίσης, φανερό η αύξηση, και για τις δύο μεθόδους υπερπλήρωσης, της πίεσης καύσης και της μέσης πραγματικής πίεσης σε σχέση με τις δύο προηγούμενες μεταβολές με αποτέλεσμα να αποδίδει ο κινητήρας και σαφώς μεγαλύτερη ισχύ.

Τέλος, οι πιέσεις υπερπλήρωσης είναι ιδιαίτερα αυξημένες, ειδικά στη στροβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας όπου αυτό είναι και το ζητούμενο, ενώ οι αρχικές ταχύτητες περιστροφής των δύο ζευγών είναι πιο υψηλές συγκριτικά με τις δύο προηγούμενες επιταχύνσεις. Αυτό σημαίνει πως τα

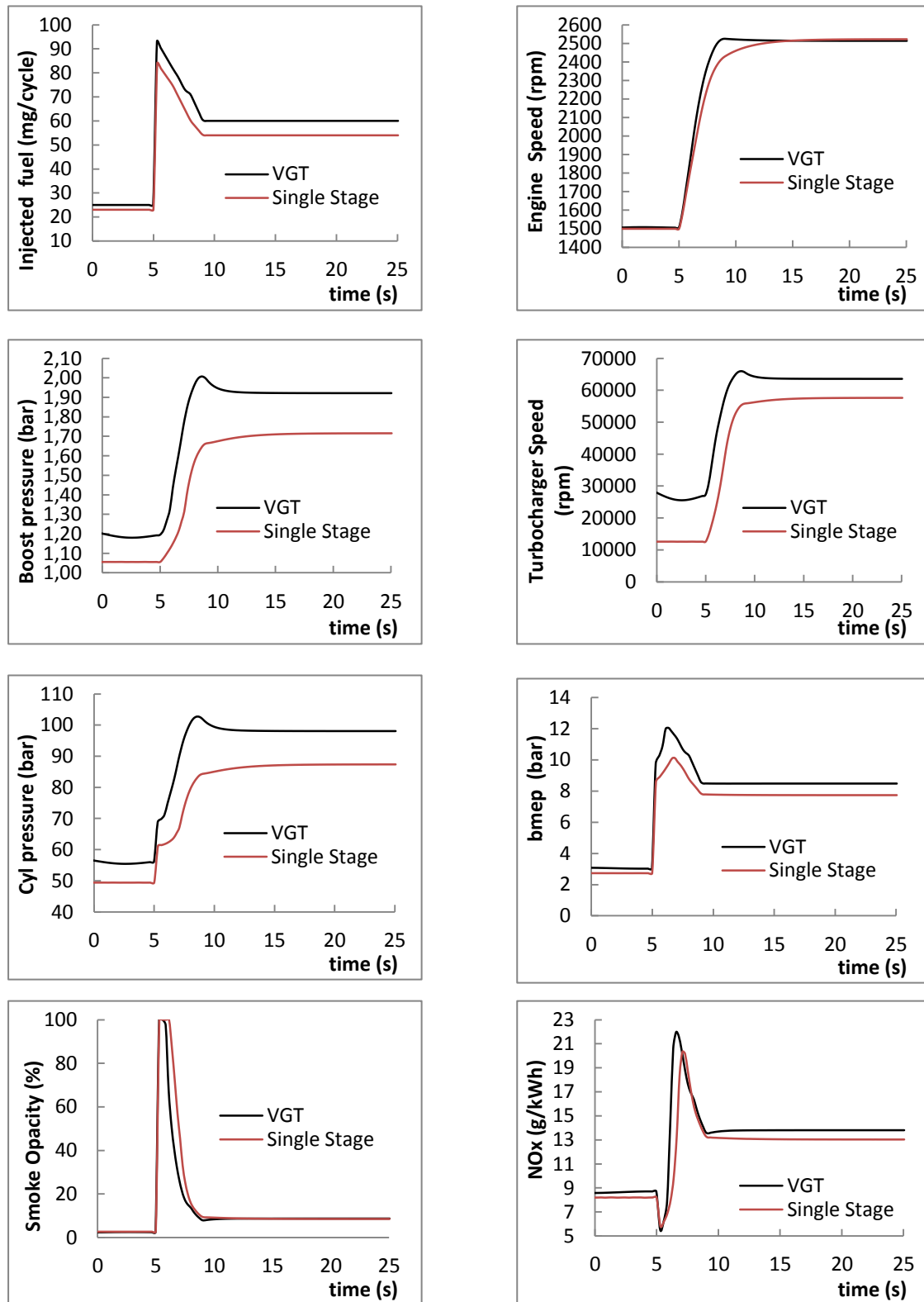
δύο ζεύγη λειτουργούν σε σημεία με μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης, χωρίς όμως ακόμα αυτοί να έχουν πάρει τη μέγιστη τιμή τους.

Η Παράγραφος 6.4.1.4 παρουσιάζει μία πιο έντονη μορφή της προηγούμενης περίπτωσης επιτάχυνσης, από τις 1500 στις 2500 rpm με αρχικό φορτίο 25%.

#### 6.4.1.4 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2500 rpm

##### Test No 4

αρχικό φορτίο: 25%



**Σχήμα 6.7** Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 1500 στις 2500 rpm

Στη μεταβολή 4 που απεικονίζεται στα παραπάνω διαγράμματα μελετάται η επιτάχυνση των δύο μοντέλων με αρχικές συνθήκες ίδιες με αυτές της προηγούμενης μεταβολής (1500 rpm και 25% αρχικό φορτίο), με τη διαφορά να έγκειται στην ένταση της επιτάχυνσης, αφού αυτή τη φορά το τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας είναι στις 2500 rpm.

Όπως ήταν αναμενόμενο, η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι μεγαλύτερη, τόσο σε ότι αφορά τη μέγιστη τιμή της όσο και στο τελικό σημείο ισορροπίας, ενώ το ίδιο συμβαίνει για τα άλλα δύο μεγέθη που αφορούν τον κινητήρα, δηλαδή την πίεση καύσης και τη μέση πραγματική πίεση, το οποίο έχει ως συνέπεια και την αυξημένη παραγωγή ισχύος. Επιπλέον, όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, είναι ορατή η επίδραση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας στον περιορισμό της υστέρησης του υπερπληρωτή και τη βελτίωση της επιτάχυνσης καθώς το μοντέλο αυτό φτάνει εμφανώς γρηγορότερα στις 2500 rpm από το αντίστοιχο της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης.

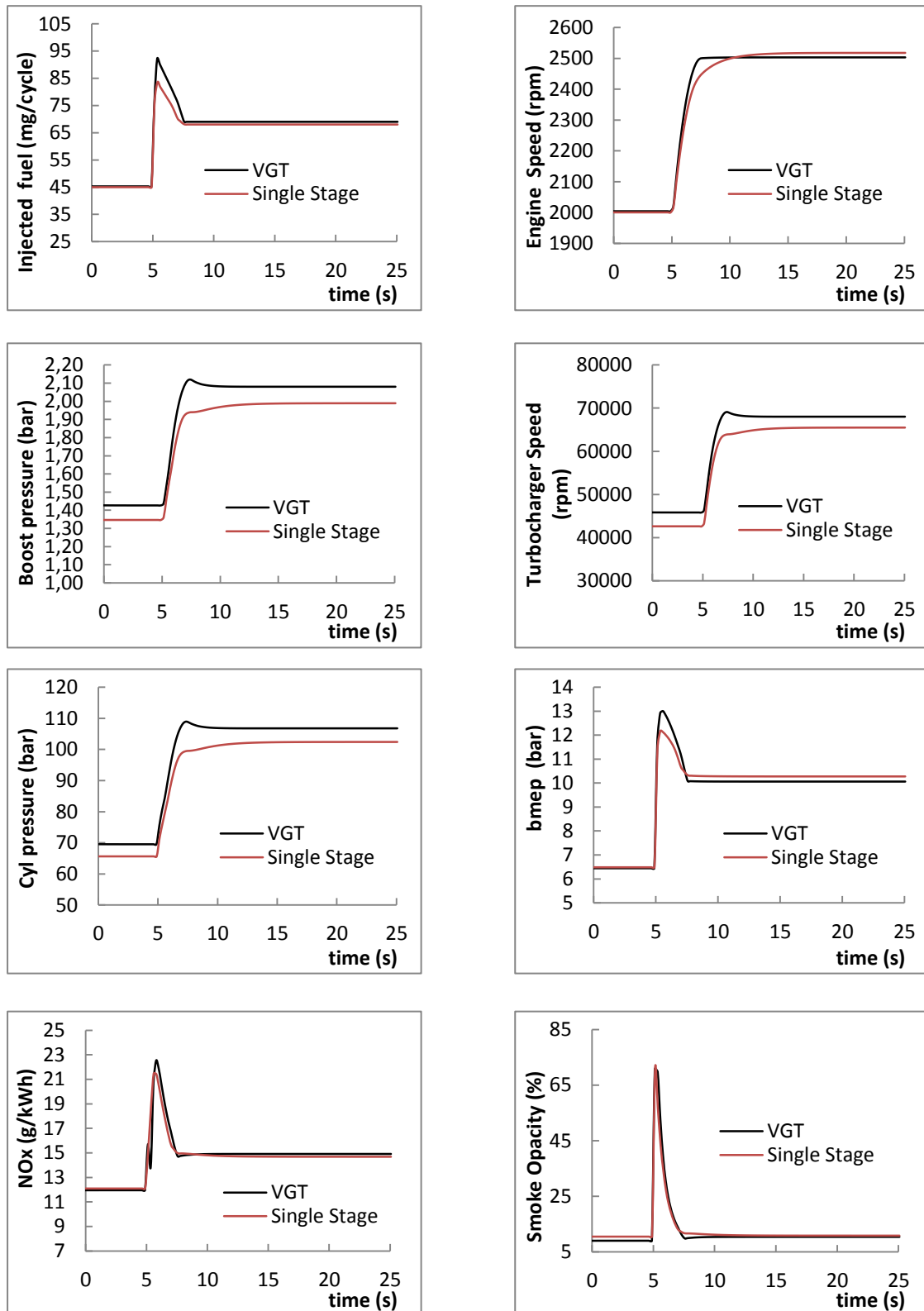
Αναφορικά με τα ζεύγη υπερπλήρωσης, τόσο οι πιέσεις όσο και οι ταχύτητες περιστροφής είναι αυξημένες, με τη στροβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας να εμφανίζει μεγαλύτερες τιμές, ενώ για τους ρύπους η σύγκριση λόγω της διαφοράς στην ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου καλό θα ήταν να αποφευχθεί. Παρόλα αυτά, είναι ξεκάθαρο ότι παρά το γεγονός αυτό, οι εκπομπές αιθάλης εμφανίζουν μέγιστο και γενικότερα μεγάλες τιμές για μικρότερο χρονικό διάστημα στην περίπτωση του μοντέλου με το στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Αυτό δείχνει και την μεγάλη μείωση του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag) με τη χρήση της τεχνολογίας αυτής.

Στα διαγράμματα που εμφανίζονται στην επόμενη παράγραφο εξετάζεται η περίπτωση της επιτάχυνσης του μοντέλου προσομοίωσης από τις 2000 στις 2500 rpm με αρχικό φορτίο 50%.

### 6.4.1.5 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2500 rpm

#### Test No 5

αρχικό φορτίο: 50%



**Σχήμα 6.8** Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 2000 στις 2500 rpm

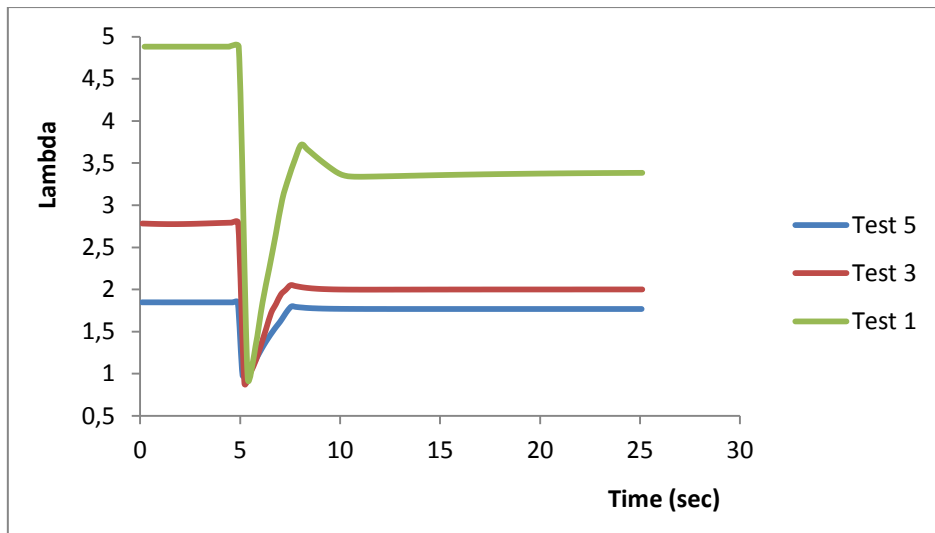


Η μεταβολή αυτής της υποπαραγράφου εξετάζει την επιτάχυνση του μοντέλου από ένα υψηλό σημείο λειτουργίας τόσο από άποψη ταχύτητας περιστροφής όσο και από άποψη φορτίου. Το αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας από το οποίο καλείται να επιταχυνθεί ο κινητήρας είναι στις 2000 rpm με 50% φορτίο, κάτι που αντιστοιχεί σε επιτάχυνση με 4η ή 5η ταχύτητα στο κιβώτιο.

Από τα διαγράμματα παρατηρείται ότι και για τις δύο περιπτώσεις που εξετάζονται, η μεταβολή φέρεται εις πέρας σε μικρότερο χρονικό διάστημα απ' ότι οι προηγούμενες. Αυτό είναι και αναμενόμενο, αφού τα δύο ζεύγη υπερπλήρωσης λειτουργούν σε αρκετά υψηλές ταχύτητες περιστροφής, άρα και με καλούς βαθμούς απόδοσης, ενώ λόγω του υψηλού αρχικού σημείου λειτουργίας είναι περιορισμένο και το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή.

Αντίθετα, εμφανίζονται να είναι αυξημένες οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου καθώς αναπτύσσονται αρκετά υψηλές θερμοκρασίες εντός των κυλίνδρων λόγω των μεγάλων τιμών που παίρνει η πίεση καύσης. Από την άλλη, η μείωση της υστέρησης του υπερπληρωτή επιφέρει αισθητή μείωση στις εκπομπές αιθάλης.

Στο σημείο αυτό, και επειδή σε προηγούμενες παραγράφους έχει γίνει λόγος για την επίδραση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) στις εκπομπές ρύπων, αλλά και στο πώς η υστέρηση του υπερπληρωτή επηρεάζει την τιμή αυτού, κρίνεται σκόπιμο να συγκριθούν οι γραφικές παραστάσεις των λόγων συναρτήσεως του χρόνου με δεδομένα που αντλούνται από τις μεταβολές 1,3 και 5 (Σχήμα 6.9). Οι μεταβολές αυτές έχουν το ίδιο εύρος επιτάχυνσης (500 rpm) αλλά διαφορετικά αρχικά σημεία λειτουργίας. Η μεταβολή 1 ξεκινά από τις 1000 rpm με φορτίο 5%, η μεταβολή 3 από τις 1500 rpm με φορτίο 25% και η μεταβολή 5 από τις 2000 rpm με φορτίο 50%.



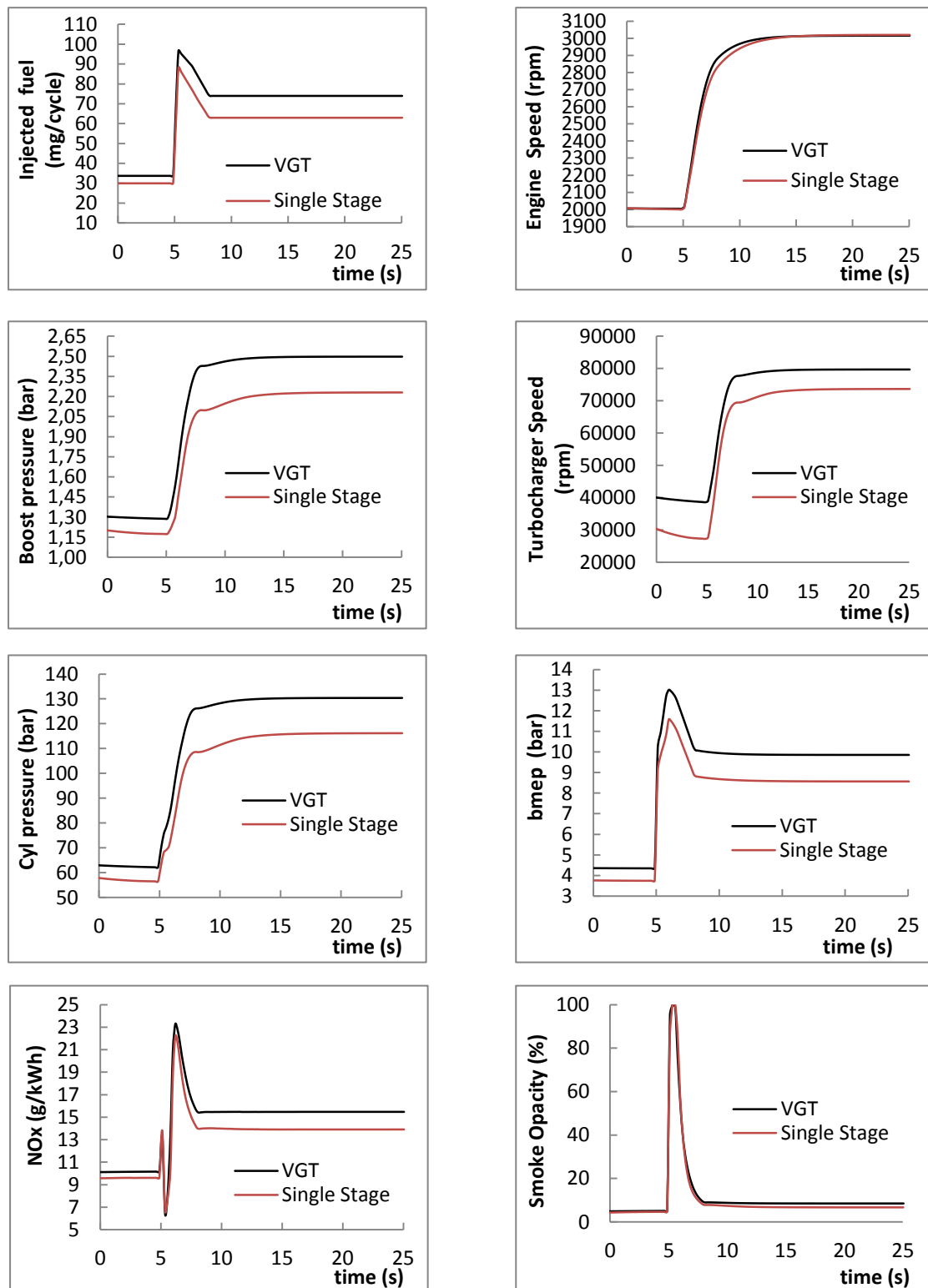
**Σχήμα 6.9 Σύγκριση των λόγων ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου για τα Test No. 1,3 και 5**

Το παραπάνω διάγραμμα δείχνει την επίδραση του αρχικού σημείου λειτουργίας στο λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου και κατ' επέκταση στην εκπομπή ρύπων (κυρίως αιθάλης). Φαίνεται, λοιπόν, ότι όσο πιο χαμηλό είναι το σημείο λειτουργίας από το οποίο αρχίζει να επιταχύνεται το μοντέλο, άρα θα είναι πιο έντονο το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή, τόσο μεγαλύτερη είναι η πτώση που υπόκειται ο λόγος ισοδυναμίας, η οποία έχει ως άμεσο αντίκτυπο την αύξηση των εκπομπών αιθάλης. Αυτό συμβαίνει γιατί ενώ μετά το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού από τον οδηγό για την έναρξη της επιτάχυνσης, η αντλία πετρελαίου εγχύει την κατάλληλη ποσότητα καυσίμου, με τον συμπιεστή, όμως, να μην έχει ακόμα τη δυνατότητα να τροφοδοτήσει τους κυλίνδρους με την απαραίτητη ποσότητα αέρα.

Στην τελευταία Παράγραφο (6.4.1.6) που αφορά την επίδραση στην ένταση της επιτάχυνσης, μελετάται η περίπτωση της επιτάχυνσης από τις 2000 στις 3000 rpm με αρχικό φορτίο 30%.

### 6.4.1.6 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 3000 rpm

#### Test No 6 αρχικό φορτίο: 30%



Σχήμα 6.10 Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 2000 στις 3000 rpm

Η παραπάνω μεταβολή είναι η τελευταία που αφορά την επίδραση της έντασης της επιτάχυνσης και ξεκινάει από διαφορετικό σημείο λειτουργίας σε σχέση με την προηγούμενη καθώς αν και η ταχύτητα περιστροφής είναι η ίδια, το φορτίο είναι μικρότερο (30%), έχει μεγαλύτερο εύρος επιτάχυνσης (καταλήγει στις 3000 rpm) και ουσιαστικά αντιπροσωπεύει την επιτάχυνση ενός οχήματος με τρίτη ταχύτητα.

Το γεγονός ότι η μεταβολή ξεκινάει από χαμηλότερο σημείο λειτουργίας φαίνεται ξεκάθαρα στα διαγράμματα και από τις σημαντικά χαμηλότερες τιμές της πίεσης καύσης και της μέσης πραγματικής πίεσης πριν την έναρξη της επιτάχυνσης, οπότε και επικρατούν συνθήκες μόνιμης λειτουργίας. Επίσης, αξίζει να σημειωθεί ότι σε αυτήν την περίπτωση, οι δύο μέθοδοι στροβιλο-υπερπλήρωσης ολοκληρώνουν στη μεταβολή σε πολύ κοντινό χρονικό διάστημα. Αυτό είναι λογικό, αφού ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα, όπου η πίεση και η παροχή του αναρροφούμενου αέρα είναι ήδη σε ικανοποιητικό βαθμό, λειτουργεί με σχεδόν ανοιχτά τα πτερύγιά του (μεγάλη επιφάνεια ακροφυσίου), δηλαδή περίπου ως στρόβιλος σταθερής γεωμετρίας, για την αποφυγή της υπερτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης.

Τέλος, παρατηρώντας τα επίπεδα εκπομπών οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub> και αιθάλης είναι φανερό ότι υπάρχει αύξηση των τιμών σε σχέση με την προηγούμενη μεταβολή, ιδιαίτερα της αιθάλης που φτάνει και πάλι το 100%. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι στη μεταβολή αυτή είναι μεγαλύτερο το εύρος της επιτάχυνσης, ενώ το αρχικό σημείο λειτουργίας είναι σαφώς χαμηλότερο όπως αναφέρθηκε και παραπάνω.

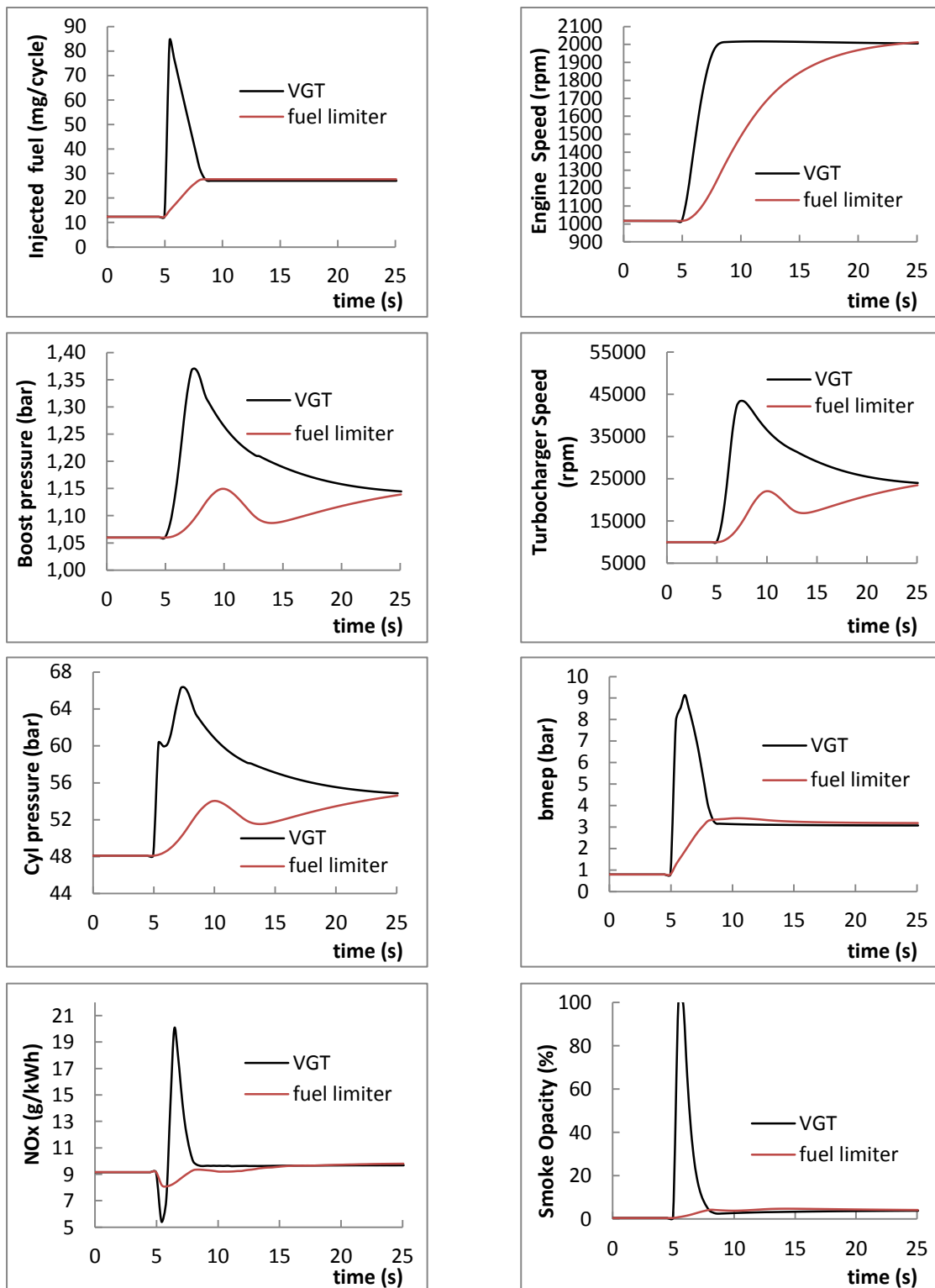
## 6.4.2 Επίδραση του περιοριστή καυσίμου

Ο περιοριστής καυσίμου (fuel limiter) χρησιμοποιείται ευρέως, ιδιαίτερα στους υπερπληρωμένους κινητήρες Diesel, τα τελευταία χρόνια που τα όρια εκπομπών ρύπων έχουν περιοριστεί κατά πολύ, και κύριος σκοπός είναι ο περιορισμός των εκπομπών αιθάλης. Στόχος αυτής της παραγράφου είναι να μελετηθεί η επίδραση που μπορεί να έχει η χρήση ενός περιοριστή καυσίμου στην απόκριση του μοντέλου της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT).

Το μοντέλο προσομοίωσης που έχει δημιουργηθεί στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας δεν περιλαμβάνει περιοριστή καυσίμου με αποτέλεσμα οι μεταβολές που εξετάστηκαν προηγουμένως να μην λαμβάνουν υπόψιν τους το χαρακτηριστικό αυτό. Αυτό που επιχειρήθηκε στην παράγραφο αυτή είναι η εφαρμογή μιας ακραίας, που δεν αντιστοιχεί στην πραγματικότητα, χρήσης ενός περιοριστή καυσίμου, ο οποίος προκειμένου να περιορίσει όσο το δυνατόν περισσότερο τις εκπομπές αιθάλης ψεκάζει το καύσιμο στους κυλίνδρους λαμβάνοντας ως δεδομένα μόνο την πίεση και την παροχή του αναρροφώμενου αέρα. Έχει πραγματοποιηθεί, δηλαδή, μια ριζική αλλαγή στο προφίλ έγχυσης του καυσίμου που δεν αντικατοπτρίζει τη λειτουργία μιας τυπικής αντλίας πετρελαίου, όπως στις προηγούμενες περιπτώσεις.

### 6.4.2.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm

#### Test No 7 αρχικό φορτίο: 5%



Σχήμα 6.11 Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 1000 στις 2000 rpm με και χωρίς περιοριστή καυσίμου

Παρατηρώντας τα διαγράμματα είναι ξεκάθαρη η αρνητική επίδραση του περιοριστή καυσίμου στην οδηγισιμότητα του οχήματος καθώς η απόκριση του κινητήρα είναι κάκιστη. Η επιτάχυνση στις 2000 rpm που ήταν και ο στόχος πραγματοποιείται σε εξαιρετικά μεγάλο χρονικό διάστημα, ενώ τόσο η πίεση καύσης όσο και η μέση πραγματική πίεση μεταβάλλονται πολύ πιο ομαλά σε σχέση με την περίπτωση όπου δεν χρησιμοποιούνταν περιοριστής καυσίμου, καταλήγοντας στην ίδια περίπου τιμή, χωρίς όμως να υπάρξει μια έντονη αύξησή τους που να αντιστοιχεί στην πρόθεση του χρήστη για επιτάχυνση. Ενδεικτικά, το σύστημα στο οποίο χρησιμοποιείται ο περιοριστής καυσίμου ολοκληρώνει τη μεταβολή σε περίπου 18 δευτερόλεπτα, ενώ χωρίς τη χρήση αυτού ολοκληρώνεται σε περίπου 3,3 δευτερόλεπτα.

Ο υπερπληρωτής από τη μεριά του, φαίνεται να παρουσιάζει σημαντικά μεγαλύτερη υστέρηση σε σχέση με το προηγούμενο μοντέλο αφού τόσο η πίεση υπερπλήρωσης όσο και η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους αυξάνονται με χαρακτηριστικά αργό ρυθμό.

Τέλος, σε ό,τι αφορά την εκπομπή ρύπων για τη μείωση των οποίων χρησιμοποιείται ένας περιοριστής καυσίμου, παρατηρείται ότι έχουν περιοριστεί στο ελάχιστο. Αυτό είναι λογικό αν εξεταστούν στο σύνολό τους τα παραπάνω διαγράμματα καθώς λόγω των χαμηλών πιέσεων υπερπλήρωσης και καύσης, όπως και του χαμηλού ρυθμού αύξησης αυτών, αναπτύσσονται χαμηλότερες θερμοκρασίες εντός των κυλίνδρων με αποτέλεσμα να μην ευδοκιμεί η δημιουργία και εκπομπή οξειδίων του αζώτου NOx. Επιπλέον, το διάγραμμα έγχυσης καυσίμου παρουσιάζει μια πολύ ομαλή μεταβολή, χωρίς υπερακοντίσεις, γεγονός που δεν επιφέρει απότομη μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) και άρα αποφεύγεται σχεδόν ολοκληρωτικά η εκπομπή αιθάλης.

### 6.4.3 Επίδραση της ροπής αδράνειας

Στην παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση της μεταβολής της ροπής αδράνειας των διαφόρων μερών του συστήματος στην απόκριση του μοντέλου στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Στη μεταβολή που ακολουθεί έχουν αυξηθεί οι ροπές αδράνειας του φορτίου, του κινητήρα και του ζεύγους υπερπλήρωσης. Συγκεκριμένα, έχει διπλασιαστεί η ροπή αδράνειας του φορτίου, ενώ έχει τριπλασιαστεί αυτή του ζεύγους υπερπλήρωσης με τις τιμές που τελικά πήραν να παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα 6.3:

**Πίνακας 6.3** Νέες ροπές αδράνειας μοντέλου

| Στοιχείο μοντέλου    | Ροπή αδράνειας (kg/m <sup>2</sup> ) |
|----------------------|-------------------------------------|
| Αδράνεια φορτίου     | 15                                  |
| Αδράνεια κινητήρα    | 0,5                                 |
| Αδράνεια υπερπληρωτή | 0,009                               |

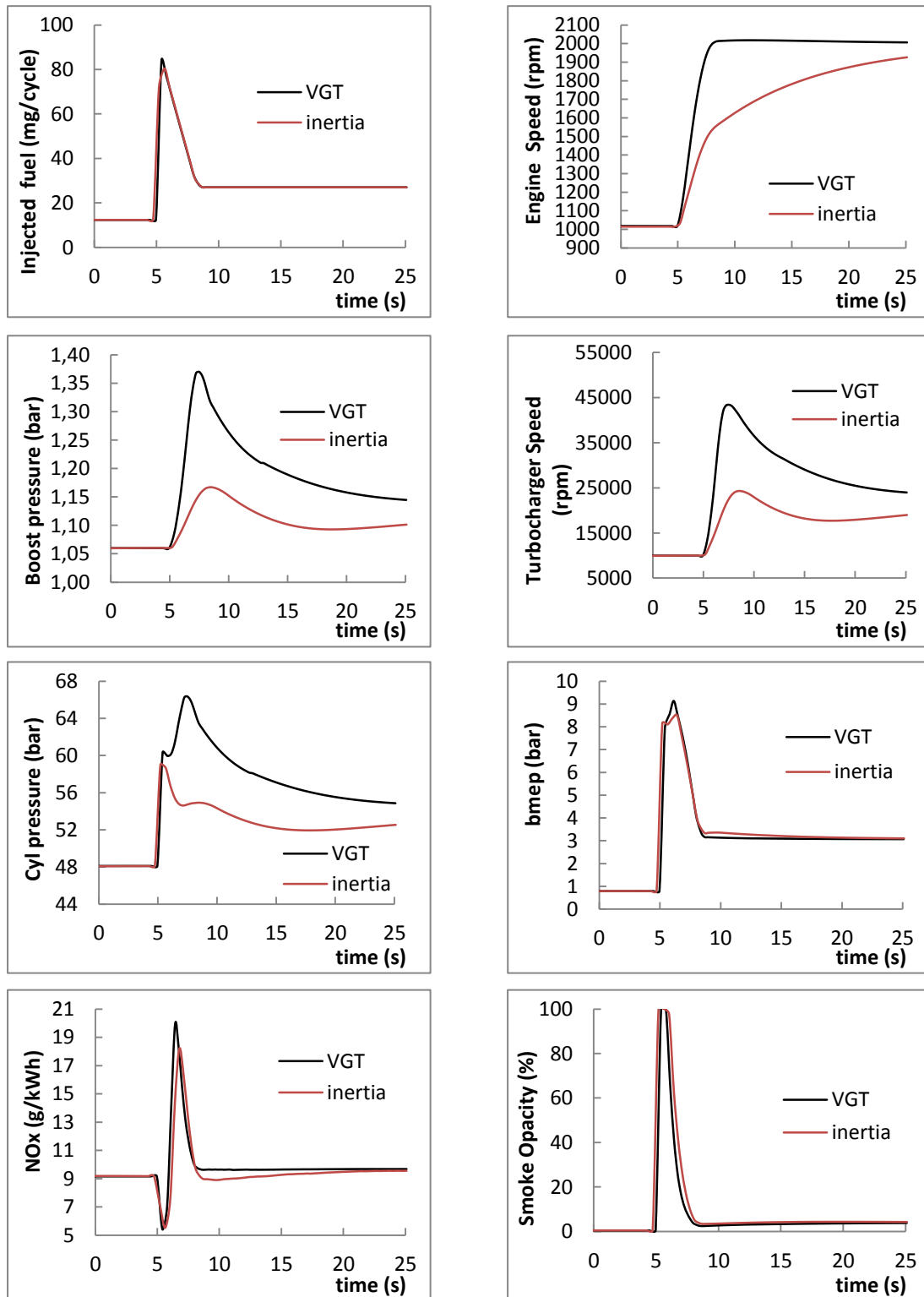
Στο σημείο αυτό, αξίζει να υπενθυμηθεί ότι η κίνηση του οχήματος διέπεται από το δεύτερο νόμο του Νεύτωνα, όπως αυτός εμφανίζεται στην Εξίσωση 6.2 της Παραγράφου 6.2.



### 6.4.3.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm

#### Test No 8

αρχικό φορτίο: 5%



**Σχήμα 6.12** Αποτελέσματα και σύγκριση επιτάχυνσης από τις 1000 στις 2000 rpm με διαφορετικές ροπές αδράνειας

Μελετώντας, τώρα, τα διαγράμματα και συγκρίνοντας τα δύο μοντέλα με τις διαφορετικές ροπές αδράνειας, είναι ευδιάκριτη η διαφορά στο χρόνο που απαιτείται για την επίτευξη της ζητούμενης ταχύτητας περιστροφής, παρά το γεγονός ότι επιλέχθηκε ακριβώς το ίδιο προφίλ ποσότητας εγχυόμενου καυσίμου. Η όποια διαφορά φαίνεται στο διάγραμμα οφείλεται στην ιδιαιτερότητα του προγράμματος να επιλέγει κάθε φορά διαφορετικούς χρόνους λήψης αποτελεσμάτων.

Επιπλέον, παρατηρείται για το μοντέλο με την αυξημένη ροπή αδράνειας παρόμοια συμπεριφορά σε ότι αφορά το θέμα της μέσης πραγματικής πίεσης, μειωμένη πίεση καύσης, ενώ άξια αναφοράς είναι σημαντική αύξηση της υστέρησης του υπερπληρωτή καθώς τόσο η πίεση η υπερπλήρωσης όσο και η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους καθυστερούν κατά πολύ να φτάσουν στο τελικό σημείο ισορροπίας τους. Τέλος, όπως είναι λογικό λόγω της αυξημένης υστέρησης του υπερπληρωτή, παρατηρούνται και αυξημένες σε ό,τι αφορά τη διάρκεια εκπομπές αιθάλης.

Καταλήγοντας, μετά από τη σύγκριση αυτή είναι φανερό η ανάγκη για όσο το δυνατόν μικρότερες ροπές αδράνειας στο σύστημα κινητήρα - υπερπληρωτή, αφού η αύξηση αυτών έχει αρνητικές επιδράσεις τόσο στην απόκριση του κινητήρα (οδηγησιμότητα) όσο και στις εκπομπές ρύπων που παίζουν καθοριστικό ρόλο τα τελευταία χρόνια με τα όρια από τους αρμόδιους φορείς να μειώνονται συνεχώς [6].

# Κεφάλαιο 7

## Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία εξετάστηκε η απόκριση, γενικότερα η λειτουργική συμπεριφορά και οι εκπομπές αιθάλης και οξειδίων του αζώτου ενός μοντέλου που βασίζεται στον κινητήρα Diesel που βρίσκεται στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, στο οποίο προστέθηκε σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Η μελέτη επικεντρώθηκε στην αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν κατά τη λειτουργία του κινητήρα τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Στην περίπτωση της μεταβατικής λειτουργίας εξετάστηκε, επίσης, η επίδραση παραμέτρων όπως το αρχικό σημείο λειτουργίας (φορτίο και ταχύτητα περιστροφής), το εύρος της επιτάχυνσης, η ροπή αδράνειας του συστήματος καθώς και η επίδραση ενός περιοριστή καυσίμου ακραίας μορφής. Τέλος, πραγματοποιήθηκε σύγκριση του παραπάνω μοντέλου με ένα αντίστοιχο απλής μονοβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης που αφορούσε τον ίδιο κινητήρα.

Σε ό,τι αφορά τη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας, συνοπτικά εξήχθησαν τα παρακάτω συμπεράσματα:

- ✓ Υπήρξε αύξηση των επιδόσεων του κινητήρα, ιδιαίτερα στις χαμηλότερες στροφές.
- ✓ Παρατηρήθηκε βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής.
- ✓ Υπήρξε μικρή αύξηση στην καταπόνηση του κινητήρα, λόγω αυξημένων θερμοκρασιών και πιέσεων.
- ✓ Παρατηρήθηκε μικρή αύξηση στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub>, αλλά μείωση στις εκπομπές αιθάλης.

Από την άλλη πλευρά, κατά τη λειτουργία του μοντέλου σε μεταβατικές συνθήκες διαπιστώθηκαν τα εξής:

- ✓ Σημαντική μείωση του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag).
- ✓ Βελτίωση της οδηγισιμότητας, λόγω και της καταπολέμησης του προβλήματος της υστέρησης του υπερπληρωτή, ιδιαίτερα στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής.
- ✓ Όσο πιο υψηλό είναι το αρχικό σημείο λειτουργίας, τόσο καλύτερα αποτελέσματα παρατηρούνται στην απόκριση του κινητήρα.
- ✓ Ο ακραίος περιοριστής καυσίμου (fuel limiter) επιδρά θετικά στην εκπομπή ρύπων, αλλά οδηγεί σε κάκιστη απόκριση του κινητήρα.
- ✓ Αύξηση της ροπής αδράνειας των διαφόρων στοιχείων του συστήματος επιφέρει χειρότερα αποτελέσματα τόσο από άποψη απόκρισης του κινητήρα, όσο και από άποψη εκπομπής ρύπων.

Εν κατακλείδι, θα μπορούσε να εξαχθεί ως ένα γενικότερο συμπέρασμα ότι το σύστημα της στροβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας προσφέρει σημαντικά πλεονεκτήματα σε έναν κινητήρα Diesel είτε εκείνος λειτουργεί υπό μόνιμες είτε υπό μεταβαλλόμενες συνθήκες, καθώς επίσης και ότι υπερέχει ενός συστήματος απλής μονοβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, λόγω της ικανότητάς του να αλλάζει την επιφάνεια του ακροφυσίου του στροβίλου και να προσαρμόζεται στις εκάστοτε συνθήκες.

Τέλος, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι είναι πολύ πιθανό να παρατηρηθούν κάποιες διαφορές στα αποτελέσματα από παρόμοια μοντέλα τα οποία, όμως, είναι εφοδιασμένα με επιπλέον συστήματα όπως ένα σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR), ένα ρεαλιστικό σύστημα περιοριστή καυσίμου (fuel limiter), ένα σύστημα που περιλαμβάνει βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων (waste gate) ή ένα πολυπλοκότερο σύστημα αυτομάτου ελέγχου. Θα πρέπει να ξεκαθαριστεί, όμως, ότι η φύση των αποτελεσμάτων και οι βασικές αρχές που αναλύθηκαν δεν διαφοροποιούνται.

# Βιβλιογραφία

- 1) Κ. Δ. Ρακόπουλος (1988), «Αρχές εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Εισαγωγή–Λειτουργία–Θερμοδυναμική», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 2) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2006) «Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις ΕΜΠ.
- 3) Ε.Γ. Γιακουμής: Σημειώσεις παρουσιάσεων μαθήματος «Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ», <http://users.ntua.gr/vgiakms/EAKY.htm>
- 4) Κ. Δ. Ρακόπουλος (2000) «Εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης ΙΙ. Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 5) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση ρύπανση εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις Ε.Μ.Π.
- 6) C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2009) «Diesel engine transient operation», Springer, London.
- 7) Gamma Technologies, Inc. (2010), «GT-Suite Engine Performance Tutorials, Version 7.1»
- 8) Κ.Δ. Μάντζος (2012), «Μελέτη προσομοίωσης σύνθετης υπερπλήρωσης κινητήρα Diesel με τη χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power», Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π. (επιβλέπων: Ε.Γ. Γιακουμής)
- 9) Γ.Π. Καλορίτης (2014), «Προσομοίωση διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης σε μόνιμη και μεταβατική λειτουργία με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power», Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π. (επιβλέπων: Ε.Γ. Γιακουμής)

- 10) Α.Μ. Δημάρατος (2011), «Διερεύνηση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων Diesel», Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π. (επιβλέπων: Κ.Δ. Ρακόπουλος)
- 11) Ε.Γ. Γιαννιού, Α.Ι. Αλαφουζος (2010), «Comparative study of turbocharged diesel engine emissions during three different transient cycles», Int. J. Energy Res; 34:1002-1015
- 12) <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>
- 13) <http://www.epa.gov/nvfel/testing/dynamometer.htm>
- 14) [http://en.wikipedia.org/wiki/Rolling\\_resistance](http://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_resistance)
- 15) D.E. Winterbone, R.S. Benson, A.G. Mortimer, P. Kenyon, A. Stotter, (1977). "Transient response of turbocharged diesel engines", SAE Paper 770122.