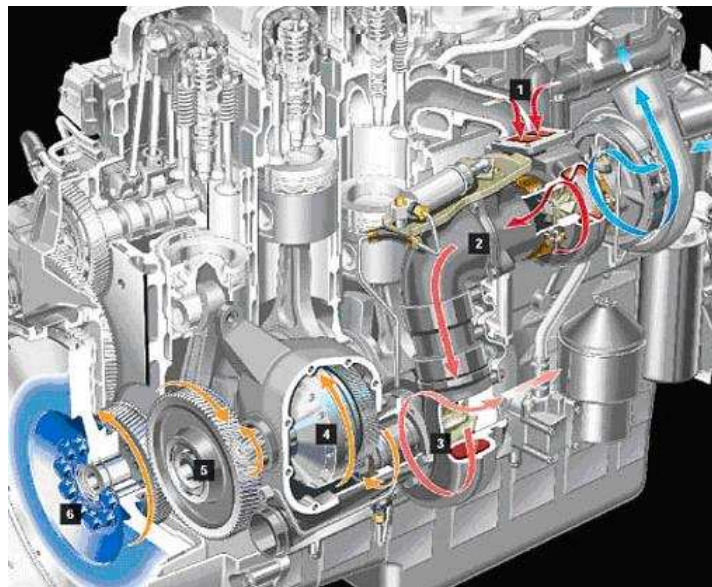




ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

# ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL



*Κατσάνος Ορ. Χρήστος  
Διπλ. Μηχανολόγος Μηχανικός Ε.Μ.Π.*

*Επιβλέπων Καθηγητής:  
Δημήτριος Θ. Χουντάλας*

**ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ**  
Υποβληθείσα στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

Αθήνα 2011

Η έγκριση της Διδακτορικής Διατριβής από τη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π δε σημαίνει και αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα- Άρθρο 202, Νόμος 5343/1932

**Αφιερώνεται στην οικογένεια μου**

## Περιεχόμενα:

### Κεφάλαιο 1

<b>Εισαγωγή.....</b>	<b>1</b>
1.1 Γενικά για τους Κινητήρες Diesel.....	1
1.2 Οι Τεχνικές Ανάκτησης Θερμότητας Καυσαερίου σε Κινητήρες Diesel στο Παρελθόν.....	2
1.2.1 Γενικά.....	2
1.2.2 Εκμετάλλευση της Ενέργειας Καυσαερίου Κινητήρα Diesel μέσω Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης.....	2
1.2.3 Εκμετάλλευση Ενέργειας Καυσαερίου μέσω του Στροβίλου του Υπερπληρωτή.....	4
1.2.4 Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίου με χρήση Συστήματος Κύκλου Rankine.....	6
1.2.5 Εκμετάλλευση Θερμότητας Καυσαερίου με τη χρήση Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	8
1.3 Σκοπός της Διδακτορικής Διατριβής.....	10

### Κεφάλαιο 2

#### Μοντέλο Προσομοίωσης της Λειτουργίας του Κινητήρα

<b>Diesel .....</b>	<b>14</b>
2.1 Εισαγωγή.....	14
2.2 Περιγραφή του Μοντέλου Προσομοίωσης.....	15
2.2.1 Γενική Περιγραφή.....	15
2.2.2 Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος.....	16
2.2.3 Καταστατική Εξίσωση των Τέλειων Αερίων.....	16
2.2.4 Διατήρηση της Μάζας.....	17
2.2.5 Υπολογισμός Θερμοδυναμικών και Ρευστομηχανικών Ιδιοτήτων του Εργαζόμενου Μίγματος.....	18
2.2.6 Όγκος του Κυλίνδρου σε κάθε Χρονική Στιγμή.....	20
2.2.7 Περιγραφή του Μοντέλου της Καύσης.....	21
2.2.8 Ρυθμός Έγχυσης του Καυσίμου.....	22

2.2.9	Υπολογισμός Συναλλαγής Μάζας μέσω Βαλβίδων.....	22
2.2.10	Υπολογισμός των Απωλειών Θερμότητας.....	23
2.2.11	Προσομοίωση Λειτουργίας Πολυκύλινδρου Κινητήρα.....	24
2.2.12	Προσομοίωση του Υπερπληρωτή Χωρίς Χρήση Χαρτών Λειτουργίας.....	25

## **Κεφάλαιο 3**

<b>Περιγραφή των Κινητήρων που Χρησιμοποιούνται και Αξιολόγηση του Μοντέλου Προσομοίωσης.....</b>		<b>31</b>
3.1	Εισαγωγή.....	31
3.2	Περιγραφή των Χαρακτηριστικών των Εξεταζόμενων Κινητήρων.....	31
3.3	Αξιολόγηση της Προγνωστικής Ικανότητας του Μοντέλου Προσομοίωσης του Κινητήρα.....	37
3.4	Συμπεράσματα.....	41

## **Κεφάλαιο 4**

<b>Ανάκτηση Θερμότητας με τη Χρήση Ηλεκτρικής Γεννήτριας στον Άξονα του Υπερπληρωτή.....</b>		<b>44</b>
4.1	Εισαγωγή.....	44
4.2	Ανάλυση και Τροποποίηση του Μοντέλου Προσομοίωσης.....	45
4.3	Αποτελέσματα της Παραμετρικής Διερεύνησης.....	48
4.3.1	Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc).....	48
4.3.2	Επίδραση στην Ισχύ του Κινητήρα.....	50
4.3.3	Μεταβολή της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος.....	51
4.3.4	Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύς ως Ποσοστό της Συνολικής Ισχύος του Στροβίλου του Υπερπληρωτή.....	52
4.3.5	Επίδραση στη Θερμοκρασία Εισόδου στο Στρόβιλο του Υπερπληρωτή.....	53
4.3.6	Συνολική Μείωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc).....	55
4.4	Συμπεράσματα.....	58

## **Κεφάλαιο 5**

### **Ανάκτηση Θερμότητας με τη Χρήση Σύνθετης Στροβιλο-**

<b>υπερπλήρωσης.....</b>	<b>62</b>
5.1 Εισαγωγή .....	62
5.2 Ανάλυση και Τροποποίηση του Μοντέλου Προσομοίωσης.....	63
5.3 Αποτελέσματα της Παραμετρικής Διερεύνησης.....	65
5.3.1 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στην Απόδοση του Συστήματος .....	65
5.3.2 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στην Παραγόμενη Ισχύ του Κινητήρα.....	68
5.3.3 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στην Ολικά Παραγόμενη Ισχύ του Συστήματος .....	69
5.3.4 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στο Λόγο Εκτόνωσης του Στροβίλου του Υπερπληρωτή.....	70
5.3.5 Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο του Στροβίλου Ισχύος.....	71
5.3.6 Ποσοστιαία Συνεισφορά στη Μείωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου.....	72
5.4 Συμπεράσματα.....	73

## **Κεφάλαιο 6**

### **Προσομοίωση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης με Χάρτες Λειτουργίας για τον Υπερπληρωτή και το Στρόβιλο**

<b>Ισχύος .....</b>	<b>77</b>
6.1 Εισαγωγή .....	77
6.2 Περιγραφή του Μοντέλου Προσομοίωσης.....	77
6.2.1 Γενική Περιγραφή.....	77
6.2.2 Προσομοίωση του Συμπιεστή .....	78
6.2.3 Προσομοίωση των Στροβίλων της Εγκατάστασης.....	80
6.2.4 Προσομοίωση του Υπερπληρωτή.....	81
6.2.5 Περιγραφή της Διαδικασίας Υπολογισμού στο Μοντέλο Προσομοίωσης του Συστήματος.....	83

6.3	Αποτελέσματα της Ανάλυσης του Συστήματος του Κινητήρα Diesel με Σύνθετη Στροβιλουπερπλήρωση.....	87
6.3.1	Γενική Περιγραφή της Ανάλυσης.....	87
6.3.2	Χάρτες Λειτουργίας του Υπερπληρωτή και του Στροβίλου Ισχύος και Απεικόνιση των Αντίστοιχων Σημείων Λειτουργίας.....	88
6.3.3	Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης.....	94
6.3.4	Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στην Παραγόμενη Ισχύ του Κινητήρα Diesel και του Στροβίλου Ισχύος.....	95
6.3.5	Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στο Βαθμό Απόδοσης του Υπερπληρωτή και του Στροβίλου Ισχύος.....	97
6.3.6	Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στην Ταχύτητα Περιστροφής του Υπερπληρωτή.....	99
6.3.7	Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στο Λόγο Αέρα-Καυσίμου του Κινητήρα και στην Πίεση Υπερπλήρωσης.....	100
6.3.8	Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στην Πίεση και στη Θερμοκρασία του Καυσαερίου.....	102
6.4	Συμπεράσματα.....	107

## **Κεφάλαιο 7**

### **Εκμετάλλευση της Αποβαλλόμενης Ενέργειας Καυσαερίου**

#### **Κινητήρα Diesel με τη Χρήση Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας..... 112**

7.1	Εισαγωγή.....	112
7.2	Περιγραφή Μοντέλου Προσομοίωσης της Λειτουργίας Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	112
7.2.1	Θερμοηλεκτρικό Φαινόμενο.....	113
7.2.2	Λειτουργία του Θερμοζεύγους της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	113
7.2.3	Μοντέλο Προσομοίωσης της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	119
7.3	Παρουσίαση Αποτελεσμάτων.....	125
7.3.1	Περιγραφή της Ανάλυσης.....	125

7.3.2	Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης.....	129
7.3.3	Βαθμός Απόδοσης της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	130
7.3.4	Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύς και Ανακτώμενη Θερμότητα από το Καυσαέριο του Κινητήρα Diesel.....	132
7.3.5	Επίδραση της Έντασης του Ηλεκτρικού Ρεύματος στην Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύ Θερμοζεύγους της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	134
7.3.6	Μεταβολή της Θερμοκρασίας Θερμού και Ψυχρού Ρεύματος της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	135
7.4	Συμπεράσματα.....	135

## Κεφάλαιο 8

### Προσομοίωση και Περιγραφή της Λειτουργίας Συστήματος

	<b>Κύκλου Rankine Εγκατεστημένου σε Κινητήρα Diesel.....</b>	<b>141</b>
8.1	Εισαγωγή.....	141
8.2	Λειτουργία του Συστήματος του Κύκλου Rankine.....	141
8.2.1	Γενική Περιγραφή.....	141
8.2.2	Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίου.....	145
8.2.3	Εναλλάκτης Θερμότητας του Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου.....	145
8.2.4	Εναλλάκτης Θερμότητας του Ψυγείου του Αέρα Υπερπλήρωσης.....	146
8.2.5	Εκτονωτής.....	146
8.2.6	Αντλία-Κυκλοφορητής.....	147
8.2.7	Ανακομιστής Θερμότητας.....	147
8.2.8	Ψυκτική Διάταξη του Κύκλου Rankine.....	147
8.2.9	Θερμοδυναμικός Βαθμός Απόδοσης του Κύκλου Rankine.....	148
8.3	Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου του Κύκλου Rankine.....	148
8.4	Θερμοδυναμικές και Ρευστομηχανικές Ιδιότητες Εργαζόμενου Μέσου του Κύκλου Rankine.....	151
8.5	Θερμοδυναμικές και Ρευστομηχανικές Ιδιότητες του Καυσαερίου και του Αέρα.....	153



8.6	Υπολογιστική Διαδικασία του Μοντέλου Προσομοίωσης .....	153
-----	---------------------------------------------------------	-----

## **Κεφάλαιο 9**

### **Προσομοίωση των Εναλλακτών Θερμότητας του Συστήματος Rankine ..... 175**

9.1	Εισαγωγή .....	175
9.2	Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίων Τύπου Κελύφους-Σωλήνα (Shell and Tube).....	175
9.2.1	Υπολογισμός του Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα .....	180
9.2.2	Υπολογισμός του Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας στην Ψυχρή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα .....	182
9.2.3	Υπολογισμός της Πτώσης Πίεσης στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα .....	184
9.2.4	Υπολογισμός της Πτώσης Πίεσης στην Ψυχρή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα .....	184
9.3	Εναλλάκτης Θερμότητας Πτερυγιοφόρων Σωληνώσεων (Finned Tubes).....	185
9.3.1	Υπολογισμός του Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Πτερυγιοφόρων Σωληνών .....	187
9.3.2	Υπολογισμός της Πτώσης Πίεσης στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Πτερυγιοφόρων Σωληνών .....	188

## **Κεφάλαιο 10**

### **Ανάλυση της Λειτουργίας Κύκλου Rankine για την Ανάκτηση της Θερμότητας του Καυσαερίου και του EGR ..... 193**

10.1	Εισαγωγή .....	193
10.2	Περιγραφή της Παραμετρικής Ανάλυσης.....	193
10.3	Αποτελέσματα της Παραμετρικής Ανάλυσης.....	196

10.3.1	Επίδραση της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine στο Θερμοδυναμικό Βαθμό Απόδοσης, στην Παραγόμενη Ισχύ και στην Ανακτώμενη Θερμότητα .....	196
10.3.2	Μέγιστη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc).....	202
10.3.3	Ανακτώμενα Ποσά Θερμότητας από το Κύριο Ρεύμα Καυσαερίου και το EGR.....	204
10.3.4	Μεταβολή της Παροχής Μάζας του Εργαζόμενου Μέσου Συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα .....	206
10.3.5	Βέλτιστη Υψηλή Πίεση του Κύκλου Rankine σε κάθε Φορτίο του Κινητήρα.....	207
10.3.6	Μεταβολή της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα .....	208
10.3.7	Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο της Εγκατάστασης συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα .....	211
10.3.8	Βέλτιστος Κύκλος Rankine και Θερμοκρασιακή Πτώση του Καυσαερίου.....	212
10.4	Συμπεράσματα.....	219

## Κεφάλαιο 11

<b>Ανάλυση της Λειτουργίας Κύκλου Rankine για τη Συνδυα- σμένη Ανάκτηση Θερμότητας από το Καυσαέριο, το EGR και τον Αέρα Υπερπλήρωσης.....</b>	<b>224</b>
11.1 Εισαγωγή .....	224
11.2 Περιγραφή της Ανάλυσης.....	224
11.3 Αποτελέσματα της Παραμετρικής Ανάλυσης.....	227
11.3.1 Επίδραση της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine στο Θερμοδυναμικό Βαθμό Απόδοσης, στην Παραγόμενη Ισχύ και στην Ανακτώμενη Θερμότητα .....	227
11.3.2 Επίδραση της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine στα Ανακτώμενα Ποσά Θερμότητας.....	231
11.3.3 Μέγιστη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc).....	234

11.3.4	Μεταβολή της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα .....	236
11.3.5	Ποσοστό Ανακτώμενης Θερμότητας του Αέρα Υπερπλήρωσης και του EGR .....	237
11.3.6	Ανακτώμενα Ποσά Θερμότητας από το Κύριο Ρεύμα Καυσαερίου, το EGR και το Ψυγείο του Αέρα Υπερπλήρωσης .....	239
11.3.7	Μεταβολή της Παροχής Μάζας του Εργαζόμενου Μέσου συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα .....	240
11.3.8	Βέλτιστη Υψηλή Πίεση Κύκλου Rankine σε κάθε Φορτίο του Κινητήρα .....	241
11.3.9	Διακύμανση της Θερμοκρασίας του Κύριου Καυσαερίου και του EGR στις Εξόδους των Αντίστοιχων Εναλλακτών Θερμότητας.....	242
11.3.10	Βέλτιστος Κύκλος Rankine και Θερμοκρασιακή Πτώση του Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης.....	242
11.3.11	Επίδραση της Πτώσης Πίεσης των Εναλλακτών Θερμότητας στη Λειτουργία του Κινητήρα και του Συστήματος του Κύκλου Rankine .....	247
11.3.12	Επίδραση της Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος στη Λειτουργία του Κύκλου Rankine .....	249
11.4	Συμπεράσματα.....	251

## **Κεφάλαιο 12**

	<b>Εκτίμηση της Απαιτούμενης Ψυκτικής Διάταξης του Συστήματος Κύκλου Rankine και Κινητήρα Diesel .....</b>	<b>256</b>
12.1	Εισαγωγή .....	256
12.2	Περιγραφή της Ανάλυσης και του Υπολογισμού της Ψυκτικής Διάταξης.....	256
12.2.1	Υπολογισμός της Απορριπτόμενης Θερμότητας από την Εγκατάσταση στο Περιβάλλον .....	257
12.2.2	Εκτίμηση των Διαστάσεων της Ψυκτικής Διάταξης της Εγκατάστασης.....	258
12.3	Ανάλυση Αποτελεσμάτων .....	260

12.3.1 Επίδραση της Υψηλής Πίεσης Λειτουργίας του Κύκλου Rankine στην Αποβαλλόμενη Θερμότητα της Εγκατάστασης.....	260
12.3.2 Επιφάνεια Συναλλαγής και Μετωπική Επιφάνεια των Ψυγείων του Κύκλου Rankine και του Κινητήρα Diesel.....	263
12.3.3 Μεταβολή της Θερμοκρασίας στη Θερμή και στην Ψυχρή Πλευρά της Ψυκτικής Διάταξης της Εγκατάστασης.....	266
12.3.4 Μεταβολή της Λειτουργίας του Κύκλου Rankine για τη Μείωση των Διαστάσεων της Ψυκτικής Διάταξης της Εγκατάστασης.....	266
12.4 Συμπεράσματα.....	269

## **Κεφάλαιο 13**

### **Βελτίωση του Συστήματος Διαχείρισης των Εκπεμπόμενων Ρύπων του Κινητήρα Diesel με τη Χρήση Συστήματος**

<b>Κύκλου Rankine .....</b>	<b>274</b>
13.1 Εισαγωγή .....	274
13.2 Περιγραφή της Διερεύνησης.....	274
13.3 Ανάλυση Αποτελεσμάτων .....	276
13.3.1 Βελτίωση της Λειτουργίας του Καταλύτη SCR .....	276
13.3.1.1 Επίδραση του Κύκλου Rankine στη Θερμοκρασία Εισόδου στον Καταλύτη SCR.....	279
13.3.1.2 Επίδραση του Κύκλου Rankine στην Απόδοση του Καταλύτη SCR.....	280
13.3.2 Προστασία του Καταλύτη SCR κατά τη Διάρκεια της Ενεργούς Αναγέννησης του Φίλτρου των Σωματιδίων Αιθάλης.....	282
13.3.2.1 Επίδραση της Χρήσης του Κύκλου Rankine στη Θερμοκρασία Καυσαερίου κατά την Ενεργό Αναγέννηση της Παγίδας Αιθάλης.....	283
13.3.2.2 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του Εργαζόμενου Μέσου του Κύκλου Rankine.....	285
13.3.2.3 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου και της Αποβαλλόμενης Θερμότητας του Κύκλου Rankine .....	285

13.3.2.4 Επίδραση του Κύκλου Rankine στο Βαθμό Απόδοσης του Καταλύτη SCR.....	286
13.3.2.5 Χρήση Πραγματικών Δεδομένων για τη Χρονική Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου κατά την Ενεργό Αναγέννηση της Παγίδας Αιθάλης .....	287
13.4 Συμπεράσματα.....	289

## **Κεφάλαιο 14**

### **Σύστημα Διαχείρισης και Αποθήκευσης της Παραγόμενης**

<b>Ηλεκτρικής Ενέργειας .....</b>	<b>292</b>
14.1 Εισαγωγή .....	292
14.2 Περιγραφή του Ηλεκτρικού Συστήματος.....	292
14.3 Επιλογή Ηλεκτρικής Γεννήτριας .....	295
14.4 Εκτίμηση των Χαρακτηριστικών των Υπερπυκνωτών.....	297
14.5 Συμπεράσματα.....	301

## **Κεφάλαιο 15**

### **Περιγραφή των Βασικών Εξαρτημάτων του Συστήματος του Κύκλου Rankine και Προτεινόμενη Διάταξη της**

#### **Εγκατάστασης σε Βαρύ Όχημα .....**

<b>305</b>	
15.1 Εισαγωγή .....	305
15.2 Εξαρτήματα του Συστήματος Κύκλου Rankine.....	305
15.2.1 Εμβολοφόρος Εκτονωτής Κύκλου Rankine .....	305
15.2.2 Στρόβιλος-Εκτονωτής Κύκλου Rankine .....	309
15.2.3 Τροφοδοτική Αντλία.....	311
15.3 Τρισδιάστατη Απεικόνιση της Εγκατάστασης του Κύκλου Rankine.....	312
15.3.1 Αμάξωμα Οχήματος.....	313
15.3.2 Κινητήρας Diesel.....	313
15.3.3 Ψυκτική Διάταξη Κινητήρα Diesel και Κύκλου Rankine.....	314
15.3.4 Εναλλάκτες Θερμότητας Καυσαερίου και Αέρα Υπερπλήρωσης του Κινητήρα Diesel .....	315

15.3.5 Αρχική Τρισδιάστατη Απεικόνιση του Συστήματος.....	316
15.3.6 Εναλλακτικός Τρόπος Τρισδιάστατης Απεικόνισης του Συστήματος.....	319
15.4 Συμπεράσματα.....	322

## **Κεφάλαιο 16**

<b>Τελικά Συμπεράσματα και Στοιχεία Πρωτοτυπίας.....</b>	<b>327</b>
16.1 Συμπεράσματα.....	327
16.1.1 Τεχνολογίες Ανάκτησης Θερμότητας που Εξετάστηκαν .....	327
16.1.2 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου .....	328
16.1.3 Επίδραση του Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας στη Λειτουργία του Κινητήρα Diesel και του Υπερπληρωτή .....	330
16.1.4 Ειδικά Τεχνικά Θέματα.....	331
16.1.5 Προτεινόμενη Τεχνολογία Ανακομιδής Θερμότητας.....	332
16.1.6 Βασικά Εξαρτήματα της Προτεινόμενης Τεχνικής Ανάκτησης Θερμότητας.....	332
16.1.7 Δυνατότητες Εφαρμογής της Προτεινόμενης Τεχνικής σε Βαρύ Όχημα .....	333
16.2 Στοιχεία Πρωτοτυπίας.....	334
16.3 Προτεινόμενες Κατευθύνσεις Περαιτέρω Έρευνας.....	335

## Πρόλογος:

Η παρούσα διδακτορική διατριβή ξεκίνησε τον Μάιο του 2004 και ολοκληρώθηκε το Δεκέμβριο του 2009 στο Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κ.Δ.Θ. Χουντάλα.

Στον επιβλέποντα την παρούσα διατριβή, Καθηγητή κ. Δ.Θ. Χουντάλα, θα ήθελα να εκφράσω την ειλικρινή μου ευγνωμοσύνη για την επιστημονική βοήθεια, που μου παρείχε σε όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της διδακτορικής διατριβής. Ιδιαίτερα θα ήθελα να τον ευχαριστήσω για την ηθική συμπαράσταση την οποία μου προσέφερε. Συγκεκριμένα, η ερευνητική του εμπειρία σε θέματα εμβολοφόρων κινητήρων υπήρξε σημαντική για μένα, ώστε να ολοκληρωθεί επιτυχώς η παρούσα διατριβή.

Στους συνεπιβλέποντες την παρούσα διατριβή, Καθηγητές κκ. Κ.Δ. Ρακόπουλο και Ε.Δ. Ρογδάκη, θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου για την ολόπλευρη βοήθεια και συμπαράσταση που μου παρείχαν. Η εμπειρία τους σε ερευνητικό και ακαδημαϊκό επίπεδο υπήρξε πολύτιμη για μένα σε κάθε στιγμή.

Ιδιαίτερες ευχαριστίες οφείλονται στον Καθηγητή κ. Δ.Α. Κουρεμένο για την πολύτιμη επιστημονική βοήθεια, που μου παρείχε σε θέματα θερμοδυναμικής κατά την ανάπτυξη του μοντέλου προσομοίωσης του κύκλου Rankine.

Η επιτυχής αποπεράτωση της παρούσας εργασίας οφείλεται επίσης σε μεγάλο βαθμό στη σημαντική υποστήριξη, που παρείχαν στο συγγραφέα κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διδακτορικής διατριβής σημαντικός αριθμός συνεργατών για τους οποίους θα ήθελα να αναφέρω τα ακόλουθα:

Στον Δρ Γεώργιο Μαυρόπουλο θα ήθελα να εκφράσω τις ευχαριστίες μου για την πολύτιμη βοήθεια, που μου προσέφερε σε επιστημονικά ζητήματα, τα οποία προέκυψαν κατά την εκπόνηση της διδακτορικής διατριβής. Ιδιαίτερα σημαντική υπήρξε η βοήθεια του σε θέματα εφαρμογής των εξεταζόμενων τεχνολογιών αλλά και τρισδιάστατης σχεδίασης.

Στον Δρ. Θεόδωρο Ζάννη θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου για τις πολύτιμες επιστημονικές συμβουλές του και την ηθική πρωτίστως συμπαράσταση κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διδακτορικής διατριβής.

Θα ήθελα να εκφράσω τις ειλικρινείς ευχαριστίες μου σε όλο το προσωπικό του εργαστηρίου ΜΕΚ, καθώς και στους Διδάκτορες Νεόφυτο Κομνηνό, Παπαευθυμίου Βασίλειο και Παριώτη Ευθύμιο με τους οποίους συνεργάστηκα σε καθημερινή βάση και μου προσέφεραν σημαντική στήριξη σε όλο το χρονικό διάστημα της εκπόνησης της παρούσας εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για τη συμπαράσταση, που μου παρείχε σε όλα τα επίπεδα προκειμένου να ολοκληρωθεί με επιτυχία η παρούσα διδακτορική διατριβή.

Χρήστος Ορ. Κατσάνος  
Αθήνα-Οκτώβριος 2010





# Κεφάλαιο 1

## Εισαγωγή

### 1.1 Γενικά για τους Κινητήρες Diesel

Το φαινόμενο του θερμοκηπίου και το ολοένα αυξανόμενο κόστος του πετρελαίου λόγω της μεγάλης ζήτησης και της εξάντλησης των αντίστοιχων αποθεμάτων έχουν κινητοποιήσει τις κυβερνήσεις των αναπτυγμένων χωρών στη θέσπιση αυστηρότερων περιβαλλοντικών κριτηρίων και προδιαγραφών για τα οχήματα όλων των τύπων. Συνεπώς, οι εταιρείες κατασκευής κινητήρων υποχρεώθηκαν να μειώσουν τους εκπεμπόμενους ρύπους για την τήρηση των περιβαλλοντικών κανονισμών, που θεσπίστηκαν παγκοσμίως την τελευταία δεκαετία. Επιπροσθέτως, οι κατασκευαστές κινητήρων αναγκάστηκαν να αναζητήσουν τεχνικές βελτίωσης της κατανάλωσης καυσίμου προκειμένου να περιοριστεί το κόστος χρήσης των οχημάτων.

Τα προηγούμενα χρόνια έγιναν αρκετές προσπάθειες για να βελτιωθούν περαιτέρω η απόδοση των κινητήρων Diesel και η οικονομία καυσίμου, ώστε να περιοριστούν οι εκπομπές CO<sub>2</sub> και εμμέσως άλλων αέριων και σωματιδιακών ρύπων [1, 2, 3, 4]. Ο συνδυασμός ελέγχου της προπορείας, της πίεσης και του ρυθμού της έγχυσης, καθώς και της πίεσης υπερπλήρωσης μπορούν να μειώσουν την ειδική κατανάλωση καυσίμου στους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης [2]. Επιπροσθέτως, η βελτίωση της απόδοσης των κινητήρων Diesel μπορεί να επιτευχθεί με την αύξηση της θερμοδυναμικής απόδοσης του κύκλου λειτουργίας ή με τη μείωση των μηχανικών απωλειών τους [5].

Η εφαρμογή των προηγούμενων τεχνικών έχει οδηγήσει σε σημαντική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου των κινητήρων αλλά οι δυνατότητες περαιτέρω βελτίωσης είναι περιορισμένες. Συνεπώς, νέες τεχνικές πρέπει να διερευνηθούν προκειμένου να επιτευχθεί μεγαλύτερη οικονομία καυσίμου. Παρόλο που ο βαθμός απόδοσης των κινητήρων Diesel βελτιώθηκε σημαντικά τα τελευταία χρόνια, σημαντικό μερίδιο της χημικής ενέργειας του καυσίμου απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω της ενέργειας των καυσαερίων. Έτσι, η ανακομιδή μέρους της ενέργειας του απορριπτόμενου καυσαερίου είναι μια τεχνική, που μπορεί να συνεισφέρει σε ουσιώδη βελτίωση της συνολικής απόδοσης του κινητήρα Diesel. Στο παρελθόν υπήρξαν διάφορες προσπάθειες για την εκμετάλλευση της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου, που προέρχεται από κινητήρες Diesel, αλλά στις περισσότερες περιπτώσεις [6-27] η διερεύνηση δεν ήταν εκτεταμένη και οι απόπειρες βελτίωσης των τεχνικών αυτών διακόπηκαν εξαιτίας των χαμηλών τιμών του πετρελαίου, της υψηλής διαθεσιμότητας του και της «χαλαρής» νομοθεσίας για τους εκπεμπόμενους ρύπους.

Στη συνέχεια γίνεται μια σύντομη αναφορά στις βασικότερες διαθέσιμες τεχνικές ανακομιδής της απορριπτόμενης θερμότητας του καυσαερίου του κινητήρα Diesel, καθώς και στις αντίστοιχες απόπειρες εφαρμογής των τεχνικών αυτών στο παρελθόν.

## **1.2 Οι Τεχνικές Ανάκτησης Θερμότητας Καυσαερίου σε Κινητήρες Diesel στο Παρελθόν**

### **1.2.1 Γενικά**

Οι κυριότερες τεχνολογίες εκμετάλλευσης της ενέργειας του απορριπτόμενου καυσαερίου από κινητήρες Diesel, που έχουν μελετηθεί κατά καιρούς τις τελευταίες δεκαετίες, είναι οι ακόλουθες:

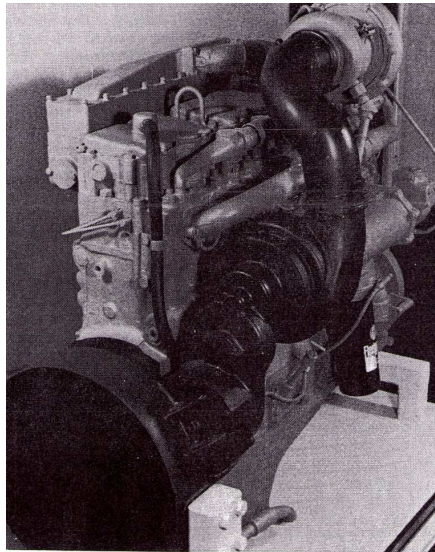
- Η σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση με την προσθήκη στροβίλου ισχύος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή προκειμένου να μετατραπεί τμήμα της ενέργειας του καυσαερίου μέσω της εκτόνωσης του σε μηχανική ενέργεια (Mechanical Turbocompounding).
- Εγκατάσταση ηλεκτρικής γεννήτριας μικρών διαστάσεων και υψηλών ταχυτήτων (ταχογεννήτρια) στον άξονα του υπερπληρωτή (Electrical Turbocompounding).
- Απευθείας μετατροπή μέρους της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου σε ηλεκτρική ισχύ με τη χρήση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.
- Σύστημα κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο οργανική ή ανόργανη χημική ουσία ή μίγμα ουσιών.

### **1.2.2 Εκμετάλλευση της Ενέργειας Καυσαερίου Κινητήρα Diesel μέσω Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης**

Η συνδυασμένη λειτουργία του κινητήρα Diesel και του στροβίλου ισχύος, όπου εκτονώνεται το ρεύμα του καυσαερίου, είναι μια τεχνική, που έχει υιοθετηθεί από διάφορους κατασκευαστές στο παρελθόν [6-12], προκειμένου να παραχθούν μεγαλύτερα ποσά ισχύος για την ίδια κατανάλωση καυσίμου. Οι πρώτες απόπειρες εφαρμογής της τεχνικής αυτής έγιναν τη δεκαετία του 1950 στην αεροπορική βιομηχανία σε κινητήρες Otto και Diesel με πιο γνωστά παραδείγματα τις μηχανές Wright Cyclone και Napier Nomad [6]. Στη συνέχεια υπήρξαν εφαρμογές στροβίλου ισχύος συνδεδεμένου μηχανικά με κινητήρα Diesel σε χερσαία στρατιωτικά οχήματα. Ωστόσο, η ανάπτυξη του στροβίλου ισχύος με ακροφύσιο μεταβλητής γεωμετρίας και μηχανισμό συνεχόμενης μεταβλητής μετάδοσης έδωσε τη

δυνατότητα εφαρμογής αυτής της τεχνικής σε φορτηγά οχήματα βαρέως τύπου και μεγάλων αποστάσεων. Έτσι, τα πιο γνωστά παραδείγματα είναι τα εξής:

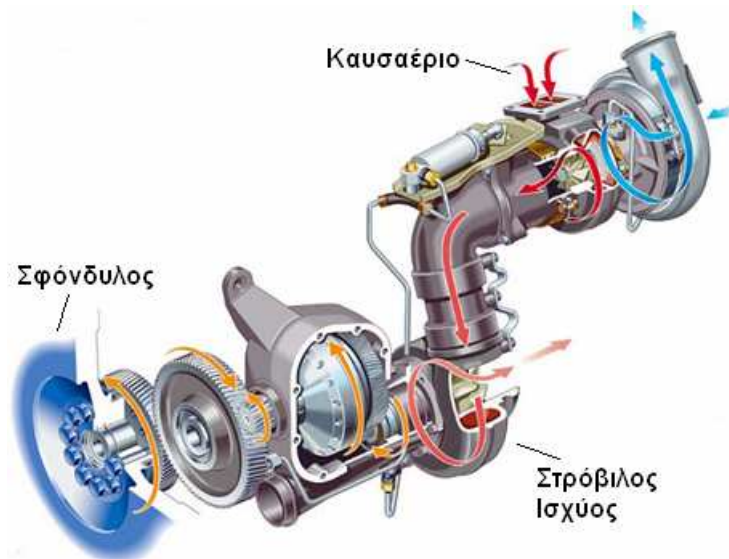
- Η εταιρεία Caterpillar [6, 7, 8, 9, 10] τροποποίησε εξακύλινδρο κινητήρα Diesel με όγκο 14.6 lt με την προσθήκη αξονικού στρόβιλου ισχύος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Ο στρόβιλος ισχύος συνδέεται μηχανικά με το στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα μέσω μειωτήρα στροφών με λόγο μείωσης 27.5:1. Τα βασικότερα πλεονεκτήματα της νέας διάταξης είναι η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 4.7%.
- Η εταιρεία Cummins [11, 12] εγκατέστησε στρόβιλο ισχύος ακτινικής ροής σε κινητήρα φορτηγού οχήματος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή, όπως φαίνεται στο σχήμα 1-1. Ο κινητήρας αποτελείται από 6 κυλίνδρους τοποθετημένους σε σειρά με συνολικό όγκο εμβολισμού 14lt. Σε πρώτο στάδιο έγινε η αξιολόγηση της μεθόδου σε εργαστηριακό περιβάλλον. Ακολούθησε η εγκατάσταση σε φορτηγό βαρέως τύπου, όπου στη συνέχεια έγιναν μετρήσεις σε τυπική διαδρομή. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων έδειξαν βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου bsfc περίπου 6% στο πλήρες φορτίο και 3% στο μερικό.



*Σχήμα 1-1 Εφαρμογή της Εταιρείας Cummins για την Ανάκτηση της Θερμότητας του Καυσαερίου με τη χρήση Στροβίλου Ισχύος (Mechanical Turbocharging) τοποθετημένου μετά το Στρόβιλο του Υπερπληρωτή και σε Μηχανική Σύζευξη με τον Άξονα του Κινητήρα.*

- Η προσθήκη στρόβιλου ισχύος για την ανάκτηση της ενέργειας του καυσαερίου κινητήρα Diesel εξετάστηκε και από την εταιρεία Scania [6, 7, 8]. Στο σχήμα 1-2 απεικονίζεται η εφαρμογή της σύζευξης στρόβιλου ισχύος με κινητήρα Diesel της εταιρείας Scania. Η εφαρμογή πραγματοποιήθηκε σε βαρύ όχημα με υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel 6 κυλίνδρων και όγκο 11 lt. Η συνδυασμένη

Λειτουργία του στροβίλου ισχύος με κινητήρα Diesel παρέχει 5% βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συγκριτικά με τον αρχικό κινητήρα στο πλήρες φορτίο και για την ίδια παροχή καυσίμου.



*Σχήμα 1-2 Εφαρμογή της Εταιρείας Scania για την Ανάκτηση της Θερμότητας του Καυσαερίου με τη χρήση Στροβίλου Ισχύος (Mechanical Turbocharging) τοποθετημένου μετά το Στρόβιλο του Υπερπληρωτή και σε Μηχανική Σύζευξη με τον Άξονα του Κινητήρα.*

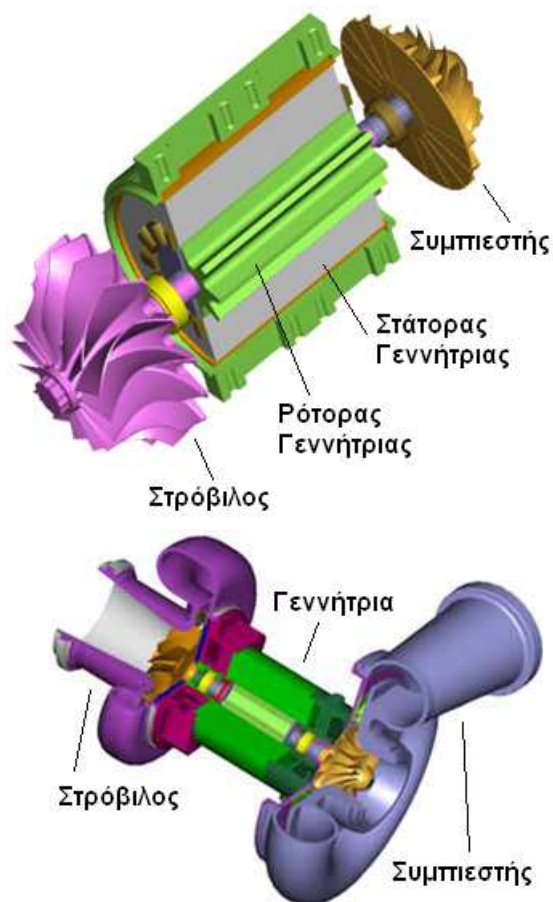
Η προσθήκη στροβίλου ισχύος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής επηρεάζοντας με αυτό τον τρόπο τη διαφορά πίεσης μεταξύ εισαγωγής και εξαγωγής. Αυτό αποτελεί το μεγαλύτερο μειονέκτημα της διάταξης διότι η αντίθλιψη, που ασκείται στον κινητήρα, μπορεί να γίνει εντονότερη στην περίπτωση ύπαρξης υψηλής πίεσης υπερπλήρωσης. Έτσι, υπάρχει κίνδυνος υπερβολικής αύξησης της πίεσης και της θερμοκρασίας στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή. Ένα πρόσθετο πρόβλημα της τεχνικής αυτής αποτελεί το μέγεθος του μειωτήρα στροφών και οι μηχανικές του απώλειες.

### 1.2.3 Εκμετάλλευση Ενέργειας Καυσαερίου μέσω του Στροβίλου του Υπερπληρωτή

Η εξέλιξη στον τομέα της τεχνολογίας των στροβιλομηχανών και των ηλεκτρικών μηχανών, που συντελέστηκε τις τελευταίες δεκαετίες, παρέχει νέες δυνατότητες στους κατασκευαστές για την αξιοποίηση της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου από κινητήρα Diesel.

Έτσι, η εταιρεία Caterpillar [13-15] υιοθέτησε μια εναλλακτική διάταξη για την εκμετάλλευση της ενέργειας καυσαερίου χωρίς στρόβιλο ισχύος. Συγκεκριμένα, στο

προτεινόμενο σύστημα χρησιμοποιήθηκε τροποποιημένος στρόβιλος για τον υπερπληρωτή, ώστε να καλύπτει όχι μόνο τις ενεργειακές ανάγκες του συμπιεστή αλλά και να μετατρέπει μέρος της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου σε ηλεκτρική ενέργεια. Ο στρόβιλος του υπερπληρωτή αντικαθιστά το στρόβιλο ισχύος της προηγούμενης τεχνικής. Στη διάταξη αυτή χρησιμοποιήθηκε γεννήτρια υψηλής ταχύτητας, που τοποθετήθηκε στον άξονα του υπερπληρωτή. Η γεννήτρια αυτή είναι μια ηλεκτρική μηχανή, που λειτουργεί εναλλακτικά και ως κινητήρας για την υποβοήθηση του συμπιεστή κατά τη μεταβατική λειτουργία του συστήματος. Τα αποτελέσματα των πρώτων δοκιμών έδειξαν μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά 5% σε μια τυπική διαδρομή. Επιπροσθέτως, παρατηρήθηκε ότι στην περίπτωση, που τα εξαρτήματα του υπερπληρωτή, δηλαδή ο συμπιεστής και ο στρόβιλος, έχουν υψηλό βαθμό απόδοσης τότε η μέγιστη τιμή της μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι περίπου 9-10%. Στο σχήμα 1-3 απεικονίζονται δυο όψεις του τροποποιημένου υπερπληρωτή, που χρησιμοποίησε η εταιρεία Caterpillar για την ανάκτηση μέρους της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου από κινητήρα Diesel (Electrical Turbocompounding).



Σχήμα 1-3 Εφαρμογή της Εταιρείας Catterpillar με Γεννήτρια/ Μοτέρ τοποθετημένη στον Άξονα του Υπερπληρωτή για την Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίου (Electrical Turbocompounding).

#### 1.2.4 Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίου με χρήση Συστήματος Κύκλου Rankine

Η τεχνολογία εκμετάλλευσης τμήματος της αποβαλλόμενης θερμότητας καυσαερίου του κινητήρα Diesel με τη χρήση κύκλου Rankine έχει εξεταστεί στο παρελθόν [16-24]. Στη συνέχεια αναφέρονται οι σημαντικότερες προσπάθειες, που έγιναν τις τελευταίες δεκαετίες, για την εφαρμογή της συγκεκριμένης τεχνικής σε κινητήρα Diesel βαρέως οχήματος.

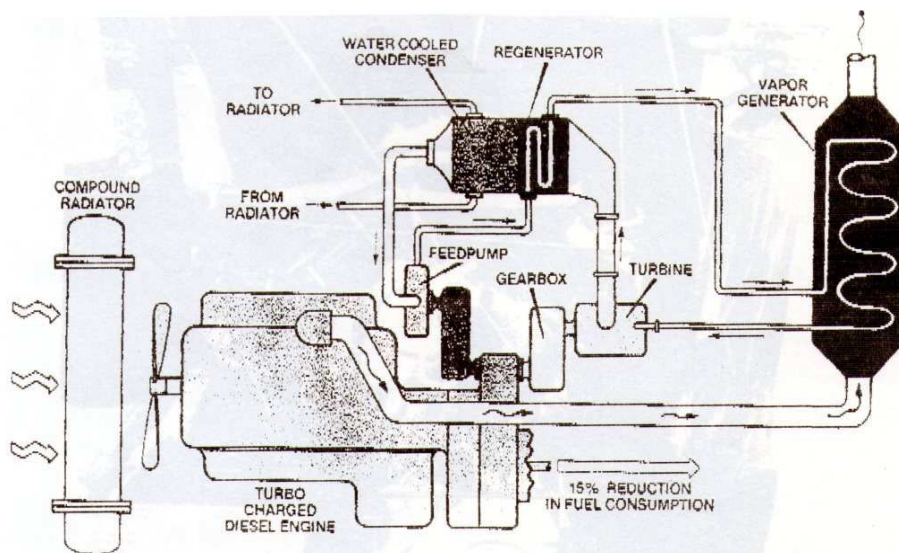
Στη δεκαετία του 1970 οι εταιρείες Mack Trucks και Thermo Electron συνεργάστηκαν στα πλαίσια ερευνητικού προγράμματος, το οποίο χρηματοδοτήθηκε από το Υπουργείο Ενέργειας των ΗΠΑ (DOE) [18, 19, 20]. Στόχος της ερευνητικής προσπάθειας ήταν η κατασκευή συστήματος οργανικού κύκλου Rankine, που εγκαταστάθηκε σε κινητήρα Diesel (μοντέλο ENDT-676) βαρέως οχήματος της εταιρείας Mack Trucks. Το εργαζόμενο μέσο, που χρησιμοποιήθηκε ήταν η φλουορινόλη-50 (Fluorinol-50), το οποίο είναι ένα μίγμα αποτελούμενο κατά 50% από τριφλουοροαιθανόλη και κατά 50% από νερό. Στο σχήμα 1-4 απεικονίζεται η διάταξη του κύκλου Rankine, που χρησιμοποιήθηκε στη συγκεκριμένη εφαρμογή, και η οποία αποτελείται από :

- Εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίου και εργαζόμενου μέσου. Ο εναλλάκτης έχει διαστάσεις 19.81x30.99x128.78cm. Το εργαζόμενο μέσο ρέει δια μέσου ελικοειδών σωληνώσεων με πτερύγια, ενώ το ρεύμα του καυσαερίου ρέει στην εξωτερική πλευρά των σωληνώσεων του εναλλάκτη. Η εξωτερική διάμετρος των σωληνώσεων είναι 9.5mm. Στη διάταξη υπάρχει εναλλακτική διαδρομή για το καυσαέριο με αντίστοιχη βαλβίδα και σωλήνα, που επιτρέπει στο ρεύμα του καυσαερίου την παράκαμψη του εναλλάκτη, όταν αυτό απαιτηθεί.
- Ολοκληρωμένη συσκευή ανακομιστή (ή αναγεννητή) θερμότητας μαζί με συμπυκνωτή. Ο συμπυκνωτής είναι ένας υδρόψυκτος πλακοειδής εναλλάκτης με πτερυγώσεις κατασκευασμένος από κράμα αλουμινίου. Ο εναλλάκτης του ανακομιστή θερμότητας αποτελείται από συνεχόμενους πτερυγωτούς σωλήνες, με κατάλληλη εσωτερική διαμόρφωση προκειμένου να αυξηθεί η μεταφορά θερμότητας. Οι δυο αυτοί εναλλάκτες θερμότητας είναι τοποθετημένοι μαζί ως μια ενιαία συσκευή.
- Τροφοδοτική Αντλία. Η αντλία αποτελείται από τρεις κυλίνδρους τοποθετημένους ακτινικά διαθέτοντας μεταβλητό εκτόπισμα. Στην κανονική λειτουργία της εγκατάστασης η αντλία κινείται από το στρόβιλο εκτόνωσης του κύκλου Rankine. Ωστόσο, στην εκκίνηση του συστήματος η απαιτούμενη ισχύς για την κίνηση της αντλίας δίνεται από τον κινητήρα Diesel.
- Στρόβιλος εκτόνωσης με ενσωματωμένο κιβώτιο ταχυτήτων. Ο στρόβιλος που χρησιμοποιείται έχει 3 βαθμίδες με αξονική διεύθυνση της ροής του



εργαζόμενου μέσου. Ο ρότορας των δυο πρώτων βαθμίδων του στροβίλου έχει διάμετρο 6.22 cm και ο ρότορας της τρίτης βαθμίδας έχει διάμετρο 7.72 cm. Ο λόγος εκτόνωσης στο στροβίλο είναι 7.51 και η ταχύτητα περιστροφής στον άξονα του στροβίλου είναι 60000 rpm. Το ενσωματωμένο κιβώτιο ταχυτήτων τοποθετείται για την απευθείας σύζευξη του στροβίλου-εκτονωτή με τον άξονα του κινητήρα Diesel.

- Ενιαίο ψυγείο κινητήρα και κύκλου Rankine, που αποτελείται από δυο ξεχωριστά τμήματα ψυγείου τοποθετημένα το ένα πίσω από το άλλο. Το πρώτο τμήμα καλύπτει τις ψυκτικές ανάγκες του κινητήρα Diesel, όπου το ψυκτικό υγρό του έχοντας απορροφήσει τη θερμότητα από τα χιτώνια των κυλίνδρων και τα άλλα τμήματα του κινητήρα αποβάλλει τη θερμότητα του στο περιβάλλον. Το δεύτερο τμήμα του ψυγείου καλύπτει τις ψυκτικές ανάγκες του κύκλου Rankine, όπου αποβάλλεται η θερμότητα της συμπίκνωσης του εργαζόμενου μέσου.
- Ανεμιστήρας ψύξης προκειμένου να ενισχυθεί η ροή του αέρα ψύξης, που κατευθύνεται προς το ενιαίο ψυγείο του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine. Η κίνηση του ανεμιστήρα επιτυγχάνεται μέσω του κινητήρα Diesel και η ταχύτητα περιστροφής του ρυθμίζεται με αυτόματο τρόπο, ώστε να καλύπτονται οι ανάγκες ψύξης.



Σχήμα 1-4 Διάταξη Οργανικού Κύκλου Rankine για την Ανάκτηση Θερμότητας του Καυσαερίου σε Βαρύ Όχημα (Εφαρμογή της Εταιρείας Thermoelectron).

Στη συγκεκριμένη διάταξη αναπτύχθηκε μέθοδος για τον καθαρισμό του εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου από τις επικαθίσεις αιθάλης στις επιφάνειες επαφής του, που μειώνουν τη μετάδοση της θερμότητας. Οι επικαθίσεις (fouling) [18] αυτές δημιουργούνται λόγω της ψύξης της αιθάλης του καυσαερίου σε μερικά σημεία του εναλλάκτη θερμότητας.



Οι εργαστηριακές δοκιμές αποκάλυψαν βελτίωση στην παραγόμενη ισχύ από 11 έως και 16%, διατηρώντας σταθερή την κατανάλωση καυσίμου. Ακολούθως, η εγκατάσταση του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel προσαρμόστηκαν σε βαρύ όχημα και έγιναν δοκιμές σε τυπικές διαδρομές εκτός πόλης και σε αυτοκινητόδρομο, όπου διαπιστώθηκε η δυνατότητα μείωσης της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου έως και 12.5% [18].

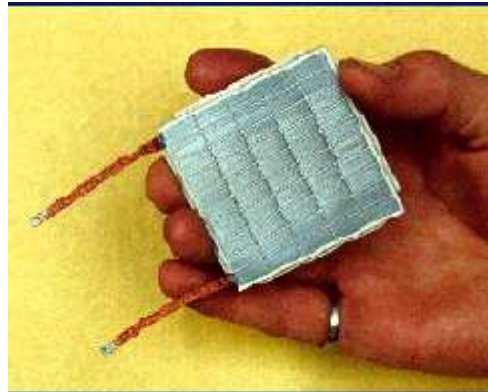
Μια άλλη σημαντική προσπάθεια εφαρμογής του κύκλου Rankine για την ανάκτηση της αποβαλλόμενης θερμότητας καυσαερίου του κινητήρα Diesel έγινε από το εργαστήριο του Argonne National Institute [20], όπου διερευνήθηκε η δυνατότητα χρήσης ολοκληρωμένου κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο το ψυκτικό του κινητήρα. Η προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου γίνεται με την απόσπαση θερμότητας από τις κυλινδροκεφαλές, όπου κυκλοφορεί το ψυκτικό μέσο. Η ιδιαιτερότητα της διάταξης, που προτάθηκε σε αυτή την περίπτωση, είναι η λειτουργία ενός κυλίνδρου του κινητήρα ως εκτονωτή καταργώντας έτσι τις μηχανικές απώλειες της σύνδεσης του εκτονωτή με τον κινητήρα. Το μέγιστο όφελος από την εγκατάσταση αυτή είναι η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 12%.

Επιπροσθέτως, η εταιρεία Thermo Electron συνέταξε έρευνα για κύκλο Rankine με τη χρήση ενός ειδικού οργανικού μέσου, που αναπτύχθηκε για τις ανάγκες της εφαρμογής. Το συγκεκριμένο μέσο είναι μίγμα αποτελούμενο κατά 60% από πενταφλουοροβενζένιο (PFB) και κατά 40% από εξαφλουοροβενζένιο (HFB) [17]. Οι μετρήσεις έδειξαν ότι το οργανικό αυτό μίγμα παρουσιάζει υψηλή θερμική και χημική σταθερότητα. Όπως αναφέρθηκε, η ειδική κατανάλωση καυσίμου της εγκατάστασης μειώθηκε κατά 14%.

### **1.2.5 Εκμετάλλευση Θερμότητας Καυσαερίου με τη χρήση Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας**

Μια εναλλακτική μέθοδος ανάκτησης της θερμότητας του καυσαερίου, που αποβάλλεται από κινητήρα Diesel, είναι η χρήση των θερμοηλεκτρικών γεννητριών [25, 26, 27]. Η κυριότερη ιδιαιτερότητα της μεθόδου αυτής είναι η έλλειψη μηχανικών τμημάτων. Συγκεκριμένα, η λειτουργία των θερμοηλεκτρικών γεννητριών βασίζεται στο θερμοηλεκτρικό φαινόμενο (φαινόμενο Seebeck). Η θερμοηλεκτρική γεννήτρια κατασκευάζεται από ομάδα στοιχειωδών τμημάτων (modules), που μετατρέπουν απευθείας τη θερμική ενέργεια του καυσαερίου σε ηλεκτρική ενέργεια. Η εταιρεία Hi-Z έχει ήδη αναπτύξει θερμοηλεκτρική γεννήτρια 1kW για κινητήρες Diesel φορτηγού οχήματος [25, 26]. Ωστόσο, ο βαθμός απόδοσης των τωρινών θερμοηλεκτρικών υλικών είναι περιορισμένος έχοντας ως αποτέλεσμα την ακαταλληλότητα τους για πρακτικές εφαρμογές. Στο σχήμα 1-5 δίνεται το στοιχειώδες τμήμα (module) θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, ενώ στο σχήμα 1-6 απεικονίζεται η

διάταξη θερμοηλεκτρικής γεννήτριας εγκατεστημένης στον αποσιωπητήρα (muffler) της εξαγωγής του κινητήρα ενός φορτηγού.



Σχήμα 1-5 Στοιχειώδες Τμήμα (module Hz-14) της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας της Εταιρείας Hi-Z.



Σχήμα 1-6 Εφαρμογή της Εταιρείας Hi-Z σε Βαρύ Όχημα με Εγκατάσταση Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας για την Ανάκτηση της Θερμότητας του Καυσαερίου.

Ωστόσο, στο μέλλον αναμένεται σημαντική βελτίωση του βαθμού απόδοσης των θερμοηλεκτρικών γεννητριών, που αποτελούνται από θερμοηλεκτρικά υλικά με ειδικές εκδόσεις στοιχείων Quantum Well. Οι γεννήτριες αυτές πρόκειται να έχουν βαθμό μετατροπής (απόδοσης) άνω του 20%. Σε αυτή την περίπτωση η προκαλούμενη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel θα είναι της τάξης του 8 με 10% [27].

### 1.3 Σκοπός της Διδακτορικής Διατριβής

Λαμβάνοντας υπόψη όλα τα προαναφερθέντα στοιχεία, δημιουργείται η ανάγκη διεξοδικής ανάλυσης των μεθόδων εκμετάλλευσης της θερμότητας καυσαερίου, που αποβάλλεται από κινητήρα Diesel στο περιβάλλον. Είναι απαραίτητο να διερευνηθούν τα πιθανά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της εφαρμογής των τεχνικών ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου σε κινητήρες Diesel. Επιπροσθέτως, πρέπει να αξιολογηθούν οι προοπτικές της χρήσης των τεχνικών αυτών και οι δυνατότητες περαιτέρω βελτίωσής τους.

Η παρούσα διδακτορική διατριβή αποτελεί μέρος της ερευνητικής εργασίας, που εκπονήθηκε στα πλαίσια του ευρωπαϊκού ερευνητικού προγράμματος «Green Heavy Duty Engine». Ο βασικός στόχος της διδακτορικής διατριβής είναι η διερεύνηση των δυνατοτήτων μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με τη χρήση των ακόλουθων τεχνολογιών ανακομιδής θερμότητας:

- Εγκατάσταση ηλεκτρικής γεννήτριας στον άξονα του υπερπληρωτή κινητήρα Diesel, όπου ο στρόβιλος του υπερπληρωτή ανακτά τμήμα της θερμικής ενέργειας του απορριπτόμενου καυσαερίου.
- Εγκατάσταση σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης σε κινητήρα Diesel, όπου ο στρόβιλος ισχύος αποσπά μέρος της απορριπτόμενης θερμικής ενέργειας των καυσαερίων, που εξέρχονται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή.
- Θερμοηλεκτρική γεννήτρια, που τοποθετείται στην έξοδο των καυσαερίων του κινητήρα Diesel.
- Σύστημα κύκλου Rankine, που εκμεταλλεύεται μέρος της θερμότητας του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου, καθώς και τμήμα της θερμότητας του ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα.

Στα πλαίσια της διερεύνησης των προαναφερόμενων τεχνολογιών ανάκτησης θερμότητας η παρούσα διατριβή περιλαμβάνει, επιπροσθέτως, τα εξής:

- Εκτίμηση των διαστάσεων της απαιτούμενης ψυκτικής διάταξης του συστήματος του κινητήρα Diesel με εγκατεστημένο κύκλο Rankine.
- Διερεύνηση της δυνατότητας βελτίωσης της λειτουργίας του συστήματος διαχείρισης ρύπων μέσω του κύκλου Rankine. Συγκεκριμένα, εξετάζεται η εναλλακτική χρήση της διάταξης του κύκλου Rankine για τη βελτίωση και την προστασία της λειτουργίας του συστήματος διαχείρισης ρύπων κατά τη διάρκεια της κανονικής λειτουργίας του αλλά και της αναγέννησης της παγίδας αιθάλης.
- Εκτίμηση των διαστάσεων και χαρακτηριστικών του συστήματος διαχείρισης και αποθήκευσης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας από την ανάκτηση της θερμότητας καυσαερίου.

- Υπολογισμός των διαστάσεων και χαρακτηριστικών του συστήματος του κύκλου Rankine και συγκεκριμένα των εναλλακτών θερμότητας, του κυκλοφορητή και του εκτονωτή.
- Διερεύνηση των δυνατοτήτων τοποθέτησης του συστήματος του κύκλου Rankine στο αμάξωμα βαρέως οχήματος και παρουσίαση της βέλτιστης εκδοχής.

Η ανάλυση βασίζεται σε μοντέλα προσομοίωσης, που αναπτύχθηκαν για κάθε μια από τις εξεταζόμενες διατάξεις εκμετάλλευσης θερμότητας. Αρχικά αναπτύχθηκε μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα Diesel για την εκτίμηση της παραγόμενης ισχύος και της απορριπτόμενης θερμότητας του καυσαερίου. Το μοντέλο αυτό τροποποιήθηκε για τις ανάγκες της ανάλυσης της ανακομιδής θερμότητας με τη χρήση του υπερπληρωτή και της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης. Η τελευταία τεχνική εξετάζεται περαιτέρω αξιοποιώντας τους χάρτες λειτουργίας του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος. Όσον αφορά τον κύκλο Rankine αναπτύχθηκε ξεχωριστό μοντέλο προσομοίωσης για την περιγραφή του θερμοδυναμικού κύκλου, της λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας και των ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου. Επιπροσθέτως, αναπτύχθηκε μοντέλο προσομοίωσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας για την αξιολόγηση των δυνατοτήτων της να ανακτά τμήμα της θερμότητας καυσαερίου.

Ολοκληρώνοντας την ενότητα αυτή, επισημαίνεται ότι λόγω της φύσης της παρούσας διδακτορικής διατριβής δεν υπάρχουν διαθέσιμα πειραματικά στοιχεία. Συνεπώς, η αξιολόγηση των παραγόμενων αποτελεσμάτων βασίζεται αποκλειστικά στη βιβλιογραφία.

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 1:**

- 1) **Binder, K. and Schwarz, V.**, “Present and future of heavy duty engine strategies for compliance to the emission legislation”, Conf. on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines (THIESEL), Valencia, Spain, 2002.
- 2) **Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C., Zannis, T.C. and Schwarz, V.**, “Possibilities to achieve future emission limits for HD DI diesel engines using internal measures”, SAE Paper No 2005-01-0377, 2005.
- 3) **Hountalas, D.T., Zannis, T.C., Mavropoulos, G.C., Schwarz, V., Benajes, J. and Gonzalez, C.A.**, “Use of a multi-zone combustion model to interpret the effect of injector nozzle hole geometry on HD DI diesel engine performance and pollutant emissions”, SAE Paper No. 2005-01-0367, 2005.
- 4) **Hountalas, D.T., Kouremenos, D.A., Pariotis, E.G., Schwarz, V. and Binder K.B.**, “Using a Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping on Performance and Pollutants of a DI Heavy Duty Diesel Engine”, SAE Paper No 2002-01-0074, 2002.
- 5) **Hountalas, D.T., Zannis, T.C. and Mavropoulos, G.C.**, “Potential benefits in heavy duty diesel engine performance and emissions from the use of variable compression ratio”, SAE Paper No. 2006-01-0081, 2006.
- 6) **Tennant, D.W.H. and Walsham, B.E.**, “The turbocompound diesel engine”, SAE Paper No. 89064, 1989.
- 7) **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O., Rogdakis, E.D., Kouremenos D.**, “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications”, International Journal of Alternative Propulsion, 2006, In Press.
- 8) **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O., and Lamarinis V.T.**, “Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocompounding”, SAE Paper No.011563, 2007.
- 9) **Holtman, R.H.**, “Testing of a Low Specific Fuel Consumption Turbocompound Engine”, SAE Paper No.870300, 1987
- 10) **Wilson, D.E.**, “The design of a low specific fuel consumption turbocompound engine”, SAE Paper No.860072, 1986
- 11) **Brands, M.C, Werner, J. and Hoehne, J.L.**, “Vehicle Testing of Cummins Turbocompound Diesel Engine”, SAE Paper No. 810073, 1981.
- 12) **Kamo, R. and Brysik, W.**, “Adiabatic turbocompound engine performance prediction”, SAE Paper No. 780068, 1978..
- 13) **Sendyka, B. and Soczowka, J.**, “Recovery of Exhaust Gases Energy by Means of Turbocompound”, Politechnika Krakowska, 2001.

- 14) **Hopmann, U.**, “Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology”, Caterpillar, DEER Conference, San Diego, California, USA, 2004.
- 15) **Hopmann, U. and Algrain, M.**, “Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology”, Caterpillar Inc., Presentation in 2003 DEER Conference Newport Rhode Island, 2003.
- 16) **Leising, C.J., Purohit, G.P., DeGrey, S.P. and Finegold, J.G.**, “Waste heat recovery”, SAE Paper No. 780686, 1978.
- 17) **Di Nanno, L.R., Di Bella, F.A. and Koplow, M.D.**, “An RC-1 organic Rankine bottoming cycle for an adiabatic diesel engine”, Thermoelectron Corp., Master Thesis, Waltham, MA, USA, 1983.
- 18) **Dibella, F.A., Di Nanno, L.R. and Koplow, M.D.**, “Laboratory and on-highway testing of diesel organic Rankine compound long-haul vehicle engine”, SAE Paper No.830122, 1983.
- 19) **Doyle, E., Di Nanno, L. and Kramer, S.**, “Installation of a diesel-organic Rankine compound engine in a class 8 truck for a single-vehicle test”, SAE Paper No.790646, 1979.
- 20) **Parimal, P.S. and Doyle, E.F.**, “Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine cycle system”, SAE Paper No. 760343, 1976.
- 21) **Sekar, R. and Cole, R.L.**, “Integrated Rankine Bottoming Cycle for Diesel Truck Engines, Argonne National Laboratory”, Master Thesis, 1987.
- 22) **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines”, SAE Paper No.010537, 2007.
- 23) **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Working Fluids for WHR-ORC”, SAE Paper No.010543, 2007.
- 24) **Teng Ho, Regner G. and Cowland Ch.**, “A Quantum Leap for Heavy-Duty Truck Engine Efficiency-Hybrid Power System of Diesel and WHR-ORC Engines”, AVL Powertrain Engineering, Inc., The 12<sup>th</sup> Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research Conference, August 2006 Detroit Michigan.
- 25) **Bass, J.C., Kushch, A.S. and Elsner N.B.**, “Thermoelectric generator (TEG) on heavy diesel trucks”, Hi-Z Technology Inc, 2002.
- 26) **Kushch, A.S., Bass, J.C., Ghamaty, S. and Elsner N.B.**, “Thermoelectric Development at Hi-Z Technology”, Hi-Z Technology Inc, 2002.
- 27) **Bass, J.C., Elsner, N., Ghamaty S., Jovanovic, V., Krommenhoek, D.**, “High Efficiency Quantum Well Thermoelectrics for Waste Heat Power Generation”, Milliwatts to Kilowatts of Power”, Hi-Z Technology, Inc., San Diego, CA 92126.

## Κεφάλαιο 2

### Μοντέλο Προσομοίωσης της Λειτουργίας του Κινητήρα Diesel

#### 2.1 Εισαγωγή

Οι σύγχρονοι κινητήρες Diesel για βαρέα οχήματα είναι υπερπληρωμένοι διαθέτοντας διαφόρων ειδών συστήματα έγχυσης, όπως κοινού οχετού και συγκρότημα εγχυτήρα-αντλίας. Σε μερικούς κινητήρες υπάρχει σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου για τον έλεγχο και περιορισμό των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ). Επιπροσθέτως, τα τελευταία χρόνια σε πολλούς κινητήρες Diesel χρησιμοποιείται υπερπληρωτής με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας. Η τήρηση των αυστηρών περιβαλλοντικών περιορισμών διασφαλίζεται με την προσθήκη συστήματος διαχείρισης ρύπων σε όλους τους κινητήρες Diesel.

Η μέγιστη τιμή της μέσης ενεργού πίεσης μεταβάλλεται μεταξύ 10 και 24bar με συνολικό όγκο κυλίνδρων άνω των 5 λίτρων. Η γενική τάση, που παρατηρείται σήμερα στα βαρέα οχήματα, είναι η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης των κινητήρων Diesel με ταυτόχρονη αύξηση της παροχής καυσίμου για να μειωθεί ο συνολικός όγκος εμβολισμού και να αυξηθεί η συγκέντρωση ισχύος. Βασικό πλεονέκτημα της προηγούμενης τεχνικής είναι η παραγωγή περιορισμένων τύπων κινητήρων για μεγάλο εύρος παραγόμενης ισχύος. Επιπροσθέτως, η αύξηση της μέσης ενεργού πίεσης στους κινητήρες Diesel συνοδεύεται με την άνοδο της μέγιστης πίεσης καύσης και συμβάλλει στη μείωση των μηχανικών απωλειών.

Στην παρούσα διδακτορική διατριβή ο εξεταζόμενος κινητήρας Diesel είναι πολυκύλινδρος, υπερπληρωμένος και διαθέτει σύστημα άμεσης έγχυσης του καυσίμου. Όλες οι εξεταζόμενες περιπτώσεις, που διερευνώνται στη συνέχεια της διατριβής, αναφέρονται σε μόνιμη λειτουργία του κινητήρα Diesel.

Στα πλαίσια της διερεύνησης των τεχνολογιών ανάκτησης θερμότητας απαιτείται μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας του κινητήρα Diesel, το οποίο περιγράφεται εκτενώς σε αυτό το κεφάλαιο. Η συμβολή του συγκεκριμένου μοντέλου είναι πολύ σημαντική διότι μειώνει τον απαιτούμενο υπολογιστικό χρόνο και βοηθά στην κατανόηση των φαινομένων, που συντελούνται στα διάφορα τμήματα του κινητήρα. Στόχος της προσομοίωσης αυτής είναι η δημιουργία ενός υπολογιστικού εργαλείου για την εκτίμηση της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel και της διαθέσιμης προς εκμετάλλευση θερμότητας του καυσαερίου του. Επιπροσθέτως, το μοντέλο προσομοίωσης χρησιμοποιείται για την εκτίμηση της επίδρασης των εξεταζόμενων τεχνικών ανάκτησης θερμότητας στη λειτουργία του κινητήρα. Εξάλλου η διερεύνηση των μεθόδων ανακομιδής θερμότητας καυσαερίου μέσω του υπερπληρωτή και της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης βασίζεται σε τροποποιημένη εκδοχή του μοντέλου προσομοίωσης του κινητήρα.

## 2.2 Περιγραφή του Μοντέλου Προσομοίωσης

### 2.2.1 Γενική Περιγραφή

Για την προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα Diesel επιλέγεται το μονοζωνικό μοντέλο ανοιχτού κύκλου, το οποίο βασίζεται στις ακόλουθες παραδοχές [1, 2] :

- Χωρική ομοιομορφία των πιέσεων, θερμοκρασιών και συστάσεων μέσα στον κάθε κύλινδρο του κινητήρα, καθώς και στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής σε κάθε χρονική στιγμή.
- Για την εναλλαγή των αερίων χρησιμοποιείται η μέθοδος πλήρωσης-κένωσης (filling and emptying).
- Καύσιμο θεωρείται το κανονικό δωδεκάνιο  $C_{12}H_{26}$ , διότι προσεγγίζει σε ικανοποιητικό βαθμό τις ιδιότητες του πραγματικού καυσίμου Diesel. Η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου είναι 42500 kJ/kg.
- Η διάσπαση των προϊόντων της καύσης αμελείται λόγω των σχετικά χαμηλών θερμοκρασιών του κύκλου (<2000 K).
- Τα συστατικά του μίγματος καυσαερίων είναι τα ακόλουθα:  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$  και  $H_2O$ .
- Το εργαζόμενο μέσο (μίγμα καυσαερίων) θεωρείται τέλειο αέριο [1, 2].

Οι βασικές αρχές στις οποίες στηρίζεται το μονοζωνικό μοντέλο του κινητήρα Diesel και η προσομοίωση των διαφόρων υποσυστημάτων του είναι:

- Η εφαρμογή του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου σε κλειστό και ανοικτό σύστημα.
- Η καταστατική εξίσωση των τέλειων αερίων.
- Η αρχή της διατήρησης της μάζας σε κάθε όγκο ελέγχου.
- Ο υπολογισμός των θερμοδυναμικών και ρευστομηχανικών ιδιοτήτων του εργαζόμενου μίγματος του κινητήρα Diesel.
- Ο υπολογισμός του όγκου κάθε κυλίνδρου του κινητήρα σε κάθε χρονική στιγμή.
- Το μοντέλο περιγραφής της διαδικασίας της καύσης σε κάθε κύλινδρο του κινητήρα Diesel.
- Ο υπολογισμός του ρυθμού έγχυσης του καυσίμου του κινητήρα Diesel.
- Η εναλλαγή αερίων με τον υπολογισμό της συναλλαγής μάζας μέσω των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής του κινητήρα Diesel.
- Ο υπολογισμός των απωλειών θερμότητας του κινητήρα.
- Η περιγραφή της λειτουργίας του πολυκύλινδρου κινητήρα.
- Το μοντέλο περιγραφής της λειτουργίας του υπερπληρωτή.

Στη συνέχεια του κεφαλαίου ακολουθεί αναλυτική περιγραφή των προαναφερθέντων βασικών αρχών και υποσυστημάτων του μοντέλου προσομοίωσης.



## 2.2.2 Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος

Η περιγραφή των διεργασιών, που συντελούνται στο εσωτερικό των διαφόρων όγκων ελέγχου, βασίζεται στον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο ο οποίος περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση [1,2,3,4,5,6]:

$$\frac{dQ_L}{d\phi} - p \frac{dV}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} - \sum_j \frac{dm_j}{d\phi} h_j \quad (2.1)$$

όπου ο όρος  $dQ_L/d\phi$  εκφράζει το ρυθμό απωλειών θερμότητας μέσω συναγωγής ή/και ακτινοβολίας προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου ή των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής,  $p$  είναι η πίεση που επικρατεί στον εξεταζόμενο όγκο αναφοράς,  $dm_j$  είναι η συναλλασσόμενη μάζα στο χρονικό βήμα  $d\phi$  και  $h_j$  είναι η ειδική ενθαλπία της μάζας αυτής. Στη σχέση 2.1 ο όρος  $dV/d\phi$  είναι ο ρυθμός μεταβολής του όγκου ελέγχου, ενώ  $p(dV/d\phi)$  είναι το έργο ογκομεταβολής. Ο όρος  $dU/d\phi$  εκφράζει την μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας του μίγματος καυσίμου-αέρα-καυσαερίων. Η συναλλασσόμενη στοιχειώδης μάζα  $dm_j$  είναι θετική, όταν εισέρχεται στον εξεταζόμενο όγκο αναφοράς και αρνητική, όταν εξέρχεται από αυτόν.

Η αναλυτική διατύπωση του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου για τον κύλινδρο  $j$  του κινητήρα είναι [1,2,3,4]:

$$\frac{dQ_{cyl,j}}{d\phi} - p \frac{dV_{cyl,j}}{d\phi} = \frac{dU_{cyl,j}}{d\phi} + \frac{dm_{inlm-j}}{d\phi} h_{inlm-j} - \frac{dm_{j-exhm}}{d\phi} h_{j-exhm} \quad (2.2)$$

όπου οι δείκτες  $inlm$  και  $exhm$  αναφέρονται στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα.

Η λεπτομερής διατύπωση του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου για τον οχετό εισαγωγής είναι η ακόλουθη [1,2,3,4]:

$$\frac{dQ_{inlm}}{d\phi} = \frac{dU_{inlm}}{d\phi} + \frac{dm_{compr-inlm}}{d\phi} h_{compr-inlm} - \sum_i^{N_{cyl}} \frac{dm_{inlm-j}}{d\phi} h_{inlm-j} \quad (2.3)$$

όπου ο δείκτης  $compr-inlm$  αναφέρεται στο ρεύμα του αέρα, που εξέρχεται από το συμπιεστή και κατευθύνεται στον οχετό εισαγωγής.

Η αντίστοιχη διατύπωση του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου στον οχετό εξαγωγής είναι:

$$\frac{dQ_{exhm}}{d\phi} = \frac{dU_{exhm}}{d\phi} + \sum_i^{N_{cyl}} \frac{dm_{j-exhm}}{d\phi} h_{j-exhm} - \frac{dm_{exhm-turb}}{d\phi} h_{exhm-turb} \quad (2.4)$$

όπου ο δείκτης  $exhm-turb$  αναφέρεται στο ρεύμα καυσαερίου, που εξέρχεται από τον οχετό εξαγωγής και κατευθύνεται προς το στρόβιλο του υπερπληρωτή [1,2,3,4].

## 2.2.3 Καταστατική Εξίσωση των Τέλειων Αερίων

Στο μοντέλο προσομοίωσης το εργαζόμενο μίγμα θεωρείται τέλει αέριο του οποίου η καταστατική εξίσωση περιγράφεται από τη σχέση [1,2,3,4]:

$$\rho V = m R_G T \quad (2.5)$$

όπου  $m$  είναι η μάζα του εργαζόμενου μέσου στην εξεταζόμενη χρονική στιγμή.

Η καταστατική εξίσωση σε διαφορική μορφή ως προς τη γωνία περιστροφής του στροφάλου του κινητήρα εκφράζεται από την παρακάτω σχέση [1,2,3,4]:

$$\rho \frac{dV}{d\phi} + V \frac{d\rho}{d\phi} = m R_G \frac{dT}{d\phi} + R_G T \frac{dm}{d\phi} \quad (2.6)$$

όπου  $R_G = R_{mol}/MB$  είναι η σταθερά των αερίων,  $R_{mol}$  είναι η γενική σταθερά των τέλειων αερίων, η οποία ισούται με 8314 J/kmol K, και MB είναι το μοριακό βάρος του μίγματος.

Ο υπολογισμός της πυκνότητας του εργαζόμενου μίγματος γίνεται με βάση την ακόλουθη διατύπωση, που προκύπτει από την καταστατική εξίσωση:

$$\rho = \frac{p}{R_G T} \quad (2.7)$$

#### 2.2.4 Διατήρηση της Μάζας

Επιπροσθέτως, η διαδικασία της προσομοίωσης στηρίζεται στην αρχή διατήρησης της μάζας για κάθε κύλινδρο και διατυπώνεται ως εξής [1,2,3,4]:

$$\frac{dm_j}{d\phi} = \frac{dm_{inlm-j}}{d\phi} - \frac{dm_{j-exhm}}{d\phi} \quad (2.8)$$

όπου η μεταβολή του περιεχομένου σε έναν κύλινδρο  $j$  ισούται με τη διαφορά της παροχής μάζας, που εξέρχεται στον οχετό εξαγωγής από την αντίστοιχη παροχή μάζας, που εισέρχεται στον κύλινδρο προερχόμενη από τον οχετό εισαγωγής.

Η διατήρησης μάζας για τον οχετό εξαγωγής διατυπώνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\frac{dm_{exhm}}{d\phi} = \sum_i^{N_{cyl}} \frac{dm_{j-exhm}}{d\phi} - \frac{dm_{exhm-turb}}{d\phi} \quad (2.9)$$

όπου ο ρυθμός μεταβολής της μάζας του οχετού εξαγωγής ισούται με τη διαφορά της παροχής της εισερχόμενης και της εξερχόμενης μάζας, που κατευθύνεται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή.

Η αντίστοιχη διατύπωση της αρχής της συνέχειας για τον οχετό εισαγωγής είναι η ακόλουθη:

$$\frac{dm_{inlm}}{d\phi} = \frac{dm_{compr-inlm}}{d\phi} - \sum_i^{N_{cyl}} \frac{dm_{inlm-j}}{d\phi} \quad (2.10)$$

όπου ο ρυθμός μεταβολής της μάζας του οχετού εισαγωγής ισούται με τη διαφορά της παροχής της εισερχόμενης μάζας από το συμπιεστή και της εξερχόμενης μάζας, που κατευθύνεται στους κυλίνδρους του κινητήρα.

## 2.2.5 Υπολογισμός Θερμοδυναμικών και Ρευστομηχανικών Ιδιοτήτων του Εργαζόμενου Μίγματος

Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου (αέρας-καυσαέριο) θεωρούνται ως συνάρτηση της θερμοκρασίας [1,2,3,4,7] και όχι της πίεσης δεδομένης της παραδοχής ότι το εργαζόμενο μέσο είναι τέλειο αέριο.

Ειδικότερα, η ειδική γραμμομοριακή ενθαλπία του συστατικού «i» δίνεται από την πολυωνυμική σχέση [1,2,3,4,7]:

$$h_{\text{mol},i}(T) = R_{\text{mol}}(\alpha_{i1}T + \alpha_{i2}T^2 + \alpha_{i3}T^3 + \alpha_{i4}T^4) \quad (2.11)$$

όπου οι τιμές των πολυωνυμικών συντελεστών  $\alpha_{ij}$  δίνονται στον πίνακα 2-1 [7] για όλα τα συστατικά του μίγματος. Η ειδική γραμμομοριακή εσωτερική ενέργεια του συστατικού «i» διατυπώνεται ως εξής:

$$u_{\text{mol},i}(T) = h_{\text{mol},i}(T) - R_{\text{mol}}T \quad (2.12)$$

Για τον υπολογισμό της απόλυτης ειδικής γραμμομοριακής ενθαλπίας χρησιμοποιείται η ακόλουθη έκφραση:

$$h_{\text{mol},i} = h_{\text{mol},i}(T) + h_{0i} \quad (2.13)$$

όπου  $h_{0i}$  είναι η ενθαλπία σχηματισμού. Η απόλυτη ειδική γραμμομοριακή εσωτερική ενέργεια είναι:

$$u_{\text{mol},i} = u_{\text{mol},i}(T) + u_{0i} \quad (2.14)$$

Οι τιμές των ενθαλπιών σχηματισμού  $h_{0i}$  και της εσωτερικής ενέργειας  $u_{0i}$  στο απόλυτο μηδέν είναι ίσες με το συντελεστή  $\alpha_{i5}$  ( $h_{0i} = u_{0i} = \alpha_{i5}$ ), που δίνεται στον πίνακα 2-1 για τα συστατικά του μίγματος.

Συστατικό i	j=1	j=2	j=3	j=4	j=5
CO <sub>2</sub>	3.10	2.73x10 <sup>-3</sup>	-7.89x10 <sup>-7</sup>	8.66x10 <sup>-11</sup>	-3.94x10 <sup>8</sup>
H <sub>2</sub> O	3.74	5.66x10 <sup>-4</sup>	4.95x10 <sup>-8</sup>	-1.82x10 <sup>-11</sup>	-2.39x10 <sup>8</sup>
O <sub>2</sub>	3.25	6.52x10 <sup>-4</sup>	-1.50x10 <sup>-7</sup>	1.54x10 <sup>-11</sup>	0
N <sub>2</sub>	3.34	2.94 x10 <sup>-4</sup>	1.95x10 <sup>-9</sup>	-6.57x10 <sup>-12</sup>	0
C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	6.40	5.30 x10 <sup>-2</sup>	-1.27x10 <sup>-5</sup>	1.06x10 <sup>-9</sup>	-2.90x10 <sup>8</sup>

Πίνακας 2-1 Πολυωνυμικοί Συντελεστές για τον Υπολογισμό των Θερμοδυναμικών Ιδιοτήτων.

Τα μεγέθη της ειδικής ενθαλπίας και της ειδικής εσωτερικής ενέργειας υπολογίζονται από τα αντίστοιχα γραμμομοριακά μεγέθη σύμφωνα με τις ακόλουθες σχέσεις [1,2,3,4,7]:

$$h_i = \frac{h_{\text{mol},i}}{MB_i} \quad (2.15)$$

$$u_i = \frac{u_{\text{mol},i}}{MB_i} \quad (2.16)$$

Η ενθαλπία και η εσωτερική ενέργεια του μίγματος υπολογίζονται αντίστοιχα από τις σχέσεις:

$$H_{\text{mixt}} = \sum_i X_i h_i \quad (2.17)$$

$$U_{\text{mixt}} = \sum_i X_i u_i \quad (2.18)$$

όπου  $X_i$  είναι το κλάσμα μάζας του κάθε συστατικού «i» στο μίγμα.

Η ειδική γραμμομοριακή θερμοχωρητικότητα του συστατικού «i» υπό σταθερό όγκο υπολογίζεται από τη σχέση [1,2,3,4,7]:

$$c_{\text{vmol},i} = \left( \frac{\partial u_{\text{mol},i}}{\partial T} \right)_v = R_{\text{mol}} \left[ \sum_{j=1}^4 j \alpha_{ij} T^{j-1} - 1 \right] \quad (2.19)$$

Η ειδική γραμμομοριακή θερμοχωρητικότητα του συστατικού «i» υπό σταθερή πίεση δίνεται από τη σχέση:

$$c_{\text{pmol},i} = c_{\text{vmol},i} + R_{\text{mol}} = R_{\text{mol}} \sum_{j=1}^4 j \alpha_{ij} T^{j-1} \quad (2.20)$$

Οι τιμές της ειδικής θερμοχωρητικότητας του συστατικού «i» υπό σταθερό όγκο και πίεση υπολογίζονται από τα αντίστοιχα γραμμομοριακά μεγέθη και τις ακόλουθες σχέσεις:

$$c_{vi} = \frac{c_{\text{vmol},i}}{MB_i} \quad (2.21)$$

$$c_{pi} = \frac{c_{\text{pmol},i}}{MB_i} \quad (2.22)$$

Για τον υπολογισμό της ειδικής θερμοχωρητικότητας του μίγματος υπό σταθερή πίεση και όγκο χρησιμοποιούνται οι κάτωθι σχέσεις:

$$c_{p\_mixt} = \sum_{j=1}^n X_j c_{pj} \quad (2.23)$$

$$c_{v\_mixt} = \sum_{j=1}^n X_j c_{vj} \quad (2.24)$$

Ομοίως ισχύει για τον υπολογισμό της ειδικής γραμμομοριακής θερμοχωρητικότητας του μίγματος υπό σταθερή πίεση και όγκο:

$$c_{\text{pmol\_mixt}} = \sum_{i=1}^n X_{\text{mol},i} c_{\text{pmol},i} \quad (2.25)$$

$$c_{\text{vmol\_mixt}} = \sum_{i=1}^n X_{\text{mol},i} c_{\text{vmol},i} \quad (2.26)$$

όπου  $X_{\text{mol},i}$  είναι το γραμμομοριακό κλάσμα του κάθε συστατικού «i» στο μίγμα. Η σταθερά  $\gamma$  των θερμοχωρητικοτήτων του μίγματος αερίων δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\gamma = \frac{C_{\text{pmol\_mixt}}}{C_{\text{vmol\_mixt}}} \quad (2.27)$$

Τα βασικά ρευστομηχανικά μεγέθη, που χρειάζονται για τη «λειτουργία» του μονοζωνικού μοντέλου, είναι η δυναμική συνεκτικότητα (ιξώδες) και η θερμική αγωγιμότητα, που υπολογίζονται από τις ακόλουθες πολυωνυμικές συναρτήσεις με ανεξάρτητη μεταβλητή τη θερμοκρασία:

$$\mu = \sum_{j=1}^5 j \mu_{cj} T^{j-1} \quad (2.28)$$

$$k = \sum_{j=1}^5 j k_{cj} T^{j-1} \quad (2.29)$$

όπου οι συντελεστές  $\mu_{cj}$  και  $k_{cj}$  δίνονται από τον πίνακα 2-2 [7] για κάθε συστατικό του μίγματος.

Ο αδιάστατος αριθμός Prandtl για το εργαζόμενο μέσο του κινητήρα διατυπώνεται ως εξής:

$$Pr = \frac{\mu C_{p\_mixt}}{k} \quad (2.30)$$

j	$k_{cj}$	$\mu_{cj}$
1	$0.2409 \times 10^{-1}$	$0.1721 \times 10^{-4}$
2	$0.7797 \times 10^{-4}$	$0.4710 \times 10^{-7}$
3	$-0.3914 \times 10^{-7}$	$-0.2332 \times 10^{-10}$
4	$0.2414 \times 10^{-10}$	$0.8516 \times 10^{-14}$
5	$-0.6930 \times 10^{-14}$	$-0.1230 \times 10^{-17}$

Πίνακας 2-2 Πολυωνυμικοί Συντελεστές για τον Υπολογισμό της Θερμικής Αγωγιμότητας και του Ιξώδους.

## 2.2.6 Όγκος του Κυλίνδρου σε κάθε Χρονική Στιγμή

Ο όγκος του κυλίνδρου σε κάθε χρονική στιγμή και ο ρυθμός μεταβολής του συναρτήσει της γωνίας στροφάλου δίνονται από τις ακόλουθες σχέσεις [7]:

$$V_{\text{cyl}} = V_{c1} + \frac{\pi D^2}{4} \left[ r(1 - \cos \varphi) + \ell(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}) \right] \quad (2.31)$$

$$\frac{dV_{\text{cyl}}}{d\varphi} = \frac{\pi D^2}{4} \left[ r \sin \varphi \left( 1 + \lambda \cos \varphi / \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \right] \quad (2.32)$$

όπου  $V_{c1}$  είναι ο νεκρός όγκος και  $\lambda$  είναι ο λόγος της ακτίνας  $r$  του στροφάλου προς το μήκος  $\ell$  του διωστήρα ( $\lambda = r/\ell$ ).

Η παράμετρος του «χρόνου» στο μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα είναι η γωνία στροφάλου. Η μετατροπή από το στοιχειώδες χρονικό βήμα «dt» στη στοιχειώδη μεταβολή της γωνίας στροφάλου «dφ» δίνεται από τη σχέση :

$$d\phi = 6N_{rev} dt \quad (2.33)$$

όπου  $N_{rev}$  είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε rpm.

### 2.2.7 Περιγραφή του Μοντέλου της Καύσης

Ο μηχανισμός καύσης στον κύλινδρο περιγράφεται από το μοντέλο των Whitehouse-Way. Το θεωρητικό αυτό μοντέλο μελετά τη διεργασία της καύσης σε δυο μέρη. Στο πρώτο μέρος η καύση καθορίζεται από το ρυθμό αντίδρασης και στο δεύτερο μέρος η καύση βασίζεται στο ρυθμό προετοιμασίας. Ο ρυθμός προετοιμασίας του καυσίμου διατυπώνεται από την ακόλουθη σχέση [6]:

$$P = K_p m_{finj}^{1-x} m_{ub}^x p_o^y \quad (2.34)$$

και εκφράζεται σε kg/μοίρα γωνίας στροφάλου. Οι σταθερές  $x$  και  $y$  έχουν τυπικές τιμές 2/3 και 0.40 αντίστοιχα,  $K_p$  είναι η σταθερά της προετοιμασίας,  $m_{finj}$  είναι η συνολική ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου μέχρι την υπό εξέταση χρονική στιγμή,  $p_o$  είναι η μερική πίεση του οξυγόνου και  $m_{ub}$  είναι η συνολική ποσότητα του μη προετοιμασθέντος καυσίμου, η οποία δίνεται από την παρακάτω σχέση [6]:

$$m_{ub} = m_{finj} - \int P d\phi \quad (2.35)$$

Ο ρυθμός αντίδρασης του καυσίμου εκφράζεται σε kg/μοίρα γωνίας στροφάλου και διατυπώνεται από την ακόλουθη σχέση [6]:

$$R = \frac{K_r p_o}{N_{rev} \sqrt{T}} e^{\frac{-act}{T}} \int (P - R) d\phi \quad (2.36)$$

όπου  $K_r$  είναι η σταθερά της καύσης,  $act$  είναι η ενέργεια ενεργοποίησης και  $T$  η μέση θερμοκρασία του αερίου στον κύλινδρο.

Ο μηχανισμός της καύσης ελέγχεται από το ρυθμό προετοιμασίας του καυσίμου, οπότε ο ρυθμός καύσης του καυσίμου ισούται με την ελάχιστη τιμή των προαναφερθέντων ρυθμών προετοιμασίας και αντίδρασης. Συγκεκριμένα, ο ρυθμός της καύσης διατυπώνεται ως εξής [6]:

$$\frac{dm_{fb}}{d\phi} = R, \text{ αν } R < P \quad (2.37)$$

$$\frac{dm_{fb}}{d\phi} = P, \text{ αν } R > P \quad (2.38)$$

## 2.2.8 Ρυθμός Έγχυσης του Καυσίμου

Όταν ο ρυθμός έγχυσης του καυσίμου δεν είναι γνωστός, τότε η στιγμιαία τιμή της παροχής του εγχυόμενου καυσίμου στον κύλινδρο διατυπώνεται από την ακόλουθη έκφραση [1,2,3]:

$$\frac{dm_{finj}}{dt} = \rho_{fuel} c_{dinj} A_{inj} \sqrt{2(p_{inj} - p_{cyl}) / \rho_{fuel}} \quad (2.39)$$

όπου  $\rho_{fuel}$  η πυκνότητα του καυσίμου,  $c_{dinj}$  ο συντελεστής εκροής της επιφάνειας ροής  $A_{inj}$ ,  $p_{inj}$  η πίεση εγχύσεως και  $p_{cyl}$  η στιγμιαία πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Η πίεση εγχύσεως θεωρείται σταθερή σε όλη τη διάρκεια της εγχύσεως του καυσίμου. Η προσέγγιση αυτή για τον υπολογισμό του ρυθμού έγχυσης καυσίμου είναι επαρκής για συστήματα κοινού οχετού όπως το παρόν.

Η επιφάνεια ροής  $A_{inj}$  του εγχυτήρα υπολογίζεται από τον αριθμό  $N_h$  των οπών του εγχυτήρα και τη διάμετρο  $d_{inj}$  της οπής με βάση την ακόλουθη σχέση [1,2,3]:

$$A_{inj} = N_h \pi \frac{d_{inj}^2}{4} \quad (2.40)$$

Η συνολική ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου  $m_{finj}$  μέχρι την υπό εξέταση χρονική στιγμή δίνεται από το παρακάτω ολοκλήρωμα [1,2,3]:

$$m_{finj} = \int \frac{dm_{finj}}{d\phi} d\phi \quad (2.41)$$

## 2.2.9 Υπολογισμός Συναλλαγής Μάζας μέσω Βαλβίδων

Η ροή μέσω των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής θεωρείται ως μονοδιάστατη συμπιεστή ροή διαμέσου συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου. Ο λόγος των πιέσεων  $p_d$  και  $p_u$  πριν και μετά τη στένωση της ροής αντιστοίχως καθορίζει τη συμπεριφορά της ροής διαμέσου της στένωσης. Η μέγιστη ροή στη στένωση επιτυγχάνεται, όταν η ταχύτητα ροής στη στένωση γίνεται ίση με την ταχύτητα του ήχου. Σε αυτή την περίπτωση η τιμή του λόγου πιέσεων στη στένωση αποκτά την κρίσιμη τιμή [1,2,3,7]:

$$\frac{p_d}{p_u} = \left[ \frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.42)$$

Στην περίπτωση υποκρίσιμης ροής ισχύει:  $\frac{p_d}{p_u} > \left[ \frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$  και η παροχή μάζας για τη ροή διαμέσου της στένωσης διατυπώνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\frac{dm_j}{dt} = c_d A \frac{p_u}{R_{Gu} T_u} \sqrt{\frac{2\gamma R_{Gu} T_u}{\gamma - 1} \left[ \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (2.43)$$

Αντιθέτως, στην περίπτωση που ισχύει:  $\frac{p_d}{p_u} \leq \left[ \frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$ , τότε η ροή είναι ηχητική και η παροχή μάζας διαμέσου της στένωσης διατυπώνεται ως εξής:

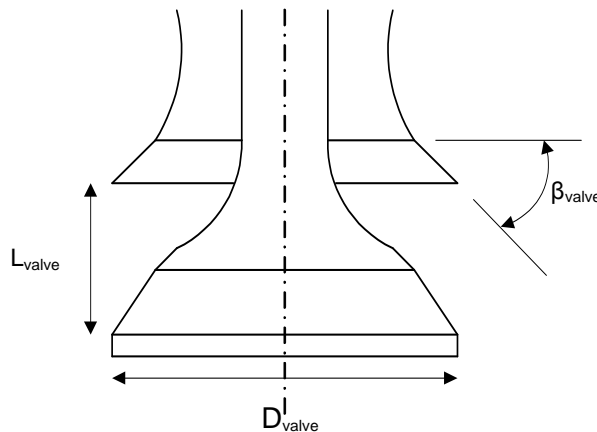
$$\frac{dm_j}{dt} = c_d A \frac{p_u}{R_{Gu} T_u} \sqrt{\gamma R_{Gu} T_u \left[ \frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma - 1}}} \quad (2.44)$$

όπου  $A$  είναι η επιφάνεια της ροής (επιφάνεια στένωσης της βαλβίδας),  $c_d$  ο συντελεστής εκροής και οι δείκτες  $d$ ,  $u$  αντιστοιχούν στην κατόντι και στην ανάντι θέση ως προς την κατεύθυνση της ροής.

Η επιφάνεια της ροής δια μέσου των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής ενός κυλίνδρου δίνεται από τη σχέση [1,2,3]:

$$A = N_{valves} \pi D_{valve} L_{valve} \cos(\beta_{valve}) \quad (2.45)$$

όπου  $N_{valves}$  είναι ο αριθμός των βαλβίδων του κυλίνδρου,  $D_{valve}$  είναι η διάμετρος της κεφαλής της βαλβίδας (εξωτερική διάμετρος του εδράνου της βαλβίδας),  $L_{valve}$  είναι η στιγμιαία τιμή της ανύψωσης της βαλβίδας και  $\beta_{valve}$  η γωνία έδρας της βαλβίδας. Στο σχήμα 2-1 δίνεται η απεικόνιση των βασικών μεγεθών της βαλβίδας, όπου βασίζεται ο υπολογισμός της επιφάνειας ροής.



Σχήμα 2-1 Σχηματική Απεικόνιση της Βαλβίδας και των Κυριότερων Παραμέτρων της.

### 2.2.10 Υπολογισμός των Απωλειών Θερμότητας

Οι απώλειες θερμότητας σε κάθε κύλινδρο υπολογίζονται από το μοντέλο του Annand, του οποίου η διατύπωση για τον ρυθμό απωλειών θερμότητας σε έναν κύλινδρο είναι η ακόλουθη [1,2,3,8]:



$$\frac{dQ_{cyl,j}}{dt} = A \left[ a \frac{k}{D} Re^b (T_w - T) + c(T_w^4 - T^4) \right] \quad (2.46)$$

όπου  $a$ ,  $b$ ,  $c$  είναι συντελεστές του μοντέλου του Annand,  $D$  είναι η διάμετρος του εμβόλου,  $k$  η θερμική αγωγιμότητα του εργαζόμενου μίγματος εντός του κυλίνδρου,  $A$  η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας,  $Re$  ο αριθμός Reynolds του αερίου εντός του κυλίνδρου και  $T_w$  η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου.

Η στιγμιαία επιφάνεια συναλλαγής της θερμότητας με τα τοιχώματα του κυλίνδρου υπολογίζεται ως εξής:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} + \pi D x_s \quad (2.47)$$

όπου  $x_s$  είναι το στιγμιαίο ύψος του κυλίνδρου, δηλαδή η στιγμιαία απόσταση της επιφάνειας του εμβόλου που βρίσκεται σε επαφή με το αέριο με την κεφαλή του κυλίνδρου.

Η μέση ταχύτητα του εμβόλου  $V_p$  υπολογίζεται από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα  $N_{rev}$  με βάση την ακόλουθη σχέση [7]:

$$V_p = \frac{N_{rev} S}{30} \quad (2.48)$$

όπου  $S$  είναι η διαδρομή του εμβόλου.

Ο αδιάστατος αριθμός Reynolds του αερίου εντός του κυλίνδρου ισούται με:

$$Re = \rho_{mixt} \frac{D V_p}{\mu} \quad (2.49)$$

όπου οι χαρακτηριστικές τιμές της ταχύτητας και του μήκους είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου και η διάμετρος του κυλίνδρου  $D$  αντίστοιχα. Η πυκνότητα και η συνεκτικότητα του εργαζόμενου μέσου συμβολίζονται με  $\rho_{mixt}$  και  $\mu$  αντιστοίχως.

Όσον αφορά τις απώλειες θερμότητας στον οχετό εισαγωγής αυτές αμελούνται, ενώ οι απώλειες θερμότητας στον οχετό εξαγωγής θεωρούνται ίσες με κάποιο ποσοστό της εισερχόμενης ενέργειας του καυσαερίου ελλείψει πρόσθετων στοιχείων. Η παραδοχή αυτή είναι αρκετά απλουστευτική αλλά έχει εφαρμοστεί στο παρελθόν σε παρόμοιους κινητήρες [1].

### 2.2.11 Προσομοίωση Λειτουργίας Πολυκύλινδρου Κινητήρα

Η μέτρηση του χρόνου δηλαδή της γωνίας περιστροφής  $\varphi$  του στροφάλου γίνεται με την επιλογή ενός κυλίνδρου ως σημείο αναφοράς. Η γωνία εκκίνησης (χρονικό σημείο εκκίνησης) της υπολογιστικής διαδικασίας είναι η γωνία κατά την οποία κλείνουν οι βαλβίδες εισαγωγής, όπου ξεκινάει η φάση της συμπίεσης στον κύλινδρο αναφοράς. Η προσομοίωση της λειτουργίας των υπόλοιπων κυλίνδρων του κινητήρα βασίζεται στην ύπαρξη διαφοράς φάσης

όσον αφορά τη λειτουργία τους (φαινόμενο ηχούς) [1,2]. Συνεπώς, όταν σε κάποιον κύλινδρο ξεκινάει η συμπίεση σε κάποιον άλλον μπορεί να ολοκληρώνεται η διαδικασία της καύσης. Η διαφορά φάσης μεταξύ των κυλίνδρων δίνεται από τη σχέση:

$$\Delta\varphi_{cyl} = \frac{720}{N_{cyl}} \quad (2.50)$$

όπου  $N_{cyl}$  είναι το πλήθος των κυλίνδρων του κινητήρα.

## 2.2.12 Προσομοίωση του Υπερπληρωτή Χωρίς Χρήση Χαρτών Λειτουργίας

Στην ενότητα αυτή περιγράφεται η προσομοίωση της λειτουργίας του υπερπληρωτή του κινητήρα Diesel, όπου οι τιμές των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης στροβίλου και συμπιεστή δεν υπολογίζονται αλλά είναι ήδη γνωστές.

Η ισχύς  $Power_{compr}$ , που απαιτείται από το συμπιεστή προκειμένου αυτός να τροφοδοτήσει τον κινητήρα Diesel με αέρα αυξημένης πίεσης, δίνεται από τη σχέση [1,7,9]:

$$Power_{compr} = \frac{\dot{m}_{compr} c_{p,air} T_{air1}}{n_{compr}} \left( p_{boost}^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (2.51)$$

όπου  $T_{air1}$  είναι η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του συμπιεστή,  $p_{boost}$  είναι η πίεση της υπερπλήρωσης,  $n_{compr}$  ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή και  $\dot{m}_{compr}$  είναι η παροχή μάζας του αέρα.

Η παραγόμενη ισχύς  $Power_{turb}$  στο στρόβιλο του υπερπληρωτή υπολογίζεται από τη σχέση [1,7,9]:

$$Power_{turb} = \dot{m}_{turb} c_{p,exh} T_{exh1} n_{turb} \left( 1 - \left( \frac{P_{exh2}}{P_{exh1}} \right)^{\frac{\gamma_{exh}-1}{\gamma_{exh}}} \right) \quad (2.52)$$

όπου  $T_{exh1}$  είναι η θερμοκρασία του καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου,  $P_{exh1}$  και  $P_{exh2}$  είναι οι πιέσεις στην είσοδο και στην έξοδο του στροβίλου αντίστοιχα,  $n_{turb}$  είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου και  $\dot{m}_{turb}$  είναι η παροχή μάζας του καυσαερίου.

Η απαιτούμενη ισχύς από το συμπιεστή παρέχεται από το στρόβιλο σύμφωνα με το ενεργειακό ισοζύγιο του υπερπληρωτή το οποίο διατυπώνεται ως εξής [1,7,9]:

$$Power_{compr} = Power_{turb} n_{mTC} \quad (2.53)$$

όπου  $n_{mTC}$  είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του άξονα του υπερπληρωτή.

Επιπροσθέτως, σύμφωνα με την αρχή της συνέχειας στον υπερπληρωτή ισχύει [1,7,9]:

$$\dot{m}_{turb} = \dot{m}_{compr} + \dot{m}_{finj} \quad (2.54)$$

Για την εκτίμηση της ροής μέσω του στρόβιλου γίνεται θεώρηση αποκλίνοντος-συγκλίνοντος ακροφυσίου. Η στοιχειώδης μάζα του καυσαερίου, που διέρχεται από το στρόβιλο σε κάθε χρονικό βήμα της ολοκλήρωσης, υπολογίζεται από τις σχέσεις 2.43 και 2.44 για τη μονοδιάστατη συμπιεστή ροή οπότε ισχύει [1,2]:

$$dm_{\text{turb}} = f(A_{\text{turb}})dt \quad (2.55)$$

όπου  $A_{\text{turb}}$  είναι η επιφάνεια της ροής του ακροφυσίου, που αντιστοιχεί στο στρόβιλο του υπερπληρωτή.

Το ψυγείο του αέρα τοποθετείται μετά το συμπιεστή και η θερμοκρασία του αέρα  $T_{\text{air3}}$  στην έξοδο του ψυγείου δίνεται από τη σχέση [1]:

$$T_{\text{air3}} = T_{\text{air2}} (1 - \text{EFF}_{\text{AC}}) + \text{EFF}_{\text{AC}} \cdot T_{\text{cw\_in}} \quad (2.56)$$

όπου  $\text{EFF}_{\text{AC}}$  είναι η αποδοτικότητα του ψυγείου,  $T_{\text{air2}}$  και  $T_{\text{cw\_in}}$  είναι οι θερμοκρασίες του αέρα και του ψυκτικού μέσου αντίστοιχα στην είσοδο του ψυγείου.

Συνοψίζοντας τα ανωτέρω, η διαδικασία της προσομοίωσης του υπερπληρωμένου κινητήρα έχει ως ακολούθως [1,2]:

Η πίεση της υπερπλήρωσης, η παροχή μάζας του αέρα και οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου αποτελούν τις παραμέτρους εισόδου για το μοντέλο προσομοίωσης. Η υπολογιστική διαδικασία ξεκινά με μια αρχική τιμή για την επιφάνεια  $A_{\text{turb}}$  του ακροφυσίου του στρόβιλου. Ο υπολογισμός γίνεται σε κάθε χρονικό βήμα για τους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής, καθώς και τους κυλίνδρους. Η μάζα του καυσαερίου, που διέρχεται από το στρόβιλο, υπολογίζεται από τη σχέση 2.55 και ταυτόχρονα εκτιμάται και η παραγόμενη ενέργεια στο στρόβιλο σε κάθε χρονικό βήμα. Με τη συμπλήρωση ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας του κινητήρα υπολογίζεται η συνολική παροχή μάζας του καυσαερίου και η παραγόμενη ισχύς στο στρόβιλο. Στο τέλος κάθε κύκλου λειτουργίας ελέγχεται η σύγκλιση της αρχής της συνέχειας για τον υπερπληρωτή (σχέση 2.54) και το ενεργειακό ισοζύγιο (σχέση 2.53). Σε περίπτωση, που δεν επιτυγχάνεται το ισοζύγιο ενέργειας και μάζας στον υπερπληρωτή, τότε δίνεται νέα τιμή για την επιφάνεια  $A_{\text{turb}}$  και η διαδικασία συνεχίζεται μέχρι την επίτευξη της σύγκλισης. Ο υπολογισμός του  $A_{\text{turb}}$  βασίζεται στην αριθμητική μέθοδο Newton-Raphson. Όταν επιτευχθεί η σύγκλιση στον υπερπληρωτή, τότε ο αλγόριθμος συνεχίζεται και στο τέλος κάθε κύκλου λειτουργίας ελέγχεται η θερμοδυναμική σύγκλιση στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής, καθώς και στους κυλίνδρους. Συγκεκριμένα, οι τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας στους κυλίνδρους και στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής δεν πρέπει να αποκλίνουν σε σχέση με τις αντίστοιχες τιμές του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας. Το περιθώριο σφάλματος για τη σύγκλιση του μοντέλου του υπερπληρωτή και για τη θερμοδυναμική σύγκλιση του μοντέλου προσομοίωσης του κινητήρα είναι της τάξης του 0.1%.

## Σύμβολα Κεφαλαίου 2:

A	Επιφάνεια	(m <sup>2</sup> )
a	Σταθερά Μοντέλου Annand	(-)
act	Ενέργεια Ενεργοποίησης	(K)
b	Σταθερά Μοντέλου Annand	(-)
c	Σταθερά Μοντέλου Annand	(-)
c <sub>d</sub>	Συντελεστής Εκροής	(-)
c <sub>v</sub>	Θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο	(kJ/kgK)
c <sub>p</sub>	Θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	(kJ/kgK)
dt	Χρονικό Βήμα Ολοκλήρωσης	(sec)
D	Διάμετρος Εμβόλου	(m)
D <sub>valve</sub>	Διάμετρος Κεφαλής της Βαλβίδας	(m)
EFF	Αποδοτικότητα Εναλλάκτη	(-)
h	Ενθαλπία	(kJ/kg)
k	Θερμική Αγωγιμότητα	(W/mK)
K <sub>p</sub>	Συντελεστής Προετοιμασίας Καυσίμου	(-)
K <sub>r</sub>	Συντελεστής Καύσης Καυσίμου	(-)
ℓ	Μήκος Διωστήρα	(m)
L <sub>valve</sub>	Στιγμαία Ανύψωση Βαλβίδας	(m)
m	Μάζα	(kg)
n	Βαθμός Απόδοσης	(-)
n <sub>mTC</sub>	Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης Υπερπληρωτή	(-)
N <sub>h</sub>	Αριθμός Οπών του Εγχυτήρα	(-)
N <sub>valves</sub>	Αριθμός Βαλβίδων (Εισαγωγής ή Εξαγωγής) σε κάθε Κύλινδρο	(-)
N <sub>cyl</sub>	Συνολικός Αριθμός Κυλίνδρων	(-)
N <sub>rev</sub>	Ταχύτητα περιστροφής Κινητήρα	(rpm)
P	Ρυθμός Προετοιμασίας Καυσίμου	(kg/°)
p	Πίεση	(Pa)
p <sub>o</sub>	Μερική Πίεση Οξυγόνου	(Pa)
Power	Ισχύς	(kW)
Pr	Αριθμός Prandtl	(-)
Q	Θερμότητα	(kW)
r	Ακτίνα του Στροφάλου	(m)
R	Ρυθμός Καύσης	(kg/°)
Re	Αριθμός Reynolds	(-)
R <sub>G</sub>	Σταθερά των Αερίων	(J/kg K)
R <sub>mol</sub>	Γενική Σταθερά των Αερίων	(J/kmol K)

S	Διαδρομή Εμβόλου	(m)
T	Θερμοκρασία	(K)
U	Εσωτερική Ενέργεια	(kJ/kg)
V	Όγκος	(m <sup>3</sup> )
V <sub>c1</sub>	Επιζήμιος (Νεκρός) Όγκος	(m <sup>3</sup> )
V <sub>p</sub>	Μέση Ταχύτητα Εμβόλου	(m/sec)
x <sub>s</sub>	Διαδρομή Εμβόλου	(m)

### **Ελληνικά σύμβολα:**

β <sub>valve</sub>	Γωνία Έδρας Βαλβίδας	(°)
γ	Λόγος Αερίων	(-)
Δφ	Διαφορά Φάσης	(°)
λ	Λόγος Ακτίνας Στροφάλου προς Μήκος Διωστήρα	(-)
μ	Συνεκτικότητα	(Pa s)
MB	Μοριακό Βάρος	(kg/kmol)
ρ	Πυκνότητα	(kg/m <sup>3</sup> )
φ	Γωνία Στροφάλου	(°)

### **Δείκτες:**

AC	Ψυγείο του Αέρα
air	Αέρας Υπερπλήρωσης
boost	Υπερπλήρωση
compr	Συμπιεστής
cw_in	Ψυκτικό Νερό στην Είσοδο του Ψυγείου του Αέρα
cyl	Κύλινδρος
d	Κατάντι
exh	Καυσαέριο
exhm	Οχετός Εξαγωγής
fb	Καιόμενο Καύσιμο
finj	Εγχυόμενο Καύσιμο
fuel	Καύσιμο
inlm	Οχετός Εισαγωγής
inj	Εγχυτήρας
mixt	Μίγμα
mol	Γραμμομοριακό

turb	Στρόβιλος
u	Ανάντι
ub	Μη προετοιμασμένο Καύσιμο
valve	Βαλβίδα
w	Τοίχωμα Κυλίνδρου

## **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 2**

- 1) **Γιακουμής, Ε. Γ.**, “Μεταβατική Κατάσταση Λειτουργίας Κινητήρων Diesel”, Διδακτορική Διατριβή, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ, 1997.
- 2) **Χουντάλας, Δ.Θ.**, “Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα Diesel με Έμμεση Έγχυση”, Διδακτορική Διατριβή, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, Αθήνα 1989.
- 3) **Παπαγιαννάκης, Γ.Ρ.**, “Μελέτη της Συμπεριφοράς Κινητήρων Ντίζελ με χρήση Υγρών και Αερίων Καυσίμων”, Διδακτορική Διατριβή, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, Αθήνα 2002.
- 4) **Ρακόπουλος, Κ.Δ.**, “Αρχές Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης: Εισαγωγή-Λειτουργία-Θερμοδυναμική”, Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα 1988
- 5) **Ramos, J.I.**, Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere, NY, 1989.
- 6) **R.S.Benson, N.D. Whitehouse**, “Internal Combustion Engines”, Pergamon Press, Oxford, 1973.
- 7) **Heywood, J.B.**, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, New York, 1988.
- 8) **Annand, W.J.D.** “Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 177, pp. 973-990, 1963.
- 9) **Watson, N., Janota, M.S.**, “Turbocharging the Internal Combustion Engine”, Macmillan Press, London, 1982.

## Κεφάλαιο 3

### Περιγραφή των Κινητήρων που Χρησιμοποιούνται και Αξιολόγηση του Μοντέλου Προσομοίωσης

#### 3.1 Εισαγωγή

Στην παρούσα εργασία γίνεται χρήση δυο διαφορετικών κινητήρων Diesel βαρέων οχημάτων για τους οποίους διατέθηκαν πειραματικά δεδομένα από την κατασκευάστρια εταιρεία IVECO. Η εξέταση των τεχνικών ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου μέσω διαφόρων διατάξεων στροβιλουπερπλήρωσης γίνεται για τον πρώτο κινητήρα Diesel. Όπως θα αναλυθεί στα επόμενα κεφάλαια της διατριβής, το σύστημα του κύκλου Rankine δημιουργεί δυνατότητες πρόσθετης ανάκτησης θερμότητας από άλλες πηγές εκτός του κύριου ρεύματος καυσαερίου. Έτσι, στη διερεύνηση του συστήματος κύκλου Rankine χρησιμοποιείται ο δεύτερος κινητήρας με αυξημένη συγκέντρωση ισχύος για τον οποίο είναι διαθέσιμες οι πειραματικές τιμές των ποσών θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου και του ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης.

Η προσομοίωση των τεχνικών ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου μέσω στροβιλουπερπλήρωσης βασίζεται στην τροποποίηση του μονοζωνικού μοντέλου, που περιγράφηκε προηγουμένως, και εφαρμόζεται μόνο στον πρώτο κινητήρα. Αντιθέτως, η λειτουργία του δεύτερου κινητήρα Diesel δεν προσομοιώνεται διότι τα απαιτούμενα στοιχεία για την ανάλυση του κύκλου Rankine είναι οι συνθήκες του καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή, καθώς και μερικά λειτουργικά στοιχεία του κινητήρα. Έτσι, χρησιμοποιούνται μόνο τα στοιχεία των πειραματικών μετρήσεων του δεύτερου κινητήρα Diesel, τα οποία είναι επαρκή για τη διερεύνηση του κύκλου Rankine. Στο παρόν κεφάλαιο παρέχονται τα γεωμετρικά και λειτουργικά στοιχεία των δυο εξεταζόμενων κινητήρων. Επιπροσθέτως, παρουσιάζεται η αξιολόγηση της ικανότητας του μονοζωνικού μοντέλου να προβλέπει τις βασικές παραμέτρους της λειτουργίας του κινητήρα Diesel, καθώς και εκείνα τα μεγέθη, που κρίνονται απαραίτητα για τη διερεύνηση των δυνατοτήτων ανάκτησης της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου.

#### 3.2 Περιγραφή των Χαρακτηριστικών των Εξεταζόμενων Κινητήρων

Ο πρώτος κινητήρας που εξετάζεται είναι ο κινητήρας της εταιρείας IVECO της σειράς Cursor 10. Ο κινητήρας αυτός είναι ένας εξακύλινδρος υπερπληρωμένος κινητήρας Diesel βαρέως τύπου οχήματος με διάμετρο εμβόλου 125 mm, διαδρομή εμβόλου 140 mm και λόγο



συμπίεσης 16.5:1. Ο κινητήρας είναι εξοπλισμένος με σύστημα έγχυσης καυσίμου κοινού οχετού επιτρέποντας τη μεταβολή τόσο της πίεσης έγχυσης όσο και της προπορείας έγχυσης. Η μέγιστη μέση ενεργός πίεση του κινητήρα είναι 27 bar και η μέγιστη τιμή της ισχύος είναι 335.78 kW για ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 2100 rpm. Στη συνέχεια της διατριβής ο κινητήρας αυτός θα αποκαλείται ως «κινητήρας A» για λόγους απλότητας και συντομίας.

Τα στοιχεία, που παρατίθενται στους παρακάτω πίνακες 3-1 και 3-2, αναφέρονται στις 1300, 1700 και 2100 rpm για την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και για τέσσερα φορτία του κινητήρα: 100%, 75%, 50%, 25%. Τα περιεχόμενα των πινάκων 3-1 και 3-2 προέκυψαν από πειραματικές μετρήσεις της κατασκευάστριας εταιρείας IVECO για τον «κινητήρα A».

Στον πίνακα 3-1 δίνονται η πίεση εγχύσεως  $P_{inj}$ , η προπορεία εγχύσεως, η παροχή μάζας του εγχυόμενου καυσίμου, η παραγόμενη ισχύς και ο λόγος αέρα καυσίμου AF για τον «κινητήρα A» σε όλα τα ανωτέρω σημεία λειτουργίας. Επιπροσθέτως, στον πίνακα 3-2 παρουσιάζονται οι τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης, της πίεσης και της θερμοκρασίας του καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής, καθώς και η μέγιστη πίεση λειτουργίας του κινητήρα.

Ο δεύτερος κινητήρας της εταιρείας IVECO («κινητήρας B») είναι πειραματικός με υψηλή συγκέντρωση ισχύος και αναπτύχθηκε στα πλαίσια του ερευνητικού προγράμματος «Green Heavy Duty Engine». Ο συγκεκριμένος κινητήρας Diesel είναι ίδιων διαστάσεων με τον προαναφερθέντα «κινητήρα A» αλλά με διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, διβάθμιο υπερπληρωτή και σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR). Η μέγιστη τιμή της μέσης ενεργού πίεσης του «κινητήρα B»  $b_{mp}$  είναι ίση με 33 bar. Η απομάστευση του καυσαερίου για την ανακυκλοφορία του γίνεται πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή, οπότε πρόκειται για ανακυκλοφορία καυσαερίου υψηλής πίεσης. Τα στοιχεία για αυτόν τον κινητήρα Diesel διατέθηκαν από τον κατασκευαστή και παρέχονται στους πίνακες 3-3 και 3-4.

Στον πίνακα 3-3 δίνονται οι τιμές της παραγόμενης ισχύος, του λόγου αέρα καυσίμου  $\lambda$ , καθώς και των παροχών μάζας του αέρα  $\dot{m}_{AIR}$ , του κύριου ρεύματος καυσαερίου  $\dot{m}_{exh}$  και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου  $\dot{m}_{EGR}$ .

Στον πίνακα 3-4 παρέχονται οι τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης, της πίεσης του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, της θερμοκρασίας  $T_{exh\_out}$  με την οποία εξέρχεται το καυσαέριο από το στρόβιλο του υπερπληρωτή στο περιβάλλον, της θερμοκρασίας  $T_{EGR}$  του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου πριν αυτό ψυχθεί και της θερμοκρασίας του αέρα  $T_{AIR}$  πριν εισέρθει στο ψυγείο αέρος. Η θερμοκρασία του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου μετά την ψύξη του είναι 150°C σε όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Όπως και στον προηγούμενο κινητήρα Diesel, τα στοιχεία που παρατίθενται στους πίνακες 3-3 και 3-4 αναφέρονται στις τιμές 1300, 1700 και 2100 rpm της ταχύτητας περιστροφής του και για τα φορτία 100%, 75%, 50% και 25%.

Ταχύτητα Περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	$\dot{m}_{fuel}$ (kg/h)	Προπορεία Εγχύσεως (°)	$P_{ini}$ (bar)	Ισχύς (kW)	AF(-)
1300	100	55.40	-6	950	293.90	22.62
1300	75	40.10	-7	900	214.26	25.32
1300	50	27.28	-7	900	142.93	29.20
1300	25	14.80	-4	800	71.47	36.73
1700	100	63.3	-8	1280	334.13	24.41
1700	75	46.95	-8	1100	248.86	28.65
1700	50	32.4	-7	1100	165.91	35.11
1700	25	18.03	-6	1000	82.95	42.48
2100	100	66.11	-13	1480	335.78	24.92
2100	75	49.92	-8	1400	249.14	31.18
2100	50	34.83	-8	1400	166.02	38.99
2100	25	20.51	-6	1250	83.12	51.12

Πίνακας 3-1 Τιμές της Παροχής Μάζας του Καυσίμου, της Προπορείας και της Πίεσης Εγχύσεως, του Λόγου Αέρα Καυσίμου και της Παραγόμενης Ισχύος στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου του «Κινητήρα Α» στις 1300, 1700 και 2100rpm.

Ταχύτητα Περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	$P_{boost}$ (bara)	$P_{max}$ (bar)	$T_{exh}$ (°C)	$P_{exh}$ (bar)
1300	100	3.02	178.20	618.20	2.61
1300	75	2.43	153.60	534.90	2.32
1300	50	1.91	131.00	455.40	1.99
1300	25	1.30	80.50	359.50	1.38
1700	100	2.88	176.90	585.40	2.66
1700	75	2.48	155.80	501.95	2.41
1700	50	2.09	134.00	420.20	2.24
1700	25	1.40	86.90	343.00	1.52
2100	100	2.51	173.00	590.60	2.59
2100	75	2.35	144.40	496.75	2.56
2100	50	2.04	128.40	407.05	2.33
2100	25	1.56	90.30	320.15	1.85

Πίνακας 3-2 Τιμές Πίεσης και Θερμοκρασίας στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου του «Κινητήρα Α» στις 1300, 1700 και 2100rpm.

Ταχύτητα Περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	$\dot{m}_{AIR}$ (kg/s)	$\dot{m}_{exh}$ (kg/s)	$\dot{m}_{EGR}$ (kg/s)	$\lambda$ (-)
1300	100	361.8	0.414	0.4337	0.0872	1.402
1300	75	277.8	0.320	0.3351	0.0877	1.416
1300	50	190.8	0.222	0.2327	0.1039	1.379
1300	25	93.0	0.136	0.1418	0.0966	1.553
1700	100	366.6	0.474	0.4945	0.0982	1.540
1700	75	277.8	0.390	0.4058	0.1046	1.641
1700	50	183.6	0.288	0.2993	0.1314	1.693
1700	25	90.0	0.172	0.1784	0.1194	1.778
2100	100	251.4	0.448	0.4635	0.0892	1.926
2100	75	193.8	0.388	0.4007	0.101	2.041
2100	50	126.6	0.298	0.3074	0.1324	2.102
2100	25	61.2	0.184	0.1897	0.1246	2.163

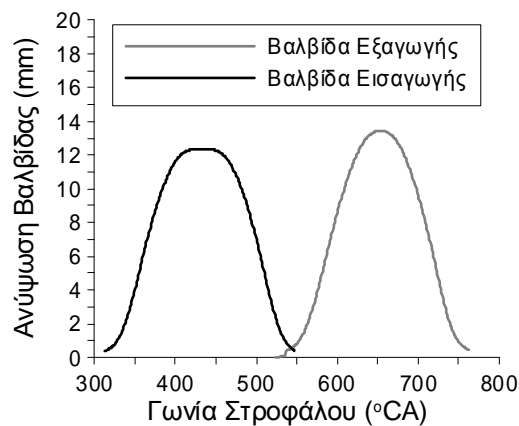
Πίνακας 3-3 Τιμές της Παροχής Μάζας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου και του Αέρα Υπερπλήρωσης, της Παραγόμενης Ισχύος και του Λόγου Αέρα Καυσίμου στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου του «Κινητήρα Β» στις 1300, 1700 και 2100rpm.

Ταχύτητα Περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	$P_{boost}$ (bara)	$P_{EGR}$ (bar)	$T_{exh\_out}$ (°C)	$T_{EGR}$ (°C)	$T_{AIR}$ (°C)
1300	100	4.24	3.83	430.9	617.9	217.600
1300	75	3.47	3.18	416.1	573.7	185.420
1300	50	2.85	2.79	385.3	517.3	155.550
1300	25	2.12	2.23	315.7	411.1	113.700
1700	100	3.84	4.14	397.8	581.0	201.460
1700	75	3.36	3.87	354.3	518.2	180.417
1700	50	2.96	3.79	306.6	455.3	161.172
1700	25	2.08	2.47	285.3	383.4	111.130
2100	100	3.03	3.79	337.8	491.4	164.670
2100	75	2.78	3.55	314.9	457.3	151.900
2100	50	2.52	3.47	278.7	409.1	137.720
2100	25	1.82	2.24	263.2	346.2	93.470

Πίνακας 3-4 Τιμές της Πίεσης Υπερπλήρωσης, της Πίεσης και Θερμοκρασίας του Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου, της Θερμοκρασίας του Αέρα Υπερπλήρωσης και της Θερμοκρασίας του Καυσαερίου στην Έξοδο του Στροβίλου του Υπερπληρωτή στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου του «Κινητήρα Β» στις 1300, 1700 και 2100rpm.

Συνοψίζοντας, ο «κινητήρας Α» χρησιμοποιείται στη διερεύνηση των τεχνικών ανάκτησης θερμότητας μέσω στροβιλουπερπλήρωσης, ενώ ο «κινητήρας Β» χρησιμοποιείται στη διερεύνηση των τεχνικών ανάκτησης θερμότητας με χρήση κύκλου Rankine και θερμοηλεκτρικής γεννήτριας. Όπως διαπιστώνεται, η εξέταση των δυνατοτήτων ανάκτησης θερμότητας από το ρεύμα του καυσαερίου ανακυκλοφορίας και το ψυγείο αέρος είναι εφικτή για τον «κινητήρα Β», όπου υπάρχουν διαθέσιμα στοιχεία.

Στο σχήμα 3-1 απεικονίζεται η ανύψωση των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Στη συνέχεια δίνονται τα γεωμετρικά στοιχεία των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής στον πίνακα 3-5. Στους πίνακες 3-6 και 3-7 δίνονται τα δεδομένα και οι χρονοισμοί αντίστοιχα για τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής του κινητήρα.



Σχήμα 3-1 Ανύψωση Βαλβίδων Εισαγωγής και Εξαγωγής.

	Οχετός Εισαγωγής	Οχετός Εξαγωγής
Όγκος (cm <sup>3</sup> )	7090	1960
Διατομή (m <sup>2</sup> )	0.0045	0.00067
Συντελεστής Εκροής CD	0.90	0.75

Πίνακας 3-5 Χαρακτηριστικά Δεδομένα Οχετών Εισαγωγής και Εξαγωγής.

	Εισαγωγής	Εξαγωγής
Αριθμός Βαλβίδων	2	2
Διάμετρος Βαλβίδων (mm)	37.5	37
Γωνία Έδρας Βαλβίδας (°)	38	30
Συντελεστής Εκροής c <sub>d</sub>	0.85	0.65

Πίνακας 3-6 Χαρακτηριστικά Δεδομένα Βαλβίδων Εισαγωγής και Εξαγωγής.

Γωνία Ανοίγματος Βαλβίδων Εισαγωγής	524° CA
Γωνία Κλεισίματος Βαλβίδων Εισαγωγής	32° CA
Γωνία Ανοίγματος Βαλβίδων Εξαγωγής	312° CA
Γωνία Κλεισίματος Βαλβίδων Εξαγωγής	548° CA

Πίνακας 3-7 Χρονισμοί Βαλβίδων Εισαγωγής και Εξαγωγής.

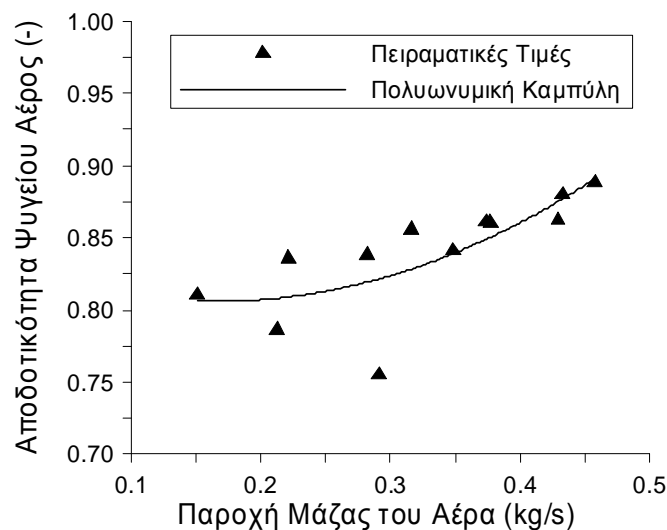
Για την προσομοίωση του κινητήρα Diesel η αποδοτικότητα του ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης  $EFF_{AC}$  υπολογίζεται από την παροχή μάζας του αέρα  $\dot{m}_{AIR}$  με βάση το παρακάτω πολυώνυμο:

$$EFF_{AC} = e_{f,1} + e_{f,2} \dot{m}_{AIR} + e_{f,3} \dot{m}_{AIR}^2 \quad (3.1)$$

Ο υπολογισμός των συντελεστών του πολυωνύμου βασίζεται στις πειραματικές τιμές της απόδοσης του ψυγείου αέρος, που απεικονίζονται στο σχήμα 3-2 για όλα τα εξεταζόμενα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα, στο σχήμα 3-2 φαίνεται η πολυωνυμική καμπύλη δευτέρου βαθμού, που προσεγγίζει τις τιμές της απόδοσης του ψυγείου αέρος. Χρησιμοποιώντας την μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων υπολογίζονται οι τιμές των πολυωνυμικών συντελεστών  $e_{f,1}$ ,  $e_{f,2}$  και  $e_{f,3}$ , οι οποίες δίνονται στον πίνακα 3-8.

$e_{f,1}$	$e_{f,2}$	$e_{f,3}$
0.8347	- 0.3395	1.0104

Πίνακας 3-8 Τιμές των Συντελεστών της Πολυωνυμικής Συνάρτησης για τον Υπολογισμό της Αποδοτικότητας του Ψυγείου Αέρος.



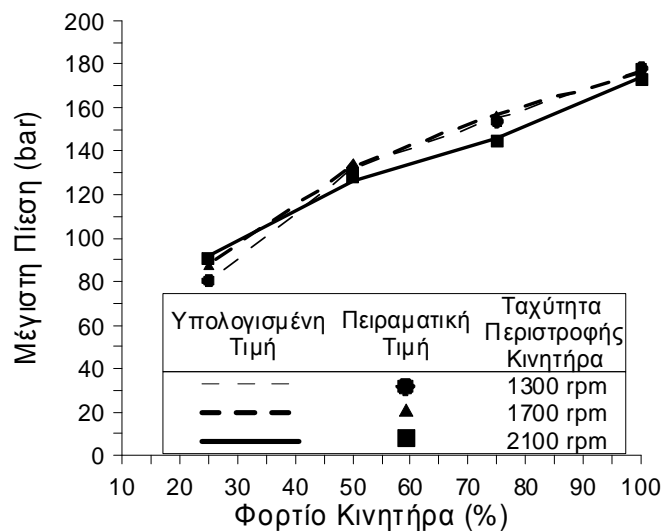
Σχήμα 3-2 Αποδοτικότητα του Ψυγείου Αέρος συναρτήσει της Παροχής Μάζας του Αέρα Υπερπλήρωσης του «Κινητήρα Α».

### 3.3 Αξιολόγηση της Προγνωστικής Ικανότητας του Μοντέλου Προσομοίωσης του Κινητήρα

Η ανάλυση των τεχνικών ανάκτησης της θερμότητας του καυσαερίου μέσω του στροβίλου του υπερπληρωτή και της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης βασίζεται στο μονοζωνικό μοντέλο, που περιγράφηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο. Για αυτό το λόγο κρίνεται απαραίτητη η αξιολόγηση του μοντέλου προσομοίωσης στον «κινητήρα Α», ώστε να χρησιμοποιηθεί στη συνέχεια για τη διερεύνηση των προαναφερθέντων τεχνικών ανάκτησης θερμότητας.

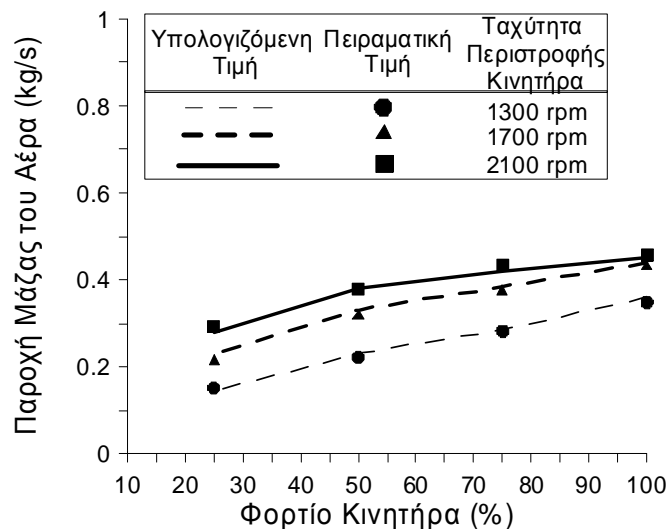
Το μονοζωνικό μοντέλο βαθμονομήθηκε χρησιμοποιώντας τα πειραματικά δεδομένα του «κινητήρα Α» στις 1700 rpm και στο πλήρες φορτίο. Η διαδικασία της βαθμονόμησης έγινε για το συντελεστή προετοιμασίας του μοντέλου καύσης Whitehouse Way με κριτήριο την μέγιστη πίεση καύσης [1,2]. Για την προσομοίωση του υπερπληρωτή χρησιμοποιήθηκαν οι τιμές των βαθμών απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου, που προκύπτουν από τα πειραματικά δεδομένα του κινητήρα. Η τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης διατηρήθηκε ίση με την αντίστοιχη πειραματική τιμή σε κάθε φορτίο και ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Ακολούθως η προσομοίωση εφαρμόζεται σε όλες τις τιμές της ταχύτητας περιστροφής και σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης συγκρίνονται με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα προκειμένου να ελεγχθεί η αξιοπιστία του.

Στο σχήμα 3-3 παρατηρείται μικρή απόκλιση μεταξύ των τιμών της μέγιστης πίεσης του «κινητήρα Α», που υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης, με τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές.



Σχήμα 3-3 Σύγκριση Πειραματικών και Υπολογιζόμενων τιμών της Μέγιστης Πίεσης του «Κινητήρα Α» στις 1300, 1700 και 2100 rpm και για τα φορτία 25%, 50%, 75% και 100%.

Στο σχήμα 3-4 φαίνεται ότι οι τιμές της παροχής μάζας του αέρα υπερπλήρωσης, που υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα, παρουσιάζουν μικρή απόκλιση σε σχέση με τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές, όπως εξάλλου αναμενόταν αφού οι τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης και του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή είναι ίδιες με τις αντίστοιχες πειραματικές.

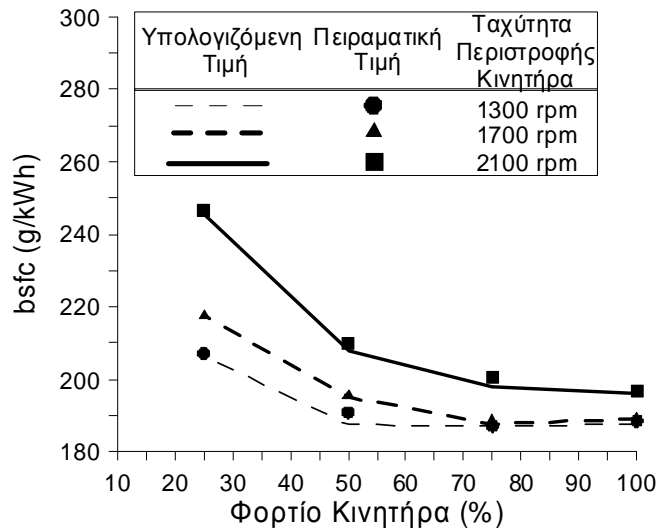


Σχήμα 3-4 Σύγκριση Πειραματικών και Υπολογιζόμενων τιμών της Παροχής Μάζας του Αέρα Υπερπλήρωσης στον «Κινητήρα Α» στις 1300, 1700 και 2100 rpm και για τα φορτία 25%, 50%, 75% και 100%.

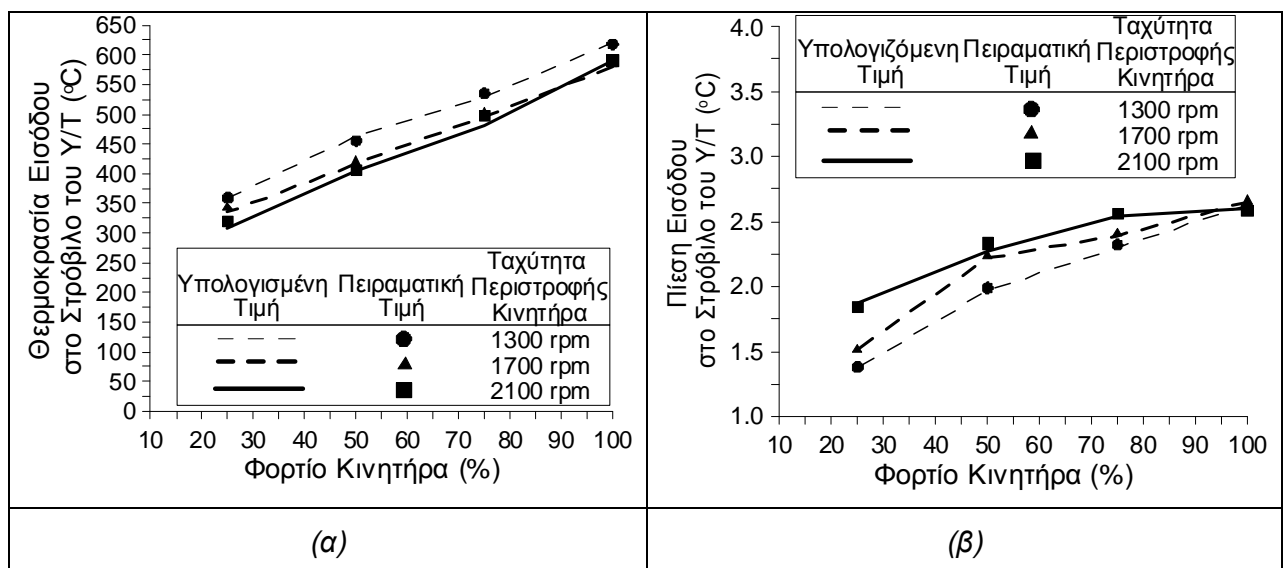
Στην παρούσα διδακτορική διατριβή η αξιολόγηση των τεχνικών ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου γίνεται με κριτήριο την επίπτωση τους στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα. Όπως παρατηρείται στο σχήμα 3-5, οι τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, που υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα, διαφέρουν ελάχιστα συγκριτικά με τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές. Έτσι, είναι προφανές ότι το μοντέλο εκτιμά με ικανοποιητική προσέγγιση την ειδική κατανάλωση καυσίμου σε όλες τις τιμές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα και άρα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη διερεύνηση των τεχνολογιών ανακομιδής θερμότητας του καυσαερίου.

Η θερμοκρασία και η πίεση του καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή είναι δυο σημαντικά μεγέθη για τις ανάγκες της ανάλυσης των τεχνικών εκμετάλλευσης θερμότητας. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 3-6α, το μοντέλο προσομοίωσης προβλέπει τις τιμές της θερμοκρασίας καυσαερίου με μεγάλη ακρίβεια σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Επιπροσθέτως, η μεγαλύτερη απόκλιση ανάμεσα στις πειραματικές και υπολογισμένες τιμές της θερμοκρασίας είναι της τάξης των 15 °C και παρουσιάζεται στο 25% του φορτίου του κινητήρα με ταχύτητα περιστροφής ίση με 2100 rpm.

Στο σχήμα 3-6β είναι προφανές ότι οι τιμές της πίεσης καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή, που υπολογίζονται από το μονοζωνικό μοντέλο του κινητήρα, δεν διαφέρουν από τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές. Όπως διαπιστώνεται, η απόκλιση ανάμεσα στην υπολογισμένη τιμή της πίεσης καυσαερίου με την αντίστοιχη πειραματική τιμή δεν ξεπερνά το 0.1 bar.



Σχήμα 3-5 Σύγκριση Πειραματικών και Υπολογιζόμενων Τιμών της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου του «Κινητήρα Α» στις 1300, 1700 και 2100 rpm και για τα φορτία 25%, 50%, 75% και 100%.

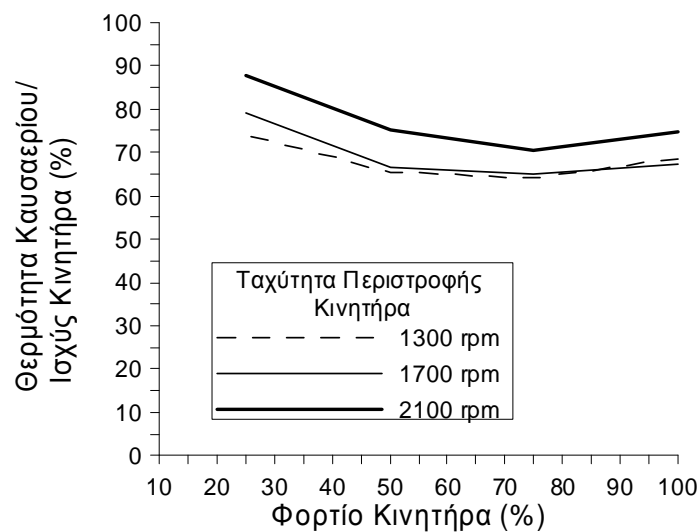


Σχήμα 3-6 Σύγκριση Πειραματικών και Υπολογιζόμενων τιμών της Θερμοκρασίας (α) και της Πίεσης (β) Καυσαερίου στην Είσοδο του Στροβίλου του Υπερπληρωτή του «Κινητήρα Α» στις 1300, 1700 και 2100 rpm και για τα φορτία 25%, 50%, 75% και 100%.

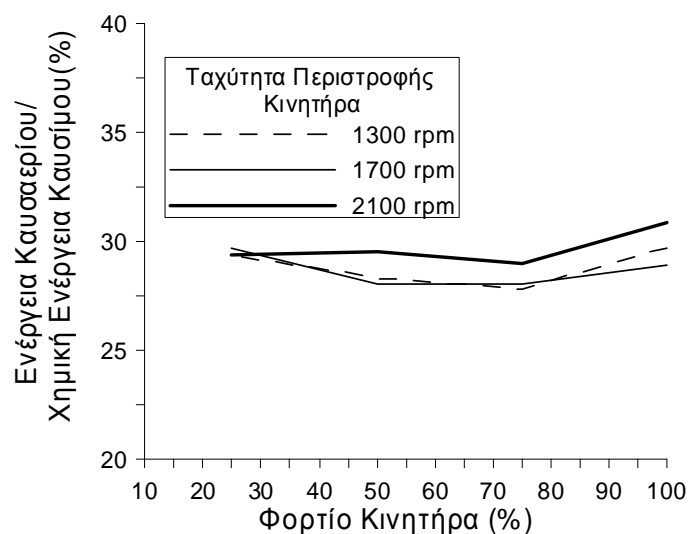
Στη συνέχεια γίνεται εκτίμηση με το πιστοποιημένο μοντέλο του κινητήρα Diesel της θερμότητας του καυσαερίου, που αποβάλλεται στο περιβάλλον και διατίθεται προς



εκμετάλλευση. Η μεταβολή της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου ως ποσοστό της παραγόμενης ισχύος του «κινητήρα Α» απεικονίζεται στο σχήμα 3-7. Στα χαμηλότερα φορτία του κινητήρα παρατηρείται αύξηση του ποσοστού αυτού και η μέγιστη τιμή του είναι ίση με 90%, όταν η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα αποκτά την τιμή των 2100 rpm. Στα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας του κινητήρα, η αποβαλλόμενη θερμότητα του καυσαερίου μεταβάλλεται μεταξύ 60% και 80% επί της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel. Όπως απεικονίζεται στο σχήμα 3-8, το ποσοστό της αποβαλλόμενης ενέργειας των καυσαερίων από τον εξεταζόμενο «κινητήρα Α» στο περιβάλλον επί της συνολικής ενέργειας του καιόμενου καυσίμου μεταβάλλεται μεταξύ των τιμών 28% και 31%.



Σχήμα 3-7 Μεταβολή του Ποσοστού της Θερμότητας του Αποβαλλόμενου Καυσαερίου προς την Ισχύ του «Κινητήρα Α» στις 1300, 1700 και 2100 rpm και για τα φορτία 25%, 50%, 75% και 100%.



Σχήμα 3-8 Μεταβολή του Ποσοστού της Ενέργειας του Αποβαλλόμενου Καυσαερίου προς τη Χημική Ενέργεια του Καυσίμου στις 1300, 1700 και 2100 rpm και στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου του «Κινητήρα Α».

### **3.4 Συμπεράσματα**

Από την προηγούμενη ανάλυση, συμπεραίνεται ότι το μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα είναι αρκετά αξιόπιστο υπολογιστικό εργαλείο για την εκτίμηση των λειτουργικών μεγεθών του. Συνεπώς, το μοντέλο αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την πρόβλεψη των επιπτώσεων στη λειτουργία του κινητήρα Diesel από την εφαρμογή των τεχνολογιών ανακομιδής θερμότητας μέσω του στροβίλου του υπερπληρωτή και της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης, οι οποίες θα εξεταστούν στη συνέχεια της διδακτορικής διατριβής.

**Σύμβολα Κεφαλαίου 3:**

AF	Λόγος Αέρα Καυσίμου	(-)
bsfc	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kwh)
bmerp	Μέση Ενεργός Πίεση	(bar)
CA	Γωνία Στροφάλου	(°)
$c_d$	Συντελεστής Διόρθωσης Επιφάνειας Ροής	(-)
$EFF_{AC}$	Αποδοτικότητα του Εναλλάκτη του Ψυγείου Αέρος	(-)
$e_f$	Πολυωνυμικοί Συντελεστές της Απόδοσης Ψυγείου Αέρος	(-)
$\dot{m}$	Παροχή Μάζας	(kg/s ή kg/h)
P	Πίεση	(bar)
T	Θερμοκρασία	(°C)

**Ελληνικά σύμβολα:**

$\lambda$	Λόγος Αέρα Καυσίμου	(-)
Υ/Τ	Υπερπληρωτής	

**Δείκτες:**

AIR	Αέρας Υπερπλήρωσης στην Είσοδο του Ψυγείου Αέρος
boost	Υπερπλήρωση
EGR	Ρεύμα Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel
exh	Καυσαέριο
fuel	Καύσιμο
inj	Εγχυτήρας
max	Μέγιστη Τιμή
out	Έξοδος από το Στρόβιλο του Υπερπληρωτή

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 3:**

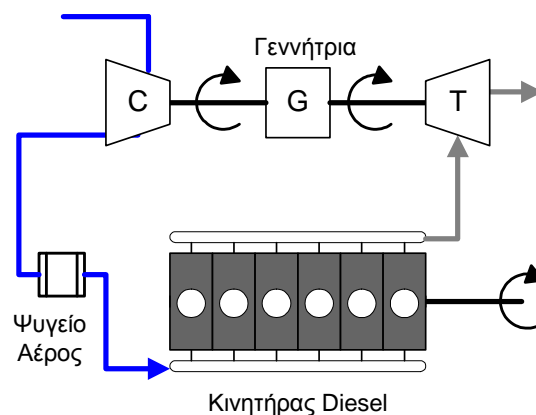
1. **Hountalas D.T., Katsanos C.O., Rogdakis E.D., Kouremenos D.**, “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications”, International Journal of Alternative Propulsion, 2006, In Press.
2. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O.,and Lamaris V.T.**, “Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocharging”, SAE Paper No.011563, 2007.

## Κεφάλαιο 4

# Ανάκτηση Θερμότητας με τη Χρήση Ηλεκτρικής Γεννήτριας στον Άξονα του Υπερπληρωτή

### 4.1 Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο περιγράφεται η ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου, που αποβάλλεται στο περιβάλλον από τον κινητήρα Diesel, με τη χρήση του στροβίλου του υπερπληρωτή. Στους υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες Diesel τα καυσαέρια, που προέρχονται από τον κινητήρα και βρίσκονται στον οχετό εξαγωγής, εκτονώνονται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή παράγοντας την απαιτούμενη ισχύ για το συμπιεστή. Στη διάταξη που προτείνεται για την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου, η παραγόμενη ισχύς στο στρόβιλο του υπερπληρωτή διανέμεται στο συμπιεστή και η περισσευούμενη ισχύς μετατρέπεται σε ηλεκτρική ισχύ μέσω γεννήτριας. Η γεννήτρια αυτή είναι μια μικρών διαστάσεων και υψηλής ταχύτητας περιστροφής ηλεκτρική μηχανή εγκατεστημένη στον άξονα του υπερπληρωτή, όπως απεικονίζεται στο σχήμα 4-1.



Σχήμα 4-1 Απεικόνιση της Διάταξης για την Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίου μέσω του Στροβίλου του Υπερπληρωτή (Electrical Turbocharging).

Ο στρόβιλος του υπερπληρωτή είναι μονοβάθμιος αλλά είναι διαφορετικός από τον αντίστοιχο, που χρησιμοποιείται στον αρχικό κινητήρα Diesel. Επιπροσθέτως, η εγκατεστημένη γεννήτρια της εξεταζόμενης διάταξης χρησιμεύει και ως ηλεκτρικός κινητήρας, που είναι απαραίτητος για το συμπιεστή κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα Diesel [1,2,3], ώστε να εξαλειφθεί η υστέρηση του υπερπληρωτή (turbolag). Ωστόσο, η παρούσα διατριβή επικεντρώνεται μόνο στις δυνατότητες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από την ανάκτηση μέρους της θερμότητας του καυσαερίου.

## 4.2 Ανάλυση και Τροποποίηση του Μοντέλου Προσομοίωσης

Η περίσσεια της παραγόμενης ισχύος από το στρόβιλο του υπερπληρωτή μετατρέπεται σε ηλεκτρική ισχύ  $P_{el,p}$  μέσω της γεννήτριας και δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$P_{el,p} = \left( P_T \eta_{mT} - \frac{P_C}{\eta_{mC}} \right) \eta_G \quad (4.1)$$

όπου  $P_T$  είναι η παραγόμενη ισχύς στο στρόβιλο του υπερπληρωτή,  $P_C$  είναι η απορροφούμενη ισχύς από το συμπιεστή,  $\eta_G$  είναι ο βαθμός απόδοσης της ηλεκτρικής γεννήτριας,  $\eta_{mT}$  και  $\eta_{mC}$  είναι οι μηχανικοί βαθμοί απόδοσης του στροβίλου και του συμπιεστή αντίστοιχα. Οι τιμές των βαθμών απόδοσης  $\eta_{mT}$ ,  $\eta_{mC}$  και  $\eta_G$  θεωρούνται σταθερές σε όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα και ίσες με 0.95.

Η διερεύνηση επικεντρώνεται στον κινητήρα Diesel με μέγιστη μέση ενεργό πίεση (bmeP) ίση με 27 bar («κινητήρας A»). Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης για την περίπτωση λειτουργίας του κινητήρα Diesel με ταχύτητα περιστροφής στις 1700 rpm και μεταβαλλόμενο φορτίο, που αποκτά τις τιμές: 25%, 50%, 75% και 100%. Στην ακόλουθη παραμετρική ανάλυση, η παροχή μάζας του καυσίμου και η πίεση υπερπλήρωσης του κινητήρα διατηρούνται σταθερές και ίσες με τις αντίστοιχες τιμές, που επικρατούν στον αρχικό κινητήρα σε κάθε τιμή του φορτίου του.

Η μέση πίεση του καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής, δηλαδή πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή, αποτελεί μια από τις βασικότερες παραμέτρους της ανάλυσης [4,5,6]. Όπως είναι γνωστό και διαπιστώνεται στη συνέχεια της διερεύνησης, η βαθμιαία αύξηση της μέσης πίεσης στον οχετό εξαγωγής προκαλεί την παραγωγή πρόσθετης ισχύος από το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Το μονοζωνικό μοντέλο του υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel τροποποιείται, προκειμένου να είναι εφικτή η προσομοίωση του συστήματος για κάθε τιμή της μέσης πίεσης του καυσαερίου. Συγκεκριμένα, εισάγεται μια νέα μεθοδολογία στο μοντέλο προσομοίωσης για την εκτίμηση της απαιτούμενης ενεργού επιφάνειας της ροής στο ακροφύσιο του στροβίλου, ώστε η μέση πίεση καυσαερίου να αποκτά συγκεκριμένη τιμή. Η αρχική τιμή της μέσης πίεσης στον οχετό εξαγωγής δόθηκε ήδη στον πίνακα 3-2 για τις εξεταζόμενες τιμές του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του «κινητήρα A» χωρίς ανάκτηση της θερμότητας καυσαερίου. Η παραμετρική ανάλυση συνεχίζεται με τη βαθμιαία αύξηση της μέσης πίεσης του καυσαερίου κατά 0.2 bar.

Στη θεωρητική αυτή ανάλυση δεν γίνεται χρήση χαρτών λειτουργίας για το στρόβιλο του υπερπληρωτή καθιστώντας αναγκαίο τον ορισμό ενός ορίου για την τιμή του λόγου εκτόνωσης του. Έτσι, ορίζεται ως μέγιστη τιμή της μέσης πίεσης στον οχετό εξαγωγής, η αντίστοιχη τιμή του αρχικού κινητήρα αυξημένη κατά 1 bar σε κάθε εξεταζόμενο σημείο λειτουργίας του. Η διαδικασία της αύξησης της μέσης πίεσης καυσαερίου ολοκληρώνεται σε κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel, όταν ξεπεραστεί η μέγιστη τιμή της πίεσης.

Μια άλλη παράμετρος, που εξετάζεται στα πλαίσια της παραμετρικής διερεύνησης, είναι η επίδραση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Ο ολικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή  $Eff_{T/C}$  δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Eff_{T/C} = \eta_T \eta_C \eta_{mT} \eta_{mC} \quad (4.2)$$

όπου  $\eta_T$  και  $\eta_C$  είναι οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης στροβίλου και συμπιεστή αντίστοιχα.

Οι τιμές της απόδοσης των επιμέρους εξαρτημάτων του υφιστάμενου υπερπληρωτή του κινητήρα A δίνονται στον πίνακα 4-1 για τις εξεταζόμενες τιμές του φορτίου του. Όπως διαπιστώνεται, η μέγιστη τιμή του ολικού βαθμού απόδοσης του υφιστάμενου υπερπληρωτή καταγράφεται στο 75% του φορτίου του κινητήρα και ισούται με 49%.

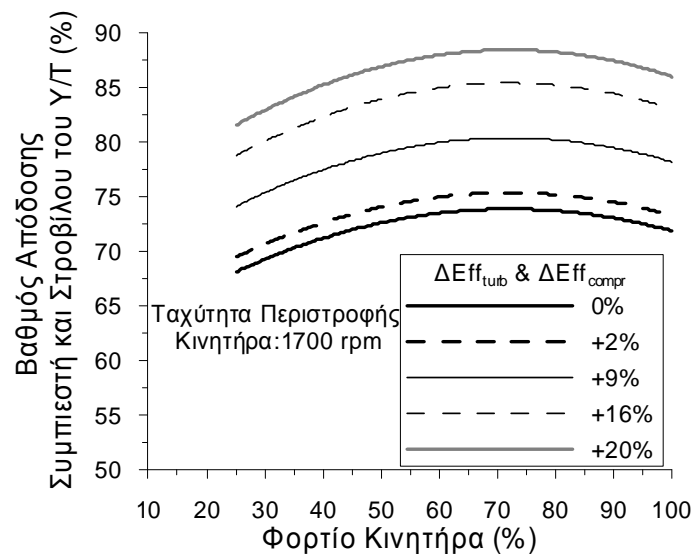
Φορτίο Κινητήρα (%)	Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή (%)	Βαθμός Απόδοσης Στροβίλου (%)
100	72.0	72.0
75	73.5	73.5
50	73.0	73.0
25	68.0	68.0

*Πίνακας 4-1 Απόδοση Συμπιεστή και Στροβίλου του Υφιστάμενου Υπερπληρωτή στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.*

Στην ανάλυση που ακολουθεί οι βαθμοί απόδοσης στροβίλου και συμπιεστή θεωρούνται ίσοι ελλείψει πρόσθετων στοιχείων. Η υπόθεση αυτή είναι αποδεκτή διότι δεν επηρεάζει το ενεργειακό ισοζύγιο στον υπερπληρωτή. Η διερεύνηση βασίζεται στη μεταβολή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου. Στο 75% του φορτίου του κινητήρα ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου αυξάνεται από την αρχική τιμή 73.5% αποκτώντας τις τιμές: 75%, 80%, 85% και 88%. Συνεπώς, η αντίστοιχη ποσοστιαία αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου είναι: 2%, 9%, 16% και 20%. Στα υπόλοιπα φορτία του κινητήρα η ποσοστιαία αύξηση της αρχικής τιμής του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου είναι ίδια. Οι τιμές των μηχανικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου διατηρούνται σταθερές και ίσες με τις αντίστοιχες τιμές του αρχικού υπερπληρωτή. Όταν ο βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου αυξάνεται κατά 2%, 9%, 16% και 20%, τότε η μέγιστη τιμή του ολικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή είναι 51%, 58%, 65% και 70% αντίστοιχα. Ο υπερπληρωτής με μέγιστο ολικό βαθμό απόδοσης 58% χαρακτηρίζεται ως «τυπικός», διότι αντιστοιχεί σε βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου ίσο με 80%, η τιμή του οποίου είναι εφικτή για την υπάρχουσα τεχνολογία των στροβιλομηχανών. Η τιμή 88% για την απόδοση του συμπιεστή και του στροβίλου υιοθετείται ως μια «ακραία» εκδοχή προκειμένου να εκτιμηθεί το εύρος

των δυνατοτήτων της συγκεκριμένης τεχνικής στην ανακομιδή της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου.

Στο σχήμα 4-2 απεικονίζονται οι τιμές των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης στροβίλου και συμπιεστή του αρχικού υπερπληρωτή και των βελτιωμένων εκδόσεων του σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία του κινητήρα. Η ποσοστιαία αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου συμβολίζεται με  $\Delta\text{Eff}_{\text{compr}}$  και  $\Delta\text{Eff}_{\text{turb}}$  αντίστοιχα. Είναι προφανές ότι τα μεγέθη  $\Delta\text{Eff}_{\text{compr}}$  και  $\Delta\text{Eff}_{\text{turb}}$  είναι μηδενικά για τον υφιστάμενο υπερπληρωτή.



Σχήμα 4-2 Μεταβολή Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm για τις Εξεταζόμενες Περιπτώσεις του Υπερπληρωτή.

Η υπολογιστική διερεύνηση πραγματοποιείται με τέτοιο τρόπο, ώστε να εκτιμηθεί το πραγματικό όφελος από την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου και το αντίστοιχο όφελος, που προέρχεται από τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Στη συνέχεια περιγράφεται η παραμετρική ανάλυση, που επικεντρώνεται στα ακόλουθα μεγέθη:

- Μεταβολή της συνολικής απόδοσης της εγκατάστασης, που εκφράζεται με τη μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc).
- Παραγόμενη ισχύς από τον κινητήρα Diesel.
- Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς σε απόλυτες τιμές αλλά και σαν ποσοστό επί της συνολικής ισχύος, που παράγεται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή.
- Μεταβολή της θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου.
- Επίδραση της βελτίωσης του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή και της ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου στη συνολική βελτίωση της απόδοσης της εγκατάστασης.



## 4.3 Αποτελέσματα της Παραμετρικής Διερεύνησης

### 4.3.1 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc)

Τα αποτελέσματα του υπολογισμού της μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) συναρτήσει της αύξησης της μέσης πίεσης καυσαερίου απεικονίζονται στα σχήματα 4-3α , 4-3β, 4-4α και 4-4β για τις περιπτώσεις, όπου το φορτίο του κινητήρα Diesel αποκτά τις τιμές 100%, 75%, 50% και 25% αντίστοιχα με ταχύτητα περιστροφής στις 1700 rpm. Σε όλα τα σχήματα περιλαμβάνονται οι περιπτώσεις του αρχικού υπερπληρωτή και των βελτιωμένων εκδόσεων του. Η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου  $\Delta bsfc$  προκύπτει από την ακόλουθη σχέση:

$$\Delta bsfc = \left( 1 - \frac{bsfc_{DP_{exh}}^{Eff_{T/C}}}{bsfc_{DP_{exh}=0}^{Eff_{T/C}}} \right) 100\% \quad (4.3)$$

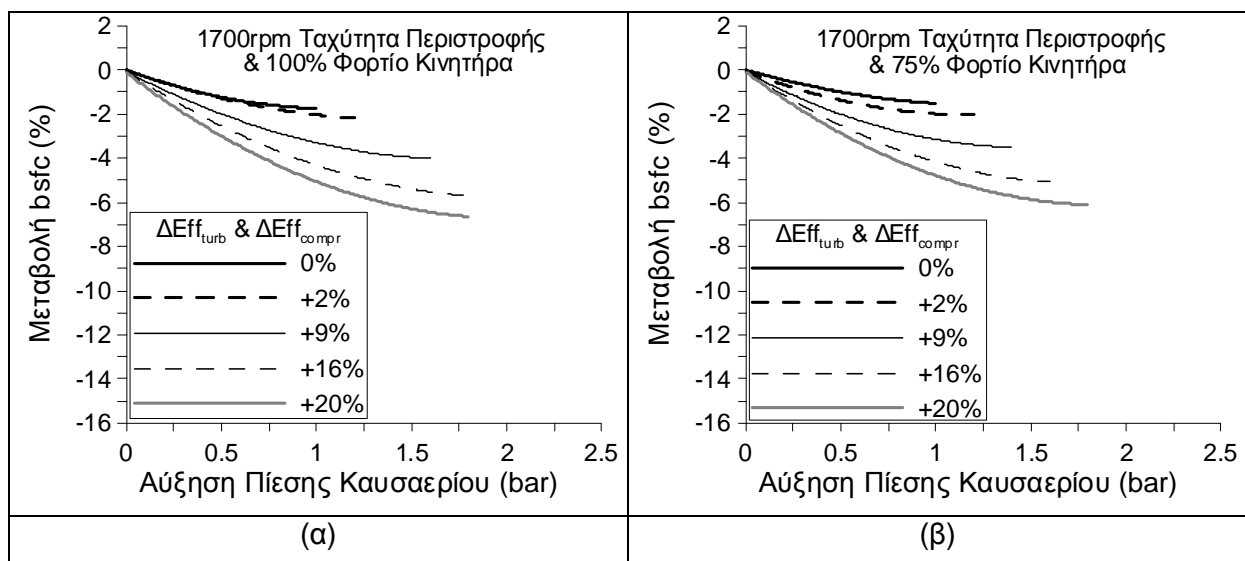
όπου  $bsfc_{DP_{exh}=0}^{Eff_{T/C}}$  είναι η ειδική κατανάλωση καυσίμου για την εκάστοτε τιμή της απόδοσης του υπερπληρωτή  $Eff_{T/C}$  χωρίς αύξηση της μέσης πίεσης καυσαερίου και  $bsfc_{DP_{exh}}^{Eff_{T/C}}$  είναι η ειδική κατανάλωση καυσίμου για τις εκάστοτε τιμές της απόδοσης του υπερπληρωτή και της αύξησης της μέσης πίεσης του καυσαερίου  $DP_{exh}$ .

Όπως διαπιστώνεται στα σχήματα 4-3α , 4-3β, 4-4α και 4-4β, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα. Επιπροσθέτως, η βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή μειώνει περαιτέρω την ειδική κατανάλωση καυσίμου σε κάθε τιμή της μέσης πίεσης καυσαερίου και σε όλα τα φορτία του κινητήρα.

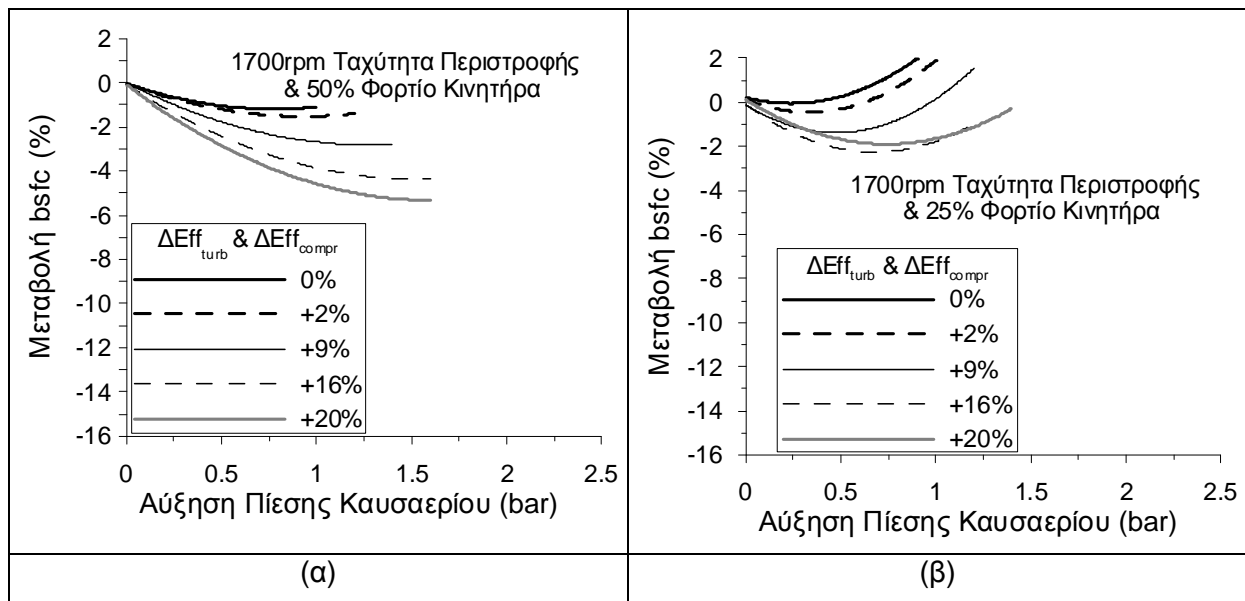
Η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αρχικά αυξάνεται γραμμικά με την άνοδο της μέσης πίεσης καυσαερίου και στη συνέχεια μεγιστοποιείται σε συγκεκριμένη τιμή. Η τιμή αυτή αποτελεί τη βέλτιστη μέση πίεση καυσαερίου, η οποία ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα Diesel, ενώ αυξάνεται με τη βελτίωση της απόδοσης του υπερπληρωτή. Όπως προαναφέρθηκε, η διερεύνηση βασίζεται στην παραδοχή ότι η μέγιστη τιμή της μέσης πίεσης καυσαερίου σε κάθε σημείο λειτουργίας ισούται με την αντίστοιχη μέση πίεση καυσαερίου του αρχικού κινητήρα αυξημένη κατά 1 bar. Όμως το γεγονός ότι η αύξηση της μέσης πίεσης καυσαερίου μπορεί να υπερβεί το 1 bar, όταν χρησιμοποιείται υπερπληρωτής βελτιωμένης απόδοσης, δεν αναιρεί την προαναφερθείσα παραδοχή. Ο λόγος είναι ότι στην περίπτωση του υπερπληρωτή με αυξημένο βαθμό απόδοσης ο στρόβιλος παράγει την απαιτούμενη ισχύ για το συμπιεστή σε χαμηλότερη τιμή της μέσης πίεσης καυσαερίου σε σχέση με τον αρχικό κινητήρα. Έτσι, δημιουργείται πρόσθετο περιθώριο για την αύξηση της μέσης πίεσης καυσαερίου μέχρι αυτή να αποκτήσει τη μέγιστη τιμή της.

Όπως διαπιστώνεται στα σχήματα 4-3α, 4-3β και 4-4α η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της διάταξης με τον υφιστάμενο υπερπληρωτή εκτιμάται σε 1.8%, 1.5% και 1.15% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα. Στην ίδια περίπτωση και στο 25% του φορτίου δεν παρατηρείται μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Στο σχήμα 4-4β είναι προφανές ότι η αύξηση της μέσης πίεσης καυσαερίου πέραν της βέλτιστης τιμής της στο 25% του φορτίου μειώνει τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Στο ίδιο σημείο λειτουργίας και στις περιπτώσεις του υπερπληρωτή με χαμηλό βαθμό απόδοσης η περαιτέρω άνοδος της μέσης πίεσης καυσαερίου αυξάνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Όταν χρησιμοποιείται ο υπερπληρωτής με αυξημένο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 2%, τότε η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα από 0.8% έως και 2.2%.

Όταν χρησιμοποιείται ο υπερπληρωτής με μέγιστο ολικό βαθμό απόδοσης 58%, δηλαδή ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου έχει βελτιωθεί κατά 9%, τότε η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 4.1%, 3.5%, 2.8% και 1.3% στο 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου αντίστοιχα. Όταν χρησιμοποιείται υπερπληρωτής με βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου αυξημένο κατά 16%, μπορεί να επιτευχθεί μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 5.8%, 5.1%, 4.4% και 2.5% στο 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου αντίστοιχα. Στα σχήματα 4-3 και 4-4 παρατηρείται ότι η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο από 2.3% έως και 6.75%, το οποίο επιτυγχάνεται με τη βελτίωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 20%. Για αυτό το λόγο αρκετοί κατασκευαστές καταβάλλουν σημαντική προσπάθεια για την αύξηση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή.



Σχήμα 4-3 Μεταβολή της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) συναρτήσει της Αύξησης της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου για Βελτίωση του Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου κατά 0%, 2%, 9%, 16% και 20% στο 100%(α) και 75%(β) του Φορτίου.

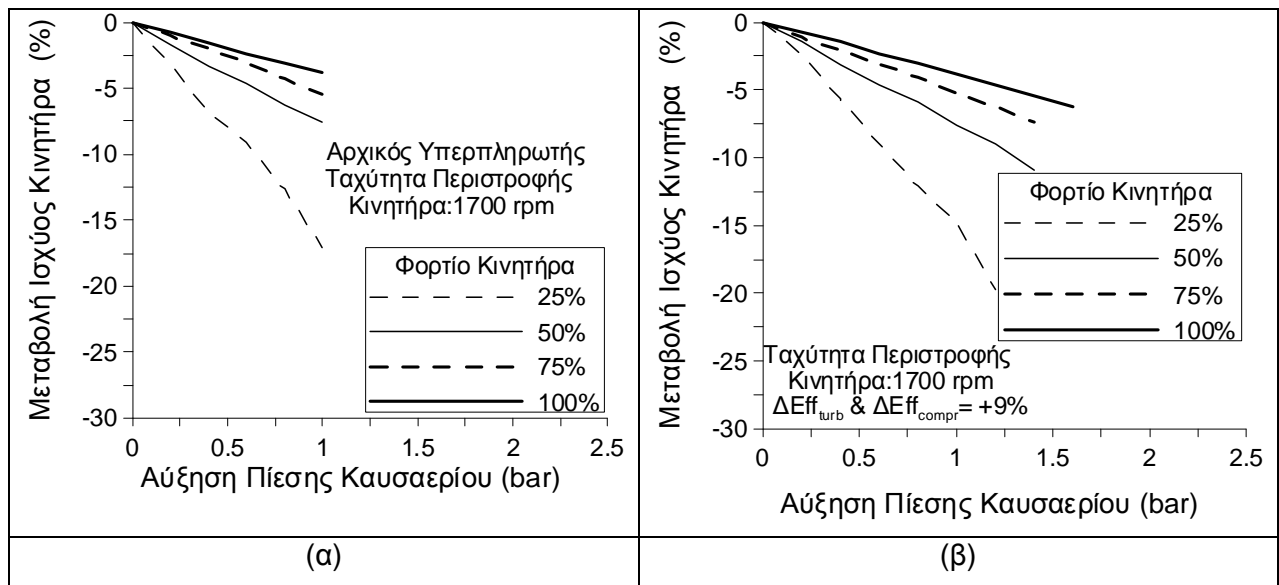


Σχήμα 4-4 Μεταβολή της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) συναρτήσει της Αύξησης της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου για Βελτίωση του Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου κατά 0%, 2%, 9%, 16% και 20% στο 50%(α) και 25%(β) του Φορτίου.

#### 4.3.2 Επίδραση στην Ισχύ του Κινητήρα

Η εφαρμογή της τεχνικής ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου μέσω του στροβίλου του υπερπληρωτή παρουσιάζει αρνητική επίπτωση στην παραγόμενη ισχύ του ίδιου του κινητήρα. Η μείωση της παραγόμενης ισχύος οφείλεται στην αυξημένη πίεση του καυσαερίου, η οποία αυξάνει το έργο εξώθησης του κινητήρα (pumping work) [3,5]. Στα σχήματα 4-5α και 4-5β δίνεται η μείωση της ισχύος του κινητήρα Diesel συναρτήσει της αύξησης της μέσης πίεσης του καυσαερίου για όλες τις εξεταζόμενες τιμές του φορτίου του. Επιπροσθέτως, στα σχήματα 4-5α και 4-5β απεικονίζονται αντίστοιχα οι περιπτώσεις του αρχικού υπερπληρωτή και του βελτιωμένου υπερπληρωτή, που προκύπτει από την αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 9%.

Η μείωση της ισχύος του κινητήρα Diesel μεταβάλλεται γραμμικά με την αύξηση της μέσης πίεσης καυσαερίου. Όπως εξάλλου παρατηρείται στα σχήματα 4-5α και 4-5β, η ποσοστιαία μείωση της ισχύος αυξάνεται με υψηλότερο ρυθμό καθώς μειώνεται το φορτίο του κινητήρα. Αντιθέτως, διαπιστώνεται ότι η βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή δεν έχει καμία επίδραση στη μείωση της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel για την ίδια τιμή της αύξησης της μέσης πίεσης καυσαερίου, όπως εξάλλου αναμενόταν. Η μέγιστη μείωση της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel εκτιμάται σε 23% και 7% στο 25% και στο 100% του φορτίου αντίστοιχα.

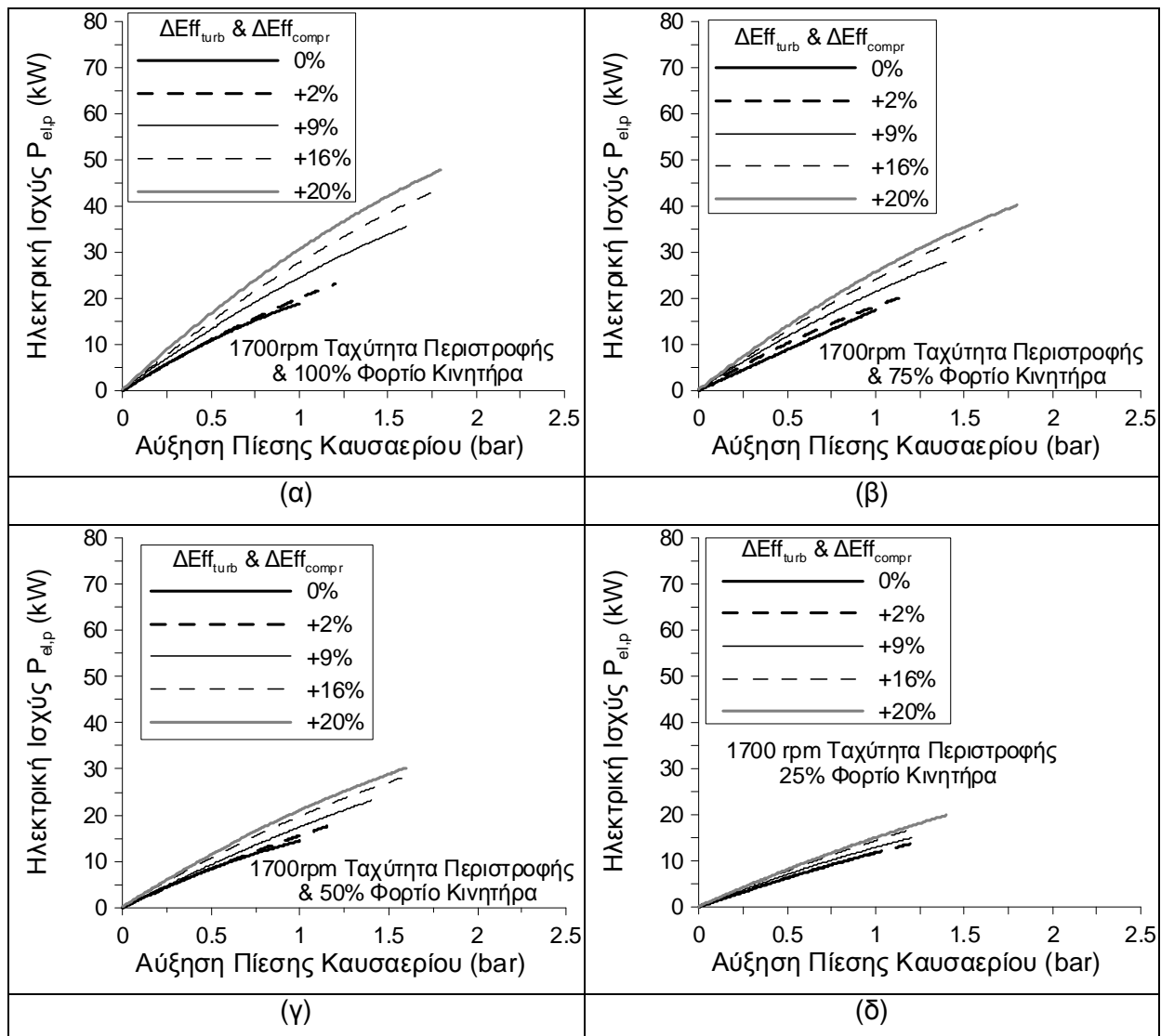


Σχήμα 4-5 Μεταβολή της Ισχύος του Κινητήρα συναρτήσει της Αύξησης της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου στο 25%, 50%, 75% και 100% του Φορτίου και για τις περιπτώσεις του Αρχικού Υπερπληρωτή (α) και της Βελτίωσης του Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου κατά 9% (β).

#### 4.3.3 Μεταβολή της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος

Όσον αφορά τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης για τη μεταβολή της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος συναρτήσει της αύξησης της μέσης πίεσης καυσαερίου και της βελτίωσης του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου, αυτά απεικονίζονται στα σχήματα 4-6α, 4-6β, 4-6γ και 4-6δ, που αντιστοιχούν στις τιμές 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου του κινητήρα με ταχύτητα περιστροφής στις 1700 rpm. Είναι προφανές ότι η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος από την ανάκτηση της θερμότητας καυσαερίου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα και την άνοδο της μέσης πίεσης του καυσαερίου. Επιπροσθέτως, η βελτίωση της απόδοσης του υπερπληρωτή συμβάλλει στην αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος για την ίδια τιμή της αύξησης της μέσης πίεσης καυσαερίου.

Όταν ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου βελτιώνεται από μηδέν έως και 20%, η μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς της εγκατάστασης αυξάνεται από 19 kW έως και 48 kW στο πλήρες φορτίο. Αντίστοιχα η μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς αυξάνεται με τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή από 17.4 kW έως και 40.5 kW στο 75% του φορτίου, από 14.5 kW έως και 30 kW στο 50% του φορτίου και από 11.8 kW έως και 19.9 kW στο 25% του φορτίου. Όπως προκύπτει από το σχήμα 4-6, η αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος με τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή γίνεται εντονότερη, καθώς αυξάνεται το φορτίο του κινητήρα Diesel.



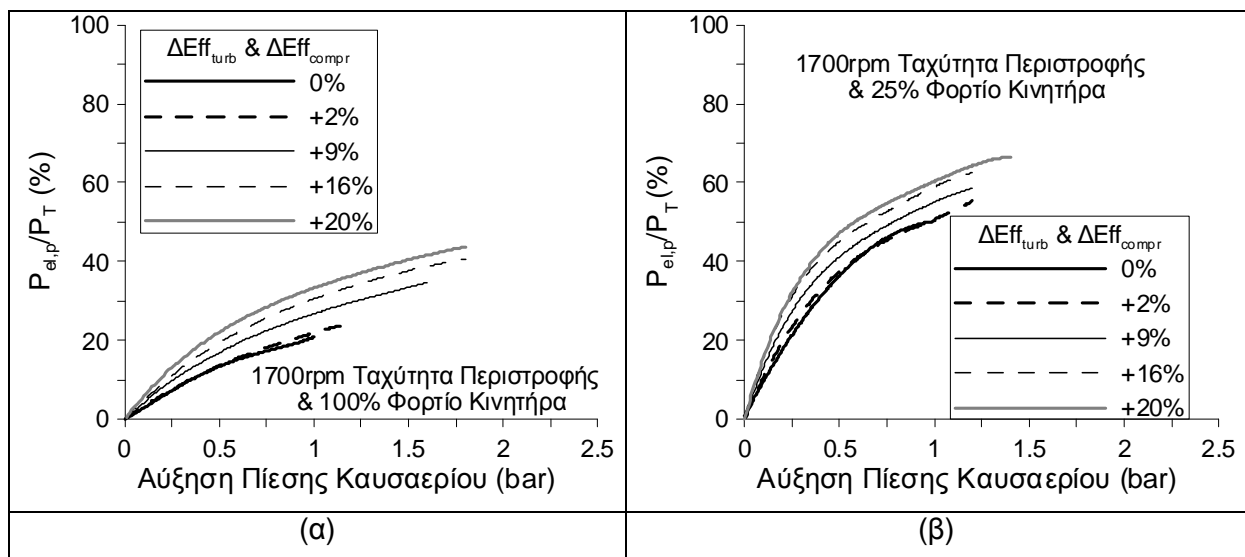
Σχήμα 4-6 Μεταβολή της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος  $P_{el,p}$  συναρτήσει της Αύξησης της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου για Βελτίωση του Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου κατά 0%, 2%, 9%, 16% και 20% στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου.

#### 4.3.4 Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύς ως Ποσοστό της Συνολικής Ισχύος του Στροβίλου του Υπερπληρωτή

Στα σχήματα 4-7α και 4-7β δίνεται η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς σαν ποσοστό της συνολικής ισχύος, που παράγεται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή. Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται αντιστοιχούν στο μερικό και στο πλήρες φορτίο του κινητήρα για τον υφιστάμενο υπερπληρωτή και τον υπερπληρωτή με βελτιωμένους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 2%, 9%, 16% και 20%.

Όπως φαίνεται, το ποσοστό της διαθέσιμης ισχύος του στροβίλου, που μετατρέπεται σε ηλεκτρική ισχύ, αυξάνεται με την άνοδο της μέσης πίεσης καυσαερίου. Η αύξηση αυτή είναι

αρχικά γραμμική και ακολούθως ο ρυθμός της αρχίζει να χειροτερεύει. Το ποσοστό αυτό της ισχύος του στρόβιλου αυξάνεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα και τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Στο πλήρες φορτίο η μέγιστη τιμή του ποσοστού της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος επί της συνολικής ισχύος στο στρόβιλο αυξάνεται με τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή από 20.8% έως και 43.7%. Ωστόσο, στο 25% του φορτίου το ποσοστό της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος είναι πολύ μεγαλύτερο, διότι αυξάνεται με τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή από 51% έως και 66.5%.



Σχήμα 4-7 Μεταβολή του Ποσοστού της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος επί της Συνολικής Ισχύος στο Στρόβιλο του Υπερπληρωτή συναρτήσει της Αύξησης της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου για Βελτίωση του Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στρόβιλου κατά 0%, 2%, 9%, 16% και 20% στο 100% (α) και 25% (β) του Φορτίου.

#### 4.3.5 Επίδραση στη Θερμοκρασία Εισόδου στο Στρόβιλο του Υπερπληρωτή

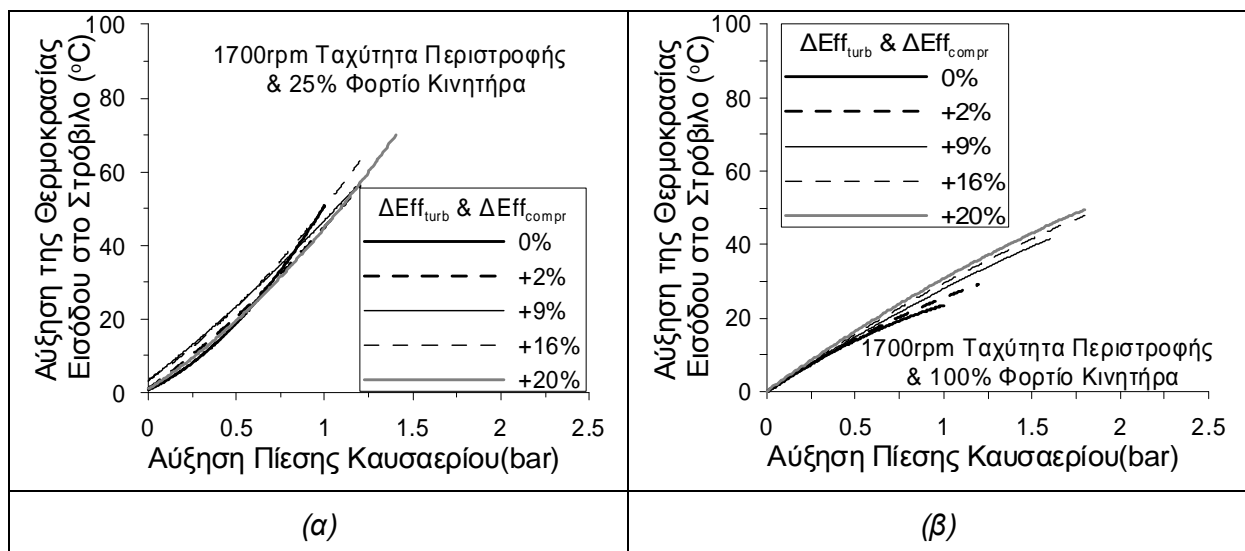
Μια βασική παράμετρος, που πρέπει να διερευνηθεί, είναι η επίπτωση της εξεταζόμενης τεχνικής ανάκτησης της θερμότητας καυσαερίου στη θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο του υπερπληρωτή, διότι υπάρχει θερμικό όριο για την ασφαλή λειτουργία του. Έτσι, στα σχήματα 4-8α και 4-8β απεικονίζεται η αύξηση της θερμοκρασίας στον οχετό εξαγωγής συναρτήσει της αύξησης της μέσης πίεσης καυσαερίου στο 25% και 100% του φορτίου αντίστοιχα για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή.

Συγκεκριμένα, η αύξηση της μέσης θερμοκρασίας καυσαερίου  $\Delta T_{exh}$  στην είσοδο του στρόβιλου του υπερπληρωτή υπολογίζεται ως ακολούθως:

$$\Delta T_{exh} = T_{exh} \Big|_{DP_{exh}}^{Eff_{T/C}} - T_{exh} \Big|_{DP_{exh=0}}^{Eff_{T/C}} \quad (4.4)$$

όπου  $T_{\text{exh}}|_{DP_{\text{exh}}^{\text{Eff}_{T/C}}}$  είναι η μέση θερμοκρασία του καυσαερίου για αύξηση της μέσης πίεσης του κατά  $DP_{\text{exh}}$ , ενώ  $T_{\text{exh}}|_{DP_{\text{exh}=0}^{\text{Eff}_{T/C}}}$  είναι η μέση θερμοκρασία του καυσαερίου για μηδενική αύξηση της μέσης πίεσης του. Επιπροσθέτως, οι τιμές των μεγεθών  $T_{\text{exh}}|_{DP_{\text{exh}}^{\text{Eff}_{T/C}}}$  και  $T_{\text{exh}}|_{DP_{\text{exh}=0}^{\text{Eff}_{T/C}}}$  αντιστοιχούν στον ίδιο βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή.

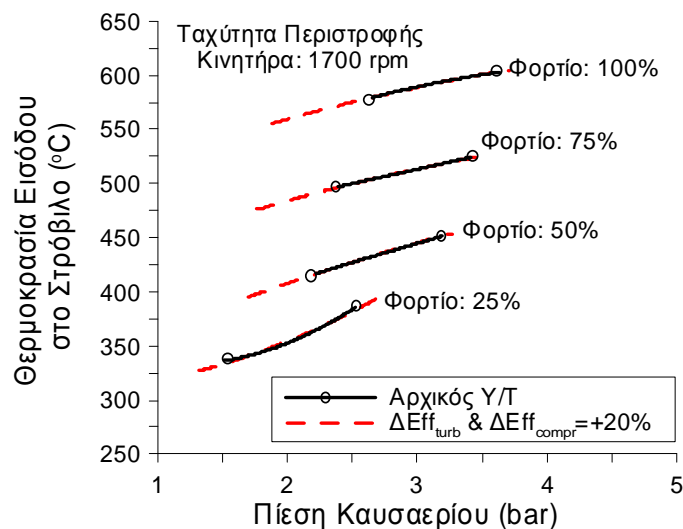
Όπως διαπιστώνεται, η άνοδος της μέσης πίεσης στον οχετό εξαγωγής συνοδεύεται με περίπου γραμμική αύξηση της μέσης θερμοκρασίας του καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου. Προηγουμένως αναφέρθηκε ότι ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλότερες τιμές της πίεσης αλλά και της θερμοκρασίας καυσαερίου, όταν χρησιμοποιείται υπερπληρωτής βελτιωμένης απόδοσης. Συνεπώς, υπάρχουν μεγαλύτερα περιθώρια αύξησης της μέσης πίεσης και της μέσης θερμοκρασίας στον οχετό εξαγωγής για τον υπερπληρωτή αυξημένης απόδοσης. Η μέγιστη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας εκτιμάται σε 68°C και παρατηρείται στο χαμηλότερο φορτίο για τον υπερπληρωτή με το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης. Στο πλήρες φορτίο, η μέγιστη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου εκτιμάται σε 24°C για τον υφιστάμενο υπερπληρωτή και 50°C για τον υπερπληρωτή με τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης. Οι τιμές αυτές της αύξησης της μέσης θερμοκρασίας δεν αναμένεται να προκαλέσουν πρόβλημα στη λειτουργία του στροβίλου του υπερπληρωτή.



Σχήμα 4-8 Αύξηση της Μέσης Θερμοκρασίας Εισόδου στο Στρόβιλο συναρτήσει της Αύξησης της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου για Βελτίωση του Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου κατά 0%, 2%, 9%, 16% και 20% στο 25% (α) και 100% (β) του Φορτίου.

Ακολούθως στο σχήμα 4-9 απεικονίζεται η μεταβολή της τιμής της μέσης θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου συναρτήσει των τιμών της μέσης πίεσης καυσαερίου

σε διάφορα φορτία του κινητήρα, ο οποίος διαθέτει είτε τον υφιστάμενο υπερπληρωτή είτε τον υπερπληρωτή με τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 4-9, η μέγιστη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας καυσαερίου παρατηρείται στο χαμηλότερο φορτίο του κινητήρα. Η μέγιστη τιμή της μέσης θερμοκρασίας εκτιμάται σε 608°C και συναντάται στο πλήρες φορτίο του κινητήρα για τη μεγαλύτερη τιμή της μέσης πίεσης καυσαερίου. Είναι επίσης προφανές ότι η διαθέσιμη περιοχή τιμών της μέσης πίεσης καυσαερίου για τη λειτουργία του υπερπληρωτή επεκτείνεται με τη βελτίωση της απόδοσης του. Έτσι, συνδυάζοντας και τα αποτελέσματα, που παρουσιάζονται στα διαγράμματα του σχήματος 4-6, η χρήση βελτιωμένου υπερπληρωτή επιτρέπει την παραγωγή της ίδιας ποσότητας ηλεκτρικής ισχύος με μικρότερη θερμοκρασία καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου. Αυτό προφανώς παρέχει ένα πλεονέκτημα ειδικά στα υψηλά φορτία, όπου η θερμοκρασία καυσαερίου μπορεί να έχει αρνητική επίδραση στη λειτουργία των στροβιλομηχανών [5].



Σχήμα 4-9 Αύξηση της Μέσης Θερμοκρασίας Εισόδου στο Στρόβιλο συναρτήσει της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου στο 25%, 50%, 75% και 100% του Φορτίου για τις περιπτώσεις του Αρχικού Υπερπληρωτή (α) και του Υπερπληρωτή με το Μέγιστο Βαθμό Απόδοσης (β).

#### 4.3.6 Συνολική Μείωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc)

Η παραμετρική διερεύνηση εκπονήθηκε για τον υφιστάμενο υπερπληρωτή και τις τέσσερις διαφορετικές περιπτώσεις χρήσης υπερπληρωτή με βελτιωμένο ολικό βαθμό απόδοσης. Η βελτίωση της απόδοσης του συστήματος, δηλαδή η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, οφείλεται σε δυο παράγοντες :

- στην ανακομιδή τμήματος της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου του κινητήρα Diesel.
- στην αποδοτικότερη λειτουργία του υπερπληρωτή.



Η συνεισφορά καθενός από τους παραπάνω δυο παράγοντες στη βελτίωση της απόδοσης της εγκατάστασης, καθώς και η συνολική βελτίωση που επιτυγχάνεται, εξετάζεται σε αυτό το τμήμα της ανάλυσης.

Η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα  $\Delta bsfc_{Engine}$  λόγω της χρήσης βελτιωμένου υπερπληρωτή με βαθμό απόδοσης  $Eff_{T/C}$  δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\Delta bsfc_{Engine} = \left( 1 - \frac{bsfc_{DP_{exh=0}}^{Eff_{T/C}}}{bsfc_{DP_{exh=0}}^{Eff_{T/C}=49\%}} \right) 100\% \quad (4.5)$$

όπου  $bsfc_{DP_{exh=0}}^{Eff_{T/C}}$  και  $bsfc_{DP_{exh=0}}^{Eff_{T/C}=49\%}$  είναι οι τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel για τον βελτιωμένο και τον υφιστάμενο υπερπληρωτή αντίστοιχα.

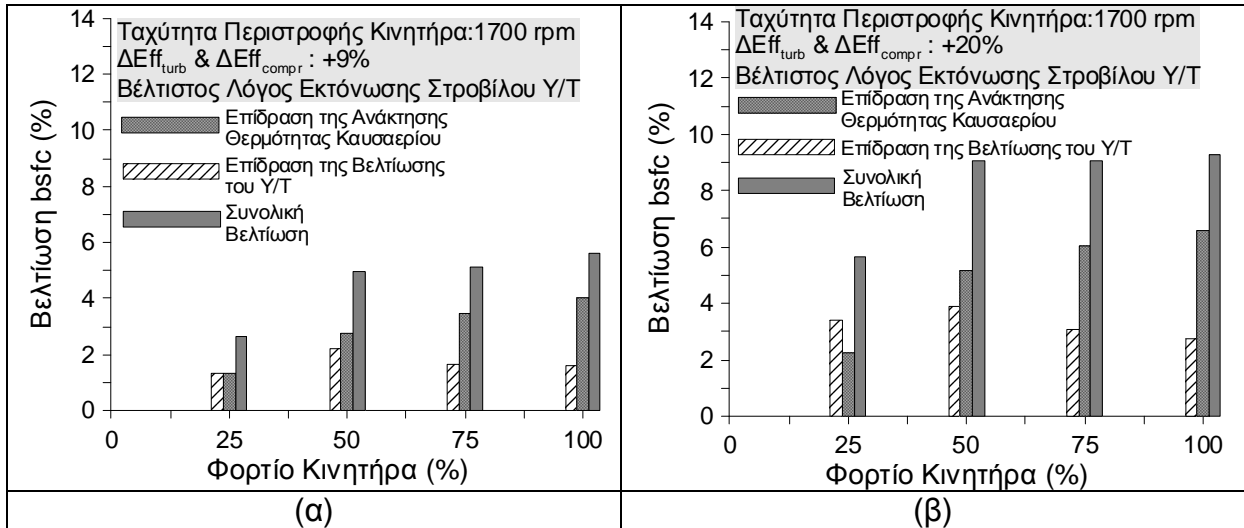
Η συνολική μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου  $\Delta bsfc_{total}$  του συστήματος είναι το άθροισμα των επιμέρους μεταβολών  $\Delta bsfc_{Engine}$  και  $\Delta bsfc$ , που οφείλονται αντίστοιχα στη βελτίωση της απόδοσης του υπερπληρωτή (σχέση 4.5) και στην ανάκτηση της θερμότητας καυσαερίου (σχέση 4.3), όπως διατυπώνεται ακολούθως:

$$\Delta bsfc_{total} = \Delta bsfc + \Delta bsfc_{Engine} \quad (4.6)$$

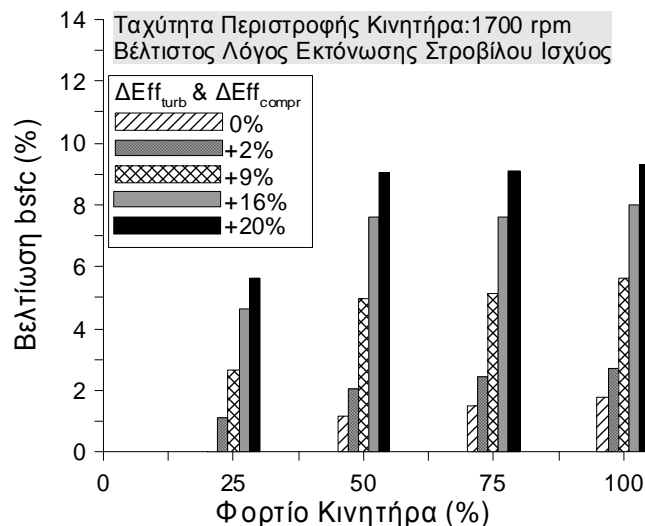
Στα σχήματα 4-10α και 4-10β απεικονίζεται η συνεισφορά των προαναφερόμενων δυο παραγόντων στη μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία του κινητήρα Diesel για τις περιπτώσεις αύξησης του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 9% και 20% αντίστοιχα. Η μέγιστη βελτίωση είναι προφανές ότι αντιστοιχεί στο βέλτιστο λόγο εκτόνωσης του στροβίλου του υπερπληρωτή, δηλαδή στη βέλτιστη τιμή της μέσης πίεσης καυσαερίου. Όπως διαπιστώνεται, η συνεισφορά της αύξησης της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ποσοστιαία βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου δεν μεταβάλλεται σημαντικά με το φορτίο του κινητήρα. Αντιθέτως, η συνεισφορά της ανακομιδής θερμότητας του καυσαερίου μέσω του στροβίλου του υπερπληρωτή αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα. Είναι προφανές ότι όλες οι επιμέρους βελτιώσεις της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνονται με τη χρήση αποδοτικότερου υπερπληρωτή. Η σημαντικότερη παρατήρηση, που εξάγεται από αυτά τα αποτελέσματα, είναι ότι η βελτίωση της απόδοσης του υπερπληρωτή αυξάνει την απόδοση του κινητήρα Diesel αλλά επιπλέον ανακτώνται μεγαλύτερα ποσά της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου μέσω του στροβίλου του υπερπληρωτή.

Στο σχήμα 4-11 παρατίθενται οι τιμές της μέγιστης βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για όλους τους εξεταζόμενους βαθμούς απόδοσης του υπερπληρωτή και σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Η συνολική μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του συστήματος αυξάνεται με το φορτίο από 2.5% έως και 5.6% για την περίπτωση βελτίωσης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 9%. Επιπροσθέτως, η μέγιστη συνολική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 8%, όταν

χρησιμοποιείται υπερπληρωτής με βελτιωμένο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης συμπίεστή και στροβίλου κατά 16%. Η μέγιστη συνολική βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του συστήματος προσεγγίζει το 9.3% για την πιο «ακραία» εκδοχή του υπερπληρωτή με αυξημένο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης συμπίεστή και στροβίλου κατά 20%.



Σχήμα 4-10 Επίδραση της Αύξησης του Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης Συμπίεστή και Στροβίλου κατά 9% (α) και 20% (β), καθώς και της Ανάκτησης της Θερμότητας Καυσαερίου στη Μέγιστη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) στο 25%, 50%, 75% και 100% του Φορτίου.



Σχήμα 4-11 Επίδραση της Χρήσης Υπερπληρωτή με Βελτιωμένους Βαθμούς Απόδοσης και της Ανάκτησης της Θερμότητας Καυσαερίου στη Μέγιστη Ολική Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) στο 25%, 50%, 75% και 100% του Φορτίου.

## 4.4 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό συντάχθηκε λεπτομερής υπολογιστική διερεύνηση με τη χρήση του τροποποιημένου μοντέλου προσομοίωσης του κινητήρα Diesel, προκειμένου να αξιολογηθεί η τεχνική της ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου μέσω του στροβίλου του υπερπληρωτή (electrical turbocharging). Τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την παραπάνω ανάλυση είναι τα ακόλουθα:

- Η δυνατότητα αύξησης της πίεσης καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής είναι πεπερασμένη καθώς ο λόγος εκτόνωσης στο μονοβάθμιο στρόβιλο του υπερπληρωτή γενικά δεν πρέπει να ξεπεράσει την τιμή 4:1. Ο περιορισμός αυτός είναι ένα από τα σημαντικότερα μειονεκτήματα της εγκατάστασης.
- Για σταθερή παροχή καυσίμου, η εξεταζόμενη τεχνική ανάκτησης θερμότητας συμβάλλει στη μείωση της ισχύος του κινητήρα Diesel, όπου η αντίστοιχη ποσοστιαία μείωση είναι υψηλότερη στα χαμηλά φορτία. Ωστόσο, αυτή η τεχνολογία βελτιώνει την ολική παραγόμενη ισχύ της εγκατάστασης λόγω της πρόσθετης ισχύος, που παράγεται από την εκμετάλλευση της ενέργειας του αποβαλλόμενου καυσαερίου.
- Στην περίπτωση χρήσης του αρχικού υπερπληρωτή η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 1.8% στο πλήρες φορτίο, ενώ δεν παρατηρείται βελτίωση στο 25% του φορτίου.
- Η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο από 1.3% έως και 4.1% χρησιμοποιώντας συμπιεστή και στρόβιλο με βελτιωμένο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης κατά 9%. Στην περίπτωση της βελτίωσης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 20%, η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο από 2.3% έως και 6.75%.
- Η βελτίωση της απόδοσης του υπερπληρωτή διευρύνει τις δυνατότητες ανακομιδής μεγαλύτερων ποσοτήτων θερμότητας από το αποβαλλόμενο καυσαέριο του κινητήρα.
- Η συνολική βελτίωση, που επιτυγχάνεται στην ειδική κατανάλωση καυσίμου με τη χρήση αποδοτικότερου υπερπληρωτή, είναι ακόμα μεγαλύτερη αφού εμπεριέχει και την αντίστοιχη βελτίωση του κινητήρα Diesel. Για τον υπερπληρωτή με αυξημένο βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 9%, η συνολική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 2.5% στο 25% του φορτίου και 5.6% στο πλήρες φορτίο. Στην περίπτωση χρήσης υπερπληρωτή με βελτιωμένο βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά

20%, το οποίο αποτελεί «ακραία» εκδοχή, η συνολική βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου προσεγγίζει το 9.3% στο πλήρες φορτίο του κινητήρα.

- Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς της εγκατεστημένης γεννήτριας αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα και τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Η εξεταζόμενη διάταξη παράγει μέγιστη ηλεκτρική ισχύ 19.9 kW και 48kW στο 25% και 100% του φορτίου αντίστοιχα, όταν χρησιμοποιείται ο συμπιεστής και ο στρόβιλος με το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης.
- Για τον υφιστάμενο υπερπληρωτή η μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στη γεννήτρια στο 100% και 25% του φορτίου αντιστοιχεί στο 20.8% και 51% της συνολικά παραγόμενης ισχύος του στροβίλου αντίστοιχα. Όταν βελτιωθεί ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 20%, το μέγιστο ποσοστό της παραγόμενης ισχύος του στροβίλου, που μετατρέπεται σε ηλεκτρική ισχύ, εκτιμάται σε 43.7% και 66.5% στο πλήρες και στο χαμηλότερο φορτίο αντίστοιχα.
- Η μέγιστη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο του υπερπληρωτή εκτιμάται σε 68°C. Η αύξηση αυτή είναι δεκτή δεδομένου ότι δεν τίθεται κίνδυνος για τη λειτουργία του υπερπληρωτή. Ωστόσο, η χρήση βελτιωμένου υπερπληρωτή επιτρέπει τη λειτουργία της διάταξης με μικρότερη θερμοκρασία καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου.

Συνοψίζοντας τα παραπάνω συμπεράσματα, παρατηρείται ότι η χρήση του στροβίλου του υπερπληρωτή για την εκμετάλλευση τμήματος της θερμότητας του καυσαερίου, που αποβάλλεται στο περιβάλλον από τον κινητήρα Diesel, συμβάλλει στην αύξηση της ολικής παραγόμενης ισχύος σε ικανοποιητικό βαθμό. Ωστόσο, το αντίστοιχο όφελος είναι περιορισμένο στις χαμηλές τιμές του φορτίου του κινητήρα. Τέλος, η σημαντικότερη παρατήρηση είναι ότι η τεχνολογία που εξετάστηκε είναι αποτελεσματική μόνο στην περίπτωση που συνοδεύεται με τη χρήση υπερπληρωτή υψηλής απόδοσης.

#### **Σύμβολα Κεφαλαίου 4:**

$b_{mep}$	Μέση Ενεργός Πίεση	(bar)
$bsfc$	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kwh)
$DP_{exh}$	Αύξηση της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου στον Οχετό Εξαγωγής	(bar)
$Eff_{compr}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης του Συμπιεστή	(-)
$Eff_{turb}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης του Στροβίλου	(-)
$Eff_{T/C}$	Συνολικός Βαθμός Απόδοσης Υπερπληρωτή	(-)
$n$	Βαθμός Απόδοσης	(-)
$n_m$	Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης	(-)
$P$	Ισχύς	(kW)
$P_{el,p}$	Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύς στη Γεννήτρια	(kW)
$T_{exh}$	Μέση Θερμοκρασία Καυσαερίου στον Οχετό Εξαγωγής	(°C)

#### **Ελληνικά σύμβολα:**

$\Delta[...]$	Μεταβολή
Y/T	Υπερπληρωτής

#### **Δείκτες:**

C	Συμπιεστής
compr	Συμπιεστής
Engine	Κινητήρας Diesel
G	Ηλεκτρική Γεννήτρια
T	Στρόβιλος
turb	Στρόβιλος
total	Συνολική Τιμή

#### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 4:**

1. **Hopmann, U.**, “Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology”, Catterpillar, DEER Conference, San Diego, California, USA, 2004.
2. **Hopmann, U. and Algrain, M.**, “Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology”, Caterpillar Inc., Presentation in 2003 DEER Conference Newport Rhode Island, 2003.
3. **Tennant, D.W.H. and Walsham, B.E.**, “The turbocompound diesel engine”, SAE Paper No. 89064, 1989.
4. **Sendyka, B. and Soczowka, J.**, “Recovery of Exhaust Gases Energy by Means of Turbocompound”, Politechnika Krakowska, 2001.
5. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O.,and Lamaris V.T.**, “Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocompounding”, SAE Paper No.011563, 2007.
6. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O., Rogdakis, E.D., Kouremenos D.**, “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications”, International Journal of Alternative Propulsion, 2006, In Press.

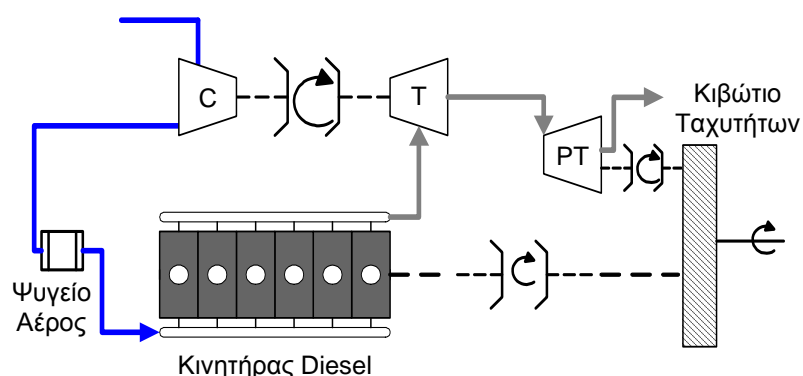
## Κεφάλαιο 5

# Ανάκτηση Θερμότητας με τη Χρήση Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης

### 5.1 Εισαγωγή

Στο προηγούμενο κεφάλαιο εξετάστηκε η χρήση του υπερπληρωτή με γεννήτρια εγκατεστημένη στον άξονα του για την ανάκτηση τμήματος της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου από τον κινητήρα Diesel στο περιβάλλον. Ωστόσο, η διάταξη αυτή δεν επιτρέπει την αύξηση της πίεσης εισόδου στο στρόβιλο του υπερπληρωτή στα επιθυμητά επίπεδα, προκειμένου να παραχθούν μεγαλύτερα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας εξαιτίας των περιορισμών, που υφίστανται στο λόγο εκτόνωσης του στρόβιλου. Για αυτό το λόγο υιοθετείται η διάταξη της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης, όπου η εκμετάλλευση της ενέργειας του αποβαλλόμενου καυσαερίου πραγματοποιείται σε στρόβιλο ισχύος εγκατεστημένο μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή [1-8]. Συγκεκριμένα, το ρεύμα του καυσαερίου, που εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή, εκτονώνεται στο στρόβιλο ισχύος, όπου τμήμα της θερμότητας του καυσαερίου μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια.

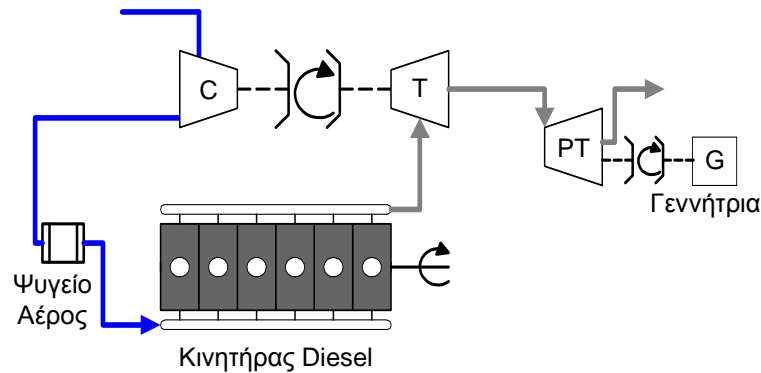
Ο στρόβιλος ισχύος συνδέεται είτε με τον άξονα του κινητήρα μέσω μειωτήρα στροφών (κιβωτίου ταχυτήτων), όπως φαίνεται στο σχήμα 5-1 [1-6], είτε με ηλεκτρική γεννήτρια, όπως φαίνεται στο σχήμα 5-2 [6-8]. Σε αντίστοιχη εφαρμογή της εταιρίας Cummins αναφέρεται ότι η ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλου ισχύος είναι της τάξης των 30,000 rpm [1].



Σχήμα 5-1 Διάταξη της Τεχνικής Ανάκτησης Θερμότητας Καυσαερίου με Σύνθετη Στροβιλουπερπλήρωση, όπου ο Στρόβιλος Ισχύος είναι σε Μηχανική Σύζευξη με τον Άξονα του Κινητήρα.

Όταν οι τιμές της ταχύτητας περιστροφής για το στρόβιλο ισχύος και τον άξονα του κινητήρα είναι 30,000 rpm και 2100 rpm αντίστοιχα, τότε στην περίπτωση της μηχανικής

σύζευξης απαιτείται μειωτήρας στροφών με λόγο μείωσης τουλάχιστον 15:1 καθιστώντας αρκετά σημαντικό το μέγεθος του. Ένα πρόσθετο μειονέκτημα της μηχανικής σύνδεσης είναι οι μηχανικές απώλειες και η αδράνεια του συστήματος.



*Σχήμα 5-2 Διάταξη της Τεχνικής Ανάκτησης Θερμότητας Καυσαερίου με Σύνθετη Στροβιλουπερπλήρωση, όπου ο Στρόβιλος Ισχύος Συνδέεται με Ηλεκτρική Γεννήτρια.*

Στη συνέχεια αναλύονται οι δυνατότητες, που προκύπτουν από την εκμετάλλευση της θερμότητας του καυσαερίου χρησιμοποιώντας την προαναφερόμενη τεχνική, καθώς και οι ενδεχόμενες επιπτώσεις της στη λειτουργία του κινητήρα Diesel.

## 5.2 Ανάλυση και Τροποποίηση του Μοντέλου Προσομοίωσης

Για την προσομοίωση της εξεταζόμενης τεχνολογίας, το μονοζωνικό μοντέλο τροποποιείται προκειμένου να εξεταστεί η διάταξη του κινητήρα Diesel με στρόβιλο ισχύος τοποθετημένο μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Συγκεκριμένα, η πίεση του καυσαερίου κατά την έξοδο του από το στρόβιλο του υπερπληρωτή ταυτίζεται πλέον με την πίεση στην είσοδο του στρόβιλου ισχύος, δηλαδή με το λόγο εκτόνωσης του. Η ύπαρξη του στρόβιλου ισχύος προκαλεί σημαντική αύξηση της μέσης πίεσης στον οχετό εξαγωγής, η οποία εξαρτάται από το λόγο εκτόνωσης του. Το μοντέλο προσομοίωσης εκτιμά τη συνολικά παραγόμενη ισχύ του συστήματος, δηλαδή την ισχύ του κινητήρα Diesel και την παραγόμενη ισχύ στο στρόβιλο ισχύος. Η ανάλυση που ακολουθεί αφορά τον κινητήρα Diesel με μέγιστη μέση ενεργό πίεση 27 bar («κινητήρας Α»). Η πίεση υπερπλήρωσης και η παροχή μάζας του καυσίμου διατηρούνται ίσες με τα αντίστοιχα μεγέθη του αρχικού κινητήρα. Συνεπώς, οι διεργασίες που συντελούνται κατά την καύση είναι όμοιες (ίδιος λόγος λ), οπότε οι μεταβολές της απόδοσης του κινητήρα οφείλονται κύρια στην επίδραση της εξεταζόμενης τεχνικής στην εναλλαγή των αερίων. Η διάταξη, που εξετάζεται σε αυτό το κεφάλαιο, είναι η σύνδεση του στρόβιλου ισχύος με ηλεκτρική γεννήτρια (σχήμα 5-2).

Οι παράμετροι της διερεύνησης είναι οι εξής:

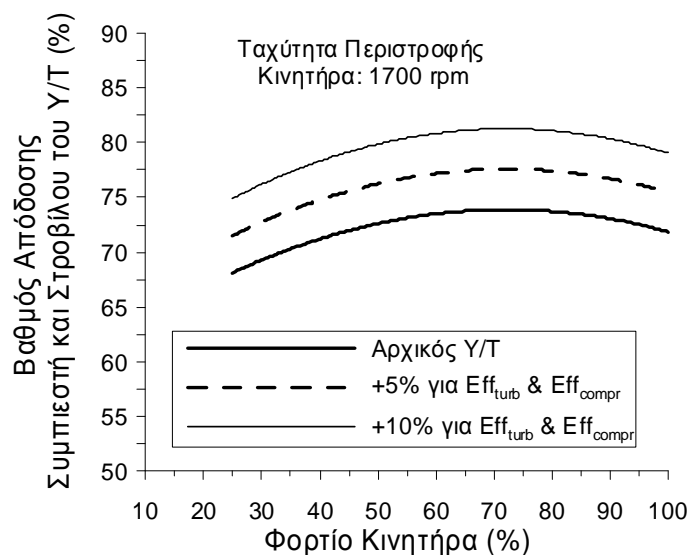


- Το φορτίο του κινητήρα Diesel.
- Ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος [1,6,8].
- Ο ολικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή [8].

Η διερεύνηση πραγματοποιείται στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου του κινητήρα με ταχύτητα περιστροφής στις 1700 rpm.

Στην παραμετρική ανάλυση η μέση τιμή του λόγου πίεσης στο στρόβιλο ισχύος αυξάνεται από 1.3 έως και 2.5 με βήμα αύξησης 0.2, προκειμένου να εκτιμηθεί η βέλτιστη τιμή του για τη μεγιστοποίηση της μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) του συστήματος σε κάθε συνθήκη λειτουργίας.

Εξετάζονται τρεις διαφορετικές εκδοχές για τον υπερπληρωτή, ο κανονικός υπερπληρωτής, καθώς και δυο βελτιωμένοι με αυξημένο βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 5% και 10% αντίστοιχα. Οι τιμές των βαθμών απόδοσης του κανονικού υπερπληρωτή έχουν ήδη δοθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο και στον πίνακα 4-1. Έτσι, ο υφιστάμενος υπερπληρωτής παρουσιάζει μέγιστο ολικό βαθμό απόδοσης ίσο με 49% και η αντίστοιχη τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου του είναι 73.5%. Η δεύτερη και η τρίτη εκδοχή για τον υπερπληρωτή παρουσιάζουν μέγιστο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου ίσο με 77.2% και 80.8% αντίστοιχα, ενώ οι τιμές του μέγιστου ολικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή είναι 53.8% και 59% αντίστοιχα. Στο σχήμα 5-3 απεικονίζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα για όλες τις εξεταζόμενες εκδοχές του υπερπληρωτή.



Σχήμα 5-3 Μεταβολή των Βαθμών Απόδοσης του Συμπιεστή και του Στροβίλου του Υπερπληρωτή συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα με Ταχύτητα Περιστροφής στις 1700 rpm για τις Εξεταζόμενες Εκδοχές του Υπερπληρωτή.

Οι κύριες παραδοχές, που υιοθετούνται στην παρούσα διερεύνηση, είναι οι ακόλουθες:

- Η απόδοση της ηλεκτρικής γεννήτριας που συνδέεται με το στρόβιλο ισχύος παραμένει σταθερή και ισούται με 95% [8].
- Οι τιμές των μηχανικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου είναι σταθερές και ίσες με 95% [8].
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος θεωρείται σταθερός και ίσος με 85% [1,6,8]. Η τιμή αυτή θεωρείται εφικτή για τη σημερινή τεχνολογία των στροβιλομηχανών.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της παραμετρικής διερεύνησης για την εκτίμηση των ακόλουθων μεγεθών:

- Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) συναρτήσει του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος.
- Επίδραση του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος στην παραγόμενη ισχύ του κινητήρα Diesel.
- Συνολικά παραγόμενη ισχύς από το σύστημα του κινητήρα Diesel και του στροβίλου ισχύος συνδεδεμένου με ηλεκτρογεννήτρια.
- Μεταβολή του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου του υπερπληρωτή.
- Μεταβολή της θερμοκρασίας του καυσαερίου στην έξοδο από τη διάταξη, δηλαδή μετά το στρόβιλο ισχύος.
- Συνεισφορά της αύξησης του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή και της προσθήκης του στροβίλου ισχύος στη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης.

## 5.3 Αποτελέσματα της Παραμετρικής Διερεύνησης

### 5.3.1 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στην Απόδοση του Συστήματος

Στα διαγράμματα των σχημάτων 5-4α, 5-4β, 5-4γ και 5-4δ, απεικονίζεται η ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc), που προκαλεί η ανάκτηση μέρους της θερμότητας του καυσαερίου από το στρόβιλο ισχύος. Τα αποτελέσματα αναφέρονται στους τρεις υπερπληρωτές διαφορετικού βαθμού απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα στις 1700 rpm και για τις τιμές 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου του κινητήρα. Η ποσοστιαία μεταβολή  $\Delta bsfc$  της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου υπολογίζεται από τον ακόλουθο τύπο :

$$\Delta bsfc = \left( 1 - \frac{bsfc_{PRT}^{Eff_{T/C}}} {bsfc_{PRT=1}^{Eff_{T/C}=49\%}} \right) 100\% \quad (5.1)$$

όπου  $bsfc_{PRT=1}^{Eff_{T/C}=49\%}$  είναι η τιμή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel με τον υφιστάμενο υπερπληρωτή και χωρίς στρόβιλο ισχύος και  $bsfc_{PRT}^{Eff_{T/C}}$  είναι η αντίστοιχη τιμή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του συστήματος για υπερπληρωτή με βαθμό απόδοσης  $Eff_{T/C}$  και λόγο εκτόνωσης PRT στο στρόβιλο ισχύος. Είναι προφανές ότι η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου υπολογίζεται ως προς τον αρχικό κινητήρα Diesel και εμπεριέχει την επίδραση της βελτίωσης του υπερπληρωτή.

Από τα σχήματα 5.4α, 5.4β, 5.4γ και 5.4δ διαπιστώνεται ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου βελτιώνεται σε όλα τα φορτία του κινητήρα, όταν αυξάνεται ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος μέχρι ένα συγκεκριμένο όριο. Η υπέρβαση του ορίου αυτού από το λόγο εκτόνωσης μειώνει τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η συγκεκριμένη οριακή τιμή του λόγου εκτόνωσης αποτελεί το βέλτιστο σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης και απεικονίζεται σε όλα τα διαγράμματα του σχήματος 5-4.

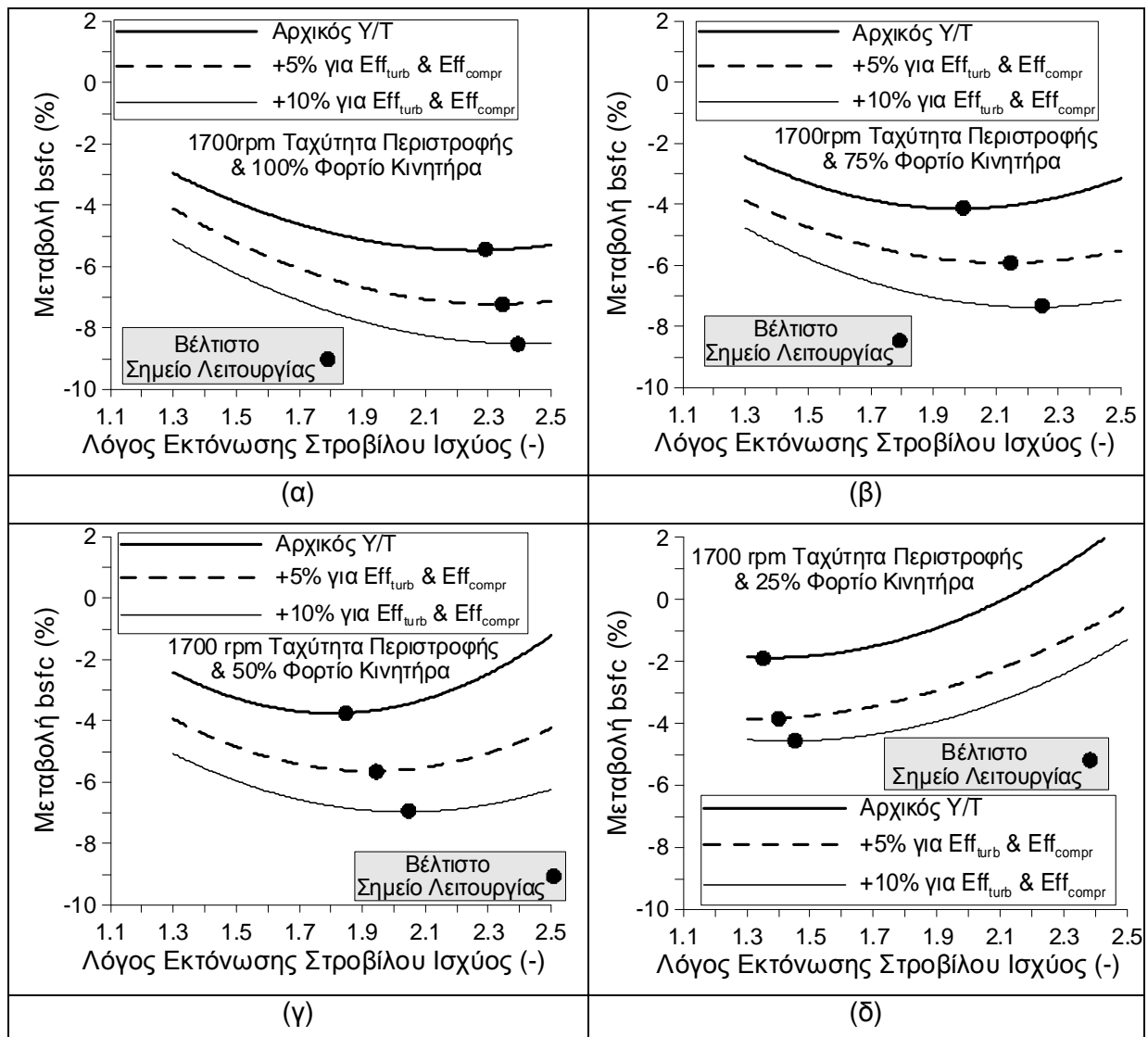
Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 5-4α, όταν χρησιμοποιείται ο κανονικός υπερπληρωτής, η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο πλήρες φορτίο εκτιμάται σε 5.4% με λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος ίσο με 2.3. Επιπροσθέτως, η βελτίωση του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 5% επιφέρει μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο πλήρες φορτίο κατά 7.1% για λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος ίσο με 2.35. Στην περίπτωση χρήσης υπερπληρωτή με αυξημένο βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου κατά 10%, η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο πλήρες φορτίο εκτιμάται σε 8.6% για λόγο εκτόνωσης στροβίλου ισχύος ίσο με 2.4.

Στην περίπτωση χρήσης του κανονικού υπερπληρωτή, η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 75% του φορτίου εκτιμάται σε 4.1% με λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος ίσο με 2.0. Όταν ο βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή βελτιώνεται κατά 5%, η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 75% του φορτίου εκτιμάται σε 5.9% και ο βέλτιστος λόγος εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος είναι 2.15. Η χρήση συμπιεστή και στροβίλου με βελτιωμένο βαθμό απόδοσης κατά 10% επιφέρει μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 75% του φορτίου κατά 7.3%, όταν ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος είναι 2.25.

Στο σχήμα 5-4γ διαπιστώνεται ότι η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 50% του φορτίου εκτιμάται σε 3.8% για λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος ίσο με 1.85 και χρησιμοποιώντας τον αρχικό υπερπληρωτή. Η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 50% του φορτίου εκτιμάται σε 5.8% με λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος ίσο με 1.95, όταν ο βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή αυξάνεται κατά 5%. Όσον αφορά την περίπτωση βελτίωσης του βαθμού

απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή κατά 10%, η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 50% του φορτίου εκτιμάται σε 7%, όταν ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος είναι 2.05.

Από το σύνολο των διαγραμμάτων του σχήματος 5-4 προκύπτει ότι η ποσοστιαία βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου. Έτσι, η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 25% του φορτίου εκτιμάται σε 1.9% με λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος ίσο με 1.35 για τον υφιστάμενο υπερπληρωτή. Ωστόσο, όταν ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου του υπερπληρωτή βελτιώνεται κατά 5% και 10%, τότε η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο 25% του φορτίου εκτιμάται σε 3.9% και 4.6% αντίστοιχα, ενώ οι αντίστοιχες βέλτιστες τιμές του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος είναι 1.4 και 1.45.

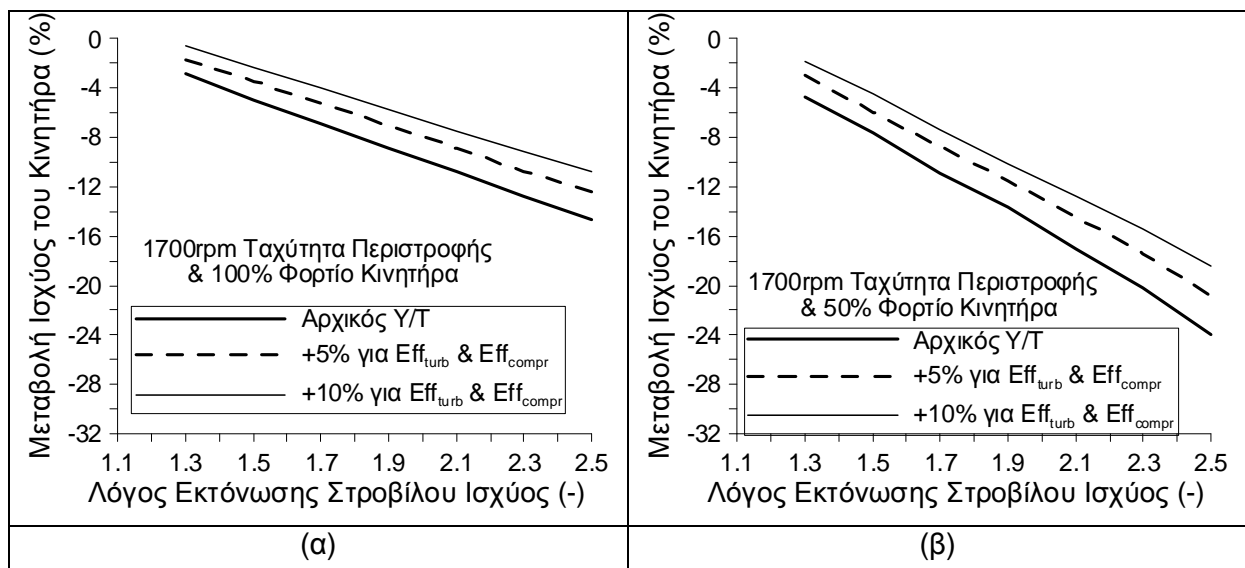


Σχήμα 5-4 Μεταβολή της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) συναρτήσεως του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου και για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του Υπερπληρωτή.

Η επίδραση του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος στη μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εξαρτάται τόσο από το φορτίο του κινητήρα όσο και από το βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή. Το βέλτιστο σημείο λειτουργίας της εξεταζόμενης εγκατάστασης μετατοπίζεται σε υψηλότερες τιμές του λόγου εκτόνωσης με την αύξηση του φορτίου του κινητήρα και τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Η αύξηση του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου μειώνει την πίεση στον οχετό εξαγωγής για την ίδια τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης, οπότε είναι δυνατή η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε μεγαλύτερες τιμές του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος.

### 5.3.2 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στην Παραγόμενη Ισχύ του Κινητήρα

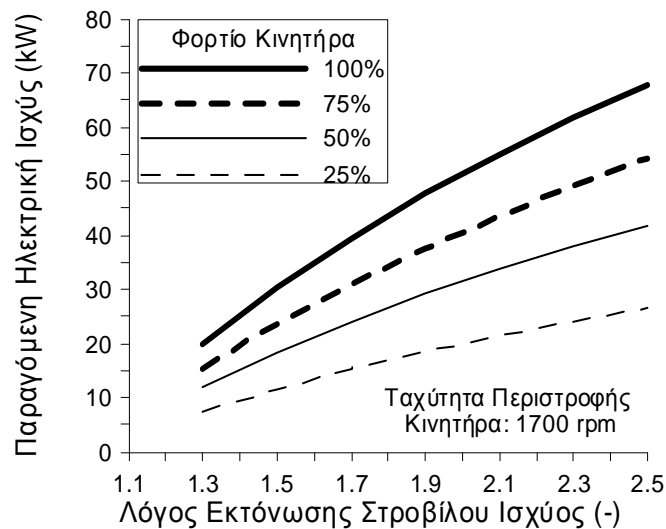
Η ανάκτηση μέρους της θερμότητας καυσαερίου μέσω του στροβίλου ισχύος επιδρά αρνητικά στην παραγόμενη ισχύ του κινητήρα Diesel για σταθερή παροχή μάζας καυσίμου εξαιτίας της αύξησης της πίεσης καυσαερίου. Η επίδραση αυτή απεικονίζεται στα σχήματα 5-5α και 5-5β στο 100% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Η μείωση της ισχύος του κινητήρα υπολογίζεται ως προς τον αρχικό κινητήρα. Έτσι, η μέγιστη μείωση της ισχύος του κινητήρα εκτιμάται σε 15% και 24% στο 100% και στο 50% του φορτίου του αντίστοιχα. Όπως διαπιστώνεται, η αρνητική επίδραση σε ποσοστιαία βάση είναι υψηλότερη στα χαμηλότερα φορτία.



Σχήμα 5-5 Μεταβολή της Ισχύος του Κινητήρα Diesel συναρτήσει του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στο 100% (α) και 50% (β) του Φορτίου και για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του Υπερπληρωτή.

### 5.3.3 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στην Ολικά Παραγόμενη Ισχύ του Συστήματος

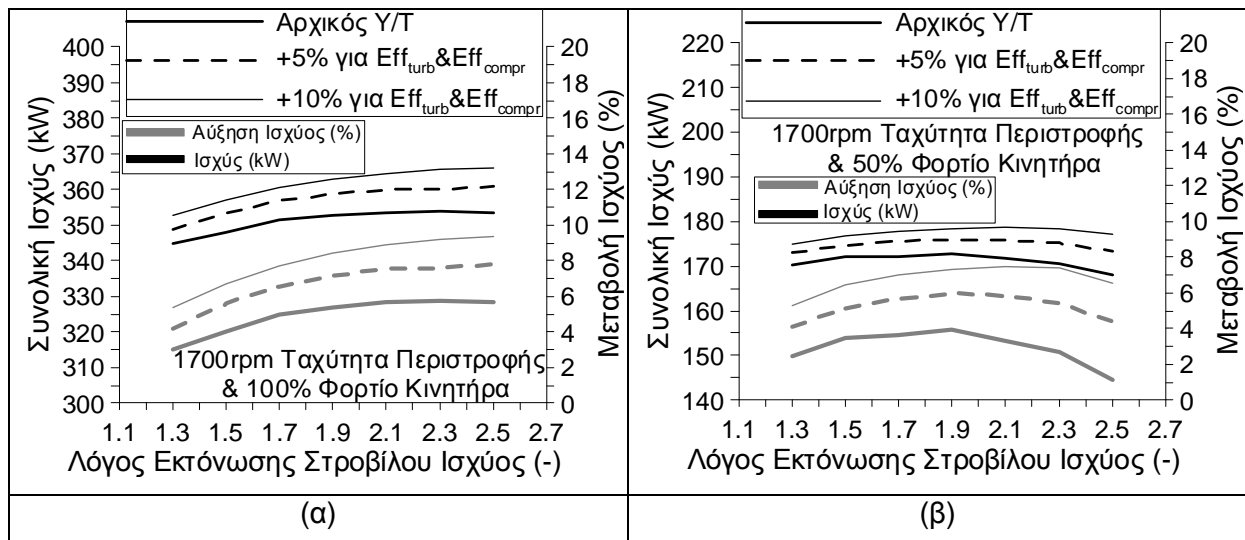
Όπως διαπιστώνεται από τις καμπύλες του σχήματος 5-6, η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στη γεννήτρια της εξεταζόμενης διάταξης αυξάνεται με το λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος από 20kW έως και 68kW και από 7.5kW έως και 26.5kW στο 100% και 25% του φορτίου του κινητήρα Diesel αντίστοιχα. Στα υπόλοιπα φορτία η επίδραση του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος στην παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ της διάταξης είναι παρόμοια.



Σχήμα 5-6 Μεταβολή της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος συναρτήσει του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου.

Η επίδραση του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος στη συνολικά παραγόμενη ισχύ του συστήματος και στην ποσοστιαία μεταβολή της απεικονίζεται στα σχήματα 5-7α και 5-7β στο 100% και 50% του φορτίου αντίστοιχα για τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του υπερπληρωτή. Η ποσοστιαία μεταβολή ισχύος, που παρέχεται στο σχήμα 5-7, προκύπτει από τη σύγκριση της συνολικής ισχύος της διάταξης με την παραγόμενη ισχύ του αρχικού κινητήρα Diesel, η οποία δίνεται στον πίνακα 3-1. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 5.7α, η άνοδος του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος αυξάνει τη συνολικά παραγόμενη ισχύ του κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση στο πλήρες φορτίο. Ωστόσο, στο 50% του φορτίου η αύξηση του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος επιφέρει την αρχική αύξηση, τη μεγιστοποίηση και τη μετέπειτα μείωση της συνολικά παραγόμενης ισχύος του συστήματος. Είναι προφανές ότι οι καμπύλες του σχήματος 5-7 είναι παρόμοιες με τις αντίστοιχες του σχήματος 5-4 για τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Η μέγιστη συνολική ισχύς, που παράγει η εξεταζόμενη διάταξη, εκτιμάται σε 366kW και 178.5kW στο 100% και 50% του φορτίου αντίστοιχα, η οποία επιτυγχάνεται προφανώς στην περίπτωση χρήσης του υπερπληρωτή με το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης. Συγκεκριμένα, η ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου μέσω της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης προκαλεί μέγιστη ποσοστιαία αύξηση της συνολικής ισχύος κατά 5.7% και 3.9% στο 100% και στο 50% του φορτίου αντίστοιχα για τον υφιστάμενο υπερπληρωτή. Στην περίπτωση βελτίωσης του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή κατά 5% η μέγιστη ποσοστιαία αύξηση της συνολικής ισχύος εκτιμάται σε 7.8% και 6.0% στο 100% και στο 50% του φορτίου αντίστοιχα. Ωστόσο, όταν χρησιμοποιείται ο υπερπληρωτής με το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης, τότε η μέγιστη ποσοστιαία αύξηση της παραγόμενης ισχύος του συστήματος εκτιμάται σε 9.35% και 7.45% στο 100% και στο 50% του φορτίου αντίστοιχα.



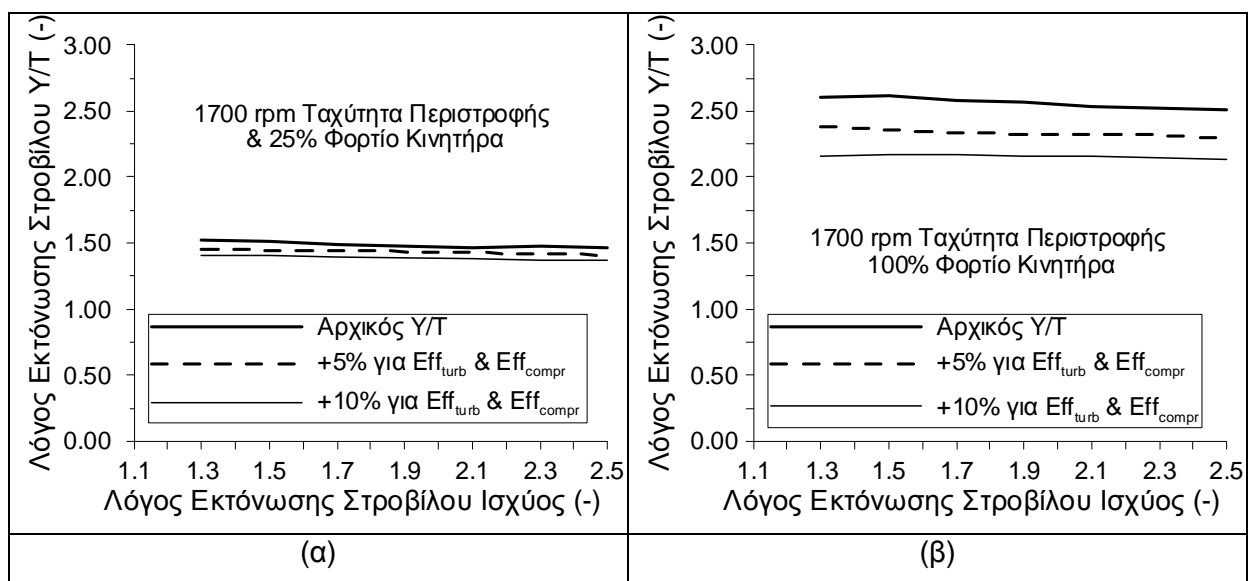
Σχήμα 5-7 Μεταβολή της Συνολικά Παραγόμενης Ισχύος και της Ποσοστιαίας Αύξησης της συναρτήσε του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στο 100% (α) και 50% (β) του Φορτίου και για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του Υπερπληρωτή.

#### 5.3.4 Επίδραση του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στο Λόγο Εκτόνωσης του Στροβίλου του Υπερπληρωτή

Η μεταβολή του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου του υπερπληρωτή συναρτήσε του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος για τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του υπερπληρωτή στο 25% και 100% του φορτίου απεικονίζεται στα σχήματα 5-8α και 5-8β αντίστοιχα. Ο λόγος εκτόνωσης στο στροβίλο του υπερπληρωτή μεταβάλλεται από 1.4 έως και 1.5 στο 25% του φορτίου του κινητήρα, ενώ η αντίστοιχη μεταβολή του λόγου εκτόνωσης στο πλήρες φορτίο είναι από 2.2 έως και 2.6. Στα σχήματα 5-8α και 5-8β διαπιστώνεται η μείωση του λόγου

εκτόνωσης του στροβίλου του υπερπληρωτή με τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του. Η συγκεκριμένη μείωση του λόγου εκτόνωσης είναι εντονότερη στο πλήρες φορτίο συγκριτικά με το 25% του φορτίου του κινητήρα.

Όπως διαπιστώνεται, παρατηρείται μια μικρή μείωση στο λόγο εκτόνωσης του στροβίλου του υπερπληρωτή καθώς αυξάνεται ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος. Έτσι, ο στροβίλος ισχύος αυξάνει μεν την πίεση στην εισαγωγή του στροβίλου του υπερπληρωτή αλλά δεν επηρεάζει ουσιαστικά το λόγο εκτόνωσης του. Το γεγονός αυτό αποτελεί σημαντικό πλεονέκτημα της εγκατάστασης της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης έναντι της διάταξης ανακομιδής της θερμότητας του καυσαερίου μέσω υπερπληρωτή και ηλεκτρικής γεννήτριας στον άξονα του, η οποία εξετάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.



Σχήμα 5-8 Μεταβολή του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου του Υπερπληρωτή συναρτήσει του Λόγου Εκτόνωσης του Στροβίλου Ισχύος στο 25% (α) και 100% (β) του Φορτίου και για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του Υπερπληρωτή.

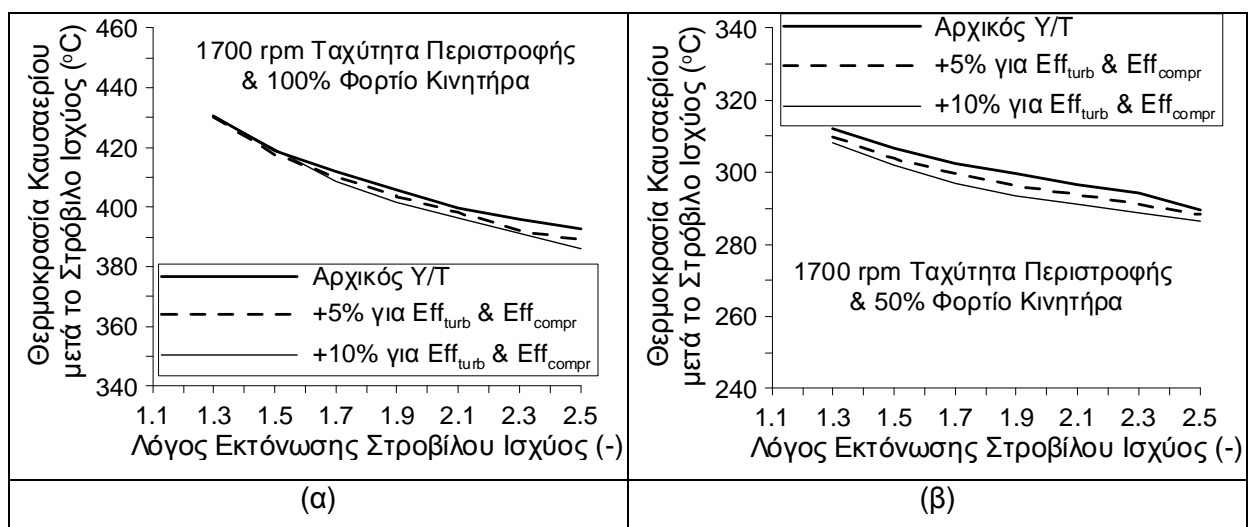
### 5.3.5 Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο του Στροβίλου Ισχύος

Η τοποθέτηση του στροβίλου ισχύος μετά το στροβίλο του υπερπληρωτή για την εκμετάλλευση της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου έχει σημαντική επίδραση στη θερμοκρασία με την οποία το καυσαέριο εξέρχεται από την εγκατάσταση. Το γεγονός αυτό αναμένεται να έχει επίπτωση στο σύστημα διαχείρισης ρύπων (Aftertreatment System), εφόσον αυτό υπάρχει. Για αυτό το λόγο, στα σχήματα 5-9α και 5-9β απεικονίζεται η μεταβολή αυτής της θερμοκρασίας με το λόγο εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος στο 100% και στο 50% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα.



Όπως διαπιστώνεται στα σχήματα 5-9α και 5-9β, η θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου ισχύος μειώνεται σχεδόν γραμμικά με το λόγο εκτόνωσης του σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Η επίδραση του λόγου εκτόνωσης στη μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου από την εξεταζόμενη εγκατάσταση δεν επηρεάζεται σημαντικά από το βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή.

Όπως είναι προφανές από τα σχήματα αυτά, η θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου ισχύος μειώνεται με το λόγο εκτόνωσης του από τους 430°C στους 386°C στο πλήρες φορτίο, ενώ στο 50% του φορτίου η αντίστοιχη μείωση της θερμοκρασίας καυσαερίου είναι από τους 312°C στους 286°C.



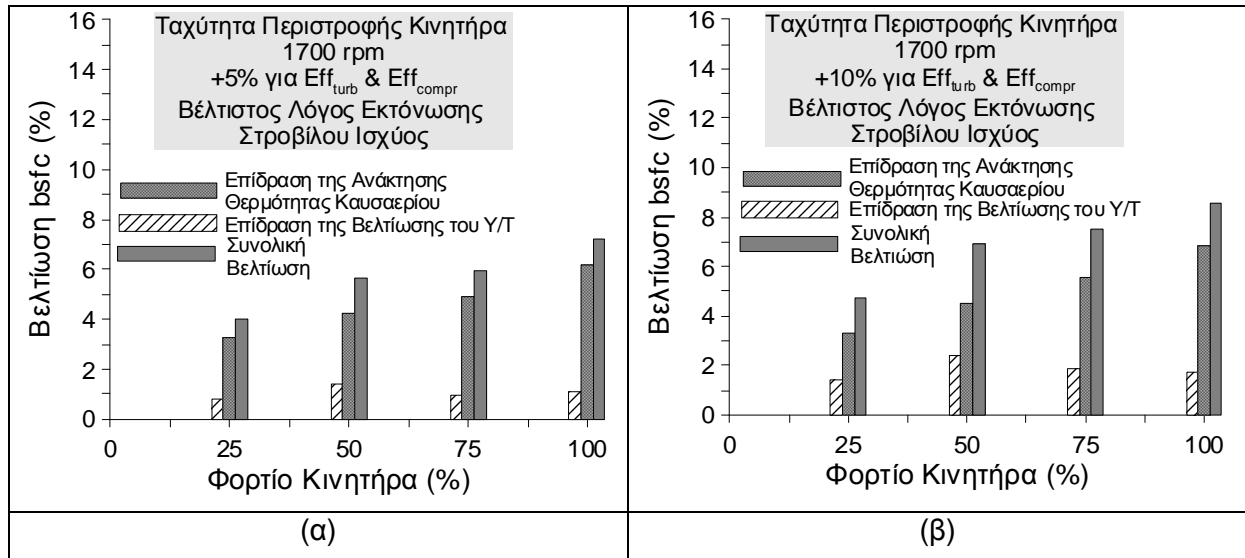
Σχήμα 5-9 Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο του Στροβίλου Ισχύος συναρτήσει του Λόγου Εκτόνωσης του στο 100% (α) και 50% (β) του Φορτίου και για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις του Υπερπληρωτή.

### 5.3.6 Ποσοστιαία Συνεισφορά στη Μείωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου

Στη συνέχεια της ανάλυσης, στα σχήματα 5-10α και 5-10β δίνεται η επίδραση της βελτίωσης του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου του υπερπληρωτή κατά 5% και 10% αντίστοιχα στη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου του κινητήρα στις 1700 rpm.

Σε αυτά τα σχήματα απεικονίζεται η συνεισφορά της βελτίωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή και της ανάκτησης θερμότητας μέσω του στροβίλου ισχύος στην ποσοστιαία μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc). Η συνεισφορά της αύξησης του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή είναι περίπου παρόμοια σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Ωστόσο, η συνεισφορά του στροβίλου ισχύος αυξάνει με το φορτίο και τη βελτίωση του

βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Όπως διαπιστώνεται, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, που προέρχεται από την αύξηση του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή κατά 10%, είναι μεγαλύτερη του 1.4% χωρίς όμως να υπερβαίνει το 2.4% σε όλα τα φορτία του κινητήρα.



Σχήμα 5-10 Επίδραση της Αύξησης των Βαθμών Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου του Υπερπληρωτή κατά 5% (α) και 10% (β), καθώς και της Ανάκτησης Θερμότητας μέσω του Στροβίλου Ισχύος στη Μέγιστη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου.

## 5.4 Συμπεράσματα

Σε αυτό το κεφάλαιο αναλύθηκαν οι δυνατότητες ανάκτησης μέρους της αποβαλλόμενης θερμότητας καυσαερίου του κινητήρα Diesel μέσω της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης. Οι σημαντικότερες επιστημονικές της παραπάνω διερεύνησης συνοψίζονται στα εξής:

- Η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα και τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Όταν χρησιμοποιείται ο κανονικός υπερπληρωτής, τότε η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 1.9%, 3.8%, 4.1% και 5.4% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Για υπερπληρωτή με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης στροβίλου και συμπιεστή βελτιωμένο κατά 10%, το μέγιστο όφελος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου εκτιμάται σε 8.6% και 4.6% στο 100% και 25% του φορτίου αντίστοιχα.
- Ο βέλτιστος λόγος εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος για την μεγιστοποίηση της μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο και τη βελτίωση του ολικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι τιμές του

βέλτιστου λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος κυμαίνονται από 2.3 έως και 2.4 στο πλήρες φορτίο, από 2 έως και 2.25 στο 75% του φορτίου, από 1.85 έως και 2.05 στο 50% του φορτίου και από 1.35 έως και 1.45 στο 25% του φορτίου.

- Η μέγιστη μείωση της ισχύος του ίδιου του κινητήρα Diesel εκτιμάται σε 15% και 24% στο 100% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Αντιθέτως, η μέγιστη αύξηση της συνολικής ισχύος της εγκατάστασης εκτιμάται σε 9.35% και 7.4% στο 100% και 50% του φορτίου αντίστοιχα, όταν ο βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή βελτιώνεται κατά 10%.
- Η θερμοκρασία με την οποία εξέρχεται το καυσαέριο από την εγκατάσταση μειώνεται με την αύξηση του λόγου εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος.
- Ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου του υπερπληρωτή δεν επηρεάζεται όταν χρησιμοποιείται στρόβιλος ισχύος σε αντίθεση με την τεχνική ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου μέσω του υπερπληρωτή με ηλεκτρογεννήτρια, όπου η αύξηση της πίεσης καυσαερίου συνεπάγεται σημαντική άνοδο του λόγου εκτόνωσης στο στρόβιλο του υπερπληρωτή.
- Η τεχνολογία που εξετάστηκε σε αυτό το κεφάλαιο μειώνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου σε όλα τα φορτία του κινητήρα ακόμα και στην περίπτωση, που δεν χρησιμοποιηθεί υπερπληρωτής βελτιωμένης απόδοσης.

Όπως διαπιστώθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, η ανάκτηση θερμότητας καυσαερίου μέσω του υπερπληρωτή προκάλεσε μέγιστη συνολική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 8%, όταν ο βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή βελτιώθηκε κατά 16%, ενώ στην εξεταζόμενη διάταξη της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι μεγαλύτερη και επιτυγχάνεται με μικρότερη βελτίωση (10%) του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου. Συγκεκριμένα, η ύπαρξη δεύτερου στροβίλου μετά τον υπερπληρωτή διευρύνει τη δυνατότητα λειτουργίας της εγκατάστασης σε μεγάλες τιμές της πίεσης καυσαερίου διότι δεν επηρεάζεται ο λόγος εκτόνωσης στο στρόβιλο του υπερπληρωτή. Συνεπώς, όταν χρησιμοποιείται η εξεταζόμενη τεχνική, υπάρχει περιθώριο ανακομιδής μεγαλύτερης ποσότητας θερμικής ενέργειας καυσαερίου.

Συνοψίζοντας όλα τα παραπάνω, διαπιστώνεται ότι η εξεταζόμενη διάταξη του κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση φαίνεται να πλεονεκτεί έναντι της τεχνικής ανάκτησης θερμότητας καυσαερίου μέσω του υπερπληρωτή με ηλεκτρογεννήτρια στον άξονα του.

**Σύμβολα Κεφαλαίου 5:**

bsfc	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kwh)
bmer	Μέση Ενεργός Πίεση	(bar)
Eff	Βαθμός Απόδοσης	(-)
PRT	Λόγος Εκτόνωσης στο Στρόβιλο Ισχύος	(-)

**Ελληνικά σύμβολα:**

Υ/Τ	Υπερπληρωτής
-----	--------------

**Δείκτες:**

C	Συμπίεστής
comp	Συμπίεστής
G	Ηλεκτρική Γεννήτρια
PT	Στρόβιλος Ισχύος
T	Στρόβιλος
turb	Στρόβιλος
T/C	Υπερπληρωτής

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 5:**

1. **Brands, M.C, Werner, J. and Hoehne, J.L.**, “Vehicle Testing of Cummins Turbocompound Diesel Engine”, SAE Paper No. 810073, 1981.
2. **Kamo, R. and Brysik, W.**, “Adiabatic turbocompound engine performance prediction”, SAE Paper No. 780068, 1978.
3. **Tennant, D.W.H. and Walsham, B.E.**, “The turbocompound diesel engine”, SAE Paper No. 89064, 1989.
4. **Wilson, D.E.**, “The design of a low specific fuel consumption turbocompound engine”, SAE Paper No.860072, 1986.
5. **Holtman, R.H.**, “Testing of a Low Specific Fuel Consumption Turbocompound Engine”, SAE Paper No.870300, 1987
6. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O., Rogdakis, E.D., Kouremenos D.**, “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications”, International Journal of Alternative Propulsion, 2006, In Press.
7. **Sendyka, B. and Soczowka, J.**, “Recovery of Exhaust Gases Energy by Means of Turbocompound”, Politechnika Krakowska, 2001.
8. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O.,and Lamaris V.T.**, “Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocompounding”, SAE Paper No.011563, 2007.

## Κεφάλαιο 6

# Προσομοίωση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης με Χάρτες Λειτουργίας για τον Υπερπληρωτή και το Στρόβιλο Ισχύος

## 6.1 Εισαγωγή

Στα προηγούμενα κεφάλαια εξετάστηκαν δυο διαφορετικές τεχνικές ανάκτησης της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου του κινητήρα Diesel με τη χρήση είτε του στροβίλου του υπερπληρωτή είτε πρόσθετου στροβίλου ισχύος. Η σύγκριση των αποτελεσμάτων της παραμετρικής ανάλυσης για τις δυο τεχνολογίες αξιολόγησε την τοποθέτηση στροβίλου ισχύος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή ως την πιο συμφέρουσα μέθοδο ανάκτησης θερμότητας ως προς τη δυνατότητα βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται πιο λεπτομερής διερεύνηση της λειτουργίας της εγκατάστασης του κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση. Συγκεκριμένα χρησιμοποιούνται χάρτες λειτουργίας για το συμπιεστή, το στρόβιλο του υπερπληρωτή και το στρόβιλο ισχύος. Το νέο μοντέλο προσομοίωσης περιγράφει σε «ρεαλιστική βάση» τη λειτουργία της διάταξης. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα του είναι ότι παρέχονται στοιχεία για την ταχύτητα περιστροφής και τους βαθμούς απόδοσης του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος. Συνεπώς, εξετάζεται αναλυτικά η επίδραση στη λειτουργία του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος, που ήταν ανέφικτο στην προηγούμενη προσέγγιση. Επιπροσθέτως, τα αποτελέσματα της διερεύνησης είναι χρήσιμα για την ορθότερη αξιολόγηση των αντίστοιχων αποτελεσμάτων, που προέκυψαν από την παραμετρική ανάλυση του προηγούμενου κεφαλαίου.

## 6.2 Περιγραφή του Μοντέλου Προσομοίωσης

### 6.2.1 Γενική Περιγραφή

Η βελτιωμένη εκδοχή του μοντέλου προσομοίωσης της εγκατάστασης αποτελείται από το υπάρχον μονοζωνικό μοντέλο του εξακύλινδρου κινητήρα Diesel, το βελτιωμένο υπομοντέλο για τον υπερπληρωτή (στρόβιλο και συμπιεστή) και το υπομοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας του στροβίλου ισχύος. Επιπροσθέτως, στα πλαίσια της προσομοίωσης υιοθετείται ένας πρόσθετος οχετός, που διαρρέεται από το ρεύμα του καυσαερίου, το οποίο εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή και κατευθύνεται στην είσοδο του στροβίλου ισχύος. Συνεπώς, υπάρχει ένας οχετός καυσαερίων υψηλής πίεσης, δηλαδή ο οχετός

εξαγωγής, και ένας πρόσθετος οχετός καυσαερίων χαμηλής πίεσης, που συνδέει το στρόβιλο ισχύος με το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Οι διαστάσεις του πρόσθετου οχετού καυσαερίων θεωρούνται ίδιες με αυτές του οχετού εξαγωγής ελλείψει πρόσθετων στοιχείων.

### 6.2.2 Προσομοίωση του Συμπιεστή

Ο συμπιεστής του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα προσομοιώνεται με τη βοήθεια δυο χαρτών λειτουργίας. Ο πρώτος χάρτης είναι ένα διάγραμμα της μεταβολής του λόγου πίεσης συναρτήσει της ανηγμένης παροχής μάζας με παράμετρο την ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή. Η τιμή της πίεσης υπερπληρώσεως ταυτίζεται με την τιμή του λόγου πιέσεων στο συμπιεστή, διότι η πίεση εισόδου στο συμπιεστή ισούται με 1 bar. Η ανηγμένη παροχή μάζας του αέρα προκύπτει από την ακόλουθη σχέση:

$$\dot{m}_{\text{compr}}^{\text{COR}} = \frac{\dot{m}_{\text{compr}} \sqrt{T_{\text{air,in}}}}{0.10 \cdot p_{\text{boost}}} \quad (6.1)$$

όπου η ανηγμένη παροχή μάζας  $\dot{m}_{\text{compr}}^{\text{COR}}$  μετράται σε kg/sec $\sqrt{\text{K/MPa}}$ ,  $\dot{m}_{\text{compr}}$  είναι η παροχή μάζας του συμπιεστή,  $p_{\text{boost}}$  η πίεση της υπερπλήρωσης και  $T_{\text{air,in}}$  η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του συμπιεστή. Η ανηγμένη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του άξονα του υπερπληρωτή δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{N}_{\text{TC,compr}}^{\text{COR}} = \frac{\dot{N}_{\text{TC}}}{\sqrt{T_{\text{air,in}}}} \quad (6.2)$$

και μετράται σε rps/ $\sqrt{\text{K}}$  (στροφές ανά sec/ $\sqrt{\text{K}}$ ), όπου  $\dot{N}_{\text{TC}}$  είναι η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή.

Ο δεύτερος χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή είναι το διάγραμμα της μεταβολής του βαθμού απόδοσης του συναρτήσει της ανηγμένης παροχής μάζας του αέρα για διάφορες τιμές της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή.

Η διαδικασία υπολογισμού των μεγεθών του συμπιεστή ξεκινά με τη χρήση του πρώτου χάρτη λειτουργίας. Οι ανεξάρτητες μεταβλητές, δηλαδή οι παράμετροι εισόδου της προσομοίωσης, είναι η πίεση υπερπλήρωσης και η ανηγμένη παροχή μάζας του αέρα [1,2]. Το μέγεθος της θερμοκρασίας του αέρα εισόδου στο συμπιεστή είναι σταθερό σε όλο τον υπολογισμό και ισούται με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Από τις ανεξάρτητες μεταβλητές υπολογίζεται το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή. Στη συνέχεια βρίσκεται η ισουψής καμπύλη της ταχύτητας περιστροφής στην οποία ανήκει το σημείο λειτουργίας, οπότε υπολογίζεται η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή.

Όλες οι καμπύλες των δυο χαρτών λειτουργίας του συμπιεστή προσεγγίζονται με πολυώνυμα 5<sup>ου</sup> βαθμού. Ο πρώτος χάρτης λειτουργίας απεικονίζεται στο σχήμα 6-1. Όπως

διαπιστώνεται, ο χάρτης αυτός αποτελείται από έξι ισοϋψείς καμπύλες της ταχύτητας περιστροφής και από δυο καμπύλες που διέρχονται από τις ελάχιστες και τις μέγιστες τιμές των παροχών μάζας κάθε ισοϋψούς καμπύλης αντίστοιχα. Η πρώτη καμπύλη αντιστοιχεί στην οριακή γραμμή λειτουργίας του συμπιεστή, που αποκαλείται γραμμή πάλμωσης (surge line) του συμπιεστή [3]. Η δεύτερη καμπύλη είναι το όριο «φραγής» της ροής (choke line) διαμέσου του συμπιεστή [3]. Οι τιμές της παροχής μάζας του αέρα δεν μπορούν να ξεπεράσουν τις δυο αυτές οριακές καμπύλες προκειμένου να διασφαλισθεί η εύρυθμη λειτουργία του συμπιεστή [1,3].

Το μοντέλο προσομοίωσης χωρίζει νοητά το διάγραμμα της πίεσης υπερπλήρωσης συναρτήσει της ανηγμένης παροχής μάζας του αέρα στις ακόλουθες 6 υποπεριοχές τιμών [2], όπως απεικονίζεται στο σχήμα 6-1:

- Η πρώτη υποπεριοχή αντιστοιχεί στο πεδίο τιμών, που οριοθετείται από τις δυο οριακές καμπύλες λειτουργίας του συμπιεστή και από τις δυο ισοϋψείς καμπύλες, οι οποίες αντιστοιχούν στη χαμηλότερη και στην υψηλότερη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή.
- Η δεύτερη υποπεριοχή τιμών περιλαμβάνει τις τιμές της ανηγμένης παροχής μάζας του αέρα, που είναι μικρότερες και μεγαλύτερες από την ελάχιστη και τη μέγιστη τιμή αντίστοιχα του χάρτη λειτουργίας.
- Η τρίτη υποπεριοχή περιλαμβάνει όλα εκείνα τα σημεία λειτουργίας που βρίσκονται πάνω από τη γραμμή πάλμωσης του συμπιεστή.
- Η τέταρτη υποπεριοχή αντιστοιχεί στα σημεία λειτουργίας που βρίσκονται κάτω από την ισοϋψή καμπύλη της μικρότερης τιμής της ταχύτητας περιστροφής.
- Η πέμπτη υποπεριοχή αντιστοιχεί στα σημεία λειτουργίας, που βρίσκονται πάνω από την ισοϋψή καμπύλη της μεγαλύτερης τιμής της ταχύτητας περιστροφής.
- Η τελευταία υποπεριοχή περιλαμβάνει τα σημεία λειτουργίας εκείνα, που βρίσκονται κάτω από την καμπύλη «φραγής» της λειτουργίας του συμπιεστή.

Όπως διαπιστώνεται από το σχήμα 6-1, η υποπεριοχή I είναι η περιοχή λειτουργίας του συμπιεστή. Τα σημεία λειτουργίας βρίσκονται είτε πάνω στις ισοϋψείς καμπύλες της ταχύτητας περιστροφής είτε μεταξύ δυο διαδοχικών ισοϋψών. Στην πρώτη περίπτωση υπολογίζεται απευθείας η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή στην οποία αντιστοιχούν. Στη δεύτερη περίπτωση το μοντέλο προσομοίωσης ακολουθεί διαφορετική διαδικασία. Χαράσσεται μια ευθεία παράλληλη προς την ευθεία, που διέρχεται από τα σημεία τομής της καμπύλης πάλμωσης με τις διαδοχικές ισοϋψείς καμπύλες, όπου ανάμεσα τους βρίσκεται το ζητούμενο σημείο λειτουργίας [2]. Η ευθεία αυτή τέμνει τις ισοϋψείς καμπύλες στα σημεία A και B, όπως απεικονίζεται στο σχήμα 6-1. Η τιμή της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής, που αντιστοιχεί στο σημείο λειτουργίας, υπολογίζεται ως ακολούθως [2]:

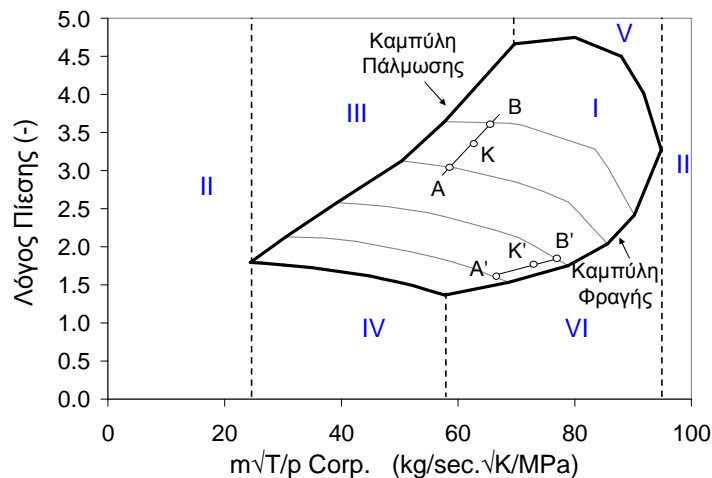


$$\dot{N}_{TC,compr}^{COR} = \left( \frac{D_1}{D_1 + D_2} \right) \dot{N}_{TC,compr2}^{COR} + \left( \frac{D_2}{D_1 + D_2} \right) \dot{N}_{TC,compr1}^{COR} \quad (6.3)$$

όπου  $D_1$  είναι η απόσταση του σημείου A από το σημείο λειτουργίας K,  $D_2$  είναι η απόσταση του σημείου B από το σημείο λειτουργίας K,  $\dot{N}_{TC,compr1}^{COR}$  και  $\dot{N}_{TC,compr2}^{COR}$  είναι οι τιμές της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής, που αντιστοιχούν στις διαδοχικές ισουΰψεις καμπύλες και διέρχονται από τα σημεία A και B.

Όπως φαίνεται στο σχήμα 6-1, υπάρχει το ενδεχόμενο στη διαδικασία υπολογισμού ένα από τα σημεία A', B' της τομής της προαναφερόμενης ευθείας με τις ισουΰψεις καμπύλες να βρίσκεται κάτω από την καμπύλη «φραγής» του συμπιεστή. Σε αυτή την περίπτωση η διεύθυνση της ευθείας, που διέρχεται από το σημείο λειτουργίας, διαφοροποιείται και γίνεται παράλληλη με την ευθεία, που συνδέει τα σημεία τομής των ισουΰψων καμπυλών με την καμπύλη «φραγής» του συμπιεστή.

Ο υπολογισμός της ισουΰψους καμπύλης της ταχύτητας περιστροφής, που διέρχεται από το σημείο λειτουργίας, οδηγεί στον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή μέσω της αντίστοιχης καμπύλης του, όπως θα αναλυθεί στη συνέχεια του παρόντος κεφαλαίου.



Σχήμα 6-1 Χάρτης λειτουργίας του Συμπιεστή του Κινητήρα Diesel με την Απεικόνιση της Διαδικασίας Υπολογισμού του Μοντέλου Προσομοίωσης της Εξεταζόμενης Διάταξης.

### 6.2.3 Προσομοίωση των Στροβίλων της Εγκατάστασης

Για την προσομοίωση του στροβίλου του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος χρησιμοποιούνται δυο χάρτες λειτουργίας κάθε φορά. Ο πρώτος χάρτης λειτουργίας είναι το διάγραμμα της μεταβολής της ανηγμένης παροχής μάζας του διερχόμενου καυσαερίου στο στρόβιλο συναρτήσει της ανηγμένης τιμής της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή με παράμετρο το λόγο πιέσεων της εκτόνωσης. Ο δεύτερος χάρτης λειτουργίας περιέχει τις

καμπύλες μεταβολής του βαθμού απόδοσης συναρτήσει της ανηγμένης τιμής της ταχύτητας περιστροφής με παράμετρο επίσης το λόγο πιέσεων της εκτόνωσης.

Η ανηγμένη παροχή μάζας του ρεύματος του καυσαερίου δίνεται ως ακολούθως:

$$\dot{m}_{\text{turb}}^{\text{COR}} = \frac{\dot{m}_{\text{turb}} \sqrt{T_{\text{exh,in}}}}{0.10 \cdot p_{\text{exh,in}}} \quad (6.4)$$

όπου  $\dot{m}_{\text{turb}}$  είναι η παροχή μάζας του καυσαερίου στο στρόβιλο,  $p_{\text{exh,in}}$  και  $T_{\text{exh,in}}$  είναι η πίεση και η θερμοκρασία του καυσαερίου αντιστοίχως στην είσοδο του στρόβιλου. Η ανηγμένη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή για το στρόβιλο είναι:

$$\dot{N}_{\text{TC,turb}}^{\text{COR}} = \frac{\dot{N}_{\text{TC}}}{\sqrt{T_{\text{exh,in}}}} \quad (6.5)$$

Οι προηγούμενες σχέσεις 6.4 και 6.5 ισχύουν αντίστοιχα για το στρόβιλο ισχύος με την διαφορά ότι στη θέση των τιμών της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή, της παροχής μάζας, της πίεσης και της θερμοκρασίας του καυσαερίου τοποθετούνται οι αντίστοιχες τιμές του στρόβιλου ισχύος.

Οι ανεξάρτητες μεταβλητές του υπολογισμού του στρόβιλου ισχύος και του στρόβιλου του υπερπληρωτή είναι οι ανηγμένες τιμές της ταχύτητας περιστροφής και οι λόγοι πιέσεων της εκτόνωσης [2]. Συνεπώς, αξιοποιώντας τις τιμές των δυο αυτών ανεξάρτητων μεταβλητών για κάθε στρόβιλο βρίσκεται το σημείο λειτουργίας του στους δυο αντίστοιχους χάρτες, οπότε υπολογίζονται οι τιμές της παροχής μάζας του διερχόμενου καυσαερίου και ο βαθμός απόδοσης του στρόβιλου.

#### 6.2.4 Προσομοίωση του Υπερπληρωτή

Η προσομοίωση της λειτουργίας του υπερπληρωτή βασίζεται σε δυο αρχές. Η πρώτη βασική αρχή, που διέπει τη λειτουργία του υπερπληρωτή, είναι το ενεργειακό ισοζύγιο (βλέπε σχέσεις 2.51, 2.52 και 2.53), όπου η παραγόμενη ισχύς στο στρόβιλο του υπερπληρωτή απορροφάται από το συμπιεστή με έναν μηχανικό βαθμό απόδοσης. Η δεύτερη αρχή στην οποία στηρίζεται η λειτουργία του υπερπληρωτή είναι η αρχή της συνέχειας (βλέπε σχέση 2.54), όπου η παροχή μάζας του καυσαερίου στο στρόβιλο του υπερπληρωτή πρέπει να ισούται με το άθροισμα της παροχής μάζας του εγχυόμενου καυσίμου και της παροχής μάζας του αέρα, που διέρχεται από το συμπιεστή.

Στα προηγούμενα κεφάλαια, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή  $\eta_{\text{mTC}}$  θεωρήθηκε σταθερός. Στο νέο μοντέλο προσομοίωσης το μέγεθος αυτό μεταβάλλεται με την ταχύτητα περιστροφής  $\dot{N}_{\text{TC}}$  και την παραγόμενη ισχύ στο στρόβιλο του υπερπληρωτή  $\text{Power}_{\text{turb}}$  με βάση την ακόλουθη σχέση [2]:

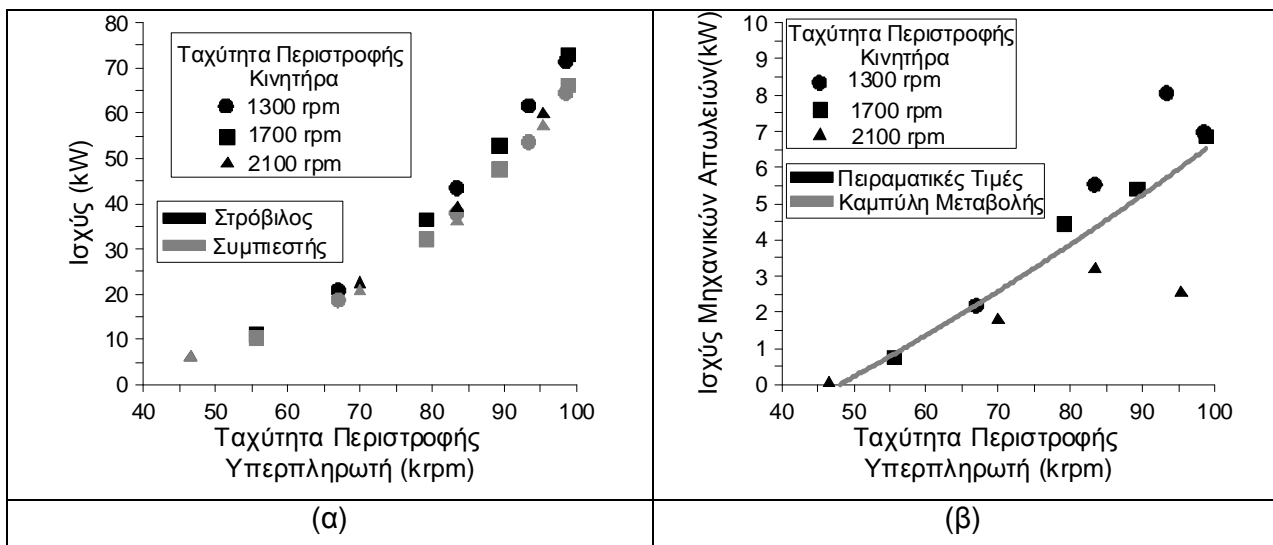
$$\eta_{mTC} = 1 - \frac{\text{Power}_{frTC}}{\text{Power}_{turb}} \quad (6.6)$$

όπου η ισχύς των τριβών (μηχανικών απωλειών) στον άξονα του υπερπληρωτή δίνεται από πολυώνυμο δευτέρου βαθμού [2] :

$$\text{Power}_{frTC} = c_1 + c_2 \dot{N}_{TC} + c_3 \dot{N}_{TC}^2 \quad (6.7)$$

Οι συντελεστές  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  του παραπάνω πολυωνύμου υπολογίζονται από τα πειραματικά δεδομένα του κινητήρα Α για την παραγόμενη ισχύ στο στρόβιλο του υπερπληρωτή και την απαιτούμενη ισχύ από το συμπιεστή σε όλα τα σημεία λειτουργίας.

Στο σχήμα 6-2α απεικονίζονται οι πειραματικές τιμές της ισχύος του συμπιεστή και του στροβίλου του υπερπληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα Α. Στη συνέχεια οι μηχανικές απώλειες  $\text{Power}_{frTC}$  υπολογίζονται από τη διαφορά των πειραματικών τιμών της ισχύος του στροβίλου και του συμπιεστή. Η μεταβολή των μηχανικών απωλειών του υπερπληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του απεικονίζεται στο σχήμα 6-2β. Επιπροσθέτως, στο σχήμα 6-2β δίνεται η καμπύλη παρεμβολής στις τιμές των μηχανικών απωλειών του υπερπληρωτή. Έτσι, οι τιμές των συντελεστών του πολυωνύμου παρεμβολής της σχέσης 6.7 είναι :  $c_1=-4.339$ ,  $c_2=0.072$ ,  $c_3=0.00038$ .



Σχήμα 6-2 Μεταβολή της Ισχύος του Συμπιεστή και του Στροβίλου (α) καθώς και των Μηχανικών Απωλειών (β) συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Υπερπληρωτή στο 25%, 50%, 75% και 100% του Φορτίου του Κινητήρα με Ταχύτητα Περιστροφής στις 1300rpm, 1700rpm και 2100rpm.

Ο θερμός αέρας, που εξέρχεται από το συμπιεστή, ψύχεται προτού εισέλθει στον οχετό εισαγωγής του κινητήρα. Η περιγραφή της λειτουργίας του ψυγείου του αέρα γίνεται όπως

στην προηγούμενη εκδοχή του μοντέλου προσομοίωσης του κινητήρα Diesel, όπου δεν χρησιμοποιούνταν χάρτες λειτουργίας για τον υπερπληρωτή.

#### 6.2.5 Περιγραφή της Διαδικασίας Υπολογισμού στο Μοντέλο Προσομοίωσης του Συστήματος

Η θερμοδυναμική επίλυση του κινητήρα ξεκινά με αρχικές εκτιμήσεις για την πίεση, τη θερμοκρασία και τη σύσταση του εργαζομένου μίγματος σε κάθε θάλαμο και στους οχετούς καυσαερίου. Η αρχική υπόθεση για το συμπιεστή του αέρα υπερπλήρωσης είναι ένα τυχαίο σημείο εντός της περιοχής λειτουργίας του. Συγκεκριμένα το μοντέλο προσομοίωσης επιλέγει σαν αρχικό σημείο λειτουργίας του συμπιεστή ένα τυχαίο σημείο (π.χ ένα σημείο μιας από τις ισούψεις καμπύλες). Έτσι, ορίζεται μια τιμή για την πίεση υπερπλήρωσης, την παροχή της μάζας του αέρα, το βαθμό απόδοσης του συμπιεστή και την ταχύτητα περιστροφής του. Η διαδικασία της θερμοδυναμικής ανάλυσης του κινητήρα ενεργοποιείται στην τιμή της γωνίας του στροφάλου, που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής και ξεκινά στον κύλινδρο αναφοράς η συμπίεση.

Με το άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής οι οχετοί υψηλής και χαμηλής πίεσης διαρρέονται με το ρεύμα καυσαερίου. Σε κάθε βήμα ολοκλήρωσης υπολογίζεται η παροχή της μάζας του καυσαερίου, που εξέρχεται από τον οχετό εξαγωγής και εισέρχεται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή. Ο υπολογισμός γίνεται με τη χρήση των δυο προαναφερόμενων χαρτών λειτουργίας του στροβίλου. Τα ανηγμένα μεγέθη της παροχής μάζας και της ταχύτητας περιστροφής, καθώς και ο λόγος πίεσης της εκτόνωσης είναι εκφρασμένα ως προς τις τιμές των πιέσεων και των θερμοκρασιών, που επικρατούν στην αρχή του βήματος ολοκλήρωσης. Η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή είναι γνωστή, οπότε υπολογίζεται η αντίστοιχη ανηγμένη τιμή  $N_{TC,turb}^{COR}$ . Έτσι, εκτιμάται η παροχή μάζας του καυσαερίου, που διέρχεται από το στρόβιλο. Επιπροσθέτως, υπολογίζεται η τιμή του βαθμού απόδοσης του στροβίλου και κατά συνέπεια η τιμή της θερμοκρασίας του καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή.

Η διαδικασία υπολογισμού συνεχίζεται στον οχετό χαμηλής πίεσης, όπου εισέρχεται το καυσαέριο από την έξοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή και εξέρχεται μέσω του στροβίλου ισχύος. Ο θερμοδυναμικός υπολογισμός στον οχετό χαμηλής πίεσης γίνεται όπως και στον κύριο οχετό καυσαερίου. Η διαδικασία προσομοίωσης σε κάθε βήμα υπολογισμού διεξάγεται για το στρόβιλο ισχύος με παρόμοιο τρόπο με αυτόν που προαναφέρθηκε για το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Η μόνη διαφορά είναι ότι η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος είναι άγνωστη και αποτελεί τη μοναδική παράμετρο της προσομοίωσης του συστήματος.

Στο τέλος του πρώτου κύκλου λειτουργίας ελέγχεται η σύγκλιση της αρχής της συνέχειας και του ενεργειακού ισοζυγίου για τον υπερπληρωτή. Το περιθώριο ακρίβειας για την ικανοποίηση των σχέσεων 2.53 και 2.54 είναι της τάξης του 0.1%. Όταν δεν ικανοποιείται η ισορροπία ισχύος στον υπερπληρωτή εκτιμάται η νέα τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης με βάση την ακόλουθη σχέση, που προκύπτει από τον τύπο του ενεργειακού ισοζυγίου [1,2,3,4]:

$$P_{\text{boost}} = \left( \frac{\text{Power}_{\text{turb}}}{\dot{m}_{\text{compr}} c_{\text{pair}} T_{\text{air,in}}} n_{\text{compr}} n_{\text{mTC}} + 1 \right)^{\frac{\gamma_{\text{air}}}{\gamma_{\text{air}} - 1}} \quad (6.8)$$

όπου  $n_{\text{compr}}$  είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή,  $c_{\text{pair}}$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του εισερχόμενου αέρα και  $\gamma_{\text{air}}$  είναι ο λόγος των ειδικών θερμοχωρητικότητων του αέρα. Η ισχύς  $\text{Power}_{\text{turb}}$  προκύπτει από το άθροισμα των στοιχειωδών ποσοτήτων της ισχύος, που παράγεται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή σε κάθε χρονικό βήμα του αλγορίθμου. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n_{\text{mTC}}$  του υπερπληρωτή είναι σταθερός σε κάθε κύκλο λειτουργίας και η τιμή του μεταβάλλεται κατά τη μετάβαση από τον ένα κύκλο λειτουργίας στον επόμενο.

Η νέα τιμή της παροχής μάζας του αέρα  $\dot{m}_{\text{compr}}$ , που διαρρέει το συμπιεστή, υπολογίζεται με την αφαίρεση της παροχής μάζας του εγχυόμενου καυσίμου  $\dot{m}_{\text{fuel}}$  από την τιμή της παροχής μάζας του καυσαερίου  $\dot{m}_{\text{turb}}$  του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας, όπως διατυπώνεται στην ακόλουθη σχέση [1,2,3,4]:

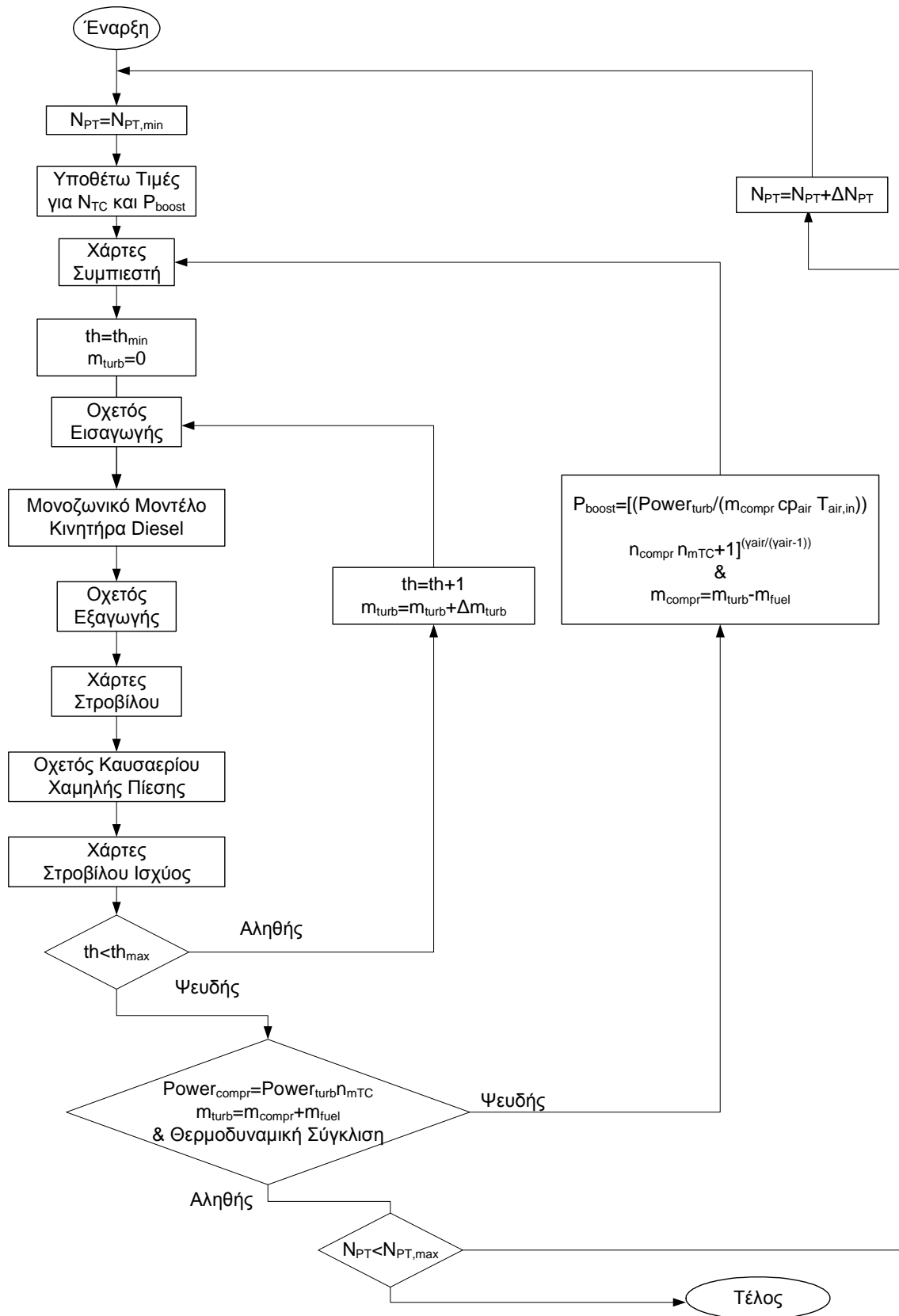
$$\dot{m}_{\text{compr}} = \dot{m}_{\text{turb}} - \dot{m}_{\text{fuel}} \quad (6.9)$$

Συνεπώς, υπολογίζεται το νέο σημείο λειτουργίας του συμπιεστή και η διαδικασία υπολογισμού του υπερπληρωτή συνεχίζεται. Στο τέλος κάθε κύκλου λειτουργίας ελέγχεται η επαλήθευση της πρόβλεψης, που έγινε για το συμπιεστή στην αρχή του κύκλου. Ο αλγόριθμος εξελίσσεται έως ότου επέλθει ισορροπία στον υπερπληρωτή με βάση τις αρχές της συνέχειας και της διατήρησης της ενέργειας [2]. Όπως διαπιστώνεται, το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή διατηρείται σταθερό σε όλο τον κύκλο λειτουργίας. Αντιθέτως, ο στρόβιλος του υπερπληρωτή και ο στρόβιλος ισχύος λειτουργούν σε διαφορετικές συνθήκες σε κάθε βήμα του υπολογισμού.

Με την επίτευξη της σύγκλισης της διατήρησης της μάζας και του ενεργειακού ισοζυγίου στον υπερπληρωτή ο αλγόριθμος συνεχίζεται με το μονοζωνικό μοντέλο του πολυκύλινδρου κινητήρα. Στόχος της διαδικασίας είναι να επέλθει η θερμοδυναμική ισορροπία στους κυλίνδρους του κινητήρα, στον οχετό εισαγωγής του αέρα και στους οχετούς καυσαερίου υψηλής και χαμηλής πίεσης. Συνεπώς, με την ολοκλήρωση ενός κύκλου λειτουργίας ελέγχεται η σχετική διαφορά της νέας πίεσης και θερμοκρασίας με την αντίστοιχη πίεση και θερμοκρασία του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας, που επικρατεί σε όλους τους

κυλίνδρους, στον οχετό εισαγωγής και στους δυο οχετούς καυσαερίου. Η διαδικασία γίνεται ταυτόχρονα με τον έλεγχο της ισορροπίας των μεγεθών του υπερπληρωτή για κάθε κύκλο λειτουργίας σε σχέση με τα αντίστοιχα μεγέθη του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας [2]. Τα μεγέθη του υπερπληρωτή, που ελέγχονται, είναι οι βαθμοί απόδοσης στροβίλου και συμπίεσής και η ταχύτητα περιστροφής του. Το όριο σφάλματος για τον έλεγχο της σύγκλισης του θερμοδυναμικού μοντέλου και των μεγεθών του υπερπληρωτή είναι της τάξης του 0.1%.

Στο σχήμα 6-3 δίνεται το διάγραμμα ροής του μοντέλου προσομοίωσης του συστήματος του υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση. Όπως διαπιστώνεται στο διάγραμμα ροής, περιλαμβάνεται ένας κύριος βρόχος (loop) με μεταβλητή την ταχύτητα περιστροφής  $\dot{N}_{PT}$  του στροβίλου ισχύος και εντός του βρόχου βρίσκεται η διαδικασία της προσομοίωσης, που περιγράφηκε προηγουμένως.



Σχήμα 6-3 Διάγραμμα Ροής Μοντέλου Προσομοίωσης του Κινητήρα Diesel με Σύνθετη Στροβιλουπερπλήρωση χρησιμοποιώντας Χάρτες Λειτουργίας για τον Υπερπληρωτή και το Στρόβιλο Ισχύος.

## 6.3 Αποτελέσματα της Ανάλυσης του Συστήματος του Κινητήρα Diesel με Σύνθετη Στροβιλουπερπλήρωση

### 6.3.1 Γενική Περιγραφή της Ανάλυσης

Η ανάλυση, που παρουσιάζεται στη συνέχεια του κεφαλαίου, γίνεται με τη χρήση του βελτιωμένου μοντέλου προσομοίωσης, που περιγράφηκε προηγουμένως. Στη διάταξη που εξετάζεται ο στρόβιλος ισχύος είναι συνδεδεμένος με ηλεκτρική γεννήτρια. Ο βαθμός απόδοσης της ηλεκτρικής γεννήτριας θεωρείται σταθερός και ίσος με 95% [5] σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις της ανάλυσης. Επιπροσθέτως, ο οχετός των καυσαερίων χαμηλής πίεσης, που συνδέει το στρόβιλο του υπερπληρωτή με το στρόβιλο ισχύος, είναι θερμικά μονωμένος, ώστε η ενέργεια του καυσαερίου, που εισέρχεται στο στρόβιλο ισχύος, να αντιστοιχεί σε αυτήν, που αποβάλλεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή.

Στην παραμετρική ανάλυση του προηγούμενου κεφαλαίου η παράμετρος ήταν η πίεση καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής. Αντιθέτως, η παράμετρος της παρούσας ανάλυσης είναι η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος  $\dot{N}_{PT}$  της οποίας η τιμή αυξάνεται βαθμιαία κατά 5krpm, ενώ η ελάχιστη και η μέγιστη τιμή της είναι 60krpm και 110krpm αντίστοιχα. Συνεπώς, η τιμή της πίεσης καυσαερίου μεταβάλλεται έμμεσα και δεν αποτελεί μεταβλητή εισόδου στο μοντέλο προσομοίωσης, όπως στο προηγούμενο κεφάλαιο. Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι η τιμή 60krpm της ταχύτητας περιστροφής προέκυψε ως η ελάχιστη τιμή για τη σύγκλιση του παρόντος μοντέλου προσομοίωσης με τους χάρτες λειτουργίας του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος.

Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται αντιστοιχούν στη μέση τιμή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα Diesel, δηλαδή στις 1700 rpm. Επιπροσθέτως, τα εξεταζόμενα σημεία λειτουργίας του κινητήρα αντιστοιχούν στα φορτία 50%, 75% και 100%. Η περίπτωση του 25% του φορτίου δεν εξετάζεται, διότι είναι μικρού ενδιαφέροντος για την εφαρμογή, αφού δεν αποτελεί το συνηθέστερο σημείο λειτουργίας ενός κινητήρα βαρέως οχήματος.

Στη συνέχεια δίνονται αναλυτικά οι χάρτες λειτουργίας του κατασκευαστή για τον υπερπληρωτή και το στρόβιλο ισχύος. Επιπροσθέτως, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της παραμετρικής διερεύνησης για να εκτιμηθούν:

- Τα σημεία λειτουργίας του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος για όλες τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα Diesel και τις εξεταζόμενες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος.
- Το συνολικό όφελος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου της διάταξης.
- Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στην ποσοστιαία μεταβολή της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel.



- Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από το στρόβιλο ισχύος.
- Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στο συνολικό βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή.
- Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στους βαθμούς απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος.
- Η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του άξονα του υπερπληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος.
- Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στο λόγο αέρα-καυσίμου και στην πίεση υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel.
- Η διακύμανση της θερμοκρασίας και της πίεσης στους δυο οχετούς καυσαερίου και στην έξοδο του στροβίλου ισχύος κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας του κινητήρα Diesel.
- Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στις μέσες τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας στους οχετούς καυσαερίου και στην έξοδο της εγκατάστασης.

### 6.3.2 Χάρτες Λειτουργίας του Υπερπληρωτή και του Στροβίλου Ισχύος και Απεικόνιση των Αντίστοιχων Σημείων Λειτουργίας

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, στην παρούσα διερεύνηση η προσομοίωση της διάταξης του κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση στηρίζεται στη χρήση των χαρτών λειτουργίας του κατασκευαστή για τον υπερπληρωτή και το στρόβιλο ισχύος. Οι συγκεκριμένοι χάρτες λειτουργίας, χρησιμοποιούνται από το μοντέλο προσομοίωσης για τη διερεύνηση και απεικονίζονται στα σχήματα από 6-4 έως και 6-9. Σε όλους τους χάρτες δίνονται επίσης τα σημεία λειτουργίας του υπερπληρωτή και του πρόσθετου στροβίλου για όλες τις τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος και στα εξεταζόμενα φορτία του κινητήρα.

Ο πρώτος χάρτης λειτουργίας του κατασκευαστή για το συμπιεστή δίνεται στο σχήμα 6-4, όπου απεικονίζονται οι ισοϋψείς καμπύλες της μεταβολής του λόγου πίεσης συναρτήσει της ανηγμένης παροχής μάζας του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα. Ο δεύτερος χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή δίνεται στο σχήμα 6-5, όπου απεικονίζονται οι ισοϋψείς καμπύλες της μεταβολής του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της ανηγμένης παροχής μάζας του αέρα.

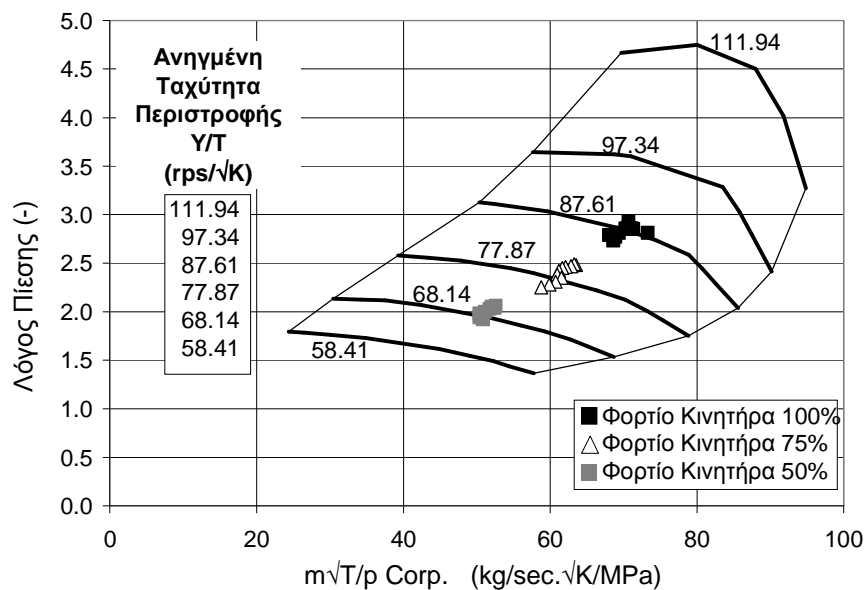
Όπως φαίνεται στο σχήμα 6-4 ο πρώτος χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή περιλαμβάνει 6 διαφορετικές ισοϋψείς καμπύλες, που αντιστοιχούν στις ακόλουθες ανηγμένες τιμές της

ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή: 58.41rps/ $\sqrt{K}$ , 68.14rps/ $\sqrt{K}$ , 77.87rps/ $\sqrt{K}$ , 87.61rps/ $\sqrt{K}$ , 97.34 rps/ $\sqrt{K}$  και 111.94rps/ $\sqrt{K}$ . Επιπροσθέτως, είναι προφανές ότι η περιοχή λειτουργίας του συμπιεστή ως προς την παροχή μάζας του αέρα καθορίζεται από τις καμπύλες πάλμωσης και «φραγής», ενώ η πίεση υπερπλήρωσης αποκτά τιμές μεταξύ 1.35 και 4.75 bar.

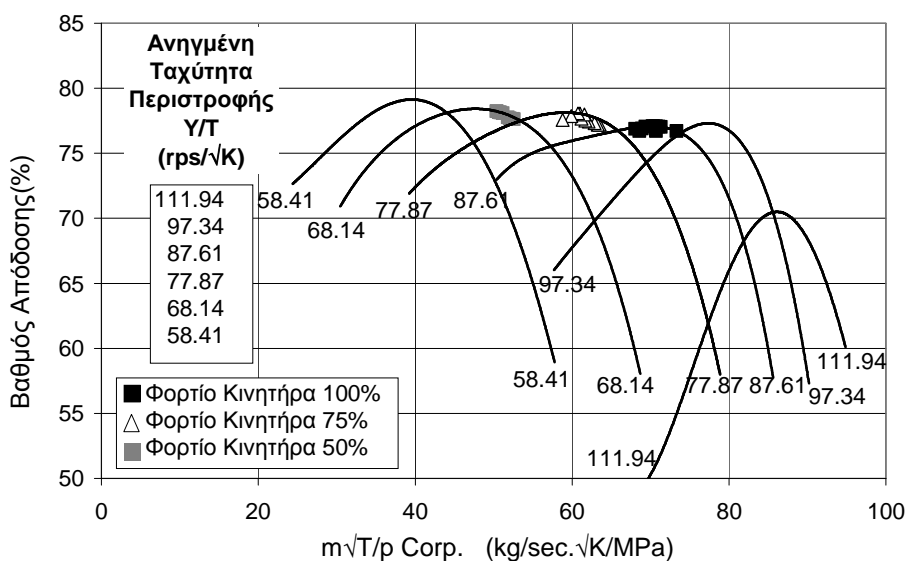
Στο σχήμα 6-4 απεικονίζονται τα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή, όπως αυτά υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης, για τις εξεταζόμενες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στο 100%, 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα. Στο πλήρες φορτίο τα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή βρίσκονται σε μικρή απόσταση από την καμπύλη της ανηγμένης τιμής 87.61 rps/ $\sqrt{K}$  της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 6-4, τα υπολογισμένα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή στο 75% του φορτίου βρίσκονται κοντά στην ισοϋψή καμπύλη, η οποία αντιστοιχεί στην ανηγμένη τιμή 77.87 rps/ $\sqrt{K}$  της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή. Στο 50% του φορτίου, τα εκτιμώμενα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή βρίσκονται χαμηλότερα στο χάρτη λειτουργίας και τοποθετούνται κοντά στην ισοϋψή καμπύλη της ανηγμένης τιμής 68.14 rps/ $\sqrt{K}$  της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή. Όπως παρατηρείται στο σχήμα 6-4, όλα τα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή, που αντιστοιχούν στο ίδιο φορτίο του κινητήρα, είναι συγκεντρωμένα στην ίδια περιοχή τιμών του λόγου πίεσης και της ανηγμένης παροχής μάζας. Συνεπώς, η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος μετατοπίζει ελάχιστα τα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή στο ίδιο φορτίο του κινητήρα. Επιπροσθέτως, η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου.

Όπως παρατηρείται στο σχήμα 6-5, ο δεύτερος χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή περιέχει 6 ισοϋψείς καμπύλες, όπου κάθε μια αντιστοιχεί σε μια από τις προαναφερόμενες ανηγμένες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή. Από το σχήμα 6-5 διαπιστώνεται ότι στην περίπτωση σταθερής ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή, ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή αυξάνεται με την παροχή μάζας, μεγιστοποιείται σε συγκεκριμένο σημείο και στη συνέχεια μειώνεται. Ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή αποκτά τη μέγιστη τιμή του, η οποία είναι ίση με 78%, στη χαμηλότερη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή. Ο μικρότερος βαθμός απόδοσης του συμπιεστή είναι 50% και παρατηρείται στην υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή.

Επιπροσθέτως, στο σχήμα 6-5 δίνονται τα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή, όπως αυτά εκτιμώνται από το μοντέλο προσομοίωσης για όλα τα εξεταζόμενα φορτία και τις τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος. Έτσι, ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή δεν επηρεάζεται σημαντικά από τη μεταβολή της παραμέτρου της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος. Οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή εντοπίζονται στο διάστημα τιμών από 76% έως και 78%, ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα.



Σχήμα 6-4 Χάρτης Λειτουργίας του Συμπιεστή (Μεταβολή του Λόγου Πίεσης συναρτήσει της Ανηγμένης Παροχής Μάζας) και Απεικόνιση των Σημείων Λειτουργίας του για τις Εξεταζόμενες Περιπτώσεις της Ανάλυσης.

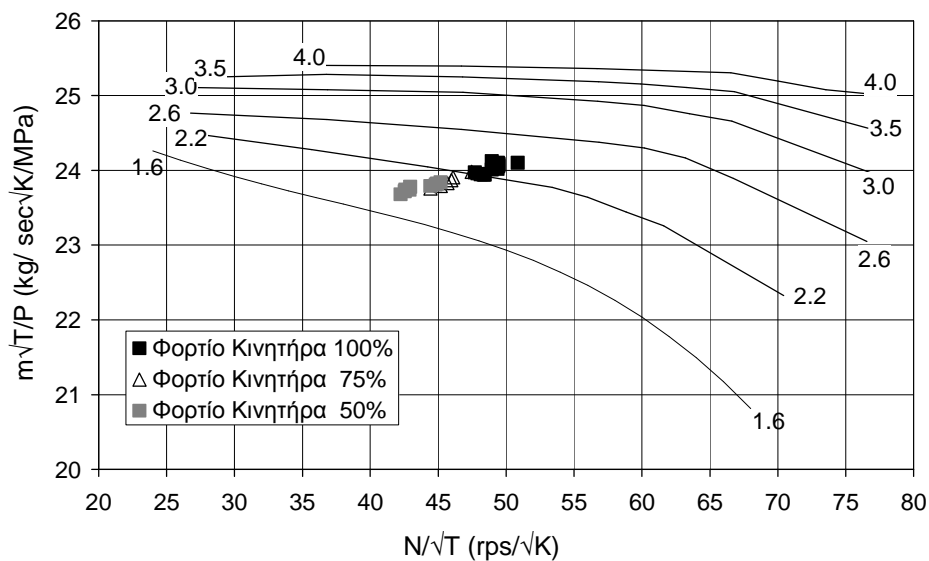


Σχήμα 6-5 Χάρτης Λειτουργίας του Συμπιεστή (Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης συναρτήσει της Ανηγμένης Παροχής Μάζας) και Απεικόνιση των Σημείων Λειτουργίας του για τις Εξεταζόμενες Περιπτώσεις της Ανάλυσης.

Στο σχήμα 6-6 δίνεται ο πρώτος χάρτης λειτουργίας του κατασκευαστή για το στρόβιλο του υπερπληρωτή, όπου απεικονίζονται 6 ισούψεις καμπύλες μεταβολής της ανηγμένης τιμής της παροχής μάζας του καυσαερίου συναρτήσει της ανηγμένης τιμής της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή. Ο δεύτερος χάρτης λειτουργίας του στρόβιλου του υπερπληρωτή δίνεται στο σχήμα 6-7, όπου περιέχονται 6 ισούψεις καμπύλες της μεταβολής

του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της ανηγμένης τιμής της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή. Οι ισούψεις καμπύλες των σχημάτων 6-6 και 6-7 αντιστοιχούν στις ακόλουθες τιμές του λόγου εκτόνωσης στο στρόβιλο του υπερπληρωτή: 1.6, 2.2, 2.6, 3.0, 3.5 και 4.0.

Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 6-6, ο στρόβιλος, που επιλέγεται για τον υπερπληρωτή του κινητήρα, λειτουργεί με ανηγμένη παροχή μάζας του καυσαερίου στο πεδίο τιμών μεταξύ 20.75 και 25.30 kg/sec/√KMPa. Όλα τα σημεία λειτουργίας του στροβίλου του υπερπληρωτή, όπως αυτά υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης στη διάρκεια της παραμετρικής ανάλυσης, βρίσκονται ανάμεσα στις ισούψεις καμπύλες, που αντιστοιχούν στις τιμές 1.6 και 2.6 του λόγου εκτόνωσης. Επιπροσθέτως, διαπιστώνεται ότι ο λόγος πίεσης στο στρόβιλο του υπερπληρωτή, όπως υπολογίζεται από το μοντέλο προσομοίωσης, αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel. Από το σχήμα 6-6 είναι προφανές ότι η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος προκαλεί μικρή μεταβολή στο λόγο πίεσης του στροβίλου του υπερπληρωτή.

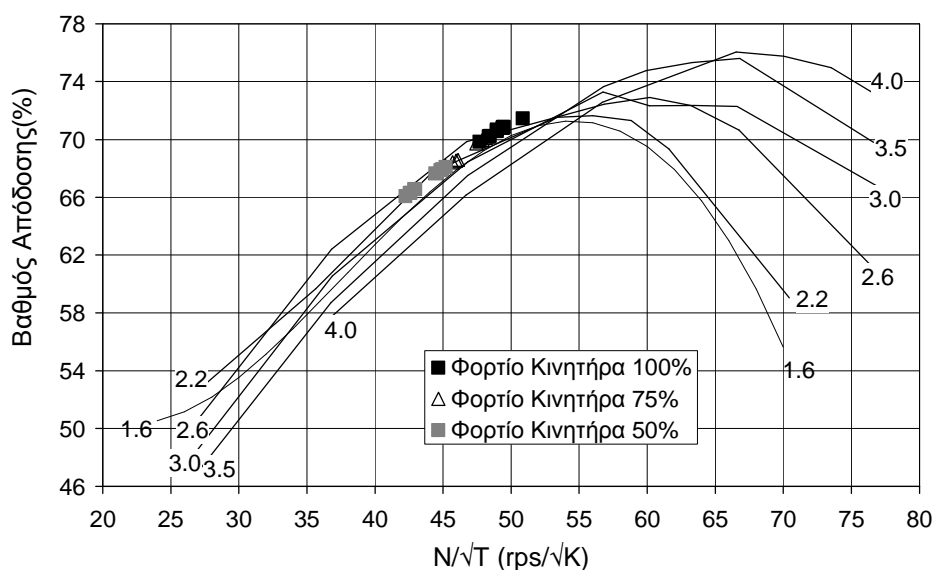


Σχήμα 6-6 Χάρτης Λειτουργίας του Στροβίλου του Υπερπληρωτή (Μεταβολή της Ανηγμένης Παροχής Μάζας συναρτήσει της Ανηγμένης Ταχύτητας Περιστροφής) και Απεικόνιση των Σημείων Λειτουργίας του για τις Εξεταζόμενες Περιπτώσεις της Ανάλυσης.

Από το σχήμα 6-7 διαπιστώνεται ότι όταν ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου του υπερπληρωτή διατηρείται σταθερός και η ταχύτητα περιστροφής του αυξάνεται, τότε ο βαθμός απόδοσης του αυξάνεται αρχικά, μεγιστοποιείται σε συγκεκριμένο σημείο και στη συνέχεια μειώνεται. Επιπροσθέτως, ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου του υπερπληρωτή αυξάνεται με το λόγο εκτόνωσης του, όταν η ανηγμένη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του είναι μεγαλύτερη από 65 rps/√K. Ο βαθμός απόδοσης αυτού του στροβίλου μεταβάλλεται

από 47% έως και 76%. Οι μέγιστες τιμές του βαθμού απόδοσης του στροβίλου του υπερπληρωτή παρατηρούνται στις υψηλές τιμές του λόγου εκτόνωσης του και της ταχύτητας περιστροφής του.

Τα σημεία λειτουργίας του στροβίλου του υπερπληρωτή, όπως αυτά υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης, δίνονται στο σχήμα 6-7 και διαπιστώνεται ότι ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου του υπερπληρωτή αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα, ενώ η τιμή του βαθμού απόδοσης μεταβάλλεται από 66% έως και 72%. Ωστόσο, σε αντίθεση με το συμπιεστή, ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου του υπερπληρωτή μεταβάλλεται συναρτησί της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος.

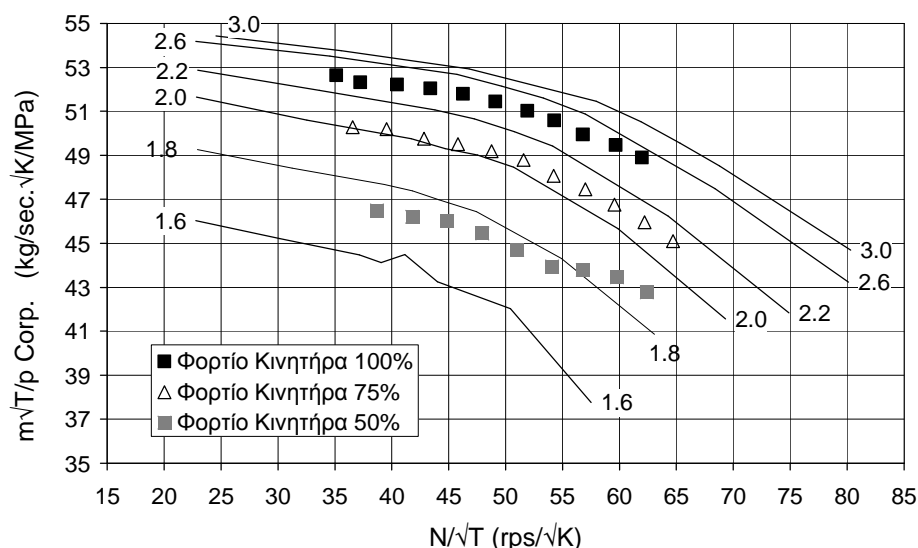


*Σχήμα 6-7 Χάρτης Λειτουργίας του Στροβίλου του Υπερπληρωτή (Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης συναρτησί της Ανηγμένης Ταχύτητας Περιστροφής) και Απεικόνιση των Σημείων Λειτουργίας του για τις Εξεταζόμενες Περιπτώσεις της Ανάλυσης.*

Στο σχήμα 6-8 δίνεται ο πρώτος χάρτης λειτουργίας του κατασκευαστή για το στρόβιλο ισχύος, όπου απεικονίζονται 6 ισοϋψείς καμπύλες μεταβολής της ανηγμένης παροχής μάζας συναρτησί της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής του. Η τιμή της ανηγμένης παροχής μάζας κυμαίνεται από 38.0 έως και 54.5 kg/sec√KMPa. Ο δεύτερος χάρτης λειτουργίας του στροβίλου ισχύος βάσει στοιχείων του κατασκευαστή δίνεται στο σχήμα 6-9 και περιλαμβάνει 6 ισοϋψείς καμπύλες της μεταβολής του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτησί της ανηγμένης τιμής της ταχύτητας περιστροφής του. Όπως διαπιστώνεται, ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος μεταβάλλεται από 46% έως και 79%. Κάθε ισοϋψής καμπύλη των σχημάτων 6-8 και 6-9 αντιστοιχεί σε μια από τις ακόλουθες τιμές του λόγου εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος: 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.6 και 3.0.

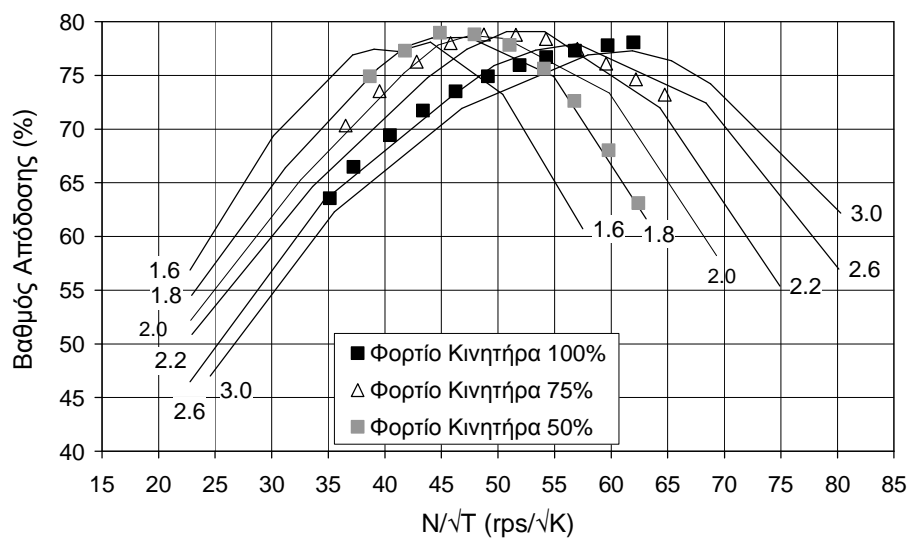
Το κριτήριο επιλογής του στροβίλου ισχύος είναι η ανηγμένη παροχή μάζας. Οι θερμοκρασιακές μεταβολές της τάξης των μερικών δεκάδων βαθμών κελσίου αντιστοιχούν σε μικρές μεταβολές του όρου  $\sqrt{T}$  στον τύπο της ανηγμένης παροχής μάζας, διότι αυτός εκφράζεται σε μονάδες Κελνίν. Έτσι, η μεταβολή της τιμής της θερμοκρασίας του καυσαερίου στην είσοδο των δυο στροβίλων δεν επηρεάζει σημαντικά την ανηγμένη τιμή της παροχής μάζας. Συνεπώς, η ανηγμένη παροχή μάζας επηρεάζεται κυρίως από την πίεση εισόδου στο στρόβιλο. Το ρεύμα του καυσαερίου εκτονώνεται αρχικά στο στρόβιλο του υπερπληρωτή και στη συνέχεια στο στρόβιλο ισχύος, οπότε η πίεση του καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου ισχύος είναι μικρότερη από την αντίστοιχη τιμή στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή. Έτσι, ο επιλεγμένος στρόβιλος ισχύος πρέπει να λειτουργεί με αυξημένες τιμές της ανηγμένης παροχής μάζας. Συγκρίνοντας τους δυο στροβίλους της εγκατάστασης είναι προφανές ότι η ανηγμένη παροχή μάζας στο στρόβιλο ισχύος αποκτά σχεδόν διπλάσιες τιμές σε σχέση με το στρόβιλο του υπερπληρωτή.

Επιπροσθέτως, στο σχήμα 6-8 δίνονται τα σημεία λειτουργίας του στροβίλου ισχύος, που υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης για όλες τις εξεταζόμενες συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης. Είναι προφανές ότι η ανηγμένη παροχή μάζας του καυσαερίου μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος. Ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου ισχύος μεταβάλλεται από 2.35 έως και 2.48 στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel, ενώ στο 75% του φορτίου μεταβάλλεται από 2.03 έως και 2.12. Στο 50% του φορτίου του κινητήρα ο λόγος εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος έχει τιμές από 1.72 έως και 1.84.



Σχήμα 6-8 Χάρτης Λειτουργίας του Στροβίλου Ισχύος (Μεταβολή της Ανηγμένης Παροχής Μάζας του Καυσαερίου συναρτήσεως της Ανηγμένης Ταχύτητας Περιστροφής) και Απεικόνιση των Σημείων Λειτουργίας του για τις Εξεταζόμενες Περιπτώσεις της Ανάλυσης.

Στο σχήμα 6-9 απεικονίζονται τα σημεία λειτουργίας του στροβίλου ισχύος, όπως αυτά υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης. Στο πλήρες φορτίο του κινητήρα η αύξηση της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος βελτιώνει σημαντικά το βαθμό απόδοσης του. Η τιμή του βαθμού απόδοσης στο πλήρες φορτίο αυξάνεται από 63.5% έως και 78%. Ωστόσο, στο 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα Diesel ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος χειροτερεύει, όταν η ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής του ξεπερνά μια συγκεκριμένη τιμή. Ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος μεταβάλλεται από 70.3% έως και 78.8% στο 75% του φορτίου, ενώ στο 50% του φορτίου κυμαίνεται από 63% έως και 79%.



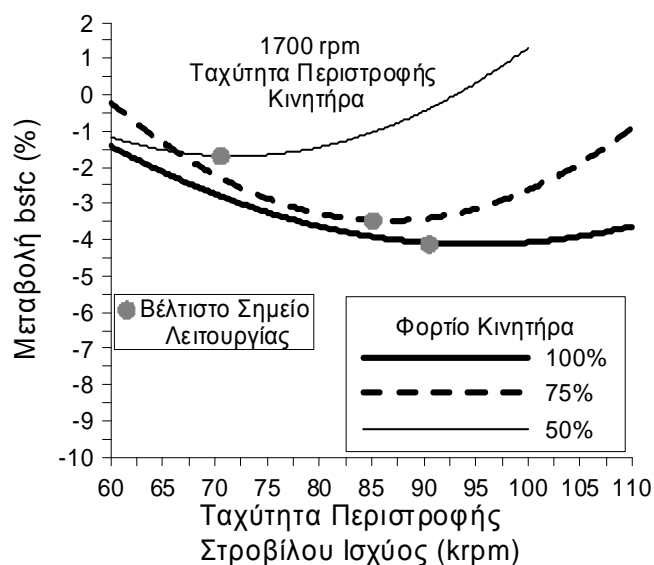
Σχήμα 6-9 Χάρτης Λειτουργίας του Στροβίλου Ισχύος (Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης συναρτήσει της Ανηγμένης Ταχύτητας Περιστροφής) και Απεικόνιση των Σημείων Λειτουργίας του για τις Εξεταζόμενες Περιπτώσεις της Ανάλυσης.

### 6.3.3 Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης

Στο σχήμα 6-10 απεικονίζεται η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης, λόγω της ανάκτησης τμήματος της θερμότητας του απορριπτόμενου καυσαερίου.

Από το σχήμα 6-10 παρατηρείται ότι η ποσοστιαία βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα. Επιπροσθέτως, η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος προκαλεί αρχικά τη συνεχή αύξηση της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Όταν η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος ξεπεράσει μια συγκεκριμένη οριακή τιμή, τότε η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αρχίζει να μειώνεται. Συνεπώς, η προαναφερθείσα οριακή τιμή της ταχύτητας περιστροφής

του στροβίλου ισχύος αποτελεί τη βέλτιστη τιμή της, διότι εκεί μεγιστοποιείται η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης. Στο σχήμα 6-10 φαίνεται ότι η βέλτιστη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος αυξάνεται με το φορτίο. Η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 4.1%, 3.1% και 2% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα. Οι αντίστοιχες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος είναι 90 krpm, 85 krpm και 70 krpm. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 6-10, η λειτουργία του στροβίλου ισχύος σε πολύ υψηλές τιμές της ταχύτητας περιστροφής του μπορεί να προκαλέσει χειροτέρευση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στα χαμηλά φορτία. Έτσι, η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος αυξάνεται έως το πολύ 100krpm στο 50% του φορτίου.

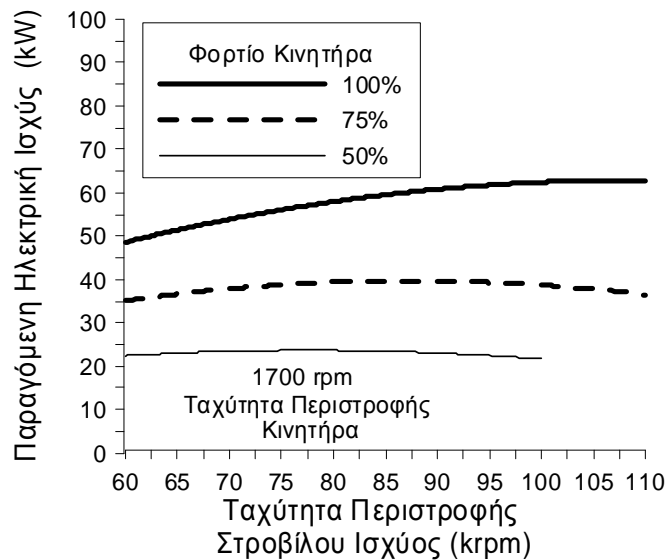


Σχήμα 6-10 Μεταβολή της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) του Συστήματος συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.

#### 6.3.4 Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στην Παραγόμενη Ισχύ του Κινητήρα Diesel και του Στροβίλου Ισχύος.

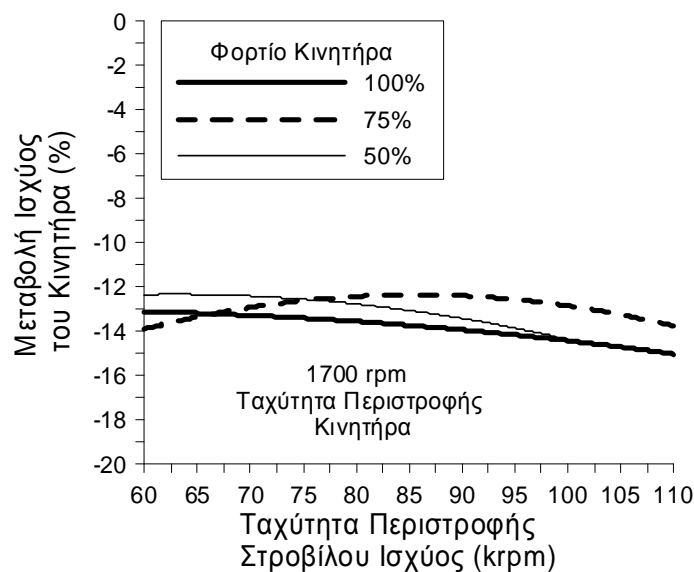
Η μεταβολή της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος της εγκατάστασης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στο 100%, 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα απεικονίζεται στο σχήμα 6-11. Όπως διαπιστώνεται, η επίδραση της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στην αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος είναι εντονότερη στο πλήρες φορτίο του κινητήρα, όπου η μέγιστη τιμή της εκτιμάται σε 62 kW. Επιπροσθέτως, οι μέγιστες τιμές της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος στην εγκατάσταση είναι 39 kW και 23 kW στο 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα.





Σχήμα 6-11 Μεταβολή της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.

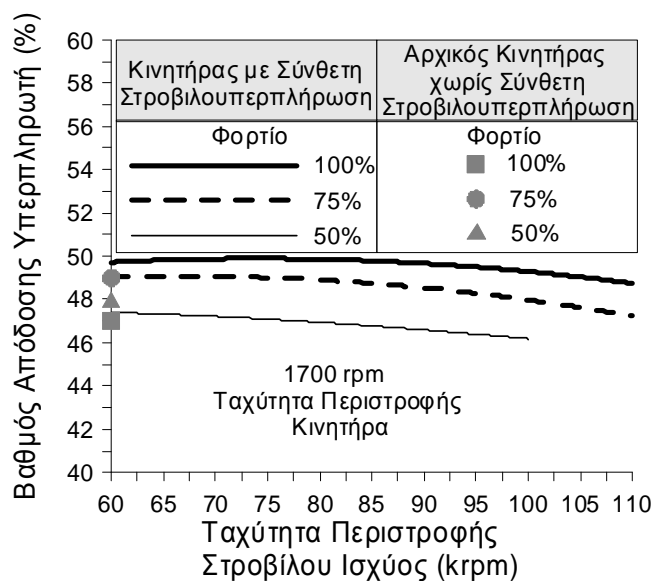
Στο σχήμα 6-12 απεικονίζεται η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στην ποσοστιαία μείωση της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel, η οποία κυμαίνεται μεταξύ 12 και 15% σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης, που εξετάζονται στην παρούσα ανάλυση. Όπως αναφέρθηκε ήδη σε προηγούμενο κεφάλαιο, η μείωση της παραγόμενης ισχύος οφείλεται στην αυξημένη πίεση του καυσαερίου, η οποία αυξάνει το έργο εξώθησης του κινητήρα.



Σχήμα 6-12 Μεταβολή της Παραγόμενης Ισχύος του Κινητήρα Diesel συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.

### 6.3.5 Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στο Βαθμό Απόδοσης του Υπερπληρωτή και του Στροβίλου Ισχύος

Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στο συνολικό βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή, που υπολογίζεται από τη σχέση 4.2, δίνεται στο σχήμα 6-13 για τις τιμές 100%, 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα. Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του αρχικού υπερπληρωτή του κινητήρα χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση είναι 47%, 49% και 48% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Στην περίπτωση του κινητήρα με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση, η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος μειώνει το συνολικό βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή από το 50% στο 48.7% στο πλήρες φορτίο, από το 49% στο 47.1% στο 75% του φορτίου και στο 50% του φορτίου από το 47.4% στο 46.1%. Συγκρίνοντας τις τιμές του συνολικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή της διάταξης με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση και του αρχικού υπερπληρωτή χωρίς τη σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση, παρατηρείται μικρή αύξηση στο πλήρες φορτίο και μικρή μείωση στα υπόλοιπα φορτία. Είναι σημαντικό να επισημανθεί ότι ο υπερπληρωτής της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης χρησιμοποιεί διαφορετικό συμπιεστή και στρόβιλο σε σχέση με τον αρχικό υπερπληρωτή του «κινητήρα Α».



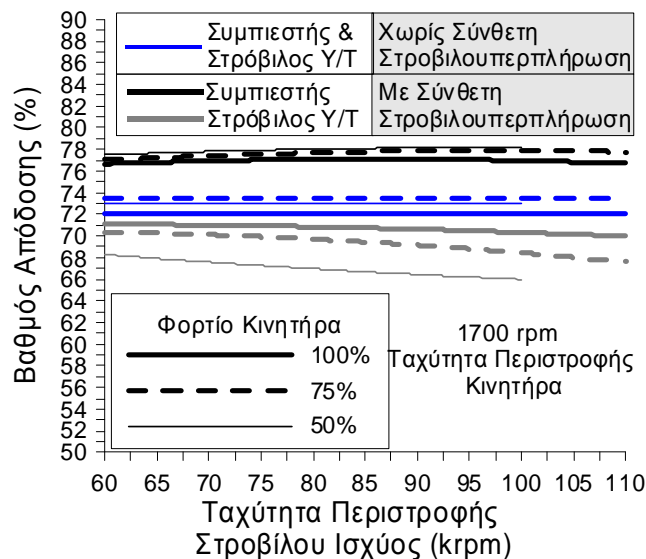
Σχήμα 6-13 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης του Υπερπληρωτή συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.

Στο σχήμα 6-14 απεικονίζεται η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στους βαθμούς απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή στο 100%, 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα. Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, η αρχική υπόθεση για την περίπτωση του κινητήρα χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση

ήταν ότι ο συμπιεστής και ο στρόβιλος του υπερπληρωτή παρουσιάζουν τον ίδιο βαθμό απόδοσης σε όλα τα φορτία (πίνακας 4-1).

Από το σχήμα 6-14 διαπιστώνεται ότι η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος δεν επηρεάζει το βαθμό απόδοσης του συμπιεστή της διάταξης με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση. Η τιμή του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή εκτιμάται σε 76.5%, 77% και 77.5% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Έτσι, ο συμπιεστής του κινητήρα με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση παρουσιάζει μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από το συμπιεστή του αρχικού κινητήρα χωρίς τη συγκεκριμένη τεχνική ανάκτησης θερμότητας.

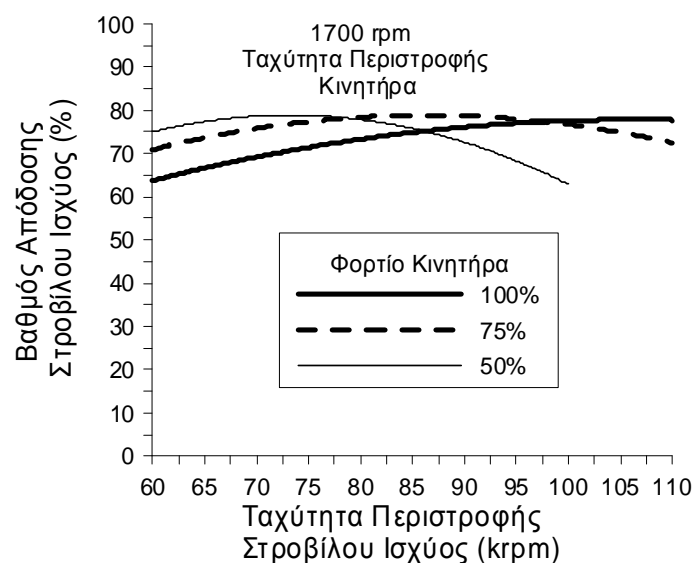
Στο σχήμα 6-14 διαπιστώνεται ότι η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος μειώνει το βαθμό απόδοσης του στροβίλου του υπερπληρωτή από 71.5% στο 69.8% στο πλήρες φορτίο, από 70.2% στο 67.7% στο 75% του φορτίου και στο 50% του φορτίου από 68.1% στο 66%. Ωστόσο, η μείωση αυτή του βαθμού απόδοσης του στροβίλου του υπερπληρωτή της εξεταζόμενης διάταξης δεν είναι σημαντική. Συνοψίζοντας, ο υπερπληρωτής της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης χρησιμοποιεί στρόβιλο μικρότερου βαθμού απόδοσης σε σχέση με τον αρχικό υπερπληρωτή του κινητήρα χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση.



Σχήμα 6-14 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και Στροβίλου του Υπερπληρωτή της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm - Σύγκριση με τον Αρχικό Υπερπληρωτή.

Ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος μεταβάλλεται με την ταχύτητα περιστροφής του με διαφορετικό τρόπο σε κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel, όπως εξάλλου απεικονίζεται στο σχήμα 6-15. Έτσι, στο πλήρες φορτίο του κινητήρα ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος αυξάνεται συνεχώς με την ταχύτητα περιστροφής του. Αντιθέτως, στα υπόλοιπα

φορτία, ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος αυξάνεται αρχικά και στη συνέχεια μειώνεται, όταν η ταχύτητα περιστροφής του ξεπεράσει μια συγκεκριμένη τιμή. Οι οριακές αυτές τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος είναι ίδιες με τις αντίστοιχες βέλτιστες τιμές, που επισημάνθηκαν προηγουμένως για τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης. Είναι λοιπόν προφανές ότι οι καμπύλες των σχημάτων 6-10 και 6-15 παρουσιάζουν σημαντικές ομοιότητες μεταξύ τους. Συνεπώς, η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος επηρεάζει αρκετά τη βελτίωση της συνολικής απόδοσης της εγκατάστασης. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 6-15, η μέγιστη τιμή του βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος ισούται με 79% και είναι χαμηλότερη από την τιμή του 85%, που υιοθετήθηκε στην παραμετρική ανάλυση του προηγούμενου κεφαλαίου.



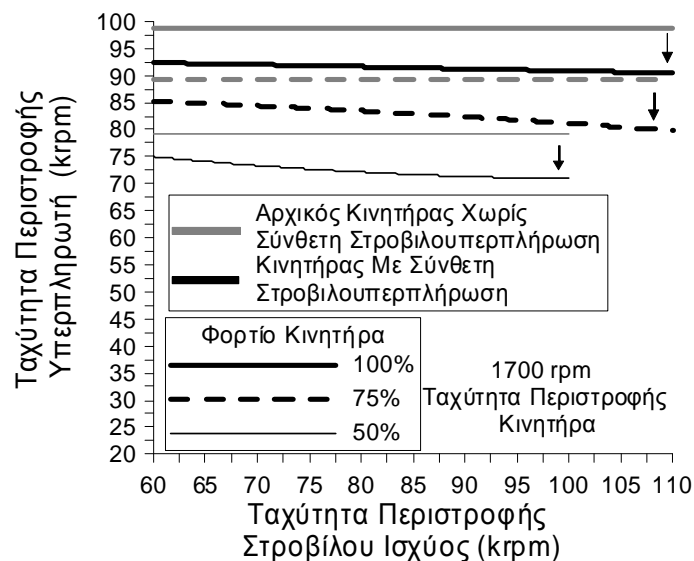
Σχήμα 6-15 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης του Στροβίλου Ισχύος συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.

### 6.3.6 Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στην Ταχύτητα Περιστροφής του Υπερπληρωτή

Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στην ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή σε όλα τα φορτία απεικονίζεται στο σχήμα 6-16. Στο ίδιο σχήμα παρέχονται επιπλέον οι τιμές της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή για τον αρχικό κινητήρα. Έτσι, η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης εμφανίζεται σημαντικά μειωμένη σε σύγκριση με τον αρχικό υπερπληρωτή σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 6-16, η μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή λόγω της εγκατάστασης της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης ξεπερνά τα 5kgrm.

Επιπροσθέτως, παρατηρείται μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή σε κάθε φορτίο, όταν αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος. Η μείωση αυτή είναι εντονότερη στα χαμηλά φορτία. Συγκεκριμένα, η ταχύτητα περιστροφής του άξονα του υπερπληρωτή μειώνεται από την τιμή των 91.20 krpm στα 88.00 krpm στο πλήρες φορτίο. Στο 75% του φορτίου του κινητήρα η αντίστοιχη μείωση είναι από τα 83.50 krpm στα 78.50 krpm, ενώ στο 50% του φορτίου η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή μειώνεται από τα 74.40 krpm στα 69.20 krpm.

Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος μειώνει τη διερχόμενη παροχή μάζας του καυσαερίου, όπως εξάλλου διαπιστώθηκε στο σχήμα 6-8. Έτσι, η παροχή μάζας του καυσαερίου στο στρόβιλο του υπερπληρωτή μειώνεται επίσης, δεδομένου ότι είναι ίδια με αυτή του στροβίλου ισχύος. Αποτέλεσμα της μειωμένης παροχής μάζας καυσαερίου είναι η μείωση της παραγόμενης ισχύος στο στρόβιλο του υπερπληρωτή. Λόγω αυτού το σημείο λειτουργίας του υπερπληρωτή μετατοπίζεται και μειώνεται η ταχύτητα περιστροφής του.

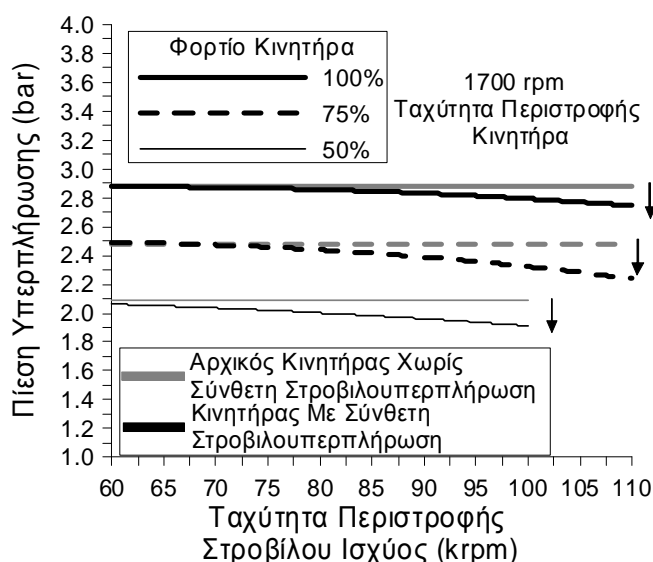


Σχήμα 6-16 Μεταβολή της Ταχύτητας Περιστροφής του Υπερπληρωτή της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm - Σύγκριση με τον Αρχικό Υπερπληρωτή.

### 6.3.7 Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στο Λόγο Αέρα-Καυσίμου του Κινητήρα και στην Πίεση Υπερπλήρωσης

Όπως ήδη αναφέρθηκε προηγουμένως, μια πρόσθετη διαφορά ανάμεσα στην παρούσα ανάλυση και στην παραμετρική ανάλυση του προηγούμενου κεφαλαίου είναι η μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης και του λόγου αέρα-καυσίμου του κινητήρα. Έτσι, στο σχήμα 6-17

παρουσιάζεται η επίδραση της λειτουργίας του στροβίλου ισχύος στην πίεση υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel στο 100%, 75% και 50% του φορτίου του. Επιπροσθέτως, στο σχήμα αυτό περιλαμβάνονται οι τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης του αρχικού κινητήρα για να αξιολογηθεί η επίδραση του στροβίλου ισχύος στην πίεση του εισερχόμενου αέρα στον οχετό εισαγωγής. Από το σχήμα 6-17 παρατηρείται ότι η αρχική πίεση υπερπλήρωσης είναι ίδια για τους κινητήρες με και χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση σε όλα τα φορτία, όταν η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος είναι 60krpm. Όπως διαπιστώνεται, η πίεση υπερπλήρωσης μειώνεται από την αρχική της τιμή, όταν η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος ξεπερνά μια συγκεκριμένη τιμή. Στο σχήμα 6-17 παρατηρείται ότι η προαναφερθείσα απόκλιση ξεκινά σε μικρότερες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος, καθώς το φορτίο του κινητήρα μειώνεται. Η μέγιστη μείωση της πίεσης υπερπλήρωσης παρατηρείται στην υψηλότερη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος και είναι της τάξης των 0.2 bar.

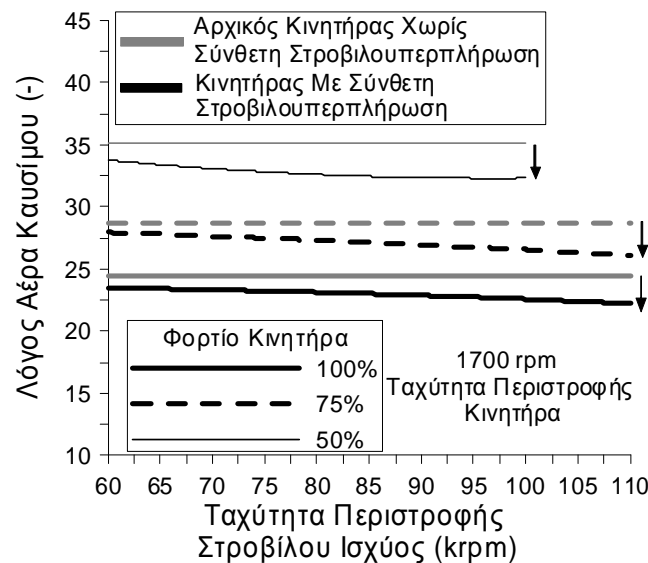


Σχήμα 6-17 Μεταβολή της Πίεσης Υπερπλήρωσης συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm - Σύγκριση με τον Αρχικό Υπερπληρωτή.

Στο σχήμα 6-18 απεικονίζεται η επίπτωση της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στο λόγο αέρα-καυσίμου της εγκατάστασης και γίνεται σύγκριση των τιμών του με τις αντίστοιχες του αρχικού κινητήρα Diesel χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση. Είναι προφανές ότι το αποτέλεσμα της μείωσης της πίεσης υπερπλήρωσης είναι η μείωση του λόγου αέρα-καυσίμου. Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος επιφέρει μικρή μείωση του λόγου αέρα καυσίμου από 23.1 σε 22.4 στο πλήρες φορτίο, από 28 σε 25.9 στο 75% του φορτίου, ενώ στο 50% του φορτίου η μείωση του λόγου αέρα καυσίμου είναι από 33.5 σε 32.5. Η μείωση του λόγου αέρα-καυσίμου της διάταξης με

σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση διευρύνεται στις μεγάλες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος.

Συνοψίζοντας, η διάταξη της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης εμφανίζει ελάχιστα μειωμένη πίεση υπερπλήρωσης, και κατά συνέπεια λόγο αέρα-καυσίμου, σε σχέση με τον αρχικό κινητήρα χωρίς ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου. Συνεπώς, ένα μικρό μέρος της προαναφερθείσας πτώσης της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel (βλέπε σχήμα 6-12) οφείλεται στη μείωση της πίεσης υπερπλήρωσης.



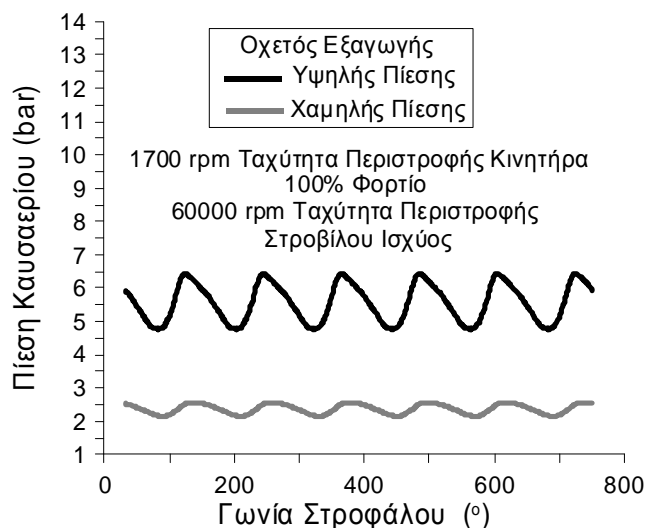
Σχήμα 6-18 Μεταβολή του Λόγου Αέρα Καυσίμου συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm - Σύγκριση με τον Αρχικό Κινητήρα Diesel.

### 6.3.8 Επίδραση της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης στην Πίεση και στη Θερμοκρασία του Καυσαερίου

Στα σχήματα 6-19 και 6-20 απεικονίζεται αντίστοιχα η διακύμανση της πίεσης και της θερμοκρασίας στον οχετό εξαγωγής και στον οχετό, που συνδέει τους δυο στροβίλους της εγκατάστασης, κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας του κινητήρα Diesel στο πλήρες φορτίο. Επιπροσθέτως, στο σχήμα 6-20 δίνεται η χρονική μεταβολή της θερμοκρασίας καυσαερίου στην έξοδο της εγκατάστασης. Τα αποτελέσματα των σχημάτων 6-19 και 6-20 αντιστοιχούν στην περίπτωση, που η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος είναι 60krpm. Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι η πίεση και η θερμοκρασία καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής υψηλής πίεσης ταυτίζονται με τις αντίστοιχες τιμές στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή. Επιπροσθέτως, η πίεση και η θερμοκρασία καυσαερίου στον

οχετό εξαγωγής χαμηλής πίεσης ταυτίζονται με τις αντίστοιχες τιμές στην είσοδο του στρόβιλου ισχύος και στην έξοδο του στρόβιλου του υπερπληρωτή.

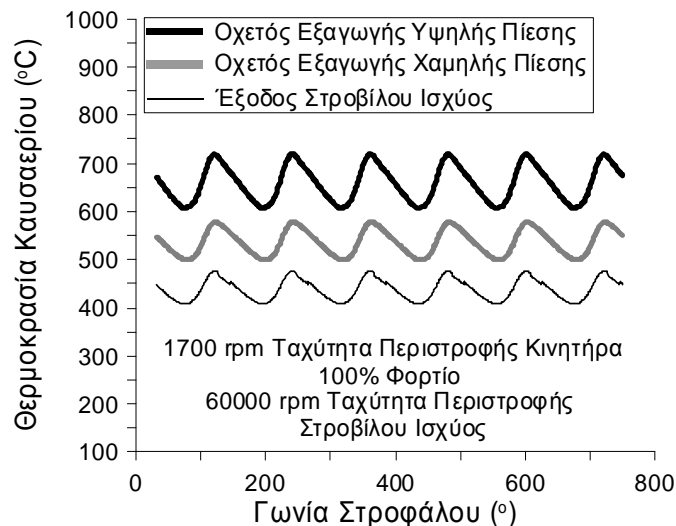
Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 6-19, η διακύμανση της πίεσης είναι μεγαλύτερη στον οχετό εξαγωγής υψηλής πίεσης σε σύγκριση με τον οχετό καυσαερίου, που συνδέει το στρόβιλο του υπερπληρωτή και το στρόβιλο ισχύος. Η στιγμιαία τιμή της πίεσης στον οχετό καυσαερίου, που συνδέει τον κινητήρα με το στρόβιλο του υπερπληρωτή, κυμαίνεται από 4.75 bar έως και 6.45 bar. Η στιγμιαία πίεση, που επικρατεί στον οχετό καυσαερίου μεταξύ των δυο στρόβιλων της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης, είναι ο λόγος εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος, δεδομένου ότι το καυσαέριο εξέρχεται από την έξοδο της διάταξης υπό ατμοσφαιρική πίεση. Έτσι, ο λόγος εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος κυμαίνεται από 2.15 έως και 2.57.



Σχήμα 6-19 Διακύμανση της Πίεσης Καυσαερίου στους Οχετούς Εξαγωγής Υψηλής και Χαμηλής Πίεσης συναρτήσει της Γωνίας Στροφάλου για έναν Κύκλο Λειτουργίας του Κινητήρα στο Πλήρες Φορτίο του στις 1700 rpm με Ταχύτητα Περιστροφής του Στρόβιλου Ισχύος στις 60krpm.

Από το σχήμα 6-20 προκύπτει ότι η διακύμανση της θερμοκρασίας είναι μεγαλύτερη στον οχετό εξαγωγής υψηλής πίεσης σε σύγκριση με τον οχετό καυσαερίου, που συνδέει το στρόβιλο του υπερπληρωτή και το στρόβιλο ισχύος. Έτσι, η στιγμιαία θερμοκρασία καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή κυμαίνεται από τους 608 °C έως και τους 719 °C σε έναν κύκλο λειτουργίας και στο πλήρες φορτίο. Ομοίως η στιγμιαία θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο του υπερπληρωτή μεταβάλλεται μεταξύ των τιμών 500°C και 578.2°C, ενώ στην έξοδο του στρόβιλου ισχύος κυμαίνεται από τους 407.5 °C έως και τους 475.8 °C.



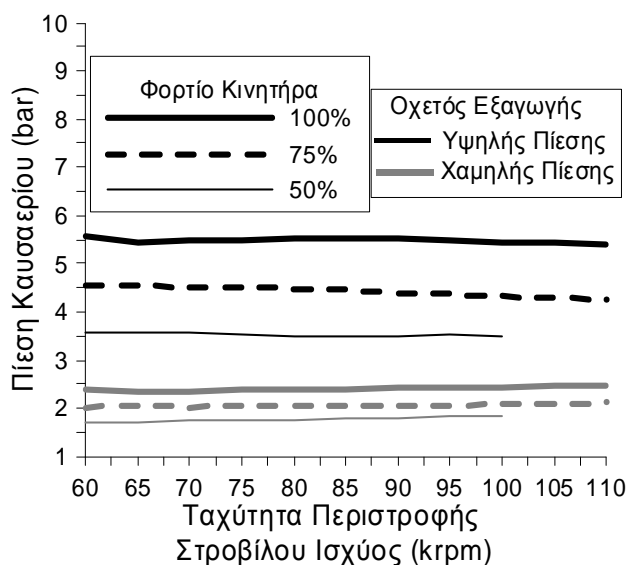


*Σχήμα 6-20 Διακύμανση της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στους Οχετούς Εξαγωγής Υψηλής και Χαμηλής Πίεσης και στην Έξοδο του Στροβίλου Ισχύος συναρτήσει της Γωνίας Στροφάλου για έναν Κύκλο Λειτουργίας του Κινητήρα στο Πλήρες Φορτίο του με Ταχύτητα Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στις 60krpm.*

Στο σχήμα 6-21 δίνεται η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στη μέση πίεση του καυσαερίου κατά την είσοδο του στους δυο στροβίλους της εγκατάστασης σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία. Η επίπτωση της χρήσης της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης στη μέση πίεση του καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή προκύπτει από τη σύγκριση των καμπύλων του σχήματος 6-21 και των αντίστοιχων τιμών του αρχικού κινητήρα χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση, οι οποίες δόθηκαν στον πίνακα 3-2. Έτσι, στο πλήρες φορτίο η χρήση της συγκεκριμένης τεχνικής ανάκτησης θερμότητας αυξάνει τη μέση πίεση του καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής υψηλής πίεσης στα 5.50bar από τα 2.66bar του αρχικού κινητήρα. Η μέση πίεση καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής υψηλής πίεσης στο 75% του φορτίου αυξάνεται από τα 2.41bar του κινητήρα χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση στα 4.50 bar της διάταξης με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση. Στο 50% του φορτίου η προσθήκη του στροβίλου ισχύος προκαλεί αύξηση της μέσης πίεσης καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή από τα 2.24bar του αρχικού κινητήρα στα 3.50 bar της διάταξης με την εξεταζόμενη τεχνολογία ανακομιδής θερμότητας.

Στην παρούσα ανάλυση, ο λόγος εκτόνωσης στο στροβίλο ισχύος, δηλαδή η πίεση στον οχετό εξαγωγής χαμηλής πίεσης, δεν αποτελεί παράμετρο της ανάλυσης αλλά υπολογίζεται από το μοντέλο προσομοίωσης. Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στο λόγο εκτόνωσης του απεικονίζεται στο σχήμα 6-21. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα αυτό, η μέση τιμή του λόγου εκτόνωσης στο στροβίλο ισχύος είναι περίπου σταθερή και ίση με 2.40, 2.00 και 1.70 στο 100%, 75% και 50% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα. Η μέγιστη μεταβολή της μέσης πίεσης καυσαερίου στην είσοδο των δυο στροβίλων, που

προκαλεί η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος, είναι της τάξης των 0.10 bar.



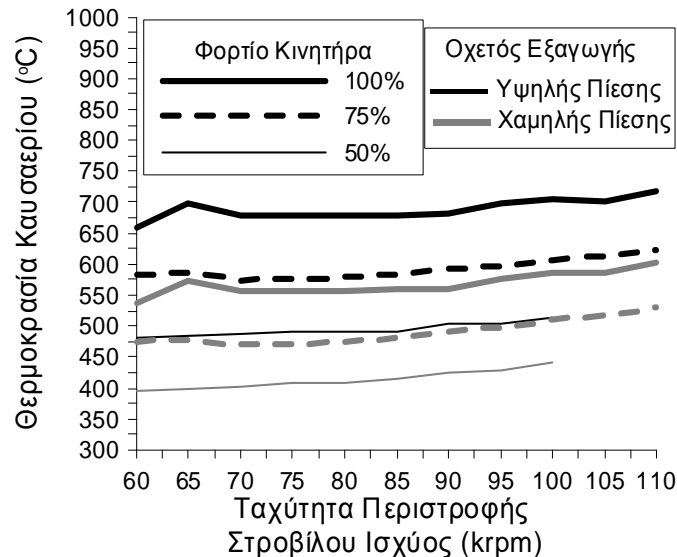
Σχήμα 6-21 Μεταβολή των τιμών της Μέσης Πίεσης Καυσαερίου στους Οχετούς Εξαγωγής Υψηλής και Χαμηλής Πίεσης συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.

Στο σχήμα 6-22 διαπιστώνεται ότι η μέση θερμοκρασία στους οχετούς καυσαερίου υψηλής και χαμηλής πίεσης αυξάνεται με την άνοδο της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος. Η μέση θερμοκρασία στον οχετό εξαγωγής υψηλής πίεσης αυξάνεται από τους 660°C στους 717°C στο πλήρες φορτίο, από τους 583°C στους 623°C στο 75% του φορτίου, ενώ στο 50% του φορτίου αυξάνεται από τους 481°C στους 515°C. Όσον αφορά τη μέση θερμοκρασία στον οχετό εξαγωγής χαμηλής πίεσης, αυτή αυξάνεται από τους 537°C στους 602°C στο πλήρες φορτίο, από τους 476°C στους 529°C στο 75% του φορτίου, ενώ στο 50% του φορτίου αυξάνεται από τους 395°C στους 440°C. Επομένως, η μέγιστη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας των δυο οχετών καυσαερίου λόγω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος δεν ξεπερνά τους 65°C.

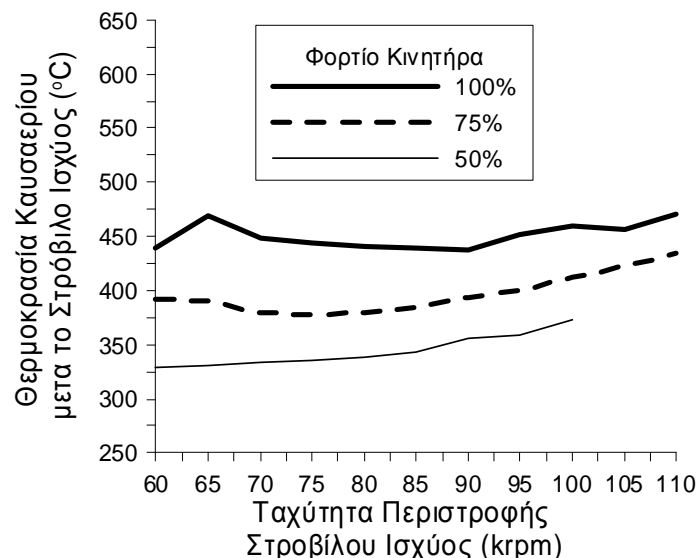
Η μέση θερμοκρασία στον οχετό εξαγωγής του αρχικού κινητήρα χωρίς σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση δόθηκε στον πίνακα 3-2, όπου η τιμή της είναι 585.40°C, 501.95°C και 420.2°C στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Συνεπώς, η θερμοκρασία καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή της εξεταζόμενης διάταξης ανάκτησης θερμότητας είναι αυξημένη σε σχέση με τον αρχικό κινητήρα. Η μέγιστη αύξηση της θερμοκρασίας αυτής προσεγγίζει τους 132°C, 121°C και 95°C στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.

Η ανάλυση ολοκληρώνεται με το σχήμα 6-23 στο οποίο απεικονίζεται η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος στη μέση θερμοκρασία καυσαερίου στην

έξοδο του από τη διάταξη της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης. Όπως διαπιστώνεται, η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος επιφέρει την άνοδο της μέσης θερμοκρασίας καυσαερίου στην έξοδο του στροβίλου ισχύος από τους 439°C στους 471°C στο πλήρες φορτίο. Η αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας αυτής είναι από τους 392°C στους 434°C στο 75% του φορτίου, ενώ στο 50% του φορτίου από τους 330 °C στους 372 °C.



Σχήμα 6-22 Μεταβολή των τιμών της Μέσης Θερμοκρασίας Καυσαερίου στους Οχετούς Εξαγωγής Υψηλής και Χαμηλής Πίεσης συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.



Σχήμα 6-23 Μεταβολή των τιμών της Μέσης Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο του Στροβίλου Ισχύος συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Στροβίλου Ισχύος στο 100%, 75% και 50% του Φορτίου του Κινητήρα στις 1700 rpm.

## 6.4 Συμπεράσματα

Η παραμετρική διερεύνηση, που παρουσιάστηκε σε αυτό το κεφάλαιο, βασίστηκε στο ολοκληρωμένο μοντέλο προσομοίωσης του υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel με στρόβιλο ισχύος, χρησιμοποιώντας τους αντίστοιχους χάρτες λειτουργίας. Όπως διαπιστώθηκε από τη διερεύνηση, το μοντέλο προσομοίωσης εκτιμά τις συνθήκες λειτουργίας του συμπιεστή, του στρόβιλου του υπερπληρωτή και του στρόβιλου ισχύος σε όλα τα εξεταζόμενα σημεία λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Η ανάλυση αυτή οδήγησε στα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης μεταβάλλεται με την ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλου ισχύος. Η μέγιστη τιμή της βελτίωσης αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel και εκτιμάται σε 4.1%, 3.1% και 2% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Οι αντίστοιχες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στρόβιλου ισχύος είναι 90 krpm, 85 krpm και 70 krpm.
- Η μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς της εγκατάστασης εκτιμάται σε 23 kW και 62 kW στο 25% και 100% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα. Ειδικότερα, στο πλήρες φορτίο η διάταξη παράγει αυξημένη ηλεκτρική ισχύ, όταν ο στρόβιλος ισχύος περιστρέφεται με μεγαλύτερη ταχύτητα. Η ισχύς του κινητήρα Diesel υφίσταται ποσοστιαία μείωση σε όλα τα φορτία, η οποία κυμαίνεται μεταξύ 12 και 15%.
- Η ανηγμένη παροχή μάζας στο στρόβιλο ισχύος αποκτά σχεδόν διπλάσιες τιμές σε σύγκριση με το στρόβιλο του υπερπληρωτή.
- Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στρόβιλου ισχύος μειώνει το μέγιστο συνολικό βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή από 50% στο 48.7% στο πλήρες φορτίο, από 49% στο 47.1% στο 75% του φορτίου και στο 50% του φορτίου από 47.4% στο 46.1%.
- Ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή δεν επηρεάζεται σημαντικά από τη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του στρόβιλου ισχύος και εκτιμάται σε 76.5%, 77% και 77.5% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.
- Ο βαθμός απόδοσης του στρόβιλου του υπερπληρωτή μειώνεται ελαφρά με την ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλου ισχύος και η μέγιστη τιμή του εκτιμάται σε 71.5%, 70.0% και 68.0% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.
- Ο βαθμός απόδοσης του στρόβιλου ισχύος μεταβάλλεται με την ταχύτητα περιστροφής του αποκτώντας μέγιστη τιμή ίση με 79%, η οποία είναι μικρότερη από την αντίστοιχη τιμή του βαθμού απόδοσης στο προηγούμενο κεφάλαιο.

- Η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή μειώνεται λόγω της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης. Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος μειώνει περαιτέρω την ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή.
- Η πίεση υπερπλήρωσης μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος. Η μέγιστη μείωση είναι της τάξης των 0.2 bar.
- Ο λόγος αέρα καυσίμου του κινητήρα με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση είναι μικρότερος σε σχέση με τον αρχικό κινητήρα και παρατηρείται μικρή μείωση του, καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος.
- Η σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση αυξάνει σημαντικά τη μέση τιμή της πίεσης του καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή συγκριτικά με τον αρχικό κινητήρα. Η μέση τιμή της πίεσης αυξάνεται από τα 2.66bar στα 5.50bar στο πλήρες φορτίο, από τα 2.41bar στα 4.50bar στο 75% του φορτίου και στο 50% του φορτίου από τα 2.24bar στα 3.50 bar.
- Η μέση τιμή του λόγου της εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος, όπως υπολογίζεται από το μοντέλο προσομοίωσης, εκτιμάται σε 2.40, 2.00 και 1.70 στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.
- Η μέγιστη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας των δυο οχετών καυσαερίου λόγω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος δεν ξεπερνά τους 65°C.
- Η θερμοκρασία καυσαερίου στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή του κινητήρα με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση είναι αυξημένη σε σχέση με τον αρχικό κινητήρα. Η μέγιστη αύξηση της θερμοκρασίας αυτής προσεγγίζει τους 132°C, 121°C, 95°C στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.
- Η μέγιστη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στην έξοδο του στροβίλου ισχύος λόγω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του δεν ξεπερνά τους 42°C.

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάστηκε λεπτομερής ανάλυση της διάταξης κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση αξιοποιώντας τους χάρτες λειτουργίας του κατασκευαστή για τον υπερπληρωτή και το στρόβιλο ισχύος. Στην ανάλυση του προηγούμενου κεφαλαίου, ο βαθμός απόδοσης και η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος δεν υπολογίζονταν από το μοντέλο προσομοίωσης. Η διαφορά της παρούσας ανάλυσης είναι η δυνατότητα υπολογισμού της επίδρασης της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης στο βαθμό απόδοσης και στην ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου ισχύος και του υπερπληρωτή. Έτσι, δόθηκε η δυνατότητα εκτίμησης της αλληλεπίδρασης μεταξύ του υπερπληρωτή και του στροβίλου ισχύος με αποτέλεσμα την εξαγωγή ρεαλιστικών αποτελεσμάτων.

Η ενδεχόμενη χρήση στροβίλου ισχύος μεταβλητής γεωμετρίας δίνει τη δυνατότητα ρύθμισης του λόγου εκτόνωσης του. Συνεπώς, υπάρχει δυνατότητα αποδοτικότερης

λειτουργίας της εγκατάστασης της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης με ρύθμιση του λόγου εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος. Η διερεύνηση της περίπτωσης χρήσης στροβίλου ισχύος μεταβλητής γεωμετρίας αποτελεί αντικείμενο διαφορετικής ανάλυσης λόγω της έλλειψης αντιστοίχων χαρτών λειτουργίας.

Ολοκληρώνοντας, επαληθεύεται μεγάλο μέρος των συμπερασμάτων της παραμετρικής ανάλυσης του προηγούμενου κεφαλαίου. Επιπροσθέτως, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι σημαντική και μπορεί να αυξηθεί περαιτέρω με τη χρήση αποδοτικότερου στροβίλου ισχύος.

### **Σύμβολα Κεφαλαίου 6:**

bsfc	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kwh)
$c_p$	Σταθερή Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερή Πίεση	(kJ/kg °C)
D	Απόσταση	(-)
$EFF_{T/C}$	Βαθμός Απόδοσης Υπερπληρωτή	(-)
$\dot{m}$	Παροχή Μάζας	(kg/s)
$\dot{N}$	Ταχύτητα Περιστροφής	(rpm)
$n_{mTC}$	Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης Υπερπληρωτή	(-)
$n_{compr}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή	(-)
p	Πίεση	(bar)
Power	Ισχύς	(kW)
$Power_{frTC}$	Ισχύς Απωλειών Τριβής στον Άξονα του Υπερπληρωτή	(kW)
T	Θερμοκρασία	(°C)

### **Ελληνικά σύμβολα:**

$\gamma$	Σταθερά Αερίου
$\Delta[...]$	Μεταβολή
Y/T	Υπερπληρωτής

### **Δείκτες:**

air	Αέρας Υπερπλήρωσης του Κινητήρα Diesel
boost	Υπερπλήρωση
compr	Συμπιεστής
COR	Ανηγγμένη Τιμή
exh	Καυσαέριο στον Οχετό Υψηλής Πίεσης
fuel	Καύσιμο
in	Είσοδος
max	Μέγιστη Τιμή
min	Ελάχιστη Τιμή
PT	Στρόβιλος Ισχύος
TC	Υπερπληρωτής
turb	Στρόβιλος

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 6:**

1. **Watson, N., Janota, M.S.**, "Turbocharging the Internal Combustion Engine", Macmillan Press, London, 1982.
2. **Γιακουμής, Ε. Γ.**, "Μεταβατική Κατάσταση Λειτουργίας Κινητήρων Diesel", Διδακτορική Διατριβή, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ, 1997.
3. **Κ. Δ. Παπαηλιού, Κ. Μ. Μαθιουδάκης, Κ. Χ. Γιαννάκογλου**, «Εισαγωγή στις Θερμικές Στροβιλομηχανές», Εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών ΕΜΠ, Τομέας Ρευστών, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, Αθήνα 1997.
4. **Heywood, J.B.**, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, New York, 1988.
5. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O.,and Lamaris V.T.**, "Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocompounding", SAE Paper No.011563, 2007.



## **Κεφάλαιο 7**

# **Εκμετάλλευση της Αποβαλλόμενης Ενέργειας Καυσαερίου Κινητήρα Diesel με τη Χρήση Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας**

### **7.1 Εισαγωγή**

Μια εναλλακτική μέθοδος για την ανάκτηση μέρους της θερμότητας του καυσαερίου, που απορρίπτει ο κινητήρας Diesel στο περιβάλλον, είναι η χρήση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, η οποία εγκαθίσταται μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή, εφόσον ο κινητήρας είναι υπερπληρωμένος. Η βασική διαφορά της τεχνικής αυτής από τις υπόλοιπες, που εξετάστηκαν προηγουμένως, είναι η έλλειψη μηχανικών μερών για την μετατροπή της θερμότητας σε ισχύ [1-3]. Στο κεφάλαιο αυτό αξιολογείται γενικότερα η δυνατότητα παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος από θερμοηλεκτρική γεννήτρια, χρησιμοποιώντας αντίστοιχο θεωρητικό μοντέλο για την προσομοίωση της λειτουργίας της γεννήτριας. Η παρούσα διερεύνηση είναι σχετικά απλοϊκή και στοχεύει στην ανάλυση των δυνατοτήτων ανάκτησης της θερμότητας του καυσαερίου από θερμοηλεκτρική γεννήτρια.

### **7.2 Περιγραφή Μοντέλου Προσομοίωσης της Λειτουργίας Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας**

Η θερμοηλεκτρική γεννήτρια είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ των ρευμάτων του καυσαερίου του κινητήρα Diesel και του ψυκτικού μέσου της γεννήτριας. Στο ενδιάμεσο τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας ανάμεσα στο θερμό και στο ψυχρό ρεύμα παρεμβάλλεται διάταξη θερμοστοιχείων (thermoelements). Κάθε θερμοστοιχείο συνδέεται με τη θερμή και την ψυχρή πλευρά του εναλλάκτη θερμότητας μέσω μεταλλικών πλακών. Η ροή θερμότητας κατευθύνεται από το καυσαέριο στη μεταλλική πλάκα της θερμής πλευράς, συνεχίζοντας μέσω του θερμοηλεκτρικού υλικού του θερμοστοιχείου στη μεταλλική πλάκα της ψυχρής πλευράς και καταλήγει στο ρεύμα του ψυκτικού μέσου [2-12].

Το μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας περιλαμβάνει την ανάλυση του εναλλάκτη θερμότητας της γεννήτριας, προβλέποντας τη θερμοκρασιακή κατανομή κατά μήκος του εναλλάκτη, δεδομένου ότι η θερμοκρασιακή διαφορά υπό την οποία λειτουργούν τα θερμοστοιχεία μεταβάλλεται, καθώς η θερμοκρασία του θερμού ρεύματος του καυσαερίου (ή οποιουδήποτε άλλου ρευστού) μειώνεται κατά μήκος του

εναλλάκτη και η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου αυξάνεται παραλαμβάνοντας την απορριπτόμενη θερμότητα από τα θερμοστοιχεία. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τα θερμοστοιχεία να λειτουργούν σε μεταβαλλόμενες τιμές της θερμοκρασιακής διαφοράς. Στη συνέχεια ακολουθεί η περιγραφή του θερμοηλεκτρικού φαινομένου, της προσομοίωσης της λειτουργίας του θερμοζεύγους (thermocouple) και της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.

### 7.2.1 Θερμοηλεκτρικό Φαινόμενο

Το θερμοηλεκτρικό φαινόμενο είναι η απευθείας μετατροπή της θερμοκρασιακής διαφοράς σε ηλεκτρική τάση και το αντίστροφο. Μια θερμοηλεκτρική συσκευή αναπτύσσει ηλεκτρική τάση, όταν υπάρχει διαφορά θερμοκρασίας ανάμεσα σε δυο πλευρές. Σε ατομική κλίμακα, η εφαρμοζόμενη θερμοκρασιακή διαφορά δημιουργεί ιόντα στο υλικό, που είναι θετικά ή αρνητικά φορτισμένα ανάλογα με το υλικό και διαχέονται από τη θερμή προς την ψυχρή πλευρά της συσκευής δημιουργώντας ηλεκτρική τάση στα άκρα της.

Ο συντελεστής Seebeck  $S$  του υλικού μετρά το μέγεθος της ηλεκτρικής τάσης  $dV$  που αναπτύσσεται ως αποτέλεσμα της θερμοκρασιακής διαφοράς  $dT$  κατά μήκος του υλικού και διατυπώνεται ως εξής [14-16]:

$$S = \frac{dV}{dT} \quad (7.1)$$

Ο συντελεστής Seebeck είναι σημαντική παράμετρος και καθορίζει την απόδοση του θερμοηλεκτρικού υλικού. Ο συντελεστής αυτός εξαρτάται από τη θερμοκρασία του υλικού και την κρυσταλλική του δομή αποκτώντας μικρές τιμές για τα συνήθη μέταλλα και υψηλότερες τιμές για τους ημιαγωγούς [16].

Το μέγεθος της ικανότητας (figure of merit)  $Z$  του θερμοηλεκτρικού υλικού να παράγει ηλεκτρική ενέργεια από την απορρόφηση θερμότητας διατυπώνεται στην ακόλουθη έκφραση [2-15]:

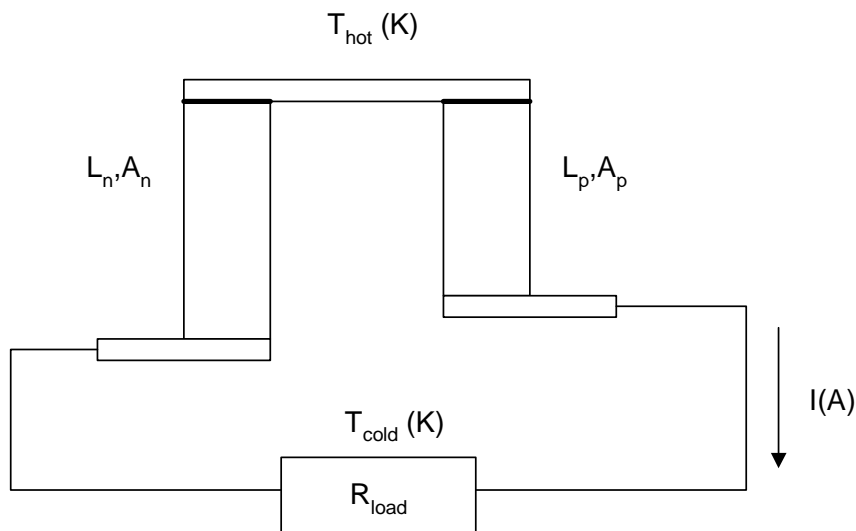
$$Z = \frac{\sigma S^2}{k} \quad (7.2)$$

όπου  $k$  και  $\sigma$  είναι η θερμική και η ηλεκτρική αγωγιμότητα του υλικού αντίστοιχα. Το μέγεθος της θερμοηλεκτρικής ικανότητας ενός υλικού εκφράζεται εναλλακτικά με την αδιάστατη μορφή  $ZT$ , πολλαπλασιάζοντας το μέγεθος  $Z$  με τη θερμοκρασία  $T$  του υλικού [15].

### 7.2.2 Λειτουργία του Θερμοζεύγους της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας

Το δομικό στοιχείο της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας είναι το θερμοζεύγος (thermocouple), που αποτελείται από δυο ημιαγωγούς τύπου «p» και «n» συνδεδεμένους με μεταλλικές

πλάκες. Ο ημιαγωγός χαρακτηρίζεται ως τύπου «p», όταν τα ιόντα, που κινούνται σε αυτόν, είναι θετικά φορτισμένα, ενώ στην περίπτωση, που τα ιόντα έχουν αρνητικό φορτίο, το υλικό αποκαλείται τύπου «n» [2, 15, 16]. Τα ηλεκτρόνια στο στοιχείο τύπου «n» μετακινούνται αντίθετα από το ηλεκτρικό ρεύμα και οι οπές (θετικά ηλεκτρόνια) στο στοιχείο τύπου «p» κατά την κατεύθυνση του ηλεκτρικού ρεύματος, αποσπώντας και τα δυο θερμότητα από τη μια πλευρά της συσκευής. Η πηγή θερμότητας οδηγεί τα ηλεκτρόνια του στοιχείου τύπου «n» προς την ψυχρή περιοχή. Στο σχήμα 7-1 απεικονίζεται το θερμοζεύγος μιας θερμοηλεκτρικής γεννήτριας συνδεδεμένο με φορτίο ηλεκτρικής αντίστασης  $R_{load}$ .



Σχήμα 7-1 Τυπική Απεικόνιση Θερμοζεύγους της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.

Στα πλαίσια της παρούσας διερεύνησης αναπτύχθηκε μοντέλο ανάλυσης του θερμοζεύγους, που υπολογίζει τις παραμέτρους λειτουργίας του υπό συγκεκριμένη θερμοκρασιακή διαφορά. Τα δεδομένα της διερεύνησης είναι οι θερμοκρασίες θερμής  $T_{hot}$  και ψυχρής πλευράς  $T_{cold}$ , τα μήκη  $L_p$ ,  $L_n$  και οι διατομές  $A_p$ ,  $A_n$  των «p» και «n» θερμοστοιχείων αντίστοιχα.

Το μοντέλο προσομοίωσης εκτιμά το βαθμό απόδοσης, την ισχύ του θερμοζεύγους, την απορροφώμενη και απορριπτόμενη θερμότητα στα βέλτιστα σημεία λειτουργίας. Επιπροσθέτως, υπολογίζονται τα ηλεκτρικά χαρακτηριστικά του θερμοζεύγους, όπως το ρεύμα, η τάση και η εσωτερική αντίσταση.

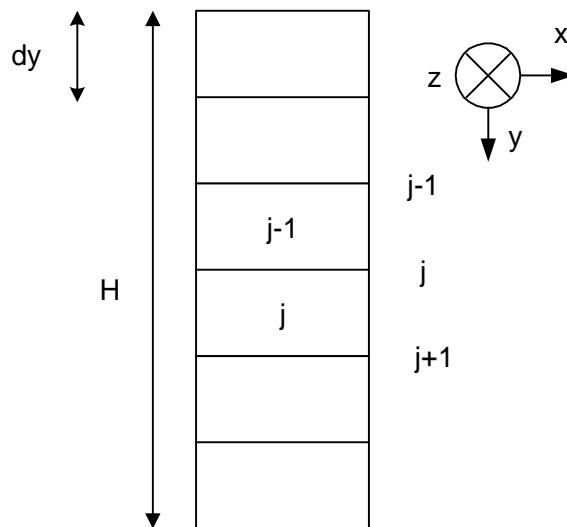
Η προσομοίωση βασίζεται στη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων προκειμένου να εκτιμηθεί η θερμοκρασιακή κατανομή στους ημιαγωγούς. Η μεθοδολογία αυτή συμβάλλει στον ακριβέστερο υπολογισμό των ιδιοτήτων του θερμοηλεκτρικού υλικού τα οποία είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας. Έτσι, σε κάθε ημιαγωγό ορίζονται η ισαπέχοντα σημεία ή

κόμβοι, οπότε δημιουργούνται  $n-1$  ίσα στοιχειώδη τμήματα, όπως απεικονίζεται στο σχήμα 7-2.

Η διατομή των επιμέρους στοιχειωδών τμημάτων είναι η διατομή του ημιαγωγού  $A_p$  ή  $A_n$ , ενώ το μήκος τους  $dy$  ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$dy = \frac{H}{n-1} \quad (7.3)$$

όπου το μέγεθος  $H$  είναι το μήκος  $L_p$  ή  $L_n$  του ημιαγωγού. Όπως απεικονίζεται στο σχήμα 7-2, το τυχαίο πεπερασμένο στοιχείο  $j$  βρίσκεται μεταξύ των κόμβων  $j$  και  $j+1$  και οι θερμοκρασίες ορίζονται πάνω στους κόμβους.



Σχήμα 7-2 Διαίρεση του Θερμοστοιχείου της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας σε Στοιχειώδη Τμήματα.

Επομένως, το πεπερασμένο στοιχείο  $j$  έχει θερμική αγωγιμότητα:

$$K_j = k(T_j) \cdot \frac{A}{dy} \quad (7.4)$$

όπου  $k(T_j)$  είναι η ειδική θερμική αγωγιμότητα του θερμοηλεκτρικού υλικού, που εξαρτάται από τη μέση θερμοκρασία  $T_j$  στην οποία βρίσκεται το πεπερασμένο στοιχείο  $j$ . Η ηλεκτρική αντίσταση του πεπερασμένου στοιχείου  $j$  είναι:

$$R_j = \rho(T_j) \cdot \frac{dy}{A} \quad (7.5)$$

όπου  $\rho(T_j)$  η ειδική ηλεκτρική αντίσταση του υλικού στη μέση θερμοκρασία  $T_j$ . Ο συντελεστής Seebeck  $S_j$  για το στοιχειώδες τμήμα  $j$  είναι επίσης συνάρτηση της θερμοκρασίας  $T_j$ . Για κάθε θερμοηλεκτρικό υλικό, η θερμοκρασιακή μεταβολή των μεγεθών της ειδικής θερμικής αγωγιμότητας, της ηλεκτρικής αντίστασης και του συντελεστή Seebeck δίνεται από αντίστοιχες πειραματικές καμπύλες.

Έστω δύο γειτονικά πεπερασμένα στοιχεία, που ορίζονται από τρεις διαδοχικούς κόμβους  $j-1, j, j+1$  πάνω στον ημιαγωγό. Στην επιφάνεια, που ορίζεται από τον κόμβο  $j$ , δηλαδή τη νοητή διαχωριστική επιφάνεια μεταξύ των στοιχείων  $j-1$  και  $j$ , ρέει θερμότητα  $Q_j$  η οποία είναι η απορριπτόμενη θερμότητα  $Q_{cold}$  από το αμέσως προηγούμενο στοιχείο  $j-1$  και αποτελεί την απορροφώμενη θερμότητα  $Q_{hot}$  για το στοιχείο  $j$ .

Τα ποσά της εισερχόμενης  $Q_{hot}$  και της αποβαλλόμενης θερμότητας  $Q_{cold}$  ενός θερμοστοιχείου δίνονται από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$Q_{hot} = S \cdot I \cdot T_{hot} + K \cdot (T_{hot} - T_{cold}) - \frac{I^2 \cdot R}{2} \quad (7.6\alpha)$$

$$Q_{cold} = S \cdot I \cdot T_{cold} + K \cdot (T_{hot} - T_{cold}) + \frac{I^2 \cdot R}{2} \quad (7.6\beta)$$

όπου  $T_{hot}$  και  $T_{cold}$  είναι οι θερμοκρασίες της θερμής και της ψυχρής πλευράς αντίστοιχα,  $I$  είναι η ένταση του ηλεκτρικού ρεύματος, που διαρρέει το θερμοστοιχείο, και  $R$  η ηλεκτρική αντίσταση του θερμοστοιχείου.

Από την εφαρμογή των σχέσεων 7.6α και 7.6β στα στοιχειώδη τμήματα  $j$  και  $j-1$  αντίστοιχα προκύπτουν οι ακόλουθες σχέσεις:

$$Q_{j-1} = S_{j-1} \cdot I \cdot T_j + K_{j-1} \cdot (T_{j-1} - T_j) + \frac{I^2 \cdot R_{j-1}}{2} \quad (7.7\alpha)$$

$$Q_j = S_j \cdot I \cdot T_j + K_j \cdot (T_j - T_{j+1}) - \frac{I^2 \cdot R_j}{2} \quad (7.7\beta)$$

$$Q_j = Q_{j-1} \quad (7.7\gamma)$$

Από τις ανωτέρω εκφράσεις προκύπτει η ακόλουθη εξίσωση για τη διαχωριστική επιφάνεια  $j$ :

$$(-K_j) \cdot T_{j+1} + (K_j + K_{j-1} + I \cdot (S_j - S_{j-1})) \cdot T_j + (-K_{j-1}) \cdot T_{j-1} = -\frac{I^2 \cdot (R_j + R_{j-1})}{2} \quad (7.8)$$

με οριακές συνθήκες:  $T_{j=1} = T_{hot}$  και  $T_{j=n} = T_{cold}$ . Συνεπώς, η εφαρμογή της σχέσης 7.8 στο σύνολο των στοιχειωδών τμημάτων του θερμοζεύγους δημιουργεί ένα σύστημα  $n-2$  εξισώσεων με ίσο αριθμό αγνώστων. Η επίλυση του συστήματος αυτού οδηγεί στην εκτίμηση της θερμοκρασιακής κατανομής στους ημιαγωγούς, τύπου « $p$ » και « $n$ » αντίστοιχα.

Η θερμότητα, που απορροφά το πρώτο στοιχειώδες τμήμα του ημιαγωγού, είναι η ολική θερμότητα, που απορροφά ο ημιαγωγός από τη θερμή μεταλλική πλάκα, και έχει ως εξής:

$$Q_{j=1} = S_1 \cdot I \cdot T_1 + K_1 \cdot (T_1 - T_2) - \frac{I^2 \cdot R_1}{2} - \frac{I^2 \cdot r_{ch}}{A} \quad (7.9)$$

όπου  $r_{ch}$  είναι η ειδική αντίσταση επαφής μεταξύ του ημιαγωγού και της μεταλλικής πλάκας της θερμής πλευράς.

Η θερμότητα, που αποβάλλει το τελευταίο στοιχειώδες τμήμα του ημιαγωγού, είναι η συνολική θερμότητα, που απορρίπτει ο ημιαγωγός στην ψυχρή μεταλλική πλάκα, και δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_{j=n} = S_{n-1} \cdot I \cdot T_n + K_{n-1} \cdot (T_{n-1} - T_n) - \frac{I^2 \cdot R_{n-1}}{2} - \frac{I^2 \cdot r_{cc}}{A} \quad (7.10)$$

όπου  $r_{cc}$  είναι η ειδική αντίσταση επαφής μεταξύ του ημιαγωγού και της μεταλλικής πλάκας της ψυχρής πλευράς.

Ο υπολογισμός της ηλεκτρικής τάσης, που αναπτύσσεται στα άκρα του ημιαγωγού, βασίζεται στην ακόλουθη σχέση:

$$V = (S_1 \cdot T_1 - S_n \cdot T_n) - I \cdot \sum_1^{n-1} R_i - I \cdot \frac{r_{ch} + r_{cc}}{A_p + A_n} \quad (7.11)$$

Όσον αφορά την ηλεκτρική ισχύ που παράγει ο ημιαγωγός, αυτή δίνεται από την έκφραση:

$$P = V \cdot I \quad (7.12)$$

Όλα τα παραπάνω μεγέθη αντιστοιχούν στους ημιαγωγούς τύπου «p» και «n» και το άθροισμα τους παρέχει τη συνολική τιμή του μεγέθους για το θερμοζεύγος. Έτσι, η απορροφώμενη θερμότητα  $Q_{hot}^{couple}$  και η απορριπτόμενη θερμότητα  $Q_{cold}^{couple}$  του θερμοζεύγους, καθώς και τα μεγέθη της ηλεκτρικής τάσης  $V^{couple}$ , της ηλεκτρικής ισχύος  $P^{couple}$  και της ωμικής αντίστασης  $R^{couple}$  του θερμοζεύγους υπολογίζονται από τις ακόλουθες εκφράσεις:

$$Q_{hot}^{couple} = Q_{hot}^p + Q_{hot}^n \quad (7.13\alpha)$$

$$Q_{cold}^{couple} = Q_{cold}^p + Q_{cold}^n \quad (7.13\beta)$$

$$V^{couple} = V^p + V^n \quad (7.13\gamma)$$

$$P^{couple} = P^p + P^n \quad (7.13\delta)$$

$$R^{couple} = R^p + R^n \quad (7.13\epsilon)$$

Ο βαθμός απόδοσης του θερμοζεύγους ορίζεται ως η ικανότητα μετατροπής της εισερχόμενης θερμότητας σε ηλεκτρική ισχύ και δίνεται από τις ακόλουθες δυο εκφράσεις:

$$Eff^{couple} = \frac{P^{couple}}{Q_{hot}^{couple}} \quad (7.14\alpha)$$

και

$$Eff^{couple} = \frac{Q_{hot}^{couple} - Q_{cold}^{couple}}{Q_{hot}^{couple}} \quad (7.14\beta)$$

Στο μοντέλο προσομοίωσης γίνεται υπολογισμός της ηλεκτρικής ισχύος από τα επιμέρους στοιχειώδη τμήματα των ημιαγωγών του θερμοζεύγους και στη συνέχεια ελέγχεται η

ορθότητα των υπολογισμών από την επαλήθευση της ακόλουθης διατύπωσης για το ισοζύγιο ενέργειας:

$$P^{\text{couple}} = Q_{\text{hot}}^{\text{couple}} - Q_{\text{cold}}^{\text{couple}} \quad (7.15)$$

Η παραπάνω διαδικασία υπολογισμού αντιστοιχεί σε ένα σημείο λειτουργίας του θερμοζεύγους, δηλαδή ο υπολογισμός διεξάγεται για μια συγκεκριμένη τιμή της έντασης του ρεύματος, που το διαρρέει (ή ισοδύναμα, για συγκεκριμένη τιμή της αντίστασης του φορτίου με την οποία αυτό είναι συνδεδεμένο).

Σκοπός του υπομοντέλου προσομοίωσης του θερμοζεύγους είναι η εκτίμηση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας στο οποίο επιτυγχάνεται μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος. Η διαδικασία υπολογισμού του βέλτιστου σημείου λειτουργίας του θερμοζεύγους ξεκινά με την τιμή της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος να είναι ίση με μηδέν  $I=0$ , δηλαδή για ανοικτό κύκλωμα. Στη συνέχεια το μοντέλο προσομοίωσης εκτελείται για κάθε τιμή της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος, η οποία αυξάνεται κατά ένα μικρό βήμα της τάξης των 0.1 A. Στο τέλος της διαδικασίας αυτής σχηματίζονται οι καμπύλες μεταβολής της ισχύος και της ηλεκτρικής τάσης συναρτήσει της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος. Έτσι, υπολογίζεται η βέλτιστη τιμή της έντασης του ρεύματος, που διαρρέει το θερμοζεύγος.

Συνοψίζοντας, τα αποτελέσματα, που προκύπτουν από την προαναφερθείσα διαδικασία υπολογισμού, αντιστοιχούν σε δεδομένες τιμές των θερμοκρασιών  $T_{\text{hot}}$  και  $T_{\text{cold}}$ . Συνεπώς, ο υπολογισμός αυτός επαναλαμβάνεται αρκετές φορές, διότι οι τιμές των θερμοκρασιών του καυσαερίου και του ψυκτικού μέσου μεταβάλλονται κατά το μήκος του εναλλάκτη θερμότητας της γεννήτριας.

Για την απλοποίηση του υπολογισμού της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, υιοθετούνται δυο χαρακτηριστικά μεγέθη για κάθε θερμοζεύγος. Το πρώτο χαρακτηριστικό μέγεθος είναι η πυκνότητα ισχύος του θερμοζεύγους  $P_{\text{sp}}$ , η οποία δίνεται από την ακόλουθη έκφραση [16]:

$$P_{\text{sp}} = \frac{P^{\text{couple}}}{A_p + A_n} \quad (7.16)$$

όπου  $A_p + A_n$  είναι η συνολική διατομή του θερμοζεύγους. Το δεύτερο χαρακτηριστικό μέγεθος είναι η ισοδύναμη θερμική αγωγιμότητα  $k_{\text{eq}}$  του θερμοζεύγους και ορίζεται από την ακόλουθη διατύπωση [16]:

$$k_{\text{eq}} = \frac{Q_{\text{hot}}^{\text{couple}}}{(A_p + A_n) \cdot (T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}})} \quad (7.17)$$

Συνεπώς, τα μεγέθη  $P_{\text{sp}}$  και  $k_{\text{eq}}$  αντιστοιχούν σε κάθε θερμοζεύγος το οποίο λειτουργεί υπό συγκεκριμένη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στις μεταλλικές πλάκες της θερμής και της ψυχρής πλευράς.

### 7.2.3 Μοντέλο Προσομοίωσης της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας

Όπως ήδη αναφέρθηκε, το μοντέλο προσομοίωσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας αποτελείται από την προσομοίωση του εναλλάκτη θερμότητας του θερμού και του ψυχρού ρεύματος, καθώς και από το υπομοντέλο του θερμοζεύγους, που περιγράφηκε προηγουμένως.

Στο σχήμα 7-3 δίνεται μια τυπική απεικόνιση της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας με τα θερμοζεύγη, το θερμό ρεύμα του καυσαερίου και το ψυχρό ρεύμα του μέσου [2-13]. Στην πραγματικότητα τα θερμοζεύγη έχουν πολύ μικρές διαστάσεις σε σχέση με τον εναλλάκτη θερμότητας της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, οπότε στην αναπαράσταση του σχήματος 7-3 παρουσιάζονται αρκετά μεγαλύτερα για λόγους ευκρίνειας. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα αυτό, τα θερμοζεύγη είναι τοποθετημένα με τέτοιο τρόπο, ώστε να είναι ηλεκτρικά συνδεδεμένα σε σειρά. Η αντιροή θερμού και ψυχρού ρεύματος βοηθά στην εξομάλυνση της θερμοκρασιακής διαφοράς τους, προκειμένου να αποφευχθούν οι μεγάλες διαφορές στην ηλεκτρική φόρτιση και στην απόδοση της λειτουργίας των πρώτων και των τελευταίων θερμοστοιχείων της γεννήτριας.

Η ροή θερμότητας από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα μέσω των θερμοζευγών θεωρείται μονοδιάστατο φαινόμενο, δηλαδή η μετάδοση θερμότητας λαμβάνει χώρα κατά τη διεύθυνση  $y$ , που είναι κάθετη στη διεύθυνση της ροής του καυσαερίου.

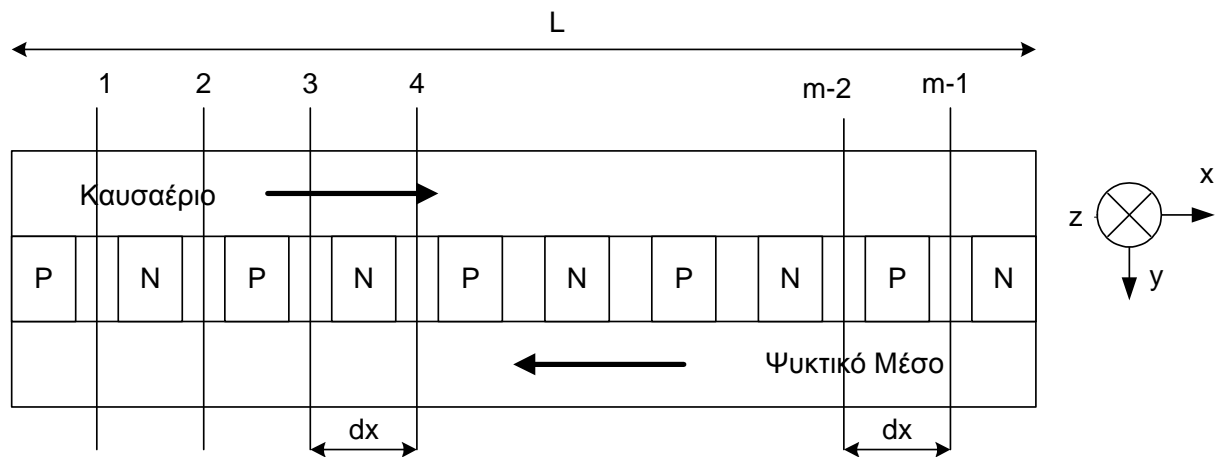
Η απορρόφηση μέρους της θερμότητας των καυσαερίων και η απόρριψη θερμότητας στο ψυκτικό μέσο έχει ως συνέπεια τη μεταβολή των θερμοκρασιών του θερμού και ψυχρού ρεύματος κατά μήκος του εναλλάκτη. Όπως διαπιστώθηκε προηγουμένως, οι θερμοκρασίες της ψυχρής και θερμής πλευράς επιδρούν σημαντικά στη θερμική αντίσταση, στην παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ και στο βαθμό απόδοσης του θερμοζεύγους. Συνεπώς, είναι αναγκαίος ο υπολογισμός της μεταβολής της θερμοκρασίας κατά μήκος του εναλλάκτη, προκειμένου το μοντέλο προσομοίωσης να εκτιμήσει με ικανοποιητική ακρίβεια τη λειτουργία της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.

Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 7-3, ο εναλλάκτης θερμότητας της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας μήκους  $L$  διαιρείται κατά την κατεύθυνση  $x$  σε  $m-1$  τμήματα μήκους ίσου με:

$$dx = \frac{L}{m-1} \quad (7.18)$$

Επιπροσθέτως, υιοθετείται η παραδοχή ότι οι θερμοκρασίες της ψυχρής και της θερμής πλευράς των θερμοστοιχείων, που βρίσκονται εντός του στοιχειώδους τμήματος είναι σταθερές. Συνεπώς, η θερμοκρασιακή μεταβολή του καυσαερίου και του ψυκτικού μέσου υφίσταται μεταξύ διαδοχικών στοιχειωδών τμημάτων του εναλλάκτη. Είναι προφανές ότι η πυκνότερη διακριτοποίηση προσεγγίζει την πραγματική κατάσταση της θερμοκρασιακής κατανομής μέσα στον εναλλάκτη.





Σχήμα 7-3 Απεικόνιση της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας και των Ρευμάτων του Καυσαερίου και του Ψυκτικού Μέσου.

Το θερμό ρεύμα στη διάταξη είναι το καυσαέριο του κινητήρα Diesel. Επομένως, είναι γνωστές οι τιμές της παροχής μάζας  $\dot{m}_{exh}$  και της θερμοκρασίας εισόδου  $T_{exh,in}$  στον εναλλάκτη θερμότητας. Το ψυκτικό μέσο της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας είναι νερό με παροχή μάζας  $\dot{m}_w$ . Η θερμοχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή πίεση  $c_{pw}$  είναι ίση με  $4.18\text{kJ/kg K}$ .

Το μέγεθος της θερμοχωρητικότητας  $c_{pexh}$  του καυσαερίου υπό σταθερή πίεση υπολογίζεται από τις αντίστοιχες πολυωνυμικές εκφράσεις για τις ιδιότητες του καυσαερίου, που παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 2.

Η θερμότητα, που συναλλάσσεται από το καυσαέριο με τη θερμή πλευρά του εναλλάκτη είναι η θερμότητα  $q_{hot}^1$ , που παραλαμβάνει το θερμοζεύγος, το οποίο βρίσκεται σε αυτό το στοιχειώδες τμήμα. Συγκεκριμένα, κάθε στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη περιέχει αριθμό θερμοστοιχείων  $N_{module}$ , που υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$N_{module} = \frac{b \cdot dx}{A_p + A_n} \quad (7.19)$$

όπου  $b$  είναι το πλάτος του εναλλάκτη και ο όρος  $b \cdot dx$  αντιστοιχεί στο εμβαδό της στοιχειώδους επιφάνειας του εναλλάκτη.

Η μετάδοση θερμότητας  $q_{hot}^1$  από το θερμό ρεύμα του καυσαερίου θερμοκρασίας  $T_{exh}^1$  προς τη θερμή πλευρά των θερμοστοιχείων θερμοκρασίας  $T_{mh}^1$ , που περιέχονται στο στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη δίνεται από τη σχέση:

$$q_{hot}^1 = b \cdot dx \cdot h_{exh} \cdot (T_{exh}^1 - T_{mh}^1) \quad (7.20)$$

όπου η θερμοκρασία  $T_{exh}^1$  αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου στη θερμοηλεκτρική γεννήτρια και η τιμή της είναι γνωστή. Ο συντελεστής μετάδοσης της

θερμότητας  $h_{exh}$  από το αέριο στη θερμή πλευρά του εναλλάκτη υπολογίζεται συναρτήσει της θερμοκρασίας του καυσαερίου και της παροχής μάζας του. Το καυσαέριο θεωρείται ότι ρέει στο εσωτερικό σωλήνωσης, οπότε ο υπολογισμός του συντελεστή  $h_{exh}$  βασίζεται στις αντίστοιχες αναλυτικές σχέσεις, που παρουσιάζονται στο 9<sup>ο</sup> κεφάλαιο.

Η αντίστοιχη διατύπωση για τη μετάδοση θερμότητας από τη θερμή προς την ψυχρή πλευρά των θερμοστοιχείων έχει ως εξής:

$$q_{hot}^1 = k_{eq} \cdot b \cdot dx \cdot (T_{mh}^1 - T_{mc}^1) \quad (7.21)$$

όπου  $T_{mc}^1$  είναι η θερμοκρασία της ψυχρής πλευράς των θερμοστοιχείων.

Ο συνδυασμός των σχέσεων 7.20 και 7.21 οδηγεί στην ακόλουθη έκφραση για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας  $T_{mh}^1$  της θερμής πλευράς των θερμοστοιχείων:

$$T_{mh}^1 = \frac{h_{exh} \cdot T_{exh}^1 + k_{eq} \cdot T_{mc}^1}{h_{exh} + k_{eq}} \quad (7.22)$$

Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στο στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη υπολογίζεται από την πυκνότητα ισχύος των θερμοζευγών, που εμπεριέχονται σε αυτό το τμήμα, ως ακολούθως:

$$P_{el}^1 = p_{sp} \cdot b \cdot dx \quad (7.23)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα  $q_{cold}^1$  στην ψυχρή πλευρά των θερμοστοιχείων προκύπτει από τη θερμότητα  $q_{hot}^1$ , που αποσπάται από τα καυσαέρια και την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ  $P_{el}^1$ , όπως φαίνεται στην επόμενη σχέση:

$$q_{cold}^1 = q_{hot}^1 - P_{el}^1 \quad (7.24)$$

Η τιμή της θερμοκρασίας στην ψυχρή πλευρά των θερμοστοιχείων δίνεται από τη σχέση:

$$T_{mc}^1 = \frac{q_{cold}^1}{b \cdot dx \cdot h_{cool}} + T_{cool}^1 \quad (7.25)$$

όπου  $h_{cool}$  είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την ψυχρή πλευρά προς το ψυκτικό μέσο. Η θερμότητα, που μεταδίδεται στο ψυκτικό μέσο από την ψυχρή πλευρά των θερμοστοιχείων, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$q_{module \rightarrow cool}^1 = b \cdot dx \cdot h_{cool} \cdot (T_{mc}^1 - T_{cool}^1) \quad (7.26)$$

Η διαδικασία υπολογισμού ξεκινά με την αρχική εκτίμηση για τις θερμοκρασίες  $T_{mh}^1$  και  $T_{mc}^1$  της θερμής και της ψυχρής πλευράς των θερμοστοιχείων. Η θερμοκρασία του ψυκτικού θεωρείται αρχικά σταθερή σε όλα τα στοιχειώδη τμήματα έχοντας τιμή ίση με τη θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού μέσου στον εναλλάκτη. Στη συνέχεια εκτελείται ο υπολογισμός του

θερμοζεύγους με τη χρήση του αντίστοιχου υπομοντέλου και εκτιμώνται οι τιμές των μεγεθών  $k_{eq}$  και  $P_{el}^1$  για τις αρχικές τιμές των θερμοκρασιών.

Από τη σχέση 7.22 υπολογίζεται η νέα τιμή της θερμοκρασίας  $T_{mh}^1$  στη θερμή πλευρά των θερμοστοιχείων. Τα μεγέθη της αποσπώμενης θερμότητας του καυσαερίου  $q_{hot}^1$ , της απορριπτόμενης θερμότητας  $q_{cold}^1$  και της ισχύος  $P_{el}^1$  υπολογίζονται από τις σχέσεις 7.20, 7.23 και 7.24 αντίστοιχα. Από τη σχέση 7.25 υπολογίζεται η θερμοκρασία  $T_{mc}^1$  στην ψυχρή πλευρά της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας. Το στάδιο αυτό του υπολογισμού ολοκληρώνεται με τον έλεγχο της σύγκλισης της νέας με την προηγούμενη τιμή της θερμοκρασίας  $T_{mh}^1$  και σε περίπτωση απόκλισης η διαδικασία επαναλαμβάνεται.

Όταν το κριτήριο σύγκλισης ικανοποιηθεί, τότε υπολογίζεται η πτώση της θερμοκρασίας του ρεύματος καυσαερίου από τον ακόλουθο ισολογισμό:

$$q_{hot}^1 = \Delta q_{exh}^1 = \dot{m}_{exh} \cdot c_{pexh} \cdot (T_{exh}^1 - T_{exh}^2) \quad (7.27)$$

Από τη σχέση αυτή υπολογίζεται η τιμή της θερμοκρασίας  $T_{exh}^2$  του καυσαερίου στο δεύτερο στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη. Η διαδικασία επίλυσης επαναλαμβάνεται για το νέο στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη με την ίδια παραδοχή για τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου.

Η υπόθεση της σταθερής θερμοκρασίας ψυκτικού ικανοποιείται μονό στην περίπτωση υπερβολικά μεγάλων παροχών μάζας του ψυκτικού μέσου. Σε αντίθετη περίπτωση η διαδικασία υπολογισμού διαφοροποιείται και εφαρμόζεται ο ακόλουθος ισολογισμός ξεκινώντας από την έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας της γεννήτριας:

$$q_{cold}^{n-1} = \Delta q_{cool}^{n-1} = \dot{m}_{cool} \cdot c_{pcool} \cdot (T_{cool}^{n-1} - T_{cool}^n) \quad (7.28)$$

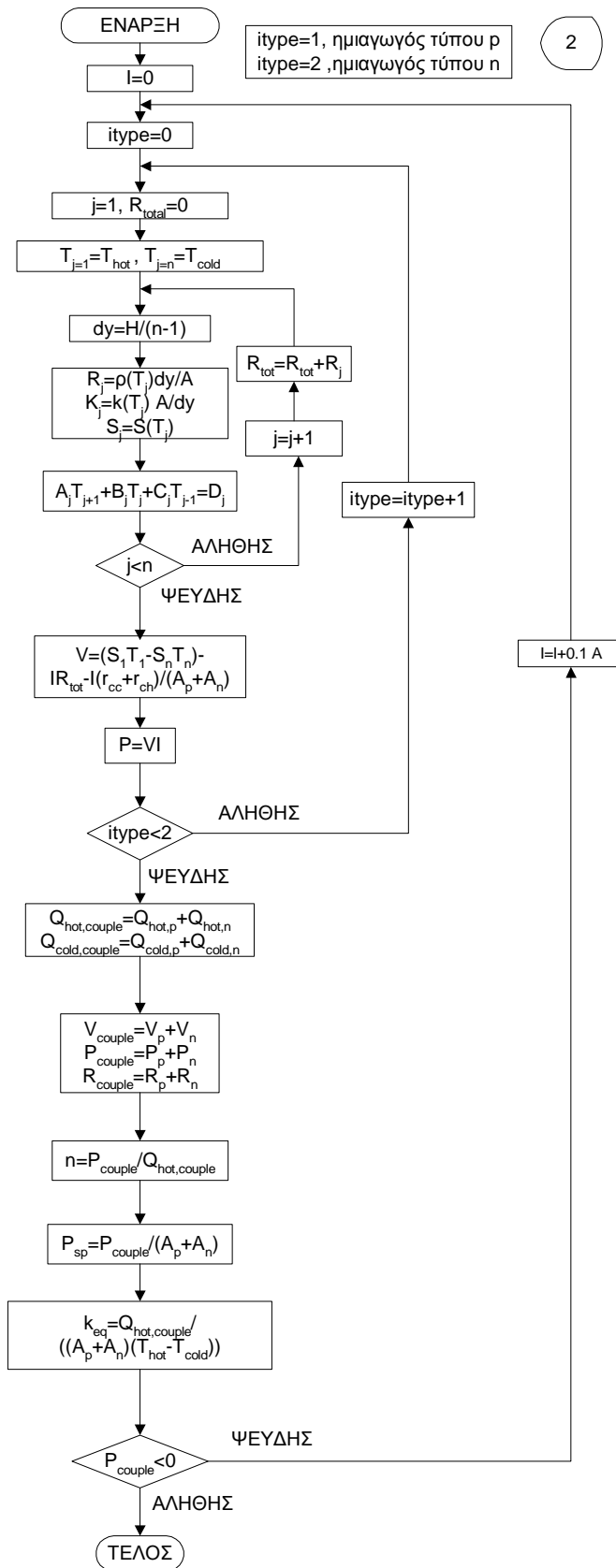
Συνεπώς, η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου εκτιμάται στο τελευταίο τμήμα του εναλλάκτη και ο υπολογισμός συνεχίζεται στα επόμενα στοιχειώδη τμήματα έως το πρώτο στοιχειώδες τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας. Έτσι, υπολογίζεται η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου σε κάθε θέση του εναλλάκτη θερμότητας.

Οι καινούργιες τιμές της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου μεταβάλλουν τα σημεία λειτουργίας όλων των στοιχειωδών τμημάτων του εναλλάκτη θερμότητας, οπότε η προαναφερθείσα διαδικασία επίλυσης επαναλαμβάνεται μέχρι τη σύγκλιση του ισοζυγίου ισχύος για τη γεννήτρια. Συγκεκριμένα, η ολική ηλεκτρική ισχύς, που παράγεται στη θερμοηλεκτρική γεννήτρια, δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

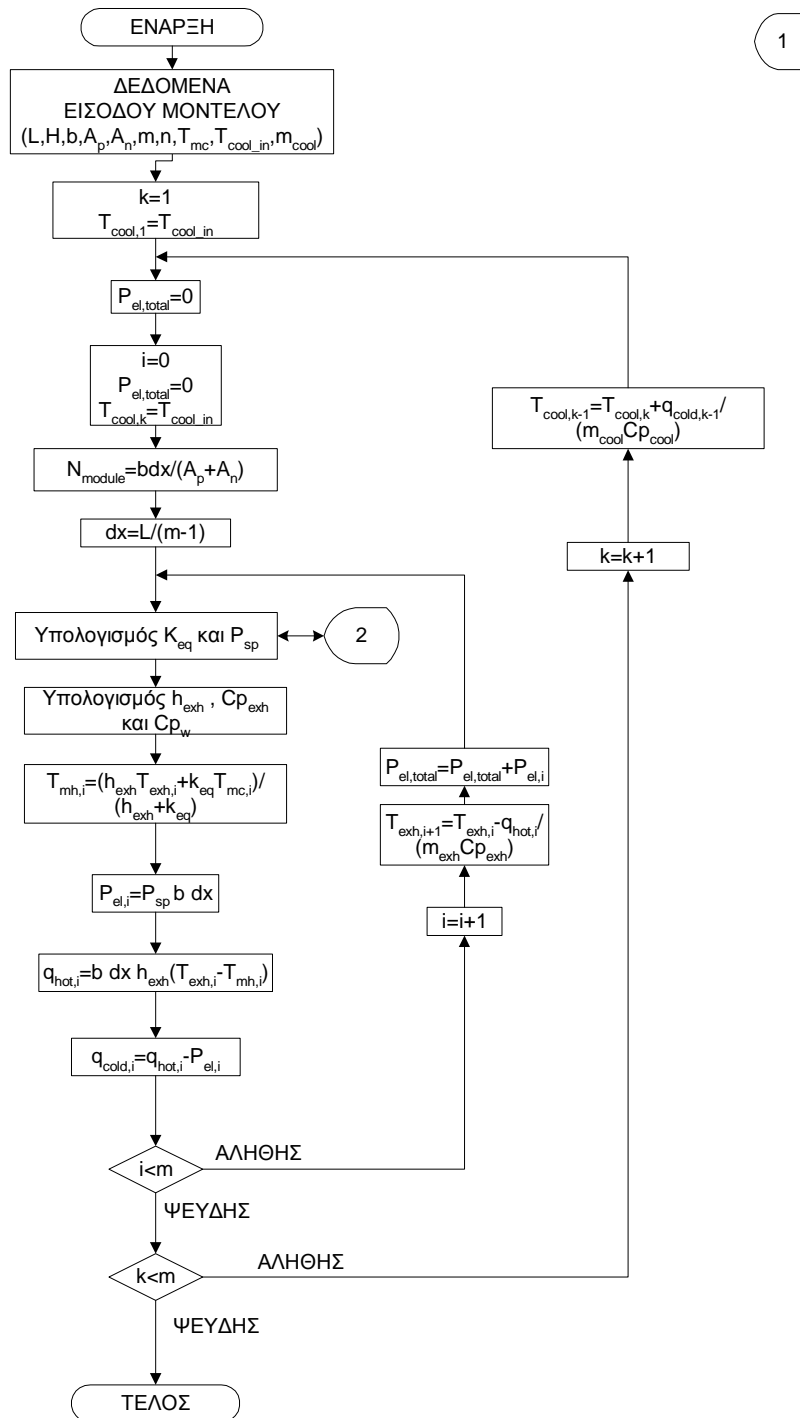
$$P_{el}^{total} = \sum_{i=1}^{n-1} P_{el}^i \quad (7.29)$$

και πρέπει να συγκλίνει με την αντίστοιχη τιμή της ισχύος, που υπολογίζεται από τη σχέση 7.15.

Ολοκληρώνοντας την παρουσίαση του μοντέλου προσομοίωσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, πρέπει να επισημανθεί ότι οι παραπάνω υπολογισμοί γίνονται με την παραδοχή ότι όλη η θερμότητα, που αποσπάται από το ρεύμα του καυσαερίου διέρχεται μέσα από τα θερμοζεύγη. Έτσι, αμελούνται οι παράπλευρες απώλειες από το καυσαέριο και τα θερμοστοιχεία προς το περιβάλλον. Συνεπώς, η αποσπώμενη θερμότητα του καυσαερίου μετατρέπεται σε ηλεκτρική ισχύ και το υπόλοιπο τμήμα της απορρίπτεται στο ψυκτικό μέσο. Τέλος, η προαναφερθείσα διαδικασία του μοντέλου προσομοίωσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας συνοψίζεται στα διαγράμματα ροής των σχημάτων 7-4 και 7-5.



Σχήμα 7-4 Διάγραμμα Ροής Υπολογισμού του Θερμοζεύγους.



Σχήμα 7-5 Διάγραμμα Ροής Υπολογισμού της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.

## 7.3 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

### 7.3.1 Περιγραφή της Ανάλυσης

Στη συνέχεια του κεφαλαίου, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης της λειτουργίας θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, που βασίζεται στο προαναφερόμενο μοντέλο

προσομοίωσης. Ο κινητήρας Diesel, που εξετάζεται στην ανάλυση αυτή, είναι ο «κινητήρας B» αυξημένης συγκέντρωσης ισχύος με μέγιστη τιμή μέσης ενεργού πίεσης ίση με 33 bar.

Στην εξεταζόμενη διάταξη η ροή του καυσαερίου διεξάγεται σε ξεχωριστά κανάλια (διαδρομές), όπου καθένα από αυτά περιέχει τον ίδιο αριθμό στοιχειωδών τμημάτων και θερμοζευγών. Αυτή η τροποποίηση δίνει τη δυνατότητα αύξησης της επιφάνειας, που καταλαμβάνουν τα θερμοζεύγη χωρίς να μεταβάλλεται το μήκος της γεννήτριας.

Οι ηλεκτρικές αντιστάσεις επαφής  $r_{cc}$  και  $r_{ch}$ , οι διαστάσεις των θερμοστοιχείων, το πλάτος  $b$  του εναλλάκτη θερμότητας, η θερμοκρασία  $T_{cool\_in}$  και η παροχή μάζας του ψυκτικού μέσου  $M_{cool}$  αποτελούν τα απαραίτητα δεδομένα για το μοντέλο προσομοίωσης και δίνονται στον πίνακα 7-1. Ο εναλλάκτης θερμότητας αποτελείται από 8 κανάλια ροής για το καυσαέριο με εσωτερική διάμετρο ίση προς 0.020 m. Κάθε διαδρομή της ροής του καυσαερίου περιέχει 25 στοιχειώδη τμήματα με μήκος 0.07m. Το μοντέλο προσομοίωσης για τη συγκεκριμένη θερμοηλεκτρική γεννήτρια υπολογίζει ότι σε κάθε στοιχειώδες τμήμα υπάρχουν 71 θερμοζεύγη. Το συνολικό μήκος της γεννήτριας ισούται με 1.75 m και προκύπτει από το γινόμενο του πλήθους των στοιχειωδών τμημάτων με το μήκος τους.

$L_p, L_n$ (m)	0.005	$T_{cool\_in}$ (°C)	15
$A_p, A_n$ (m <sup>2</sup> )	0.0000345	$M_{cool}$ (kg/s)	1.5
$r_{cc}, r_{ch}$ (Ohm m <sup>2</sup> )	$10^{-08}$	$b$ (m)	0.07

Πίνακας 7-1 Δεδομένα Εισόδου για το Μοντέλο Προσομοίωσης της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.

Η ανάλυση, που περιγράφεται σε αυτό το κεφάλαιο, εξετάζει τις περιπτώσεις χρήσης συμβατικών και σύγχρονων υλικών για τη θερμοηλεκτρική γεννήτρια. Έτσι, τα εξεταζόμενα συμβατικά θερμοηλεκτρικά υλικά είναι:

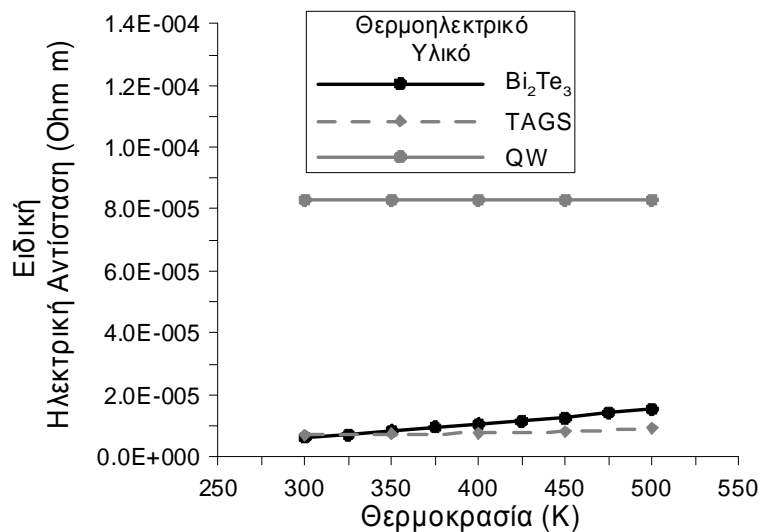
- Το τελλουριούχο βισμούθιο  $Bi_2Te_3$ .
- Το στερεό μίγμα, που αποτελείται από τελλούριο, αντιμόνιο, γερμάνιο και άργυρο, και συμβολίζεται με TAGS.

Επιπροσθέτως, διερευνάται η περίπτωση χρήσης ενός σύγχρονου υλικού, όπως είναι το κβαντικό «φρεάτιο» (QW), που περιέχει στρώμα πυριτίου (Si) και στρώμα αποτελούμενο από πυρίτιο και γερμάνιο (Si/SiGe).

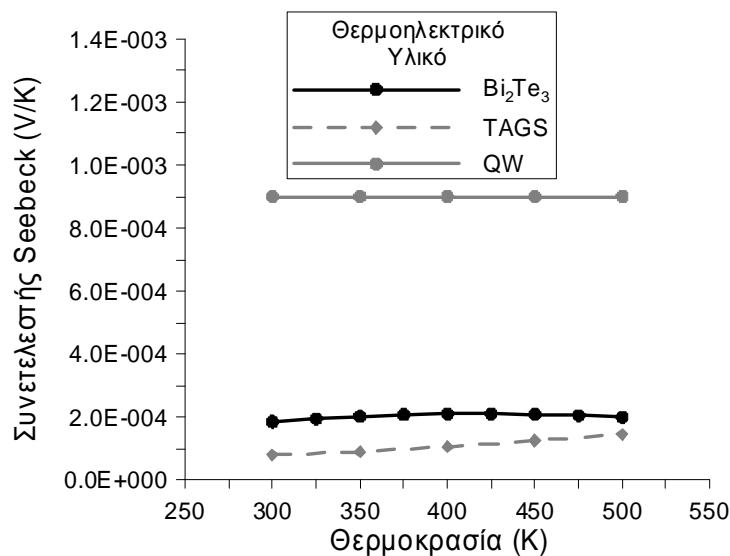
Τα στοιχεία για τις ιδιότητες των προαναφερθέντων θερμοηλεκτρικών υλικών απεικονίζονται στα σχήματα 7-6, 7-7 και 7-8 και προέρχονται από τη βιβλιογραφία [16]. Συγκεκριμένα, σε αυτά τα σχήματα απεικονίζεται αντίστοιχα η μεταβολή της ειδικής ηλεκτρικής αντίστασης, του συντελεστή Seebeck και της θερμικής αγωγιμότητας συναρτήσει της θερμοκρασίας του υλικού. Είναι απαραίτητο να σημειωθεί ότι η ειδική ηλεκτρική αντίσταση είναι το αντίστροφο της ειδικής ηλεκτρικής αγωγιμότητας. Οι συγκεκριμένες

καμπύλες μεταβολής ενσωματώνονται στο μοντέλο προσομοίωσης μέσω πολυωνυμικών εκφράσεων 3<sup>ου</sup> βαθμού.

Από το σχήμα 7-6 διαπιστώνεται ότι το τελλουριούχο βισμούθιο και το TAGS παρουσιάζουν παρόμοια ειδική ηλεκτρική αντίσταση. Αντιθέτως, το υλικό QW εμφανίζει πολύ μεγαλύτερες τιμές ειδικής ηλεκτρικής αντίστασης, οπότε και μικρότερη ηλεκτρική αγωγιμότητα. Ομοίως στο σχήμα 7-7, παρατηρείται ότι ο συντελεστής Seebeck αποκτά μεγάλες τιμές για το QW και αρκετά μικρότερες για τα υπόλοιπα υλικά. Από το σχήμα 7-8 συμπεραίνεται ότι η κατάσταση διαφοροποιείται για τη θερμική αγωγιμότητα, όπου το τελλουριούχο βισμούθιο παρουσιάζει μεγαλύτερες τιμές από τα υλικά QW και TAGS.

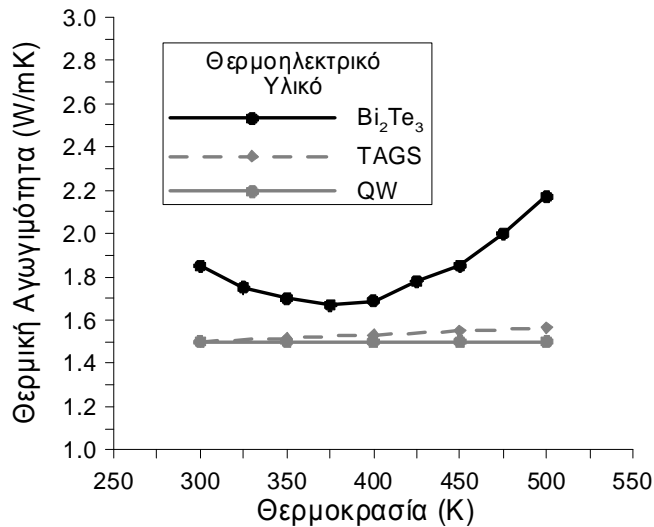


Σχήμα 7-6 Μεταβολή της Ειδικής Ηλεκτρικής Αντίστασης του Θερμοηλεκτρικού Υλικού συναρτήσει της Θερμοκρασίας του για τα Υλικά Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, TAGS και QW.



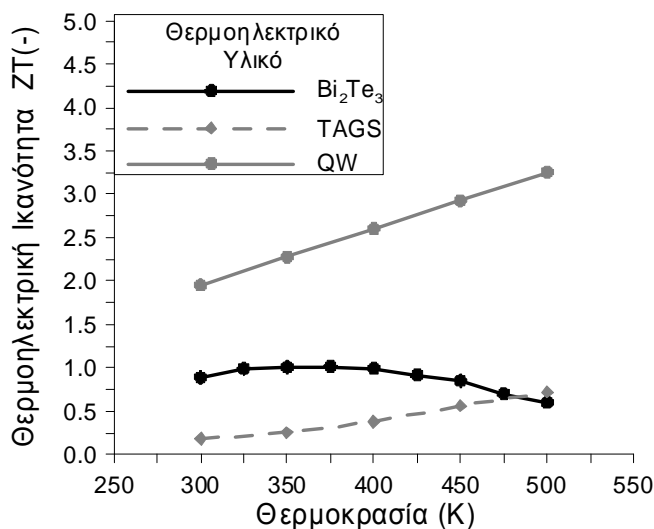
Σχήμα 7-7 Μεταβολή του Συντελεστή Seebeck του Θερμοηλεκτρικού Υλικού συναρτήσει της Θερμοκρασίας του για τα Υλικά Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, TAGS και QW.





Σχήμα 7-8 Μεταβολή της Θερμικής Αγωγιμότητας του Θερμοηλεκτρικού Υλικού συναρτήσει της Θερμοκρασίας του για τα Υλικά  $Bi_2Te_3$ , TAGS και QW.

Στο σχήμα 7-9 απεικονίζεται η μεταβολή της αδιάστατης θερμοηλεκτρικής ικανότητας ZT των εξεταζόμενων υλικών της ανάλυσης συναρτήσει της θερμοκρασίας τους. Όπως διαπιστώνεται το υλικό QW παρουσιάζει σημαντικά μεγαλύτερη θερμοηλεκτρική ικανότητα από τα υπόλοιπα εξεταζόμενα υλικά. Συγκεκριμένα, το αδιάστατο μέγεθος ZT του υλικού QW αυξάνεται με την άνοδο της θερμοκρασίας από 1.95 έως και 3.25. Όσον αφορά τη θερμοηλεκτρική ικανότητα του τελλουριούχου βισμούθιου, αυτή αυξάνεται αρχικά και στη συνέχεια μειώνεται με τη θερμοκρασία αποκτώντας τιμές μεταξύ 0.6 και 1. Για το υλικό TAGS η θερμοηλεκτρική ικανότητα ZT είναι αρκετά χαμηλή και αυξάνεται με τη θερμοκρασία του, παρουσιάζοντας μέγιστη τιμή μικρότερη της μονάδας.



Σχήμα 7-9 Μεταβολή του Μεγέθους της Θερμοηλεκτρικής Ικανότητας του Θερμοηλεκτρικού Υλικού συναρτήσει της Θερμοκρασίας του για τα Υλικά  $Bi_2Te_3$ , TAGS και QW.

Όπως ήδη αναφέρθηκε προηγουμένως, κάθε θερμοζεύγος αποτελείται από δυο ημιαγωγούς τύπου «p» και «n». Τα θερμοηλεκτρικά υλικά TAGS και Si/SiGe είναι τύπου «p» και «n» αντίστοιχα. Αντιθέτως, το τελλουριούχο βισμούθιο μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε ένα θερμοζεύγος ταυτόχρονα στους ημιαγωγούς τύπου «p» και «n» [7]. Στην περίπτωση που το εξεταζόμενο θερμοηλεκτρικό υλικό μπορεί να χρησιμοποιηθεί μονό στον έναν ημιαγωγό, τότε είναι απαραίτητο να προσδιοριστεί το υλικό του άλλου ημιαγωγού. Για λόγους απλοποίησης της υπολογιστικής διαδικασίας θεωρείται ότι οι ημιαγωγοί τύπου «p» και «n» παρουσιάζουν τις ίδιες ιδιότητες.

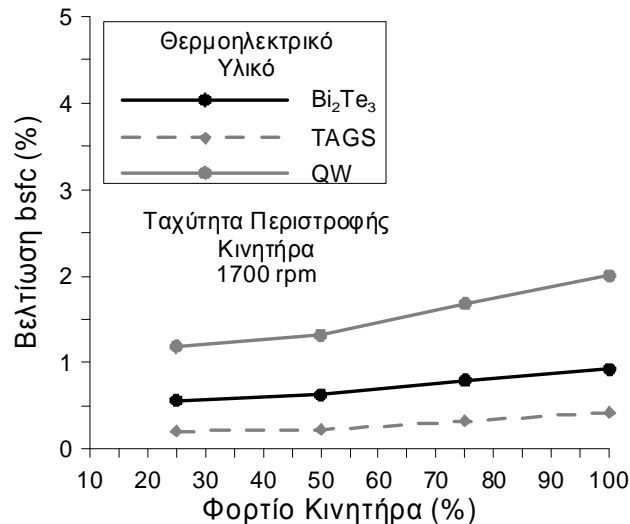
Στην παρούσα διερεύνηση εξετάζεται η επίδραση του φορτίου του κινητήρα Diesel και του θερμοηλεκτρικού υλικού, που χρησιμοποιείται στη γεννήτρια. Έτσι, η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα θεωρείται σταθερή και ίση με 1700 rpm, ενώ θεωρούνται τα ακόλουθα φορτία: 100%, 75%, 50% και 25%. Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης, η οποία επικεντρώνεται στα εξής:

- Βελτίωση της απόδοσης της εγκατάστασης του κινητήρα Diesel και της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.
- Βαθμός απόδοσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.
- Ανακτώμενη θερμότητα καυσαερίου και παραγόμενη ισχύς στη θερμοηλεκτρική γεννήτρια.
- Επίδραση της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος στην απόδοση της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.
- Μεταβολή της θερμοκρασίας θερμού και ψυχρού ρεύματος της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.

### 7.3.2 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης

Η επίπτωση της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας στην απόδοση του συστήματος δίνεται στο σχήμα 7-10, όπου απεικονίζεται η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel για όλα τα υπό εξέταση θερμοηλεκτρικά υλικά. Τα αποτελέσματα του σχήματος 7-10 αντιστοιχούν στη βέλτιστη λειτουργία της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, δηλαδή στην περίπτωση που η ένταση του ηλεκτρικού ρεύματος αποκτά τη βέλτιστη τιμή της. Όπως φαίνεται στο σχήμα αυτό, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel για όλα τα θερμοηλεκτρικά υλικά. Συγκεκριμένα, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο από 1.19% έως και 2%, όταν η θερμοηλεκτρική γεννήτρια χρησιμοποιεί το υλικό QW, το οποίο παρουσιάζει τις μεγαλύτερες τιμές θερμοηλεκτρικής ικανότητας ZT (βλέπε σχήμα 7-9). Ωστόσο, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου

μειώνεται τουλάχιστον κατά το ήμισυ, όταν χρησιμοποιείται το τελλουριούχο βισμούθιο. Επιπροσθέτως, διαπιστώνεται ότι στην παρούσα διερεύνηση το TAGS είναι το θερμοηλεκτρικό υλικό με τη μικρότερη απόδοση.



Σχήμα 7-10 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τα Θερμοηλεκτρικά Υλικά Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, TAGS και QW της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.

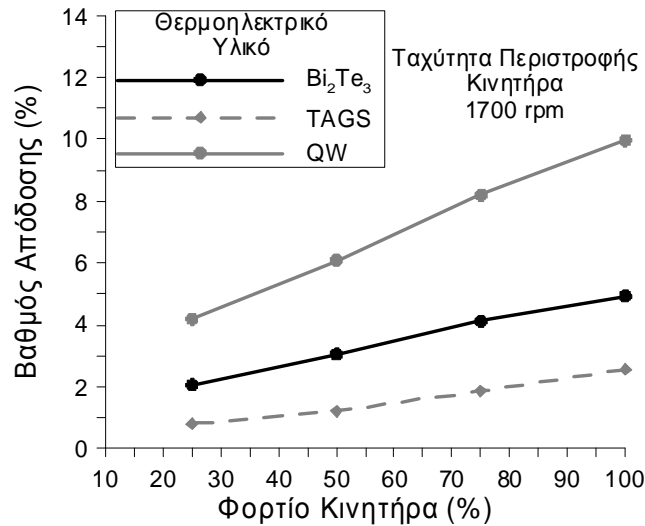
### 7.3.3 Βαθμός Απόδοσης της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας

Τα προηγούμενα συμπεράσματα για τη βελτίωση της απόδοσης του συστήματος επαληθεύονται στο σχήμα 7-11, όπου απεικονίζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Ο βαθμός απόδοσης είναι ο λόγος της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος προς την αποσπώμενη θερμότητα του απορριπτόμενου καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Έτσι, ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα από 4.2% έως και 10%, όταν χρησιμοποιείται το θερμοηλεκτρικό υλικό QW. Για τα υπόλοιπα θερμοηλεκτρικά υλικά ο βαθμός απόδοσης είναι σημαντικά μειωμένος.

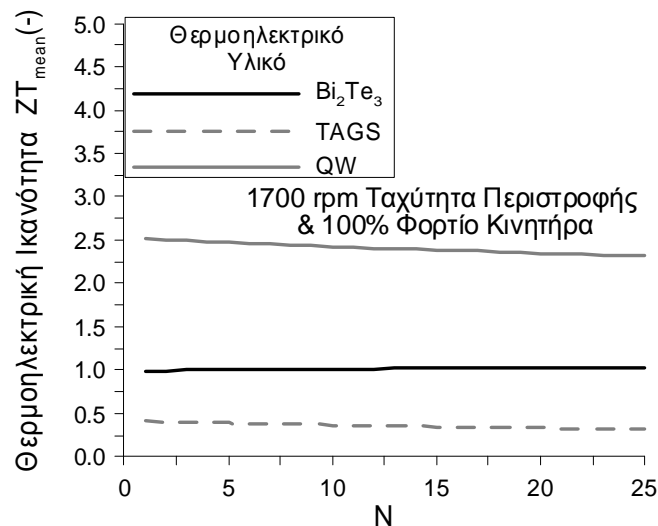
Στο σχήμα 7-12 δίνεται η κατανομή των τιμών της μέσης θερμοηλεκτρικής ικανότητας  $ZT_{mean}$  σε όλο το μήκος της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας για όλα τα εξεταζόμενα θερμοηλεκτρικά υλικά κατά τη λειτουργία του κινητήρα Diesel στο πλήρες φορτίο. Το μέγεθος  $ZT_{mean}$  υπολογίζεται ως προς τη μέση θερμοκρασία  $(T_{mh}+T_{mc})/2$  σε κάθε στοιχειώδες τμήμα της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 7-12, η μέση θερμοηλεκτρική ικανότητα μειώνεται κατά μήκος της γεννήτριας από 2.51 στο 2.31 για το θερμοηλεκτρικό υλικό QW, ενώ για το υλικό TAGS από 0.41 στο 0.33. Στην περίπτωση του

τελλουριούχου βισμούθιου, το μέγεθος  $ZT_{mean}$  είναι σταθερό και ίσο με 1. Είναι προφανές ότι η μείωση της τιμής της θερμοηλεκτρικής ικανότητας κατά μήκος της γεννήτριας είναι οριακή.

Από τα σχήματα 7.11 και 7.12 διαπιστώνεται η άμεση σχέση, που υπάρχει ανάμεσα στο βαθμό απόδοσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας και στη μέση θερμοηλεκτρική ικανότητα του υλικού των θερμοζευγών.



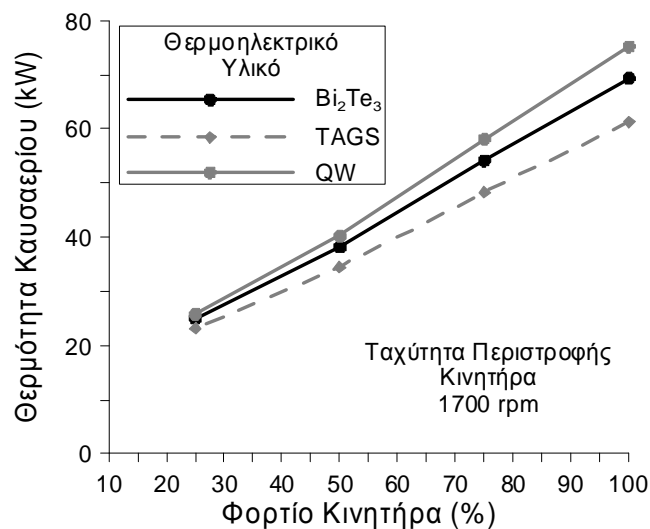
Σχήμα 7-11 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τα Θερμοηλεκτρικά Υλικά  $Bi_2Te_3$ , TAGS και QW.



Σχήμα 7-12 Μεταβολή της Μέσης Θερμοηλεκτρικής Ικανότητας σε όλα τα Στοιχειώδη Τμήματα της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας για τα Θερμοηλεκτρικά Υλικά  $Bi_2Te_3$ , TAGS και QW.

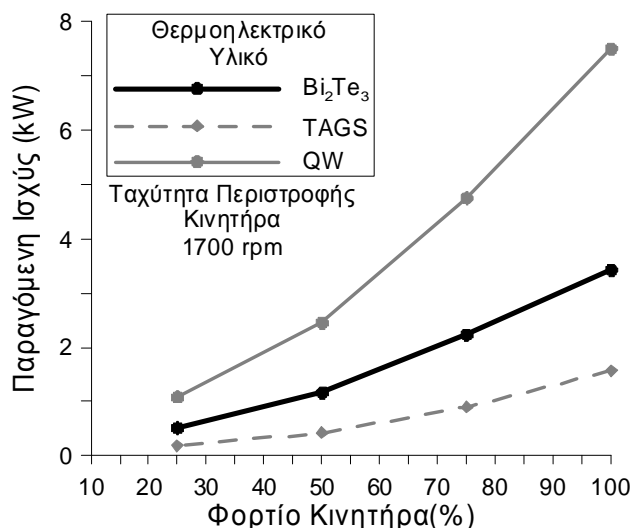
### 7.3.4 Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύς και Ανακτώμενη Θερμότητα από το Καυσαέριο του Κινητήρα Diesel

Στο σχήμα 7-13 δίνεται η μεταβολή της θερμότητας, που απορροφά η θερμοηλεκτρική γεννήτρια, συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται, η εκμετάλλευση της θερμότητας του καυσαερίου αυξάνεται, όταν το θερμοηλεκτρικό υλικό TAGS αντικαθίσταται από το τελλουριούχο βισμούθιο. Επιπροσθέτως, η μεγαλύτερη αξιοποίηση της θερμότητας καυσαερίου παρατηρείται στην περίπτωση χρήσης του θερμοηλεκτρικού υλικού QW. Τα ποσά της θερμότητας του καυσαερίου, που αποσπώνται από τη θερμοηλεκτρική γεννήτρια, εμφανίζονται γενικά μειωμένα σε σύγκριση με τη διαθέσιμη θερμική ισχύ του αποβαλλόμενου καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Συνεπώς, η συναλλαγή θερμότητας ανάμεσα στο καυσαέριο και τη θερμοηλεκτρική γεννήτρια είναι δυσχερής. Η εκμετάλλευση μεγαλύτερου ποσού θερμότητας είναι εφικτή, όταν χρησιμοποιηθεί εναλλάκτης θερμότητας μεγαλύτερων διαστάσεων, δηλαδή μεγαλύτερης επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας.



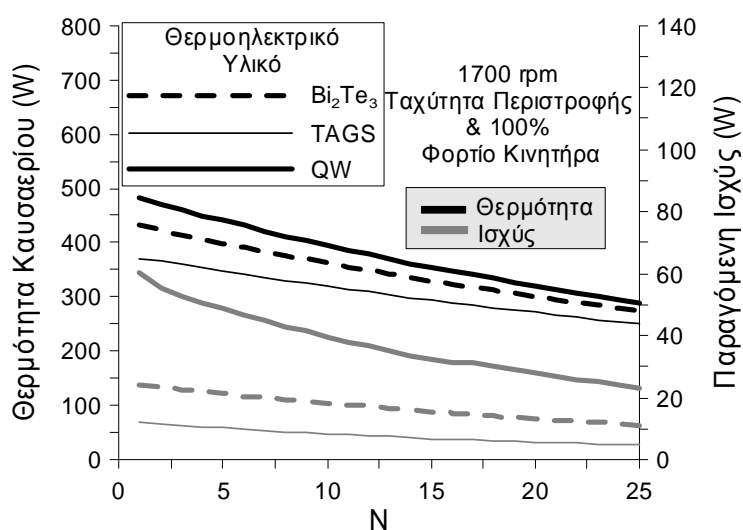
Σχήμα 7-13 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου από τη Θερμοηλεκτρική Γεννήτρια συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τα Θερμοηλεκτρικά Υλικά Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, TAGS και QW.

Στη συνέχεια στο σχήμα 7-14 απεικονίζεται η αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος στη θερμοηλεκτρική γεννήτρια με την αύξηση του φορτίου του κινητήρα Diesel. Όπως αναμενόταν από τις προηγούμενες επισημάνσεις, η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος είναι μεγαλύτερη για το θερμοηλεκτρικό υλικό QW σε σύγκριση με το τελλουριούχο βισμούθιο και το TAGS. Η αυξημένη παραγόμενη ισχύς της γεννήτριας με το θερμοηλεκτρικό υλικό QW οφείλεται στις αυξημένες τιμές του βαθμού απόδοσης της, δεδομένου ότι η ανακτώμενη θερμότητα καυσαερίου δεν επηρεάζεται σημαντικά από το χρησιμοποιούμενο θερμοηλεκτρικό υλικό.



Σχήμα 7-14 Μεταβολή της Παραγόμενης Ισχύος της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τα Θερμοηλεκτρικά Υλικά Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, TAGS και QW.

Στο σχήμα 7-15 δίνεται η σταδιακή μείωση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος και της ανακτώμενης θερμότητας του καυσαερίου κατά το μήκος της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται, η παραγωγή ισχύος στο τελευταίο στοιχειώδες τμήμα είναι μειωμένη σχεδόν κατά το 1/3 της αντίστοιχης ισχύος, που παράγεται στο πρώτο τμήμα της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας. Η παρατηρούμενη μείωση της ισχύος οφείλεται κυρίως στη μείωση της απορρόφησης θερμότητας από το καυσαέριο εξαιτίας της βαθμιαίας πτώσης της θερμοκρασίας του. Η τιμή της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος κυμαίνεται σε χαμηλά επίπεδα σε σύγκριση με την απορροφώμενη θερμότητα του καυσαερίου λόγω του χαμηλού βαθμού απόδοσης των θερμοηλεκτρικών υλικών.

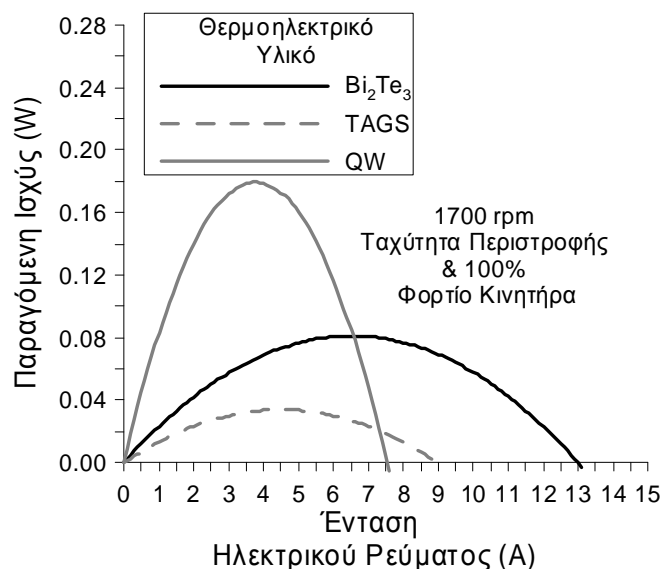


Σχήμα 7-15 Μεταβολή της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel σε όλα τα Στοιχειώδη Τμήματα της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας για τα Θερμοηλεκτρικά Υλικά Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>, TAGS και QW.

### 7.3.5 Επίδραση της Έντασης του Ηλεκτρικού Ρεύματος στην Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύ Θερμοζεύγους της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας

Η μεταβολή της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος θερμοζεύγους του τελευταίου στοιχειώδους τμήματος της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας συναρτῆσει της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος απεικονίζεται στο σχήμα 7-16. Τα αποτελέσματα του σχήματος αντιστοιχούν στο πλήρες φορτίο λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 7-16, οι καμπύλες μεταβολής της παραγόμενης ισχύος με την ένταση του ηλεκτρικού ρεύματος, που διαρρέει το θερμοζεύγος, διαφέρουν σημαντικά ανάλογα με το θερμοηλεκτρικό υλικό που χρησιμοποιείται.

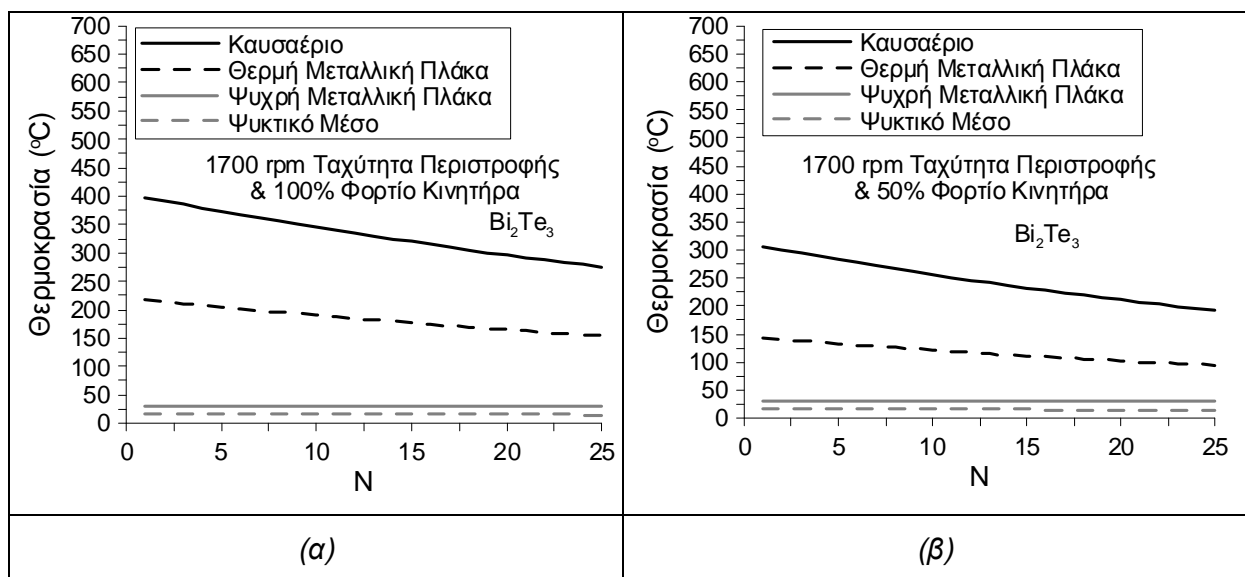
Η αύξηση της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος αυξάνει αρχικά την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ στο θερμοζεύγος. Όταν η ένταση του ηλεκτρικού ρεύματος ξεπεράσει μια συγκεκριμένη τιμή τότε η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς του θερμοζεύγους μειώνεται. Η βέλτιστη τιμή της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος κατά την οποία μεγιστοποιείται η παραγόμενη ισχύς εκτιμάται σε 3.5 A, 4.5 A και 7 A, όταν το θερμοηλεκτρικό υλικό της γεννήτριας είναι QW, TAGS και  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  αντίστοιχα. Στο σχήμα 7-16 παρατηρείται ότι το θερμοζεύγος παράγει μεγαλύτερα ποσά ηλεκτρικής ισχύος, όταν χρησιμοποιείται το θερμοηλεκτρικό υλικό QW. Επιπροσθέτως, το θερμοζεύγος με υλικό  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  λειτουργεί σε μεγαλύτερο εύρος τιμών της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος συγκριτικά με τα υπόλοιπα θερμοηλεκτρικά υλικά.



Σχήμα 7-16 Μεταβολή της Παραγόμενης Ισχύος Θερμοζεύγους της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας συναρτῆσει της Έντασης του Ηλεκτρικού Ρεύματος στο Πλήρες Φορτίο του Κινητήρα Diesel για τα Θερμοηλεκτρικά Υλικά  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ , TAGS και QW.

### 7.3.6 Μεταβολή της Θερμοκρασίας Θερμού και Ψυχρού Ρεύματος της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας

Στη συνέχεια απεικονίζεται στο σχήμα 7-17 η μεταβολή της θερμοκρασίας του καυσαερίου, του ψυκτικού μέσου, της θερμής και της ψυχρής μεταλλικής πλάκας κατά μήκος της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας στο 100% και 50% του φορτίου του κινητήρα Diesel. Στο σχήμα 7-17 ο οριζόντιος άξονας είναι ο αύξοντας αριθμός του κάθε στοιχειώδους τμήματος της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας. Επιπροσθέτως, στο σχήμα αυτό δίνεται μόνο η περίπτωση χρήσης του τελλουριούχου βισμούθιου ως θερμοηλεκτρικού υλικού της γεννήτριας. Όπως διαπιστώνεται, οι θερμοκρασίες του ρεύματος καυσαερίου και της θερμής μεταλλικής πλάκας μειώνονται γραμμικά κατά μήκος της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας. Επιπροσθέτως, η υφιστάμενη διαφορά θερμοκρασίας ανάμεσα στο ρεύμα καυσαερίου και στη θερμή μεταλλική πλάκα μειώνεται κατά μήκος της γεννήτριας. Η θερμοκρασία του νερού ψύξης είναι σταθερή σε όλα τα στοιχειώδη τμήματα της γεννήτριας λόγω της μεγάλης τιμής της παροχής μάζας του. Η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στη θερμή και στην ψυχρή μεταλλική πλάκα μειώνεται κατά μήκος της γεννήτριας από τους 187°C στους 123 °C στο πλήρες φορτίο και από τους 113°C στους 64 °C στο 50% του φορτίου.



Σχήμα 7-17 Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Καυσαερίου, του Ψυκτικού Μέσου, της Θερμής και της Ψυχρής Μεταλλικής Πλάκας κατά μήκος της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας στο 100%(α) και 50% (β) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για το Θερμοηλεκτρικό Υλικό  $Bi_2Te_3$ .

## 7.4 Συμπεράσματα

Στην ανάλυση που παρουσιάστηκε σε αυτό το κεφάλαιο, αξιολογήθηκε η εγκατάσταση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας στην έξοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή. Επιπροσθέτως,



εξετάστηκε η χρήση συμβατικών αλλά και σύγχρονων υλικών με σημαντική θερμοηλεκτρική ικανότητα ZT από 2 έως και 3.5. Τα εξαγόμενα συμπεράσματα της ανάλυσης συνοψίζονται στα ακόλουθα:

- Η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel από 1.19 έως και 2%, όταν το θερμοηλεκτρικό υλικό είναι QW. Στην περίπτωση που η θερμοηλεκτρική γεννήτρια χρησιμοποιεί τα συμβατικά υλικά τελλουριούχο βισμούθιο ή TAGS, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του συστήματος είναι χαμηλότερη του 1% σε όλα τα φορτία του κινητήρα Diesel.
- Ο βαθμός απόδοσης της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel από 4.2 έως και 10.0%, όταν χρησιμοποιείται το θερμοηλεκτρικό υλικό QW. Τα υπόλοιπα θερμοηλεκτρικά υλικά παρουσιάζουν σημαντικά χαμηλότερες τιμές βαθμού απόδοσης της γεννήτριας.
- Η μέση θερμοηλεκτρική ικανότητα  $ZT_{mean}$  επηρεάζει άμεσα το βαθμό απόδοσης της γεννήτριας και αποκτά τιμές από 2.31 έως και 2.51 για το υλικό QW, ενώ για το υλικό TAGS από 0.31 έως και 0.41. Στην περίπτωση χρήσης του  $Bi_2Te_3$  η μέση θερμοηλεκτρική ικανότητα  $ZT_{mean}$  είναι 1.
- Η παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και η ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου μειώνονται σε κάθε στοιχειώδες τμήμα της γεννήτριας σε σχέση με τα προηγούμενα τμήματα της.
- Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel. Η μέγιστη τιμή της εκτιμάται σε 7.5kW και συναντάται στην περίπτωση χρήσης του υλικού QW.
- Η βέλτιστη τιμή της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος, που διαρρέει το θερμοζεύγος, εξαρτάται από το θερμοηλεκτρικό υλικό της γεννήτριας.

Ολοκληρώνοντας την ανάλυση, συμπεραίνεται ότι προς το παρόν το όφελος από την εγκατάσταση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας για την ανάκτηση της θερμότητας του απορριπτόμενου καυσαερίου κινητήρα Diesel είναι περιορισμένο. Η μειωμένη δυνατότητα παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος της γεννήτριας οφείλεται αφενός στο χαμηλό βαθμό απόδοσης των χρησιμοποιούμενων θερμοηλεκτρικών υλικών και αφετέρου στη δυσκολία μεταφοράς θερμότητας. Το ζήτημα της ανάκτησης μεγαλύτερων ποσών θερμότητας καυσαερίου αντιμετωπίζεται με τη χρήση εναλλάκτη θερμότητας μεγαλύτερων διαστάσεων.

Στην περίπτωση που επιλεγεί η συγκεκριμένη τεχνολογία, πρέπει να χρησιμοποιηθούν υλικά παρόμοια με το QW. Είναι αναγκαίο να επισημανθεί ότι οι θερμοηλεκτρικές ιδιότητες του υλικού QW είναι οι καλύτερες, που έχουν παρατηρηθεί μέχρι σήμερα [17]. Ωστόσο, σημαντική βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μπορεί να επιτευχθεί μόνο με υλικά, που παρουσιάζουν θερμοηλεκτρική ικανότητα ZT από 3 έως και 4 [17].

**Σύμβολα Κεφαλαίου 7:**

A	Διατομή	(m <sup>2</sup> )
b	Πλάτος Εναλλάκτη Θερμότητας της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας	(m)
Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>	Τελλουριούχο Βισμούθιο	
bsfc	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kwh)
c <sub>p</sub>	Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερή Πίεση	(kJ/kgK)
dx	Στοιχειώδες Μήκος κατά την Κατεύθυνση x	(m)
dy	Στοιχειώδες Μήκος κατά την Κατεύθυνση y	(m)
Eff	Βαθμός Απόδοσης Μετατροπής του Θερμοηλεκτρικού Ζεύγους	(-)
Ge	Γερμάνιο	
h	Συντελεστής Μετάδοσης Θερμότητας	(W/m <sup>2</sup> K)
H	Μήκος Θερμοστοιχείου	(m)
I	Ένταση Ηλεκτρικού Ρεύματος	(A)
k	Θερμική Αγωγιμότητα	(W/mK)
L	Μήκος Εναλλάκτη Θερμότητας της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας	(m)
$\dot{m}$	Παροχή Μάζας	(kg/s)
N <sub>module</sub>	Πλήθος Θερμοζευγών σε κάθε Στοιχειώδες Τμήμα της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας	(-)
P	Ισχύς	(W)
p <sub>sp</sub>	Πυκνότητα Ισχύος Θερμοζεύγους	(W/m <sup>2</sup> )
Q	Θερμότητα	(kW)
QW	Κβαντικό Φρεάτιο	
R	Ηλεκτρική Αντίσταση	(Ohm)
rc	Ηλεκτρική Αντίσταση	(Ohm)
S	Συντελεστής Seebeck	(V/K)
Si	Πυρίτιο	
T	Θερμοκρασία	(°C)
TAGS	Μίγμα από Τελλούριο, Αντιμόνιο, Γερμάνιο και Άργυρο	
V	Ηλεκτρική Τάση	(V)
Z	Θερμοηλεκτρική Ικανότητα (Figure of Merit)	(K <sup>-1</sup> )
ZT	Αδιάστατη Θερμοηλεκτρική Ικανότητα (Figure of Merit)	(-)

**Ελληνικά σύμβολα:**

Δ[...]	Μεταβολή	
ρ	Ειδική Ηλεκτρική Αντίσταση	(Ohm m)
σ	Ειδική Ηλεκτρική Αγωγιμότητα	(Ohm <sup>-1</sup> m <sup>-1</sup> )

**Δείκτες:**

cc	Επαφή μεταξύ του Ημιαγωγού και του Αγωγού στην Ψυχρή Μεταλλική Πλάκα του Θερμοζεύγους
ch	Επαφή μεταξύ του Ημιαγωγού και του Αγωγού στη Θερμή Μεταλλική Πλάκα του Θερμοζεύγους
cold	Ψυχρή Πλευρά Θερμοζεύγους
cool	Ψυκτικό Μέσο Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας
couple	Θερμοζεύγος
el	Ηλεκτρικό Μέγεθος
eq	Ισοδύναμο Μέγεθος
exh	Καυσαέριο Κινητήρα Diesel
hot	Θερμή Πλευρά Θερμοζεύγους
in	Είσοδος στον Εναλλάκτη Θερμότητας της Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας
load	Ηλεκτρικό Φορτίο
p	Ημιαγωγός Τύπου p του Θερμοζεύγους
pellet	Ημιαγωγός του Θερμοζεύγους
mc	Ψυχρή Μεταλλική Πλάκα
mean	Μέση Τιμή
mh	Θερμή Μεταλλική Πλάκα
module	Στοιχειώδες Τμήμα Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας
n	Ημιαγωγός Τύπου n του Θερμοζεύγους
total	Ολικό Μέγεθος
w	Ψυκτικό Μέσο Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 7:**

1. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O., Rogdakis, E.D., Kouremenos D.**, “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications”, International Journal of Alternative Propulsion, 2006, In Press.
2. **Bell, L.E.**, “Cooling, Heating, Generating Power, and Systems Recovering Waste Heat with Thermoelectric Science”, DOI: 10.1126/science.1158899 [www.sciencemag.org](http://www.sciencemag.org), 2008.
3. **Bass, J.C., Kushch, A.S., and Elsner N.B.**, “Thermoelectric generator (TEG) on heavy diesel trucks”, Hi-Z Technology Inc, 2002.
4. **Kushch, A.S., Bass, J.C., Ghamaty, S. and Elsner N.B.**, “Thermoelectric Development at Hi-Z Technology”, Hi-Z Technology Inc, 2002.
5. **Bass, J.C., Elsner, N., Ghamaty S., Jovanovic, V., Krommenhoek, D.**, “High Efficiency Quantum Well Thermoelectrics for Waste Heat Power Generation”, Milliwatts to Kilowatts of Power”, Hi-Z Technology, Inc., San Diego, CA 92126.
6. **Bass, J.C., Elsner N.B.**, “Thermoelectric Applications to Truck Essential Power”, Essential Power Systems Workshop, Washington DC, December 12-13, 2001.
7. **LaGrandeur, J., Crane, D., Eder, A.**, “Vehicle Fuel Economy Improvement through Thermoelectric Waste Heat Recovery”, DEER Conference, Chicago, August 25, 2005.
8. **Karri, M.A., Thacher, E.F., Helenbrook, B.T., Compeau M.S.**, “Thermoelectrical Energy Recovery from the Exhaust of the Light Truck”, Proceedings of 2003 Diesel Engine Emissions Reduction Conference, Newport, Rhode Island, August 24 - 28, 2003.
9. **Willigan, R.**, “Cost-Effective Fabrication Routes for the Production of Quantum Well Type Structures and Recovery of Waste Heat from Heavy Duty Trucks”, Chicago, United Technologies Research Center Diesel Engine Emissions Reduction Conference August 25th, 2005, [www.utrc.utc.com](http://www.utrc.utc.com).
10. **Yang, J.**, “Opportunities & Challenges of Thermoelectric Waste Heat Recovery in the Automotive Industry”, GM Research & Development Center Warren, MI, USA, 2005 Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference, Chicago, August 25, 2005.
11. **Fairbanks, J.W.**, “Thermoelectric Developments for Vehicular Applications”, FreedomCAR and Vehicle Technologies Energy Efficiency and Renewable Energy, US Department of Energy, Washington, D.C., Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research, (DEER) Conference, Detroit, MI, August 24, 2006.
12. **LaGrandeur, J.**, “Automotive Waste Heat Conversion to Electric Power using Skutterudites, TAGS, PbTe and Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>”, Diesel Engine-Efficiency and Emissions, Research (DEER) Conference, Detroit MI -August 20-24, 2006.

13. **Yang, J.**, "Develop Thermoelectric Technology for Automotive Waste Heat Recovery", GM Research & Development Center, Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research, (DEER) Conference, Detroit, MI, August 24, 2006.
14. **Kanatzidis, M.G., Hogan, T.P., Mahanti, S.D.**, "Chemistry, Physics and Materials Science of Thermoelectric Materials : Beyond Bismuth Telluride", Fundamental Materials Research, Springer; 1 edition , August 31, 2003.
15. **Nolas, G.S., Sharp, J., Goldsmid, J.**, "Thermoelectrics: Basic Principles and New Materials Developments", Springer; 1<sup>st</sup> edition, August 9, 2001.
16. **Rowe, D.M.**, "Handbook of Thermoelectrics", CRC Press, USA, 1995.
17. **Walter, K.**, "A Quantum contribution to Technology", Lawrence Livermore National Laboratory, May, 2007, <http://www.llnl.gov/str/May07/Williamson.html>.

## Κεφάλαιο 8

# Προσομοίωση και Περιγραφή της Λειτουργίας Συστήματος Κύκλου Rankine Εγκατεστημένου σε Κινητήρα Diesel

### 8.1 Εισαγωγή

Ο θερμοδυναμικός κύκλος Rankine αποτελεί μια σημαντική εναλλακτική πρόταση για την αξιοποίηση της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Για την αξιολόγηση της τεχνολογίας αυτής αναπτύχθηκε μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας του συστήματος του κύκλου Rankine, στο οποίο λαμβάνονται όλοι οι απαιτούμενοι περιορισμοί για το μέγεθος των εναλλακτών θερμότητας και το ψυγείο του συστήματος.

Στο κεφάλαιο που ακολουθεί, περιγράφεται η λειτουργία του κύκλου Rankine καθώς και το αντίστοιχο μοντέλο προσομοίωσης. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται οι μαθηματικές σχέσεις, που περιγράφουν όλες τις διεργασίες του θερμοδυναμικού κύκλου. Αναφέρονται, επίσης, τα κυριότερα κριτήρια επιλογής του εργαζόμενου μέσου για τον κύκλο Rankine. Επιπροσθέτως, περιγράφεται ο υπολογισμός των θερμοδυναμικών και ρευστομηχανικών ιδιοτήτων του καυσαερίου, του αέρα και του εργαζόμενου μέσου. Το κεφάλαιο ολοκληρώνεται με την παρουσίαση της συνολικής αλγοριθμικής διαδικασίας, που ακολουθείται από το μοντέλο της προσομοίωσης.

### 8.2 Λειτουργία του Συστήματος του Κύκλου Rankine

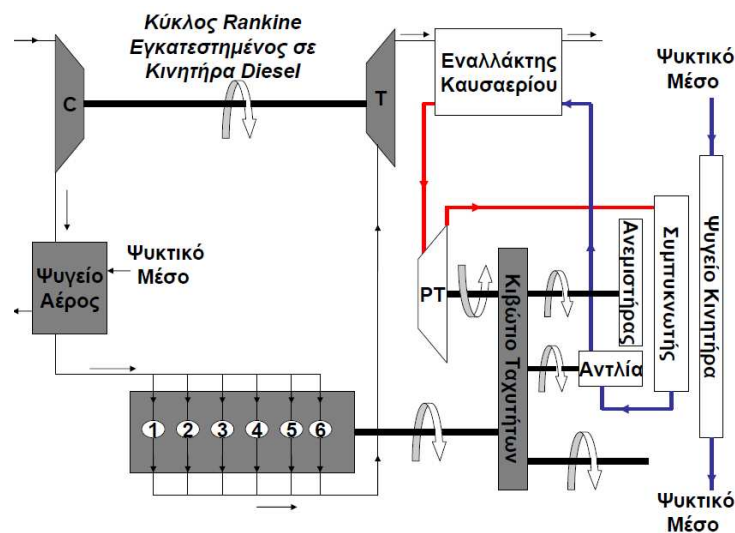
#### 8.2.1 Γενική Περιγραφή

Το σύστημα Rankine έχει χρησιμοποιηθεί κατά καιρούς σε διάφορες εφαρμογές εκμετάλλευσης μικρής αλλά και μεγάλης κλίμακας θερμότητας [1-12]. Στόχος της παρούσας εφαρμογής είναι η ανακομιδή θερμότητας καυσαερίου της τάξης μερικών δεκάδων kW (low grade heat source). Παρόμοιες εφαρμογές αναπτύσσονται το τελευταίο διάστημα για τη μετατροπή θερμότητας προερχόμενης από ηλιακή ενέργεια ή κυψέλες καυσίμου σε ωφέλιμη ηλεκτρική ισχύ [12].

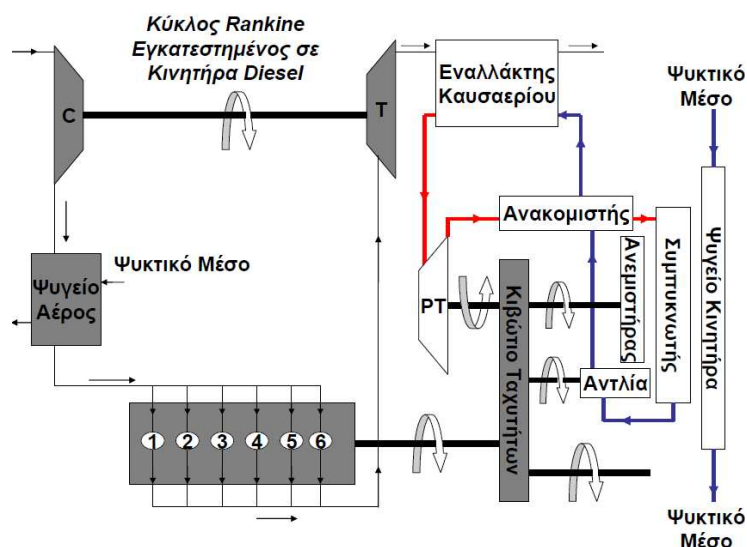
Στην παρούσα διερεύνηση εξετάζεται η εφαρμογή του συστήματος του κύκλου Rankine σε κινητήρες βαρέων οχημάτων για την αξιοποίηση της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου. Η βασικότερη δυσκολία της εφαρμογής είναι ο όγκος που καταλαμβάνει το σύστημα του κύκλου Rankine και η δυνατότητα εγκατάστασης του στον κινητήρα του οχήματος. Μια πρόσθετη πρόκληση για την παρούσα ανάλυση είναι η δυνατότητα του

κύκλου Rankine να αξιοποιεί πρόσθετες πηγές θερμότητας από τον κινητήρα του οχήματος εκτός από το απορριπτόμενο ρεύμα καυσαερίου. Ο κύριος σκοπός της εγκατάστασης του κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel βαρέως οχήματος είναι η αύξηση της συνολικής ισχύος της εγκατάστασης και ο αντίστοιχος περιορισμός της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Μια πρώτη απεικόνιση της διάταξης, που εξετάζεται στην παρούσα διδακτορική διατριβή, παρέχεται στα σχήματα 8-1 και 8-2. Όπως διαπιστώνεται, η σύνδεση του συστήματος του κύκλου Rankine με τον κινητήρα Diesel γίνεται μέσω του εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου, που τοποθετείται στην έξοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή. Η διάταξη περιλαμβάνει το συμπυκνωτή, την αντλία-κυκλοφορητή και τον εκτονωτή του εργαζόμενου μέσου. Επιπροσθέτως, η εικονιζόμενη εγκατάσταση στο σχήμα 8-2 περιλαμβάνει ανακομιστή θερμότητας για την αύξηση της απόδοσης της λειτουργίας του κύκλου Rankine.



Σχήμα 8-1 Εγκατάσταση Συστήματος Κύκλου Rankine σε Κινητήρα Diesel.



Σχήμα 8-2 Εγκατάσταση Συστήματος Κύκλου Rankine με Ανακομιστή Θερμότητας σε Κινητήρα Diesel.

Οι κυριότερες θερμοδυναμικές διεργασίες, που συνθέτουν τον κύκλο Rankine [13-16] απεικονίζονται στα σχήματα 8-3 και 8-4 και είναι οι ακόλουθες:

- Η μεταβολή 1-2, όπου το εργαζόμενο μέσο σε κατάσταση κορεσμένου υγρού (σημείο 1) οδηγείται στην αντλία του συστήματος, προκειμένου να αυξηθεί η πίεση του από τη χαμηλή πίεση  $P_L$  στην υψηλή πίεση  $P_H$ . Στη συνέχεια, το μέσο εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας των καυσαερίων.
- Η μεταβολή 2-3 αντιστοιχεί στην ισόθλιπτη προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου από την υπόψυκτη υγρή κατάσταση υψηλής πίεσης (κατάσταση 2) στην κατάσταση κορεσμένου υγρού (σημείο 3) της ίδιας πίεσης.
- Η μεταβολή 3-3' είναι η ισόθλιπτη ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου από το κορεσμένο υγρό (σημείο 3) μέχρι τον κορεσμένο ατμό (σημείο 3').
- Η μεταβολή 3'-4 αντιστοιχεί στην ισόθλιπτη υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου από τον κορεσμένο ατμό (σημείο 3') μέχρι την υπέρθερμη κατάσταση του σημείου 4.
- Η διεργασία 4-5 είναι η εκτόνωση του υπέρθερμου ατμού από την υψηλή πίεση  $P_H$  στη χαμηλή πίεση  $P_L$ . Σε αυτή τη φάση παράγεται το μηχανικό έργο.
- Η ισόθλιπτη ψύξη 5-1' του εργαζόμενου μέσου συμβαίνει μετά την εκτόνωση του μέχρι την κατάσταση του κορεσμένου ατμού (σημείο 1'). Στη συνέχεια το μέσο υφίσταται ισόθλιπτη συμπύκνωση (μεταβολή 1'-1) από την κατάσταση κορεσμένου ατμού 1' στο κορεσμένο υγρό της εισόδου του κυκλοφορητή (σημείο 1). Συγκεκριμένα, η ισόθλιπτη ψύξη 5-1'-1 του εργαζόμενου μέσου συνοδεύεται με αποβολή του θερμικού του περιεχομένου στο περιβάλλον, ώστε το μέσο να υγροποιηθεί και να φτάσει στην κατάσταση του κορεσμένου υγρού. Συνεπώς, ο συμπυκνωτής είναι το ψυγείο του συστήματος Rankine.
- Οι μεταβολές 5-6 και 2-2', που απεικονίζονται στο σχήμα 8-4, είναι η αφαίρεση τμήματος της θερμότητας του υπέρθερμου ατμού μετά την εκτόνωση του προκειμένου να προθερμάνει μέρος του υπόψυκτου υγρού, που εξέρχεται από την αντλία. Η συγκεκριμένη διεργασία λαμβάνει χώρα στον προαναφερθέντα ανακομιστή θερμότητας του συστήματος.

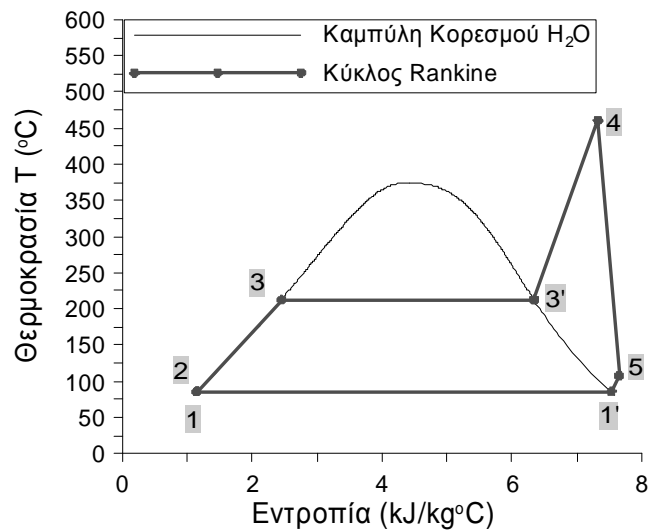
Όπως ήδη έχει τονιστεί, ένα σημαντικό πλεονέκτημα του συστήματος Rankine σε σύγκριση με τις υπόλοιπες τεχνολογίες είναι η ευελιξία στη διαχείριση της θερμότητας, που υπάρχει σε διαφορετικά τμήματα του υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel. Ένα ακόμη πλεονέκτημα του συστήματος του κύκλου Rankine είναι ότι δεν επιδρά άμεσα στον κινητήρα με εξαίρεση ίσως τη μικρή αύξηση της πίεσης αντίθλιψης. Συνεπώς, είναι εφικτή η ανάκτηση πρόσθετης θερμότητας προερχόμενης από τα ψυγεία του αέρα υπερπλήρωσης και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Έτσι στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής, το μοντέλο



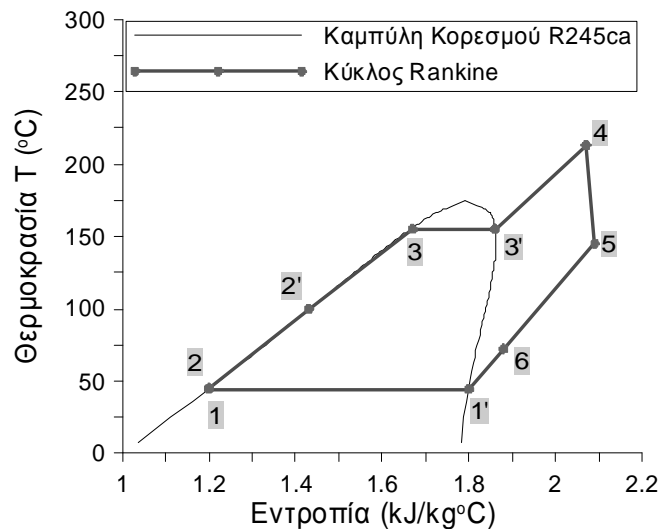
προσομοίωσης του συστήματος Rankine προσαρμόζεται ώστε να εξεταστούν τρεις ξεχωριστές περιπτώσεις εκμετάλλευσης θερμότητας:

- Αξιοποίηση του κύριου ρεύματος καυσαερίου, που εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή και αποβάλλεται στο περιβάλλον.
- Εκμετάλλευση τμήματος της θερμότητας του κύριου και, εφόσον υφίσταται, του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου.
- Ταυτόχρονη αξιοποίηση των δυο προαναφερθέντων ρευμάτων καυσαερίου, καθώς και τμήματος της θερμότητας, που συναλλάσσεται στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel [8, 9, 10].

Στη συνέχεια της ανάλυσης, παρατίθενται οι κυριότεροι υπολογισμοί στους οποίους βασίζεται η προσομοίωση όλων των τμημάτων, που συνθέτουν το σύστημα του κύκλου Rankine.



Σχήμα 8-3 Τυπικός Κύκλος Rankine με Εργαζόμενο Μέσο H<sub>2</sub>O.



Σχήμα 8-4 Τυπικός Κύκλος Rankine με Εργαζόμενο Μέσο R245ca.

### 8.2.2 Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίου

Η συνολική ποσότητα θερμότητας, που αποσπάται από το ρεύμα καυσαερίων, το οποίο εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή και αποβάλλεται στο περιβάλλον δίνεται από την ακόλουθη σχέση [7,18]:

$$\dot{Q}_{\text{exh}} = \dot{m}_{\text{exh}} c_{\text{pexh}} (T_{\text{exh\_in}} - T_{\text{exh\_out}}) = \dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{wf\_AHEX}} - h_{\text{wf\_BHEX}}) \quad (8.1)$$

όπου  $\dot{m}_{\text{exh}}$  και  $\dot{m}_{\text{wf}}$  είναι η παροχή μάζας του καυσαερίου και του εργαζόμενου μέσου αντίστοιχα, ενώ  $T_{\text{exh\_in}}$  και  $T_{\text{exh\_out}}$  αντιστοιχούν στη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του καυσαερίου. Η ενθαλπία του εισερχόμενου και εξερχόμενου εργαζόμενου μέσου στον εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου είναι  $h_{\text{wf\_BHEX}}$  και  $h_{\text{wf\_AHEX}}$  αντίστοιχα.

Το ποσό θερμότητας  $\dot{Q}_{\text{sup}}$  του κύριου ρεύματος καυσαερίου, που απορροφάται από το εργαζόμενο μέσο του κύκλου για την υπερθέρμανση του, είναι:

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_{\text{exh}} c_{\text{pexh}} (T_{\text{exh\_in}} - T_{\text{exh\_ASUP}}) = \dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{wf\_AHEX}} - h_{\text{wf\_SAT\_VAP}}) \quad (8.2)$$

όπου  $T_{\text{exh\_ASUP}}$  είναι η θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο του υπερθερμαντήρα και  $h_{\text{wf\_SAT\_LIQ}}$  είναι η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Το ποσό θερμότητας  $\dot{Q}_{\text{evap}}$  του κύριου ρεύματος καυσαερίου, που αποσπάται για την ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου του κύκλου, είναι:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{exh}} c_{\text{pexh}} (T_{\text{exh\_ASUP}} - T_{\text{exh\_AEVAP}}) = \dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{wf\_SAT\_VAP}} - h_{\text{wf\_SAT\_LIQ}}) \quad (8.3)$$

όπου  $T_{\text{exh\_AEVAP}}$  είναι η θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο του ατμοποιητή και  $h_{\text{wf\_SAT\_VAP}}$  είναι η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου σε κατάσταση κορεσμένου ατμού. Το ποσό θερμότητας  $\dot{Q}_{\text{preh}}$  του κύριου ρεύματος καυσαερίου, που αποσπάται για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου του κύκλου, είναι:

$$\dot{Q}_{\text{preh}} = \dot{m}_{\text{exh}} c_{\text{pexh}} (T_{\text{exh\_AEVAP}} - T_{\text{exh\_out}}) = \dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{wf\_SAT\_LIQ}} - h_{\text{wf\_BHEX}}) \quad (8.4)$$

### 8.2.3 Εναλλάκτης Θερμότητας του Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου

Η θερμική ισχύς, που εκμεταλλεύεται ο κύκλος Rankine από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου (EGR), υπολογίζεται από την ακόλουθη διατύπωση [8,9,10]:

$$\dot{Q}_{\text{EGR}} = \dot{m}_{\text{EGR}} c_{\text{pEGR}} (T_{\text{EGR\_in}} - T_{\text{EGR\_out}}) = \dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{wf\_in\_exp}} - h_{\text{wf\_BEGR}}) \quad (8.5)$$

όπου  $\dot{m}_{\text{EGR}}$  είναι η παροχή μάζας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, ενώ  $T_{\text{EGR\_in}}$  και  $T_{\text{EGR\_out}}$  είναι η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου

αντίστοιχα. Η ενθαλπία του εισερχόμενου και εξερχόμενου εργαζόμενου μέσου στον εναλλάκτη θερμότητας του EGR είναι  $h_{wf\_BEGR}$  και  $h_{wfin\_exp}$  αντίστοιχα.

Όταν το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από τον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου, τότε εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου, όπως εξάλλου φαίνεται στην ακόλουθη σχέση:

$$h_{wf\_AHEX} = h_{wf\_BEGR} \quad (8.6)$$

#### 8.2.4 Εναλλάκτης Θερμότητας του Ψυγείου του Αέρα Υπερπλήρωσης

Όταν η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, που εξέρχεται από το συμπιεστή του υπερπληρωτή, αποτελεί τμήμα του συστήματος του κύκλου Rankine, τότε το ανακτώμενο ποσό θερμότητας χρησιμοποιείται για τη μερική προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου και υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση [8, 9, 10]:

$$\dot{Q}_{AC} = \dot{m}_{AIR} c_{pAIR} (T_{AIR\_in} - T_{AIR\_out}) = \dot{m}_{wf} (h_{wf\_BHEX} - h_{wf\_BAC}) \quad (8.7)$$

όπου  $h_{wf\_BAC}$  είναι η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο του εναλλάκτη του αέρα υπερπλήρωσης,  $T_{AIR\_in}$  και  $T_{AIR\_out}$  είναι η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του αέρα αντίστοιχα,  $\dot{m}_{AIR}$  είναι η παροχή μάζας του αέρα και  $c_{pAIR}$  είναι η θερμοχωρητικότητα του αέρα υπό σταθερή πίεση.

#### 8.2.5 Εκτονωτής

Η παραγόμενη ισχύς  $Power_{exp}$  στον εκτονωτή του κύκλου Rankine δίνεται από την παρακάτω σχέση [7,13-16]:

$$Power_{exp} = \dot{m}_{wf} (h_{wfin\_exp} - h_{wfout\_exp}) \quad (8.8)$$

όπου  $h_{wfin\_exp}$  είναι η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο του εκτονωτή.

Η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του εκτονωτή  $h_{wfout\_exp}$  δίνεται από τη σχέση:

$$h_{wfout\_exp} = h_{wfin\_exp} + (h_{wfout\_exp}^{is} - h_{wfin\_exp}) \eta_{is\_exp} \quad (8.9)$$

όπου  $\eta_{is\_exp}$  είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή και  $h_{wfout\_exp}^{is}$  είναι η ενθαλπία του μέσου μετά την ισεντροπική εκτόνωση, δηλαδή ισχύει :

$$S_{wfout\_exp}^{is} = S_{wfin\_exp} \quad (8.10)$$

### 8.2.6 Αντλία-Κυκλοφορητής

Η απαιτούμενη ισχύς  $Power_{pump}$  για την αντλία (κυκλοφορητή) του συστήματος Rankine υπολογίζεται από τη σχέση [7, 13-16]:

$$Power_{pump} = \dot{m}_{wf} (h_{wfout\_pump} - h_{wfin\_pump}) \quad (8.11)$$

Η ενθαλπία του μέσου  $h_{wfout\_pump}$  στην έξοδο του κυκλοφορητή ισούται με:

$$h_{wfout\_pump} = h_{wfin\_pump} + \frac{(P_H - P_L)}{\rho_{wfin\_pump} n_{pump}} \quad (8.12)$$

όπου  $h_{wfin\_pump}$  η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου πριν τη συμπίεση του στην αντλία,  $P_H$  και  $P_L$  είναι η ανώτερη και η κατώτερη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine αντίστοιχα,  $\rho_{wfin\_pump}$  η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο του κυκλοφορητή και  $n_{pump}$  ο βαθμός απόδοσης της αντλίας.

### 8.2.7 Ανακομιστής Θερμότητας

Η θερμική ισχύς  $\dot{Q}_{Recuperator}$ , που συναλλάσσεται στον ανακομιστή θερμότητας, δίνεται από την ακόλουθη σχέση [10]:

$$\dot{Q}_{Recuperator} = \dot{m}_{wf} (h_{wfout\_exp} - h_{wfARECUP,VAP}) = \dot{m}_{wf} (h_{wfARECUP,LIQ} - h_{wfout\_pump}) \quad (8.13)$$

όπου  $h_{wfARECUP,LIQ}$  είναι η ενθαλπία του υπόψυκτου υγρού εργαζόμενου μέσου μετά την προθέρμανση του στον ανακομιστή θερμότητας.

### 8.2.8 Ψυκτική Διάταξη του Κύκλου Rankine

Η θερμότητα  $\dot{Q}_{condenser}$ , που αποβάλλεται από το συμπυκνωτή του κύκλου Rankine στο περιβάλλον, είναι:

$$\dot{Q}_{condenser} = \dot{m}_{wf} (h_{wfARECUP,VAP} - h_{wfin\_pump}) \quad (8.14)$$

όπου  $h_{wfARECUP,VAP}$  είναι η ενθαλπία του εκτονωμένου υπέρθερμου ατμού μετά την έξοδο του από τον ανακομιστή θερμότητας και πριν αυτός εισέλθει στο ψυγείο του κύκλου Rankine για να συμπυκνωθεί.

Στην περίπτωση που δεν υφίσταται ανακομιστής θερμότητας, το εργαζόμενο μέσο μετά την εκτόνωση του εισέρχεται απευθείας στο ψυγείο του κύκλου Rankine. Έτσι, η αποβαλλόμενη θερμική ισχύς στο περιβάλλον  $\dot{Q}_{condenser}$  κατά τη συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου είναι:

$$\dot{Q}_{\text{condenser}} = \dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{wfout\_exp}} - h_{\text{wfin\_pump}}) \quad (8.15)$$

### 8.2.9 Θερμοδυναμικός Βαθμός Απόδοσης του Κύκλου Rankine

Ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine είναι ο λόγος της παραγόμενης ισχύος του κύκλου προς τη συνολική ποσότητα θερμότητας, που απορροφάται από το καυσαέριο και το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης, και υπολογίζεται από τη σχέση [15,16]:

$$\text{Eff}_{\text{RC}} = \frac{\text{Παραγόμενη Ισχύς}}{\text{Θερμότητα που Απορροφάται}} = \frac{(h_{\text{wfin\_exp}} - h_{\text{wfout\_exp}}) - (h_{\text{wfout\_pump}} - h_{\text{wfin\_pump}})}{(h_{\text{wf\_AHEX}} - h_{\text{wf\_BHEX}}) + (h_{\text{wfin\_exp}} - h_{\text{wf\_BEGR}}) + (h_{\text{wf\_BHEX}} - h_{\text{wf\_BAC}})} \quad (8.16)$$

Η σχέση αυτή αντιστοιχεί στην περίπτωση της ταυτόχρονης αξιοποίησης θερμότητας από τα ρεύματα του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα μετά το συμπιεστή.

## 8.3 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου του Κύκλου Rankine

Η επιλογή εργαζόμενου μέσου για τον κύκλο Rankine αποτελεί έναν από τους σημαντικότερους παράγοντες, που επηρεάζουν άμεσα τη λειτουργία του συστήματος. Είναι προφανές ότι το νερό είναι το ασφαλέστερο ανόργανο εργαζόμενο μέσο. Ωστόσο, υπάρχει μεγάλη ποικιλία οργανικών μέσων, που μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές παραγωγής ισχύος με κύκλο Rankine. Τα προβλήματα ασφαλείας, διαθεσιμότητας και κόστους μειώνουν σημαντικά τον αριθμό των υποψήφιων οργανικών μέσων. Οι κυριότεροι παράγοντες στους οποίους βασίζεται η επιλογή του εργαζόμενου μέσου είναι οι ακόλουθοι:

- Η θερμοκρασία του κρίσιμου σημείου, δεδομένου ότι το εξεταζόμενο σύστημα είναι υποκρίσιμος κύκλος Rankine, δηλαδή το εργαζόμενο μέσο διαπερνά τη διφασική περιοχή κατά τη μετάβαση του από την υγρή στην αέρια φάση και αντίστροφα. Οι πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας απαιτούν χαμηλές τιμές της κρίσιμης θερμοκρασίας [12,14]. Ωστόσο, η μεγιστοποίηση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου απαιτεί υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία του μέσου και χαμηλή τιμή της κατώτερης πίεσης  $P_L$  λειτουργίας του κύκλου. Όμως αυτό εξαρτάται και από το σχεδιασμό της εγκατάστασης και συγκεκριμένα από το μέγεθος του εκτονωτή.
- Η πολυπλοκότητα της μοριακής δομής του οργανικού μέσου. Τα εργαζόμενα μέσα απλής μοριακής δομής είναι παρόμοια με το νερό ως προς τις

θερμοδυναμικές τους ιδιότητες. Τα καταλληλότερα οργανικά μέσα για εφαρμογές παραγωγής ισχύος παρουσιάζουν συνθετότερη μοριακή δομή συγκριτικά με το νερό [12,14].

- Το μοριακό βάρος του εργαζόμενου μέσου επηρεάζει τη λειτουργία του εκτονωτή. Συγκεκριμένα, οι στρόβιλοι-εκτονωτές έχουν χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και μικρό αριθμό βαθμίδων, όταν χρησιμοποιούνται εργαζόμενα μέσα μεγάλου μοριακού βάρους [12,14].
- Η ευφλεκτότητα και η τοξικότητα του υποψήφιου εργαζόμενου μέσου είναι οι σημαντικότερες παράμετροι, που καθορίζουν την ασφάλεια της χρήσης αυτού στον κύκλο Rankine.
- Η θερμική και χημική σταθερότητα του υποψήφιου εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine.
- Η περιβαλλοντική επιβάρυνση λόγω της χρήσης του εργαζόμενου μέσου στην εφαρμογή του κύκλου Rankine.

Στη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις, που προκύπτουν από τη χρήση των οργανικών μέσων, αποτέλεσαν φλέγον ζήτημα για τη βιομηχανία ψύξης και κλιματισμού. Η καταστροφική επίδραση κάποιων εργαζόμενων μέσων στο προστατευτικό στρώμα του όζοντος οδήγησε στην αναζήτηση νέων λιγότερο βλαβερών ουσιών. Ωστόσο, στη συνέχεια αποκαλύφθηκε ότι μερικά από τα οργανικά μέσα συμβάλλουν στην επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου και κατά συνέπεια στην παγκόσμια υπερθέρμανση του πλανήτη. Έτσι, η περιβαλλοντική συμπεριφορά των οργανικών μέσων προσδιορίζεται από τα πρωτόκολλα του Μόντρεαλ και του Κιότο, που θεσπίστηκαν για την προστασία του στρώματος του όζοντος και την αποτροπή των κλιματικών αλλαγών αντίστοιχα. Οι επιπτώσεις των εργαζόμενων μέσων στο περιβάλλον καθορίζονται από τα μεγέθη GWP και ODP, τα οποία αντιστοιχούν στο δυναμικό όξυνσης του φαινομένου του θερμοκηπίου και στην ικανότητα μείωσης του όζοντος [12,14,19-21].

Η ικανότητα μείωσης του όζοντος ODP για το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι η δυνατότητα ενός μεμονωμένου μορίου του μέσου να καταστρέψει το στρώμα του όζοντος της ατμόσφαιρας. Για όλα τα μέσα χρησιμοποιείται ως σημείο αναφοράς για τον υπολογισμό του ODP το οργανικό μέσο R11, όπου ο συντελεστής ODP ισούται με τη μονάδα. Το φιλικότερο εργαζόμενο μέσο ως προς την επίδραση του στο ατμοσφαιρικό στρώμα του όζοντος είναι εκείνο με τη χαμηλότερη τιμή του συντελεστή ODP [21,22].

Το δυναμικό υπερθέρμανσης ή όξυνσης του φαινομένου του θερμοκηπίου GWP είναι ο δείκτης μέτρησης των επιπτώσεων ενός συγκεκριμένου εργαζόμενου μέσου στην υπερθέρμανση του πλανήτη συγκρινόμενο με το διοξείδιο του άνθρακα CO<sub>2</sub>, όπου ο συντελεστής GWP ισούται με τη μονάδα. Ο δείκτης GWP μετριέται σε χρονική περίοδο

εκατονταετίας. Όσο χαμηλότερη είναι η τιμή του δείκτη GWP για ένα οργανικό μέσο τόσο φιλικότερο είναι το μέσο αυτό για το περιβάλλον [21,22].

Στον πίνακα 8-1 δίνονται διάφορα οργανικά εργαζόμενα μέσα με αμελητέα επίπτωση στο όζον της ατμόσφαιρας, δηλαδή μέσα για τα οποία ο συντελεστής ODP είναι μηδενικός. Επιπροσθέτως, στον ίδιο πίνακα παρατίθενται οι αντίστοιχες τιμές του δυναμικού υπερθέρμανσης GWP. Όπως διαπιστώνεται, το φιλικότερο εργαζόμενο μέσο για το περιβάλλον είναι το R152a και ακολουθεί το R245ca.

Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι τα οργανικά μέσα μπορούν να ταξινομηθούν με βάση τη χημική τους σύνθεση στις ακόλουθες γενικές ομάδες [12,14,19,20]:

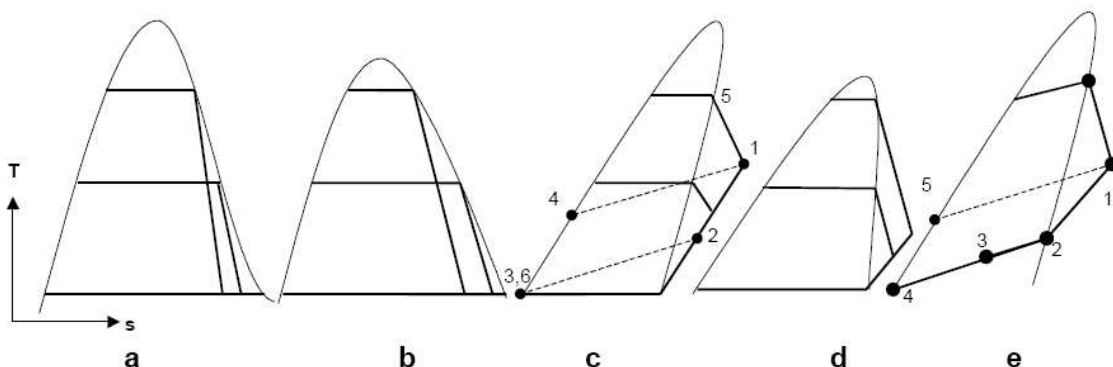
- Στους χλωροφθοράνθρακες (CFCs) και υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs), που κρίνονται ως ακατάλληλοι για τη χρήση τους στο σύστημα του κύκλου Rankine εξαιτίας της παρουσίας χλωρίου στη σύνθεσή τους.
- Στους αρωματικούς υδρογονάνθρακες, που παρουσιάζουν πολύ καλές θερμικές ιδιότητες αλλά είναι ιδιαίτερα εύφλεκτοι, όπως τολουένιο, βουτάνιο και πεντάνιο.
- Στους υδροφθοράνθρακες (HFCs), οι οποίοι είναι εξαιρετικά αδρανείς και σταθεροί αλλά παρουσιάζουν μοριακή πολυπλοκότητα.

Οργανικό Μέσο	Δυναμικό Υπερθέρμανσης (GWP)
R14	6300
R23	11700
R32	650
R116	12500
R125	2800
R134a	1300
R143a	3800
R152a	140
R218	7000
R227ea	2900
R227ca	2900
R236ea	2900
R236fa	8000
R245ca	610
RC318	9100

*Πίνακας 8-1 Οργανικά Μέσα με Μηδενική Επίπτωση στο Στρώμα του Όζοντος της Ατμόσφαιρας (ODP=0) και οι Αντίστοιχες Τιμές του Συντελεστή GWP [19-21].*

Ένας άλλος τρόπος ταξινόμησης των εργαζόμενων μέσων γίνεται με βάση την καμπύλη κορεσμένου ατμού. Συγκεκριμένα, το εργαζόμενο μέσο χαρακτηρίζεται «ξηρό» ή «υγρό», όταν η τιμή της παραγώγου  $dT/ds$  είναι θετική ή αρνητική αντίστοιχα [12,14]. Στην περίπτωση που η κλίση  $dT/ds$  είναι άπειρη, τότε το εργαζόμενο μέσο αποκαλείται «ισεντροπικό» [12,14]. Τα «υγρά» εργαζόμενα μέσα είναι παρόμοια με το νερό, όπου η εκτόνωση από την κατάσταση κορεσμένου ατμού οδηγεί στη συμπύκνωση του μέσου. Αντιθέτως στα «ξηρά» και στα «ισεντροπικά» μέσα οποιαδήποτε εκτόνωση κορεσμένου ατμού οδηγεί σε υπέρθερμο ατμό. Η προηγούμενη επισήμανση είναι σημαντική για την επιλογή του είδους του εκτονωτή στον κύκλο Rankine. Έτσι, τα «υγρά» μέσα είναι «ακατάλληλα» για στρόβιλο εκτόνωσης διότι υπάρχει περίπτωση δημιουργίας συμπυκνωμάτων στα πτερύγια του [12].

Στο σχήμα 8-5 απεικονίζονται οι καμπύλες κορεσμού διαφόρων μέσων σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας. Συγκεκριμένα, οι καμπύλες a και b αντιστοιχούν σε «υγρά» μέσα, οι καμπύλες c και e σε «ξηρά» και η καμπύλη d ανήκει σε «ισεντροπικό» εργαζόμενο μέσο. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 8-5, όταν ο κύκλος Rankine χρησιμοποιεί «ξηρό» ή «ισεντροπικό» μέσο είναι η εφικτή η χρήση ανακομιστή θερμότητας διότι υπάρχει πάντοτε διαθέσιμη θερμότητα από τον υπέρθερμο ατμό στην έξοδο του εκτονωτή.



Σχήμα 8-5 Καμπύλες Κορεσμού Διαφόρων Οργανικών Μέσων [12].

## 8.4 Θερμοδυναμικές και Ρευστομηχανικές Ιδιότητες Εργαζόμενου Μέσου του Κύκλου Rankine

Οι ρευστομηχανικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine υπολογίζονται με τη χρήση υπομοντέλου, που ενσωματώνεται στον κύριο αλγόριθμο της προσομοίωσης. Βάση του υπομοντέλου αυτού αποτελεί η ηλεκτρονική βιβλιοθήκη Refprop του NIST (National Institute of Standard and Technology) [23,24] και αποτελείται από ένα σύνολο υπορουτινών. Το συγκεκριμένο υπομοντέλο χρησιμοποιεί κωδική ονομασία για κάθε εργαζόμενο μέσο η οποία δίνεται σε εξωτερικό αρχείο εισόδου.



Στην εκκίνηση της προσομοίωσης υπολογίζονται τα ακόλουθα χαρακτηριστικά μεγέθη του εργαζόμενου μέσου:

- Η μέγιστη  $T_{max}$  και η ελαχίστη  $T_{min}$  θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου, που προσδιορίζουν το πεδίο τιμών της θερμοκρασίας, όπου λειτουργεί η ηλεκτρονική βιβλιοθήκη Refprop και κατά συνέπεια το μοντέλο της προσομοίωσης.
- Το μοριακό βάρος του εργαζόμενου μέσου.
- Η θερμοκρασία  $T_{CR}$  και η πίεση  $P_{CR}$  στο κρίσιμο σημείο του εργαζόμενου μέσου. Όταν ο κύκλος Rankine λειτουργεί στην υποκρίσιμη περιοχή τότε η πίεση του μέσου και η θερμοκρασία κορεσμού αποκτούν τιμές μικρότερες από τις αντίστοιχες του κρίσιμου σημείου.

Για τη διαχείριση της ηλεκτρονικής βιβλιοθήκης Refprop ο αλγόριθμος του υπομοντέλου επιμερίζεται ανάλογα με τις ανεξάρτητες μεταβλητές, που χρησιμοποιούνται. Έτσι, η πρώτη ανεξάρτητη μεταβλητή είναι η πίεση και η δεύτερη είναι είτε η ξηρότητα είτε η θερμοκρασία είτε η εντροπία είτε η ενθαλπία. Τα μεγέθη της πίεσης και της ξηρότητας χρησιμοποιούνται αποκλειστικά στον υπολογισμό των ιδιοτήτων στις καμπύλες κορεσμού του μέσου. Στη διφασική περιοχή, τα μεγέθη υπολογίζονται από τις αντίστοιχες τιμές στην κατάσταση κορεσμού με βάση τον κανόνα του μοχλού [16].

Τα μεγέθη, που υπολογίζονται από το υπομοντέλο Refprop, είναι η ενθαλπία, η εντροπία, η θερμοκρασία, η πυκνότητα, η θερμική αγωγιμότητα, η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση και το ιξώδες ανάλογα με τις γνωστές παραμέτρους. Οι ιδιότητες του μέσου υπολογίζονται αρχικά για τις καταστάσεις κορεσμένου υγρού και ατμού σε όλο το φάσμα τιμών της πίεσης λειτουργίας του κύκλου Rankine. Ομοίως διεξάγονται οι υπολογισμοί στην υπέρθερμη περιοχή σε κάθε τιμή της πίεσης και για τουλάχιστον 10 διαφορετικές τιμές της θερμοκρασίας. Στη συνέχεια το μοντέλο προσομοίωσης από τις υπολογισμένες τιμές κάθε ιδιότητας και στην εκάστοτε τιμή της πίεσης εκτιμά το αντίστοιχο πολυώνυμο προσέγγισης. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται στην περιοχή του υπόψυκτου υγρού.

Με αυτό τον τρόπο σε κάθε τιμή της πίεσης και για κάθε μέγεθος του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine, το μοντέλο προσομοίωσης αντιστοιχίζει ένα ζεύγος τιμών για την κατάσταση κορεσμού, καθώς και δυο πολυώνυμα  $10^{0u}$  βαθμού για την υπόψυκτη και την υπέρθερμη περιοχή.

Η δημιουργία πολυωνυμικών εκφράσεων για την προσέγγιση των ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου στην υπέρθερμη και υπόψυκτη περιοχή στοχεύει στη βελτίωση της ταχύτητας εκτέλεσης της προσομοίωσης, καθώς με αυτόν τον τρόπο η ηλεκτρονική βιβλιοθήκη καλείται ελάχιστες φορές από το μοντέλο προσομοίωσης.

## 8.5 Θερμοδυναμικές και Ρευστομηχανικές Ιδιότητες του Καυσαερίου και του Αέρα

Το μοντέλο προσομοίωσης του κύκλου Rankine υπολογίζει τις ιδιότητες του αέρα υπερπλήρωσης και του καυσαερίου του κινητήρα Diesel με βάση τις αναλυτικές εκφράσεις [25], που χρησιμοποιεί το μονοζωνικό μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα (βλ. Κεφ. 2). Η μοναδική διαφορά στην υπολογιστική διαδικασία είναι η χρήση βοηθητικής υπορουτίνας για την εκτίμηση της σύστασης του μίγματος του καυσαερίου από το λόγο αέρα-καυσίμου σε κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel.

## 8.6 Υπολογιστική Διαδικασία του Μοντέλου Προσομοίωσης

Η βασικότερη ιδιομορφία της προσομοίωσης του κύκλου Rankine έγκειται στο γεγονός ότι τα μόνα γνωστά δεδομένα της ανάλυσης προέρχονται από τον κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, είναι γνωστές οι τιμές της θερμοκρασίας, της πίεσης και της παροχής μάζας του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου, καθώς και του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel. Μια άλλη δυσκολία της ανάλυσης είναι οι μεταβαλλόμενες συνθήκες λειτουργίας του κύκλου Rankine λόγω της μεταβολής του φορτίου του κινητήρα Diesel, που συνεπάγεται αλλαγή στα ποσά της διαθέσιμης θερμότητας του καυσαερίου και του αέρα. Οι συνθήκες λειτουργίας του κύκλου Rankine είναι άγνωστες. Στόχος αυτής της ανάλυσης είναι να εκτιμηθούν οι διαστάσεις των χρησιμοποιούμενων εναλλακτών θερμότητας ικανοποιώντας όλους εκείνους τους αναγκαίους περιορισμούς για την εγκατάσταση του συστήματος Rankine σε βαρύ όχημα. Ο δεύτερος στόχος είναι να βρεθεί σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel ο βέλτιστος κύκλος Rankine προκειμένου να επιτευχθεί ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης.

Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι στην παρούσα διδακτορική διατριβή ο βαθμός απόδοσης του εκτονωτή και της αντλίας του κύκλου Rankine θεωρείται σταθερός και ίσος με 85% σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις.

Ο αλγόριθμος της προσομοίωσης ξεκινά με την εισαγωγή των δεδομένων και τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών και ρευστομηχανικών ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου. Στη συνέχεια υπολογίζονται οι εναλλάκτες θερμότητας του συστήματος στο σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel με τη μεγαλύτερη αποβαλλόμενη θερμική ενέργεια στο περιβάλλον, δηλαδή με τις μεγαλύτερες τιμές της παροχής μάζας και της θερμοκρασίας του καυσαερίου. Βασικός στόχος της υπολογιστικής διαδικασίας είναι ο συμβιβασμός ανάμεσα στην ελαχιστοποίηση του μεγέθους των εναλλακτών θερμότητας και τη μεγιστοποίηση της παραγωγής ισχύος από τον κύκλο Rankine.

Τα όρια, που υιοθετούνται για τα μήκη των εναλλακτών θερμότητας του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου, είναι 1m και 0.5m αντίστοιχα. Για τους εναλλάκτες θερμότητας του ανακομιστή και του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel το μέγιστο μήκος λαμβάνεται 0.5m.

Οι αναλυτικές σχέσεις, που χρησιμοποιούνται για την εκτίμηση του μεγέθους και την περιγραφή της λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας, αναλύονται στο επόμενο κεφάλαιο. Ο αλγόριθμος της υπορουτίνας υπολογισμού των εναλλακτών θερμότητας του συστήματος είναι παρόμοιος με τον αντίστοιχο της προσομοίωσης της λειτουργίας του κύκλου Rankine.

Η προσομοίωση της λειτουργίας του κύκλου Rankine σε κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel βασίζεται στη μεταβολή των ακόλουθων δυο παραμέτρων:

- Στην υψηλή πίεση  $P_H$  του κύκλου Rankine, η οποία μεταβάλλεται από την ελάχιστη τιμή  $P_{H,min}$  μέχρι και μια μέγιστη τιμή  $P_{H,max}$ . Οι οριακές τιμές  $P_{H,min}$ ,  $P_{H,max}$  και το βήμα με το οποίο αυξάνεται το μέγεθος της υψηλής πίεσης  $P_H$  εισάγονται από εξωτερικό αρχείο. Η ελάχιστη τιμή της πίεσης  $P_H$  πρέπει να είναι τουλάχιστον 2 φορές μεγαλύτερη από την χαμηλή πίεση  $P_L$  για να είναι εφικτή η λειτουργία του εκτονωτή. Όταν σε κάποιο εργαζόμενο μέσο η ελάχιστη τιμή της πίεσης  $P_H$  δεν ικανοποιεί τον προηγούμενο περιορισμό τότε η οριακή τιμή  $P_{H,min}$  αυξάνεται. Στην περίπτωση που η κρίσιμη πίεση του εργαζόμενου μέσου είναι μικρότερη της μέγιστης τιμής της υψηλής πίεσης, τότε η οριακή τιμή  $P_{H,max}$  αναπροσαρμόζεται ώστε να ισούται με την κρίσιμη πίεση  $P_{CR}$ .
- Στη θερμοκρασία  $T_{wfin\_exp}$  του υπέρθερμου εργαζόμενου μέσου στην υψηλή πίεση  $P_H$  πριν την είσοδο στον εκτονωτή, η οποία μεταβάλλεται από την ελάχιστη τιμή  $T_{wfin\_exp,min}$  μέχρι και τη μέγιστη τιμή  $T_{wfin\_exp,max}$ . Η θερμοκρασία  $T_{wfin\_exp}$  αυξάνεται κάθε φορά κατά 0.1 °C.

Η ελάχιστη τιμή  $T_{wfin\_exp,min}$  της θερμοκρασίας του μέσου πριν την εκτόνωση μεταβάλλεται με την τιμή της υψηλής πίεσης  $P_H$  και υπολογίζεται ώστε το εργαζόμενο μέσο μετά την ισεντροπική εκτόνωση του να βρίσκεται στην υπέρθερμη περιοχή ή στην καμπύλη κορεσμένου ατμού. Η μεταβλητή με την οποία ελέγχεται η ικανοποίηση αυτού του περιορισμού είναι η ξηρότητα «x». Έτσι, η  $T_{wfin\_exp,min}$  αντιστοιχεί στη μικρότερη τιμή της θερμοκρασίας  $T_{wfin\_exp}$  για την οποία το μέγεθος της ξηρότητας του εργαζόμενου μέσου μετά την εκτόνωση του γίνεται ίσο με τη μονάδα.

Η ηλεκτρονική βιβλιοθήκη Refprop υπολογίζει τις ρευστομηχανικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες κάθε εργαζόμενου μέσου σε συγκεκριμένο πεδίο τιμών της θερμοκρασίας. Η μέγιστη τιμή της θερμοκρασίας του μέσου για την ηλεκτρονική βιβλιοθήκη συμβολίζεται με  $T_{max}$ . Η οριακή τιμή  $T_{wfin\_exp,max}$  ισούται με τη μέγιστη δυνατή τιμή  $T_{max}$  της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου.

Η χαμηλή πίεση  $P_L$  του κύκλου Rankine, στην οποία γίνεται η συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου και αποβάλλεται θερμότητα στο περιβάλλον υπολογίζεται ώστε η αντίστοιχη θερμοκρασία  $T_L$  στη διφασική περιοχή να είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά  $20^\circ\text{C}$ . Η ικανοποίηση αυτού του περιορισμού είναι απαραίτητη για να εξασφαλισθεί η αποβολή θερμότητας από το συμπυκνωτή του κύκλου Rankine στο περιβάλλον.

Σε κάθε ζεύγος τιμών της υψηλής πίεσης  $P_H$  και της θερμοκρασίας  $T_{wfin\_exp}$  αντιστοιχεί ένας διαφορετικός κύκλος Rankine, στον οποίο εκτελείται ο αλγόριθμος, που περιγράφεται ακολούθως. Η διαδικασία υπολογισμού ξεκινά από την κατάσταση του εργαζόμενου μέσου στην υπέρθερμη περιοχή πριν την εκτόνωση και κατευθύνεται προς την κατάσταση του υπόψυκτου υγρού. Συνεπώς, η πορεία υπολογισμού ακολουθεί την κατεύθυνση της ροής του καυσαερίου.

Στο σχήμα 8-6 δίνεται μια τυπική απεικόνιση της εγκατάστασης του συστήματος του κύκλου Rankine, όπως αυτή αντιμετωπίζεται από το μοντέλο προσομοίωσης. Έτσι, όπως φαίνεται στο σχήμα 8-6, ο εναλλάκτης του κύριου ρεύματος καυσαερίου χωρίζεται νοητά από το μοντέλο προσομοίωσης σε τρία διαφορετικά τμήματα: τον προθερμαντήρα, τον ατμοποιητή και τον υπερθερμαντήρα.

- **Ανάκτηση της Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου:**

Στην περίπτωση, που υπάρχει μόνο το κύριο καυσαέριο προς εκμετάλλευση η διαδικασία υπολογισμού είναι η ακόλουθη. Ο υπολογισμός ξεκινά με την παράμετρο της θερμοκρασίας  $T_{exh\_ASUP}$  του καυσαερίου μετά την υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου. Η ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας αυτής υπολογίζεται με βάση τον ακόλουθο περιορισμό για την επίτευξη συναλλαγής θερμότητας (Pinch Point) [7]:

$$T_{exh\_ASUP,min} = T_{wf\_AHEX} + 10^\circ\text{C} \quad (8.17)$$

Η θερμοκρασία  $T_{exh\_ASUP}$  αυξάνεται με βήμα  $0.1^\circ\text{C}$  μέχρι να επιτευχθεί η μέγιστη τιμή, που είναι:  $T_{exh\_ASUP,max} = T_{exh\_in} - 5^\circ\text{C}$ .

Στη συνέχεια υπολογίζεται η παροχή της μάζας του εργαζόμενου μέσου από τη σχέση:

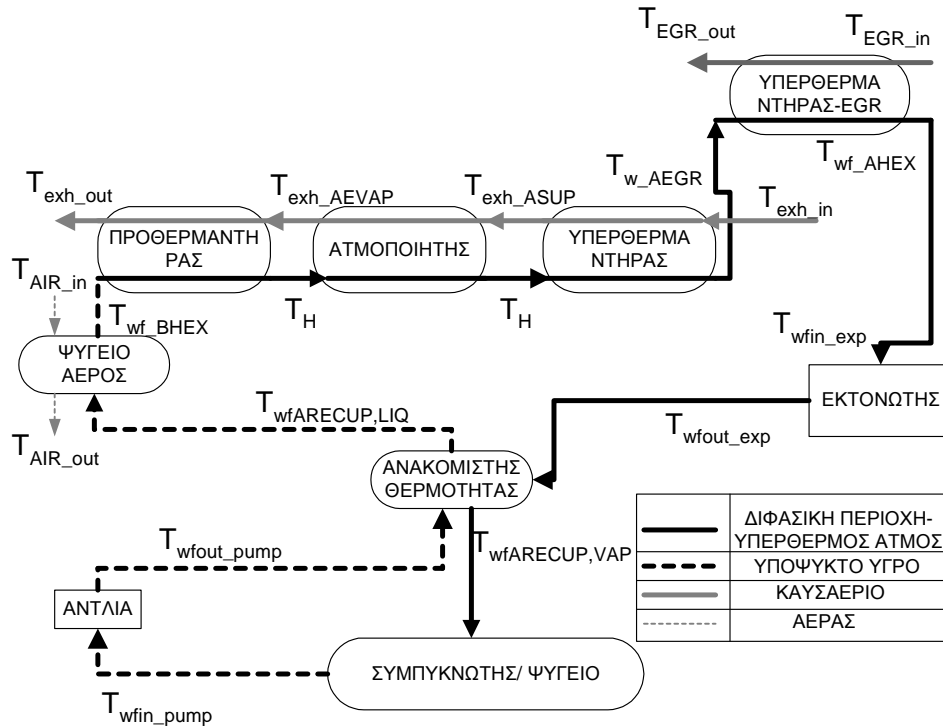
$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{exh} c_{pexh} (T_{exh\_in} - T_{exh\_ASUP})}{(h_{wf\_AHEX} - h_{wf\_SAT\_VAP})} \quad (8.18)$$

Ακολούθως, εκτιμάται η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας  $A_{sup}$  του υπερθερμαντήρα [7-10,17,18]:

$$A_{sup} = \frac{\dot{Q}_{sup}}{U_{sup} \Delta T_{lm,cf,sup}} \quad (8.19)$$

όπου  $U_{sup}$  και  $\Delta T_{lm,cf,sup}$  είναι ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας αντίστοιχα. Η υπολογισμένη επιφάνεια του υπερθερμαντήρα  $A_{sup}$  πρέπει να είναι μικρότερη από την ολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας  $A_{tot}$  του εναλλάκτη.

$$A_{sup} < A_{tot} \quad (8.20)$$



Σχήμα 8-6 Τυπική Απεικόνιση της Εγκατάστασης του Κύκλου Rankine όπως αυτός αντιμετωπίζεται από το Μοντέλο Προσομοίωσης.

Στη συνέχεια βρίσκεται η θερμοκρασία του καυσαερίου  $T_{exh\_AEVAP}$  στην έξοδο του ατμοποιητή:

$$T_{exh\_AEVAP} = T_{exh\_ASUP} - \frac{\dot{m}_{wf} (h_{wf\_SAT\_VAP} - h_{wf\_SAT\_LIQ})}{\dot{m}_{exh} c_{pexh}} \quad (8.21)$$

Η τιμή της θερμοκρασίας  $T_{exh\_AEVAP}$  πρέπει να ικανοποιεί τον ακόλουθο περιορισμό για τη συναλλαγή θερμότητας:

$$T_{exh\_AEVAP} \geq T_H + 10^\circ C \quad (8.22)$$

Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας  $A_{evap}$  υπολογίζεται από τη σχέση:

$$A_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{U_{evap} \Delta T_{lm,cf,evap}} \quad (8.23)$$

όπου  $U_{\text{evap}}$  και  $\Delta T_{\text{lm,cf,evap}}$  είναι ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας του ατμοποιητή αντίστοιχα. Η επιφάνεια αυτή πρέπει να ικανοποιεί την ανισότητα:

$$A_{\text{evap}} < A_{\text{tot}} - A_{\text{sup}} \quad (8.24)$$

Ακολουθεί στη συνέχεια ο υπολογισμός της θερμοκρασίας του καυσαερίου  $T_{\text{exh\_out}}$  στην έξοδο του προθερμαντήρα, δηλαδή του εναλλάκτη θερμότητας:

$$T_{\text{exh\_out}} = T_{\text{exh\_AEVAP}} - \frac{\dot{m}_{\text{wf}} (h_{\text{wf\_SAT\_LIQ}} - h_{\text{wf\_BHEX}})}{\dot{m}_{\text{exh}} c_{\text{pexh}}} \quad (8.25)$$

όπου πρέπει να ισχύει:

$$T_{\text{exh\_out}} \geq T_{\text{H}} + 10^{\circ}\text{C} \quad (8.26)$$

Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας  $A_{\text{preh}}$  για τον προθερμαντήρα είναι:

$$A_{\text{preh}} = \frac{\dot{Q}_{\text{preh}}}{U_{\text{preh}} \Delta T_{\text{lm,cf,preh}}} \quad (8.27)$$

όπου  $U_{\text{preh}}$  και  $\Delta T_{\text{lm,cf,preh}}$  είναι ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας του προθερμαντήρα αντίστοιχα. Η επιφάνεια αυτή πρέπει να ικανοποιεί τον περιορισμό:

$$A_{\text{preh}} \leq A_{\text{tot}} - A_{\text{sup}} - A_{\text{evap}} \quad (8.28)$$

- **Ανάκτηση της Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου:**

Στην περίπτωση που εξετάζεται η ταυτόχρονη αξιοποίηση του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου, τότε η προαναφερόμενη διαδικασία υπολογισμού τροποποιείται. Συγκεκριμένα, η εκμετάλλευση της θερμότητας του δευτερεύοντος ρεύματος καυσαερίου γίνεται σε έναν ξεχωριστό εναλλάκτη, που υπερθερμαίνει το εργαζόμενο μέσο του κύκλου μέχρι να εισέλθει στον εκτονωτή. Η χαμηλή τιμή της θερμοκρασίας του κύριου ρεύματος καυσαερίου περιορίζει την υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου, όταν το μέσο παρουσιάζει υψηλές θερμοκρασίες στην υπέρθερμη περιοχή. Η υπέρβαση αυτού του περιορισμού γίνεται με την αξιοποίηση της θερμότητας του EGR για την υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου.

Ο υπολογισμός ξεκινά με την εύρεση της τιμής της θερμοκρασίας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου  $T_{\text{EGR\_out}}$  στην έξοδο του αντίστοιχου εναλλάκτη θερμότητας. Η θερμοκρασία  $T_{\text{EGR\_out}}$  βρίσκεται από το συνδυασμό της σχέσης 8.5 για τη θερμότητα  $\dot{Q}_{\text{EGR}}$ , που απορροφάται από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, και της σχέσης:

$$\dot{Q}_{EGR} = U_{EGR} A_{EGR} \Delta T_{lm,cf,EGR} \quad (8.29)$$

όπου  $U_{EGR}$  και  $\Delta T_{lm,cf,EGR}$  είναι ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας του εναλλάκτη θερμότητας του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου αντίστοιχα. Η ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας  $T_{EGR\_out}$  είναι:

$$T_{EGR\_out,min} = T_{wfin\_exp} + 10^{\circ}C \quad (8.30\alpha)$$

ενώ η μέγιστη τιμή της είναι:

$$T_{EGR\_out,max} = T_{EGR\_in} - 5^{\circ}C. \quad (8.30\beta)$$

Ο υπολογισμός της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου γίνεται από το ισοζύγιο θερμότητας στον εναλλάκτη του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, ως ακολούθως:

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{EGR} c_{pEGR} (T_{EGR\_in} - T_{EGR\_out})}{(h_{wfin\_exp} - h_{wf\_BEGR})} \quad (8.31)$$

Στη συνέχεια ο υπολογισμός ακολουθεί την πορεία, που έχει ήδη περιγραφεί. Η μόνη διαφοροποίηση είναι ότι ο εναλλάκτης θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου ενδέχεται να καλύπτει τμήμα της ατμοποίησης του εργαζόμενου μέσου, οπότε το κύριο ρεύμα καυσαερίου δεν υπερθερμαίνει το εργαζόμενο μέσο αλλά αναλαμβάνει το υπόλοιπο μέρος της ατμοποίησης του μέσου.

- **Ανάκτηση της Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου και του Αέρα Υπερπλήρωσης του Κινητήρα στην Έξοδο του Συμπιεστή:**

Όταν ο κύκλος Rankine αξιοποιεί και τμήμα της συναλασσόμενης θερμότητας στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα, τότε οι υπολογισμοί της προθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου τροποποιούνται και προσομοιώνεται η λειτουργία του καινούργιου εναλλάκτη θερμότητας του αέρα, που αποτελεί πλέον τμήμα του συστήματος Rankine. Οι τιμές της θερμοκρασίας του αέρα υπερπλήρωσης στην είσοδο του ψυγείου, οι οποίες δόθηκαν στον πίνακα 3-4 για τον «κινητήρα Β», είναι μικρότερες αρκετά από τις αντίστοιχες τιμές του κύριου και ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου. Έτσι, η διασφάλιση της μεταφοράς θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης στο εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine σε όλα τα σημεία λειτουργίας της εγκατάστασης επιτυγχάνεται με τη χρήση του ψυγείου αέρος για την προθέρμανση του μέσου μετά την έξοδο του από την αντλία. Συνεπώς, το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από την αντλία και εισάγεται απευθείας στον εναλλάκτη θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel, δηλαδή η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου είναι:

$$h_{wf\_BAC} = h_{wfout\_pump} \quad (8.32)$$

Το εργαζόμενο μέσο έχει την ίδια θερμοκρασία κατά την έξοδο του από τον εναλλάκτη θερμότητας του αέρα και την είσοδο του στον εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου. Έτσι,

το μοντέλο προσομοίωσης υπολογίζει τη θερμοκρασία του αέρα  $T_{AIR\_out}$  και τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου  $T_{wf\_BHEX}$  στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας του αέρα. Η ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας του αέρα  $T_{AIR\_out}$  είναι:

$$T_{AIR\_out,min} = T_{wf\_BHEX} + 10^{\circ}C \quad (8.33)$$

Οι τιμές των αγνώστων θερμοκρασιών  $T_{AIR\_out}$  και  $T_{wf\_BHEX}$  υπολογίζονται από την επίλυση του συστήματος των ακόλουθων εξισώσεων:

$$h_{wf\_BHEX} = h_{wf\_BAC} + \frac{\dot{m}_{AIR} C_{pAIR} (T_{AIR\_in} - T_{AIR\_out})}{\dot{m}_{wf}} \quad (8.34)$$

$$\dot{Q}_{AC} = U_{AC} A_{AC} \Delta T_{Im,cf,AC} \quad (8.35)$$

όπου  $U_{AC}$  και  $\Delta T_{Im,cf,AC}$  είναι ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας του ψυγείου του αέρα αντίστοιχα.

Μια άλλη διαφοροποίηση στην υπολογιστική διαδικασία είναι η περίπτωση ύπαρξης ανακομιστή θερμότητας για τη βελτίωση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine. Ο ανακομιστής θερμότητας χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου μόλις αυτό εξέλθει από την αντλία του συστήματος. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η ανακομιδή θερμότητας είναι εφικτή μόνο στη περίπτωση, που το εργαζόμενο μέσο μετά την εκτόνωση του βρίσκεται στην υπέρθερμη περιοχή. Επιπροσθέτως, για την επίτευξη της μετάδοσης θερμότητας, η θερμοκρασία  $T_{wfARECUP,VAP}$  του εργαζόμενου μέσου μετά τον ανακομιστή πρέπει να έχει ελάχιστη τιμή ίση με:

$$T_{wfARECUP,VAP,min} = T_{wfout\_pump} + 10^{\circ}C \quad (8.36)$$

Οι άγνωστες μεταβλητές είναι η θερμοκρασία  $T_{wfARECUP,VAP}$  του θερμού ρεύματος και η θερμοκρασία  $T_{wfARECUP,LIQ}$  του ψυχρού ρεύματος στην έξοδο του ανακομιστή θερμότητας. Η επίλυση του συστήματος των δυο ακόλουθων εξισώσεων οδηγεί στον υπολογισμό των αγνώστων  $T_{wfARECUP,VAP}$  και  $T_{wfARECUP,LIQ}$ .

$$h_{wfout\_exp} - h_{wfARECUP,VAP} = h_{wfARECUP,LIQ} - h_{wfout\_pump} \quad (8.37)$$

$$\dot{Q}_{RECUPERATOR} = U_{RECUPERATOR} A_{RECUPERATOR} \Delta T_{Im,cf,RECUPERATOR} \quad (8.38)$$

Στην περίπτωση συνύπαρξης εναλλάκτη θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης και ανακομιστή θερμότητας, οι παραπάνω υπολογισμοί διαφοροποιούνται ως προς την ακόλουθη συνθήκη:

$$h_{wf\_BAC} = h_{wfARECUP,LIQ} \quad (8.39)$$

Συνεπώς, το υγρό εργαζόμενο μέσο προθερμαίνεται αρχικά στον ανακομιστή θερμότητας και εισάγεται απευθείας στον εναλλάκτη θερμότητας του αέρα για περαιτέρω προθέρμανση.

Με το τέλος της προαναφερόμενης διαδικασίας είναι γνωστή η τιμή της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου και η μεταβολή της θερμοκρασίας του κύριου και



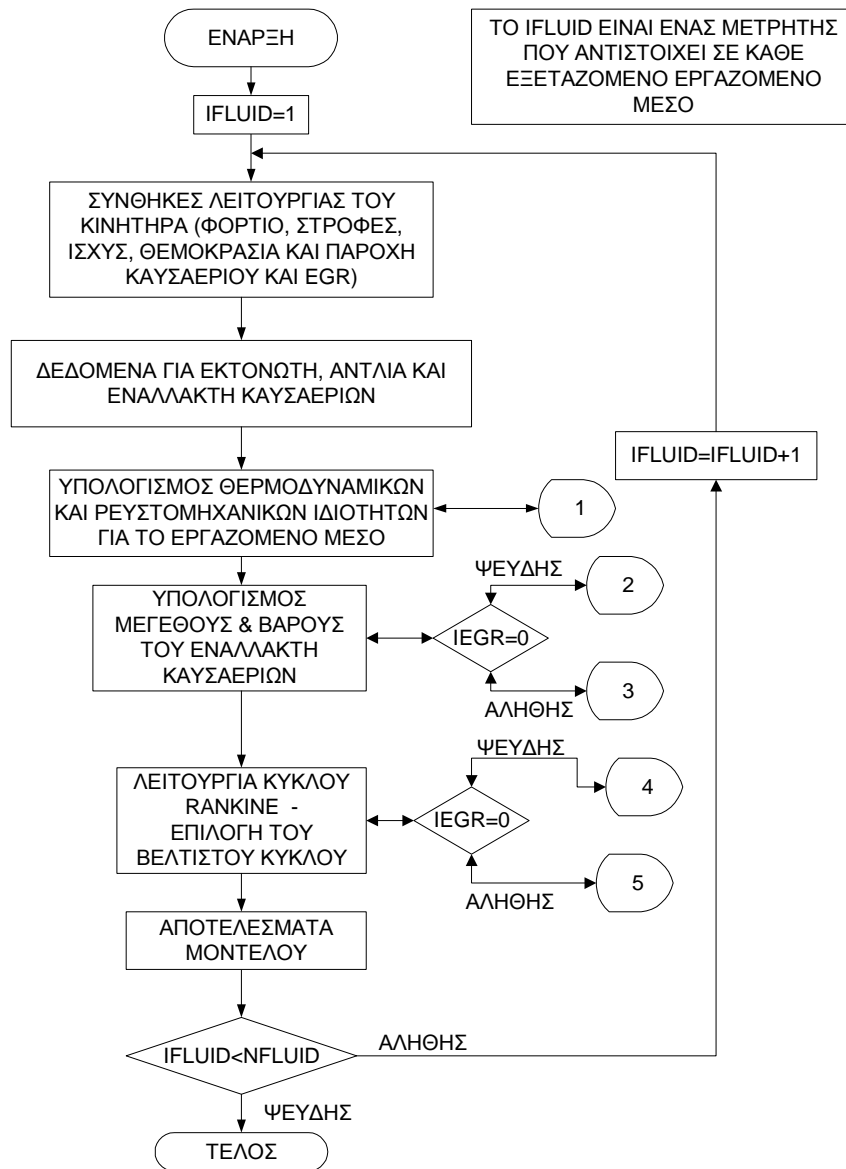
ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα στους αντίστοιχους εναλλάκτες θερμότητας. Σε κάθε τιμή της πίεσης  $P_H$  και της θερμοκρασίας  $T_{wfin\_exp}$  υπολογίζεται η «καθαρή» παραγόμενη ισχύς  $Power_{RC}$  του κύκλου Rankine από τη σχέση:

$$Power_{RC} = Power_{exp} - Power_{pump} = Eff_{RC} (\dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{EGR} + \dot{Q}_{AC}) \quad (8.40)$$

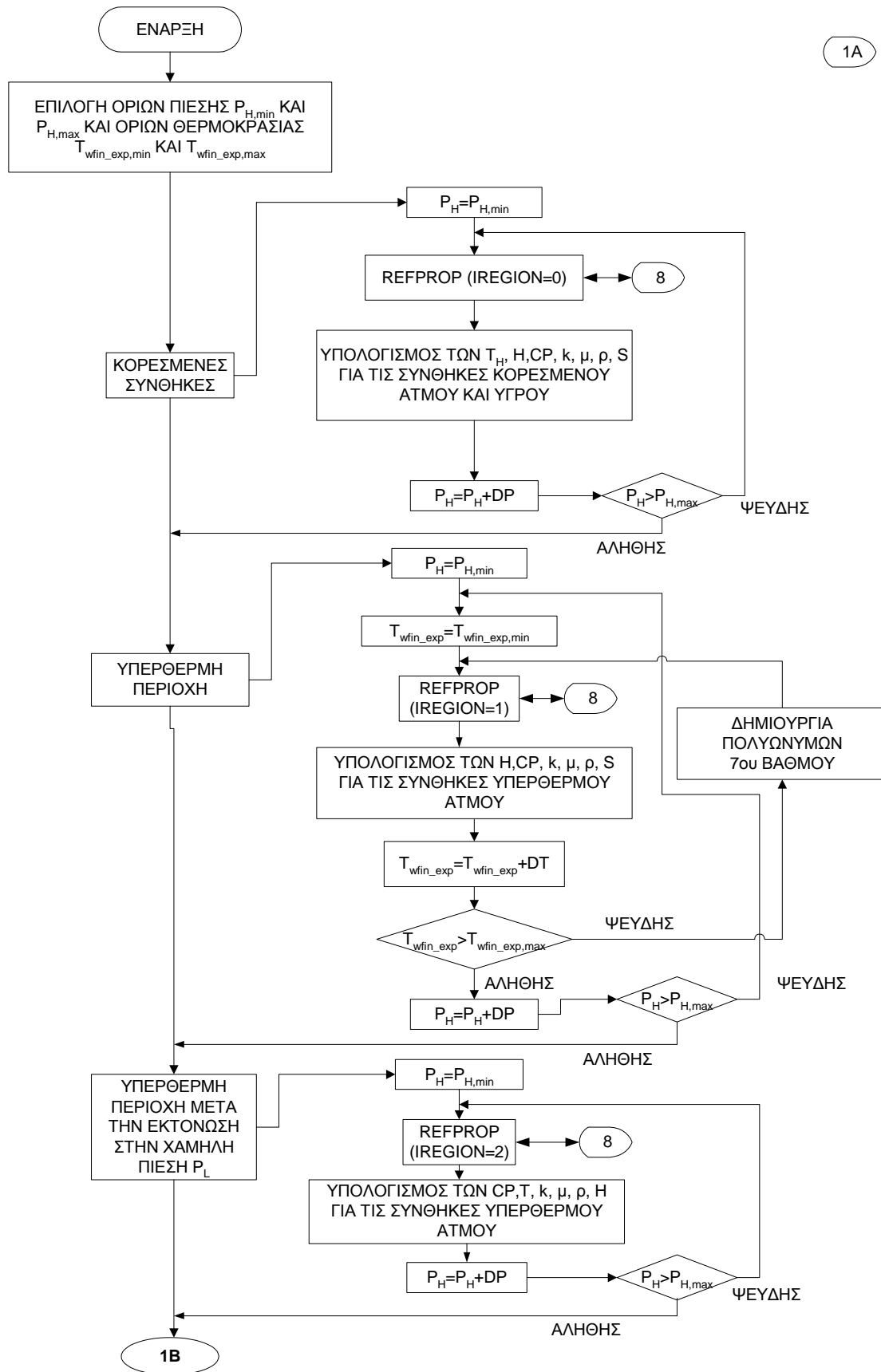
όπου η απαιτούμενη ισχύς  $Power_{pump}$  για την αντλία προέρχεται από την παραγόμενη ισχύ  $Power_{exp}$  στον εκτονωτή του κύκλου Rankine.

Όταν ολοκληρωθεί ο υπολογισμός σε όλες τις τιμές των παραμέτρων  $P_H$  και  $T_{wfin\_exp}$ , τότε κριτήριο επιλογής του βέλτιστου κύκλου Rankine είναι η μέγιστη παραγόμενη ισχύς  $Power_{RC}$  του κύκλου. Έτσι, το μοντέλο προσομοίωσης βρίσκει σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel το βέλτιστο κύκλο Rankine και τις αντίστοιχες παραμέτρους λειτουργίας. Στη συνέχεια εκτιμάται η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης και η συνολική ισχύς που παράγεται.

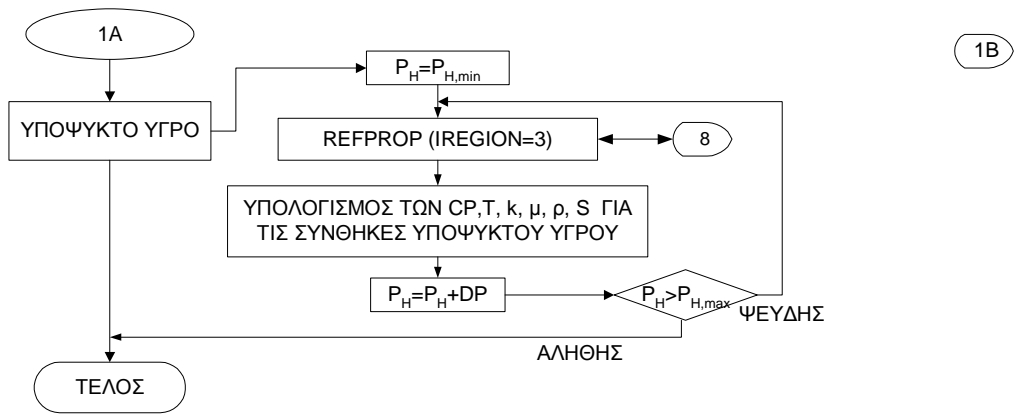
Τέλος, στα σχήματα 8-7 έως και 8-16 παρατίθενται τα διαγράμματα ροής του υπολογιστικού μοντέλου του κύκλου Rankine, που παρουσιάστηκε σε αυτό το κεφάλαιο. Όπως φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα, οι υπορουτίνες υπολογισμού των εναλλακτών θερμότητας και της προσομοίωσης της λειτουργίας του κύκλου Rankine χωρίζονται σε δυο ξεχωριστά τμήματα ανάλογα με το αν χρησιμοποιείται η θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Η διαδικασία προσομοίωσης των εναλλακτών θερμότητας δίνεται συνοπτικά στα ακόλουθα διαγράμματα ροής αλλά παρουσιάζεται αναλυτικά στο επόμενο κεφάλαιο.



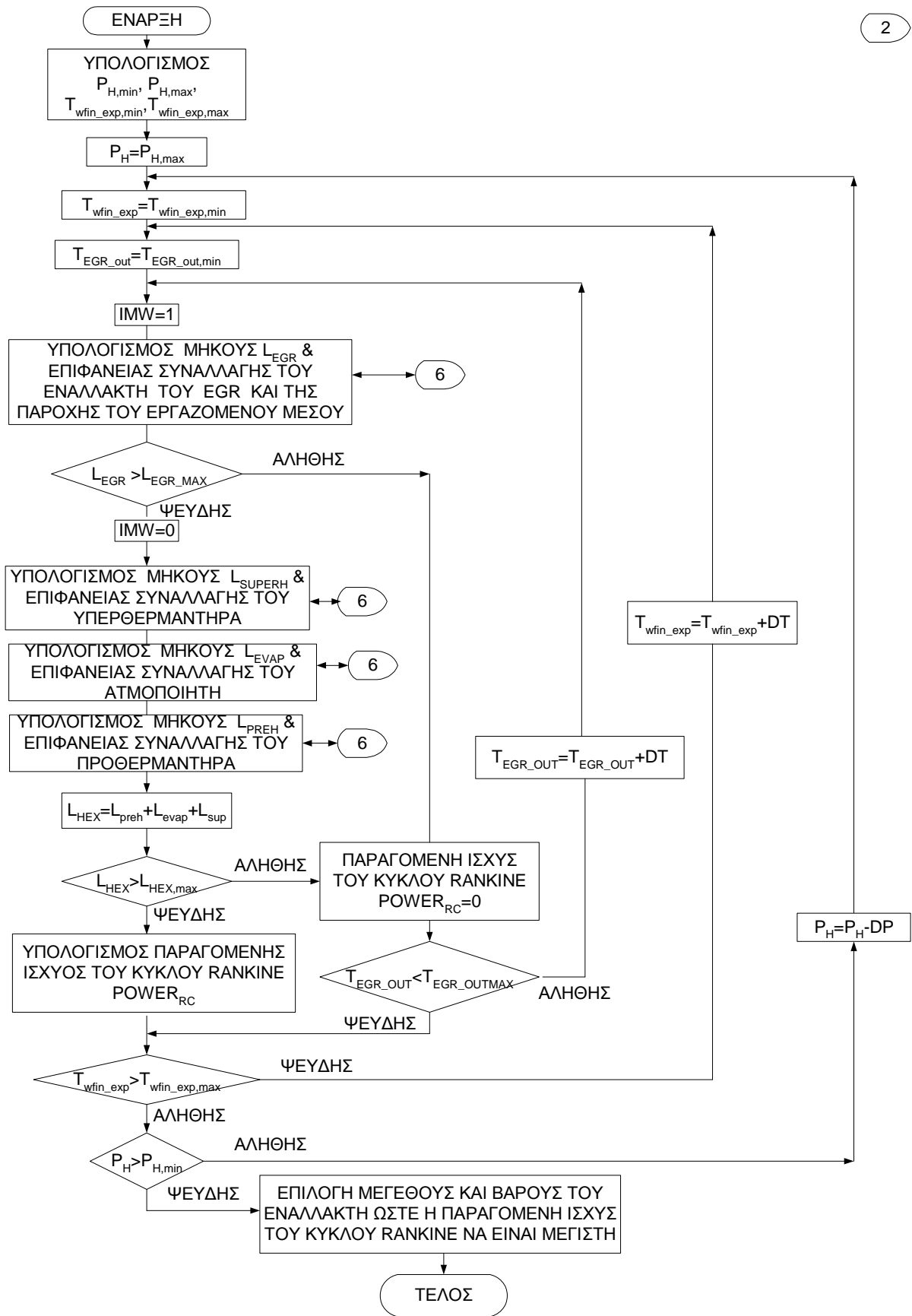
Σχήμα 8-7 Κύριο Διάγραμμα Ροής του Μοντέλου Προσομοίωσης.



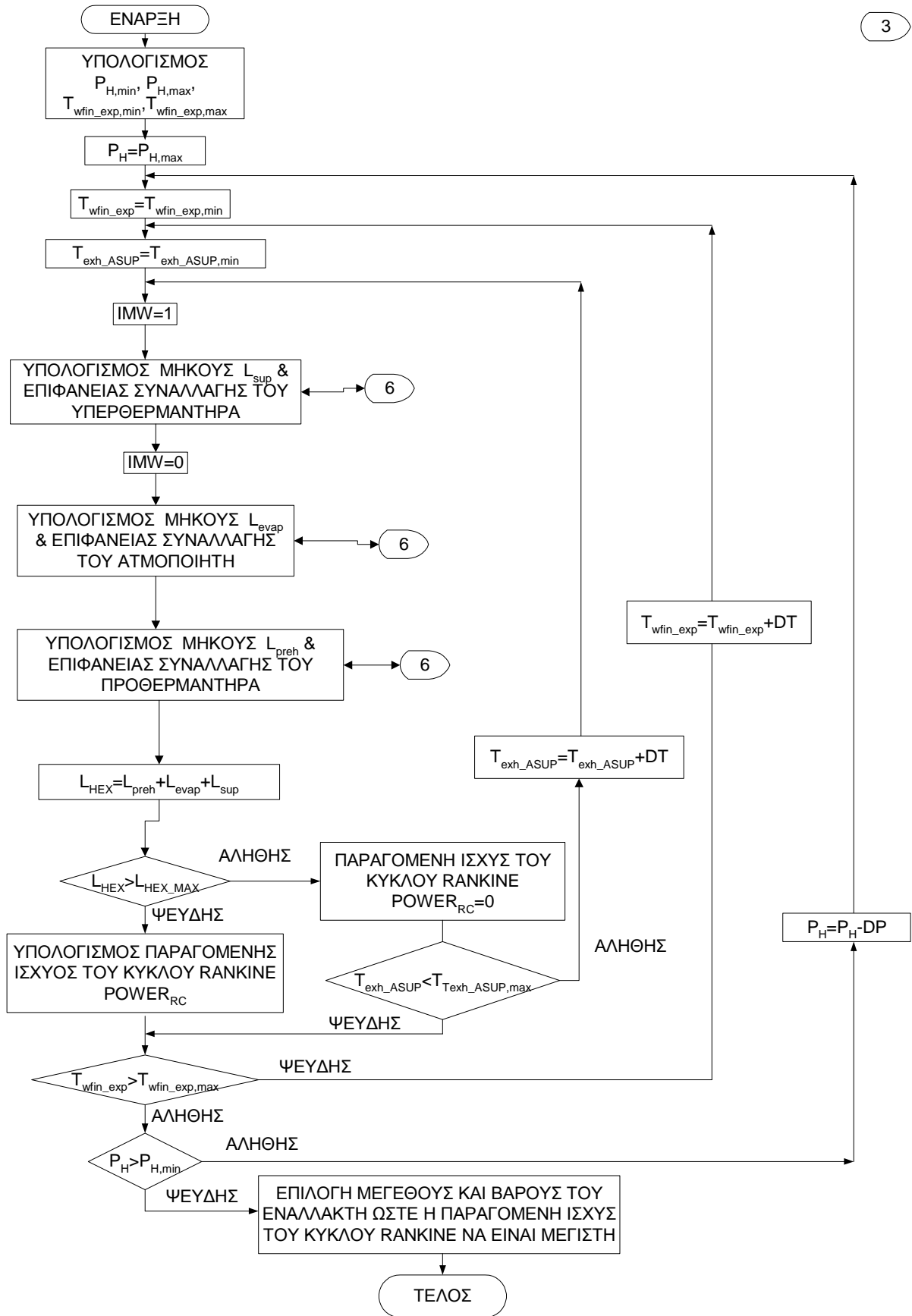
Σχήμα 8-8 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού Ιδιοτήτων του Μέσου.



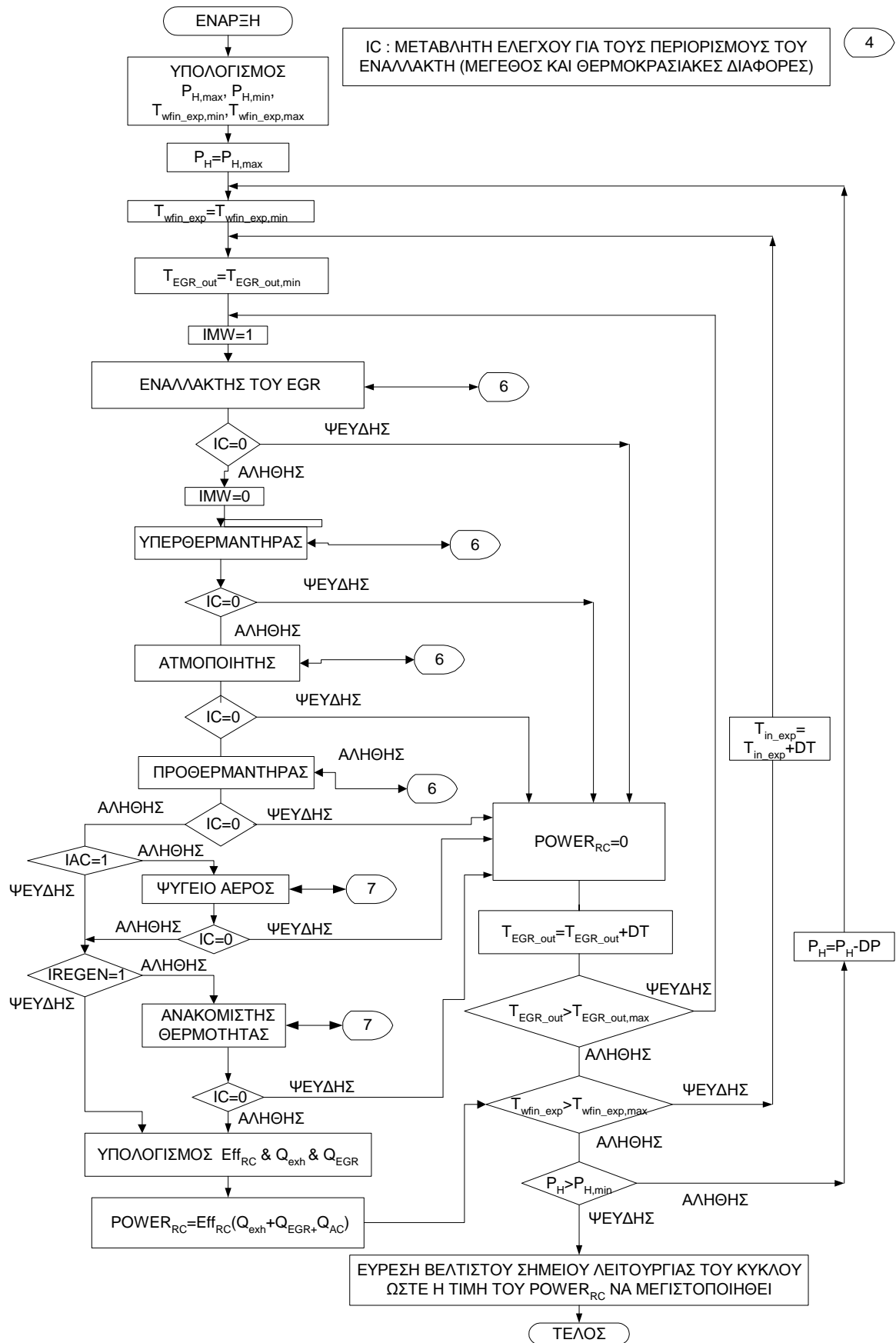
Σχήμα 8-9 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού Ιδιοτήτων του Μέσου.



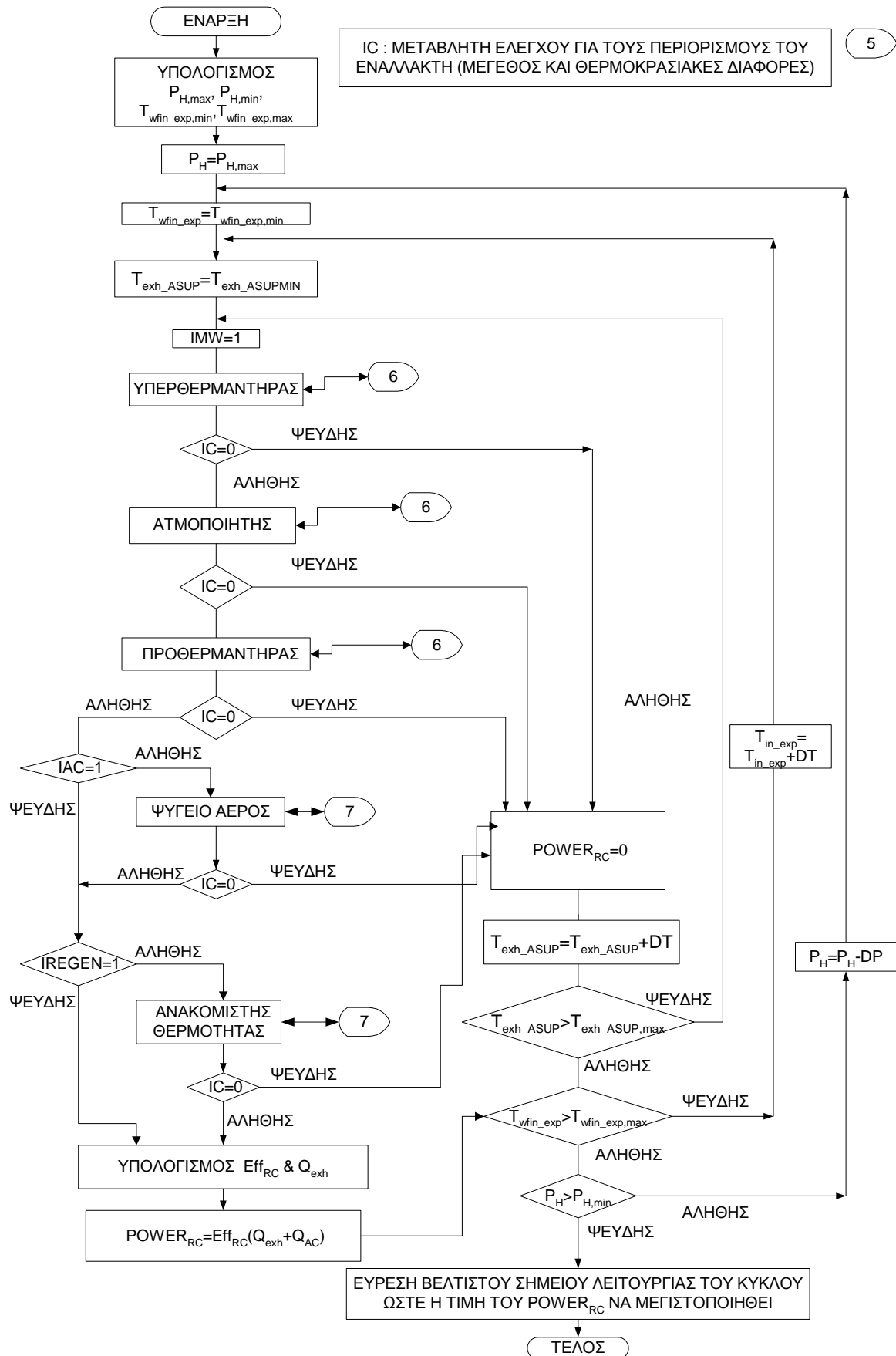
Σχήμα 8-10 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού του Εναλλάκτη Θερμότητας του Κύριου και του Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Κουσαερίου.



Σχήμα 8-11 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού του Εναλλάκτη Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου.

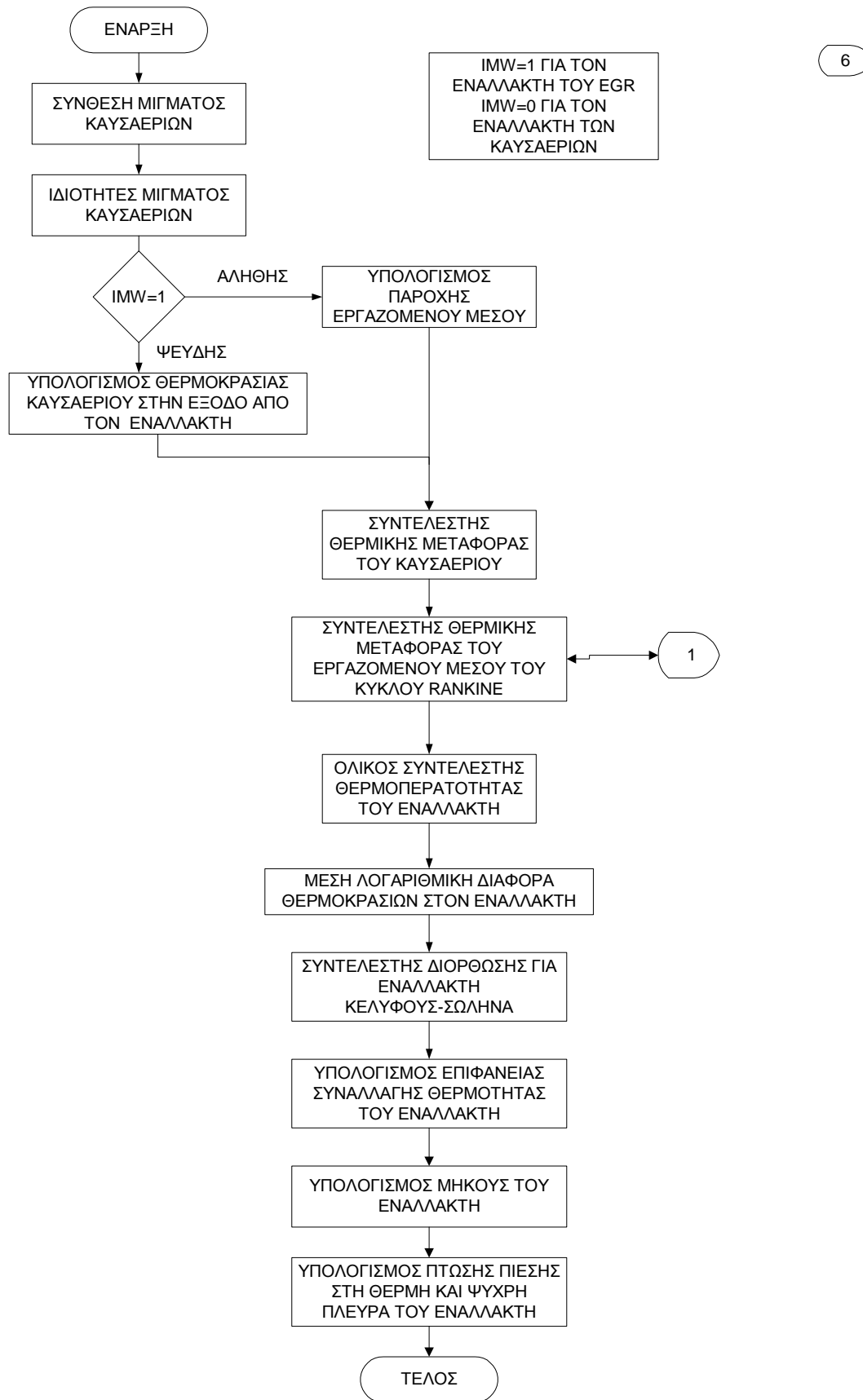


Σχήμα 8-12 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού του Συστήματος Rankine με Ανάκτηση Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.

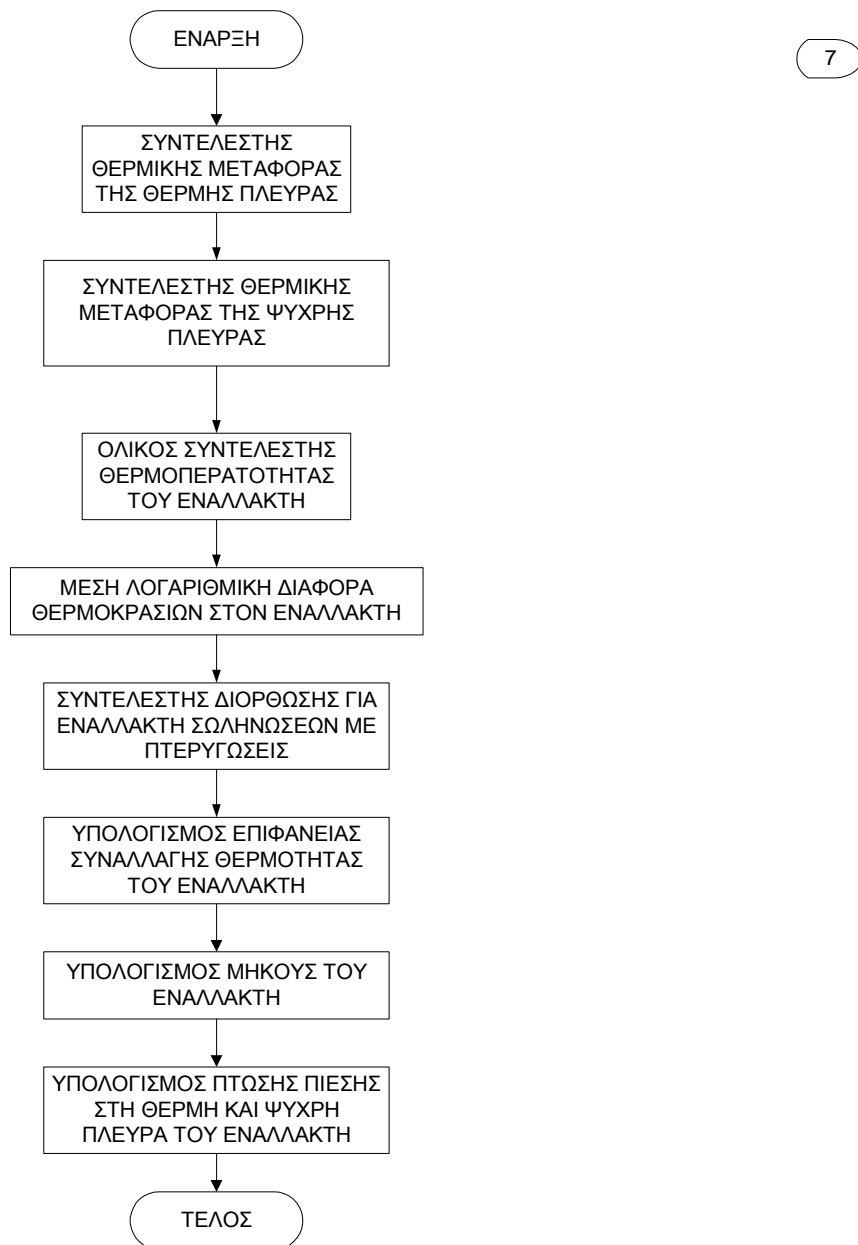


Σχήμα 8-13 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού του Συστήματος Rankine χωρίς Ανάκτηση Θερμότητας του EGR.

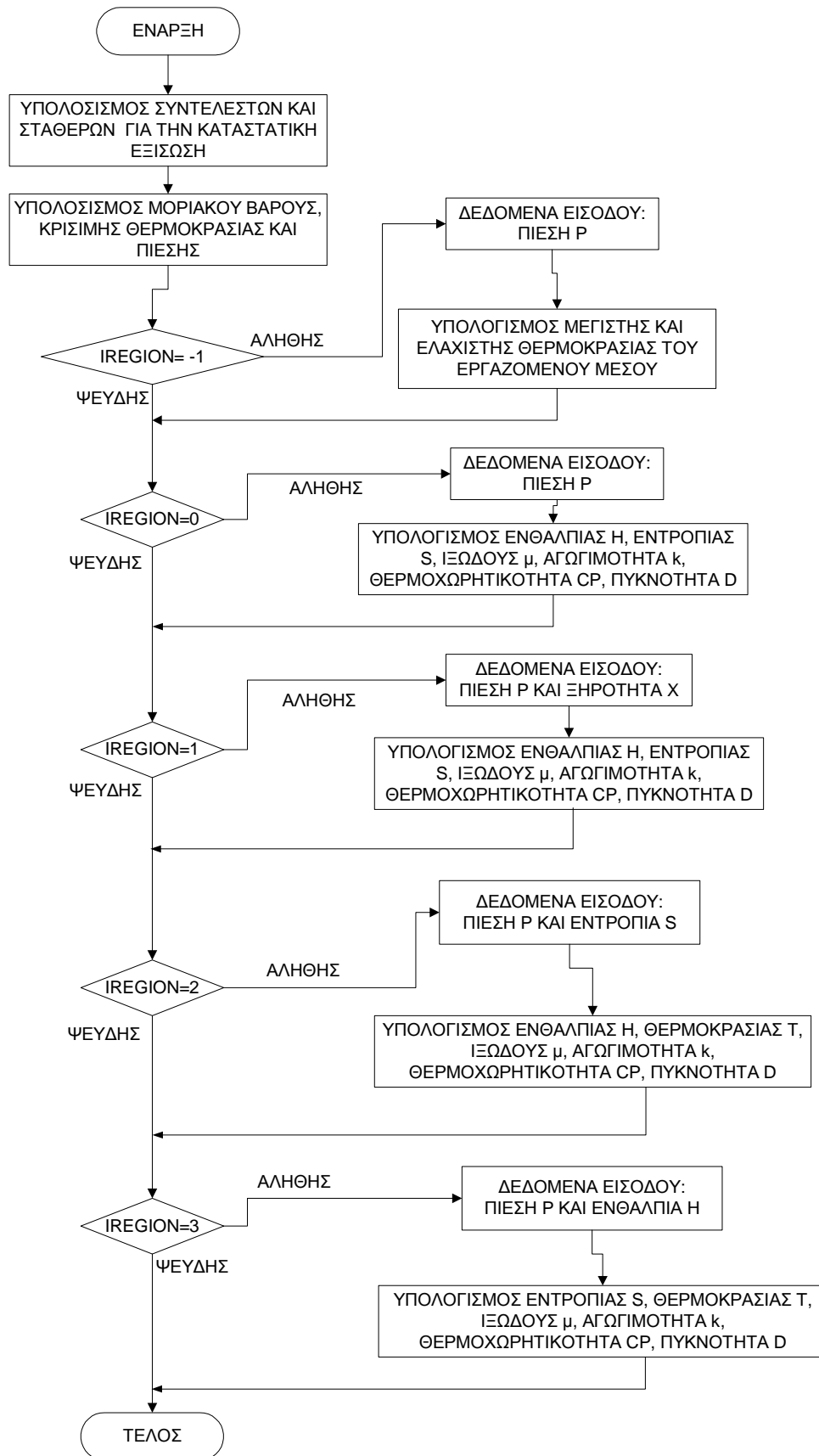




Σχήμα 8-14 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού του Εναλλάκτη Κελύφους-Σωλήνα.



Σχήμα 8-15 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας Υπολογισμού του Εναλλάκτη Σωληνώσεων με Πτερυγώσεις.



Σχήμα 8-16 Διάγραμμα Ροής της Υπορουτίνας της Ηλεκτρονικής Βιβλιοθήκης Refprop.

**Σύμβολα Κεφαλαίου 8:**

A	Επιφάνεια Συναλλαγής Θερμότητας	(m <sup>2</sup> )
c <sub>p</sub>	Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερή Πίεση	(J/kgK)
Eff	Βαθμός Απόδοσης	
h	Ενθαλπία	(J/kg)
$\dot{m}$	Παροχή Μάζας	(kg/s)
n	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης	(-)
P <sub>H</sub>	Υψηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
P <sub>L</sub>	Χαμηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
Power	Ισχύς	(W)
$\dot{Q}$	Θερμότητα	(W)
S	Εντροπία	(J/kgK)
T	Θερμοκρασία	(°C)
T <sub>H</sub>	Θερμοκρασία Ατμοποίησης του Εργαζόμενου Μέσου	(°C)
T <sub>L</sub>	Θερμοκρασία Συμπύκνωσης του Εργαζόμενου Μέσου	(°C)
U	Ολικός Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας Εναλλάκτη	(W/m <sup>2</sup> °C)

**Ελληνικά σύμβολα:**

$\Delta T_{lm,cf}$	Μέση Λογαριθμική Διαφορά Θερμοκρασίας	(°C)
$\rho$	Πυκνότητα	(kg/m <sup>3</sup> )

**Δείκτες:**

AC	Τμήμα του Ψυγείου του Αέρα Υπερπλήρωσης του Κινητήρα Diesel που Αξιοποιείται από το Σύστημα του Κύκλου Rankine.
AEVAP	Έξοδος από το τμήμα του Ατμοποιητή του Εναλλάκτη Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου.
AHEX	Έξοδος από τον Εναλλάκτη Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου.
AIR	Αέρας Υπερπλήρωσης του Κινητήρα Diesel
ARECUP	Έξοδος Εργαζόμενου Μέσου από τον Εναλλάκτη Θερμότητας του Ανακομιστή
ASUP	Έξοδος από το τμήμα του Υπερθερμαντήρα του Εναλλάκτη Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου
BAC	Είσοδος Εργαζόμενου Μέσου στον Εναλλάκτη Θερμότητας του Αέρα Υπερπλήρωσης του Κινητήρα Diesel
BEGR	Είσοδος Εργαζόμενου Μέσου στον Εναλλάκτη Θερμότητας του Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Καυσαερίου

BHEX	Είσοδος Εργαζόμενου Μέσου στον Εναλλάκτη Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου
condenser	Συμπυκνωτής
CR	Κρίσιμο Σημείο του Εργαζόμενου Μέσου του Κύκλου Rankine
EGR	Ρεύμα Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel
evap	Ατμοποιητής
exh	Ρεύμα Καυσαερίου Κινητήρα Diesel
exp	Εκτονωτής του Κύκλου Rankine
in	Είσοδος
is	Ισηντροπική Μεταβολή
LIQ	Υγρό
max	Μέγιστη Τιμή
min	Ελάχιστη Τιμή
out	Έξοδος
preh	Προθερμαντήρας
pump	Αντλία του Κύκλου Rankine
RC	Κύκλος Rankine
Recuperator	Ανακομιστής Κύκλου Rankine
Rejected	Αποβαλλόμενο
SAT_LIQ	Κορεσμένο Υγρό
SAT_VAP	Κορεσμένος Ατμός
sup	Υπερθερμαντήρας
tot	Συνολική Τιμή
VAP	Ατμός
wf	Εργαζόμενο Μέσο Κύκλου Rankine

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 8:**

1. **Leising, C.J., Purohit, G.P., DeGrey, S.P. and Finegold, J.G.**, “Waste heat recovery”, SAE Paper No. 780686, 1978.
2. **Di Nanno, L.R., Di Bella, F.A. and Koplow, M.D.**, “An RC-1 organic Rankine bottoming cycle for an adiabatic diesel engine”, Thermoelectron Corp., Master Thesis, Waltham, MA, USA, 1983.
3. **Dibella, F.A., Di Nanno, L.R. and Koplow, M.D.**, “Laboratory and on-highway testing of diesel organic Rankine compound long-haul vehicle engine”, SAE Paper No.830122, 1983.
4. **Doyle, E., Di Nanno, L. and Kramer, S.**, “Installation of a diesel-organic Rankine compound engine in a class 8 truck for a single-vehicle test”, SAE Paper No.790646, 1979.
5. **Parimal, P.S. and Doyle, E.F.**, “Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine cycle system”, SAE Paper No. 760343, 1976.
6. **Sekar, R. and Cole, R.L.**, “Integrated Rankine Bottoming Cycle for Diesel Truck Engines, Argonne National Laboratory”, Master Thesis, 1987.
7. **Hountalas, D.T., Katsanos, C.O., Rogdakis, E.D., Kouremenos D.**, “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications”, International Journal of Alternative Propulsion, 2006, In Press.
8. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines”, SAE Paper No.010537, 2007.
9. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Working Fluids for WHR-ORC”, SAE Paper No.010543, 2007.
10. **Teng Ho, Regner G. and Cowland Ch.**, “A Quantum Leap for Heavy-Duty Truck Engine Efficiency-Hybrid Power System of Diesel and WHR-ORC Engines”, AVL Powertrain Engineering, Inc., The 12<sup>th</sup> Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research Conference, August 2006 Detroit Michigan.
11. **Hung TC, Shai TY, Wang SK.**, “A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat”. Energy 1997;22(7):661–7.
12. **Angelino, G., Colonna, P.**, “Organic Rankine Cycles (ORCs) for Energy Recovery from Molten Carbonate Fuel Cells”, 35th Intersociety Energy Conversion Engineering, Nevada, 24-28 July 2000, **AIAA-2000-3052**
13. **Takahisa Yamamoto, Tomohiko Furuhashi, Norio Arai, Koichi Mori**, “Design and testing of the Organic Rankine Cycle”, Energy 26 (2001) 239–251

14. **Bo-TauLiu, Kuo-Hsiang Chien, Chi-Chuan Wang**, “Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery”, *Energy* 29 (2004) 1207–1217
15. **Sonntag, R.E., Borgnakke, C. and Van Wylen, G.J.**, “Fundamentals of Thermodynamics”, John Wiley & Sons, 2002, 6<sup>th</sup> ed.
16. **Κουρεμένος, Δ.Α.**, “Σημειώσεις Θερμοδυναμικής Ι”, ΕΜΠ, Αθήνα 1982.
17. **Kays, W. M. and London, A.L.**, “Compact Heat Exchangers”, McGraw-Hill, New York, 2nd Edition, 1964.
18. **Sadik Kakaç and Hongtan Liu**, “Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design”, CRC Press, 2002.
19. **Linnhoff, B. and R. Turner**, “Chemical Engineering” , November 2, 1981, p. 56-70.
20. **Linnhoff, B. et al**, “User's Guide to Energy Integration”, Institution of Chemical Engineers, 1982.
21. **Tsvetkov O.B., Laptev Y.A.**, “Thermophysical aspects of environmental problems of modern refrigerating engineering”, Materials of the X Russian conference on thermophysical properties of substances, pp. 54-57, 2002.
22. **Comfort Company**, “Refrigerants”, <http://www.comfort.uk.com/refrigerants.htm> .
23. **Colonna P., Van der Stelt T.P.**, “FluidProp: a program for the estimation of thermo physical properties of fluids”, Energy Technology Section, Delft University of Technology, The Netherlands ([www.FluidProp.com](http://www.FluidProp.com)), 2004.
24. **Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O.**, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP”, Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2007.
25. **Heywood J.B.**, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, New York, 1988.

## Κεφάλαιο 9

# Προσομοίωση των Εναλλακτών Θερμότητας του Συστήματος Rankine

### 9.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό συνεχίζεται η παρουσίαση του μοντέλου προσομοίωσης του κύκλου Rankine με την περιγραφή της υπολογιστικής διαδικασίας, που ακολουθείται για τους εναλλάκτες θερμότητας του συστήματος. Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν τα ογκωδέστερα εξαρτήματα του συστήματος Rankine καθορίζοντας έτσι τις διαστάσεις της εγκατάστασης. Επιπροσθέτως, ο μηχανισμός μετάδοσης θερμότητας στους εναλλάκτες του συστήματος Rankine επηρεάζει άμεσα τη λειτουργία του. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, το σύστημα του κύκλου Rankine, στην πιο περίπλοκη εκδοχή του, μπορεί να περιλαμβάνει έως πέντε διαφορετικούς εναλλάκτες θερμότητας [1-3]. Συγκεκριμένα, απαιτούνται δυο ξεχωριστοί εναλλάκτες για την ανάκτηση της θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου. Ένας τρίτος εναλλάκτης είναι απαραίτητος για την απόσπαση θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα. Δυο εναλλάκτες θερμότητας χρειάζονται για το συμπυκνωτή και τον ανακομιστή θερμότητας αντίστοιχα. Στη συνέχεια αναλύονται οι τύποι των εναλλακτών θερμότητας, που χρησιμοποιούνται για την προσομοίωση της λειτουργίας του κύκλου Rankine.

### 9.2 Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίων Τύπου Κελύφους-Σωλήνα (Shell and Tube)

Στην εξεταζόμενη εφαρμογή του συστήματος του κύκλου Rankine, χρησιμοποιούνται εναλλάκτες θερμότητας για την απόσπαση τμήματος της θερμικής ενέργειας του κύριου ρεύματος καυσαερίου, που εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή και κατευθύνεται στο περιβάλλον, καθώς και της θερμικής ενέργειας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Στην παρούσα ανάλυση γίνεται η παραδοχή ότι το είδος αυτών των εναλλακτών θερμότητας αντιστοιχεί στον τύπο κέλυφος-σωλήνα (shell and tube) [4-6].

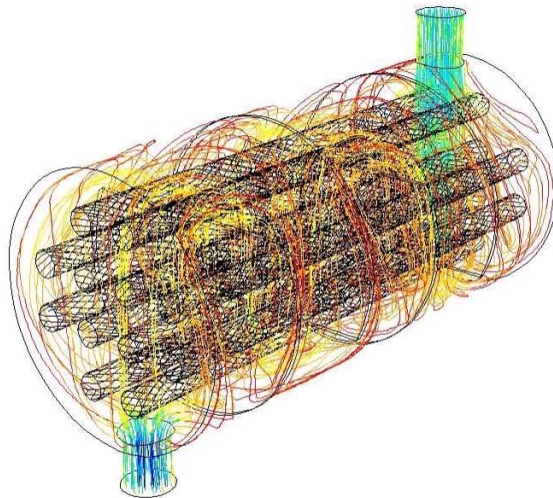
Η επιλογή αυτού του τύπου εναλλακτών θερμότητας βασίζεται στο γεγονός ότι προσφέρουν μεγάλους σχετικά λόγους επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας ως προς τον όγκο και το βάρος τους [4,5]. Το είδος αυτών των εναλλακτών είναι ευρέως διαδεδομένο σε διάφορες βιομηχανικές, θερμικές, γεωθερμικές και ενεργειακές εφαρμογές, όπως γεννήτριες



ατμού κλπ. [4]. Οι εναλλάκτες αυτοί θεωρούνται φτηνοί και παρουσιάζουν σχετική ευκολία στον καθαρισμό τους από τη ρύπανση [4].

Επιπροσθέτως, ο τύπος εναλλάκτη κέλυφος-σωλήνα θεωρείται αξιόπιστος για υψηλές πιέσεις και μεγάλες διαφορές πιέσεων ανάμεσα στα ρεύματα, που συναλλάσσουν θερμότητα. Στο σχήμα 9-1 απεικονίζεται ένας εναλλάκτης θερμότητας αυτού του τύπου. Στο ίδιο σχήμα φαίνεται η ροή του θερμού ρεύματος, που διαρρέει τον εναλλάκτη έξω από τις σωληνώσεις, και του ψυχρού ρεύματος εντός των σωληνώσεων. Τα βασικότερα τμήματα αυτού του τύπου εναλλάκτη θερμότητας [4] είναι τα εξής:

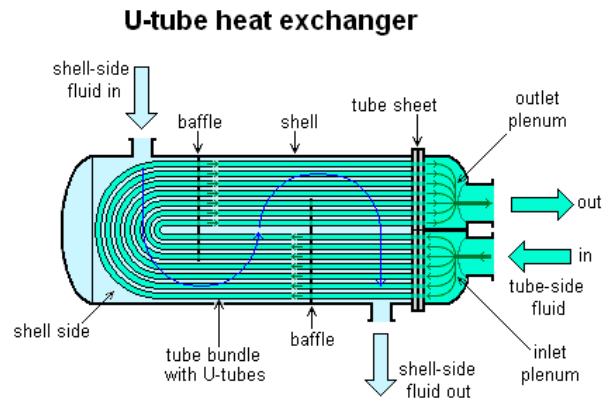
- Η δέσμη των σωλήνων, που τοποθετούνται στο εσωτερικό του κελύφους του εναλλάκτη και εγκαθίστανται παράλληλα ως προς τον άξονα αυτού.
- Το κέλυφος του εναλλάκτη.
- Η μπροστινή και πίσω κεφαλή του εναλλάκτη.
- Τα διαφράγματα, που τοποθετούνται στο εσωτερικό του εναλλάκτη θερμότητας για να κατευθύνουν τη ροή του θερμού ρευστού. Σκοπός είναι η καλύτερη μετάδοση θερμότητας στο ψυχρό ρευστό, που διαρρέει τις σωληνώσεις. Έτσι, το θερμό ρευστό κινείται εγκάρσια αλλά και κατά μήκος του άξονα του εναλλάκτη.



*Σχήμα 9-1 Τυπική Απεικόνιση Εναλλάκτη Κausσαερίων τύπου Κελύφους-Σωλήνα (Shell and Tube)*

Ο εναλλάκτης θερμότητας του καυσαερίου, που χρησιμοποιείται στην παρούσα διερεύνηση, περιέχει σωληνώσεις με διπλό πέρασμα από το εσωτερικό του. Συγκεκριμένα, ο εναλλάκτης θερμότητας είναι διπλής διαδρομής για το ψυχρό μέσο και αποτελείται από σωληνώσεις τύπου U. Το διπλό πέρασμα των σωληνώσεων μειώνει το μήκος του εναλλάκτη. Στο σχήμα 9-2 παρέχεται μια πιο λεπτομερής απεικόνιση της ροής του ψυχρού και του

θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη θερμότητας με σωληνώσεις τύπου U, καθώς και των σημείων εισόδου και εξόδου των δυο ρευμάτων.

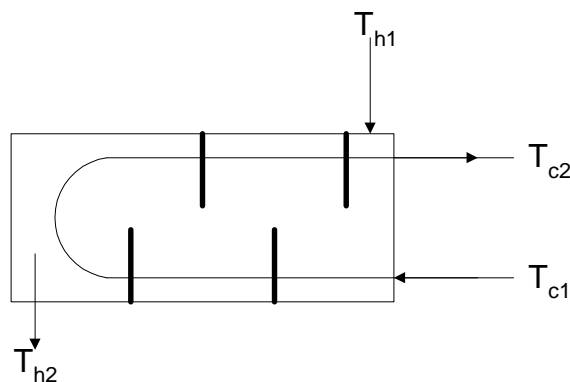


*Σχήμα 9-2 Εναλλάκτης Καυσαερίων τύπου Κελύφους-Σωλήνα (Shell and Tube) με Σωληνώσεις τύπου U.*

Οι εναλλάκτες θερμότητας τύπου κελύφους σωλήνα, που περιλαμβάνονται στο σύστημα Rankine, είναι αντιρροής. Η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά  $\Delta T_{lm,cf}$  για εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής [4-6] είναι:

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)} \quad (9.1)$$

όπου  $T_{c1}$  και  $T_{c2}$  είναι οι τιμές της θερμοκρασίας του ψυχρού ρευστού στην είσοδο και στην έξοδο αντίστοιχα, ενώ  $T_{h1}$  και  $T_{h2}$  είναι οι τιμές της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού στην είσοδο και στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας αντίστοιχα. Στο σχήμα 9-3 [6] φαίνεται η κατεύθυνση του ψυχρού και του θερμού ρεύματος στον εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής.



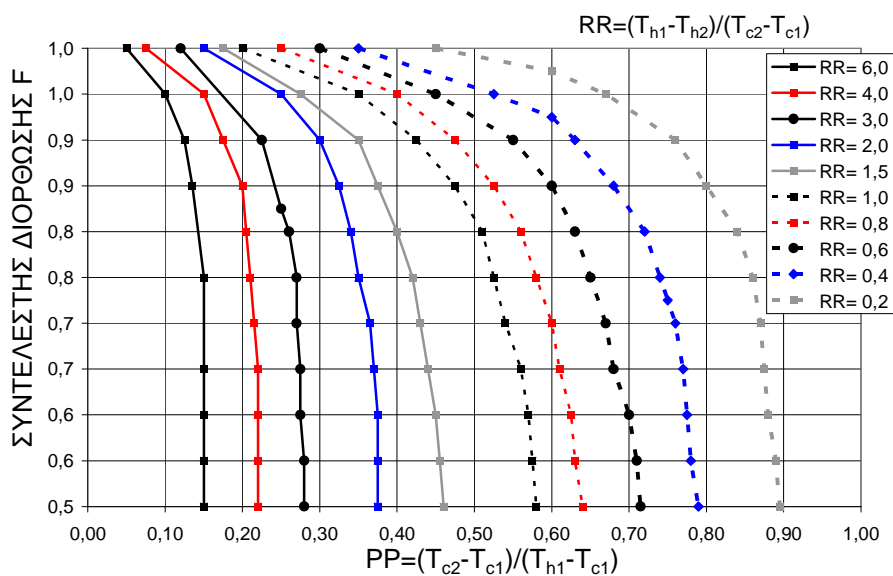
*Σχήμα 9-3 Απεικόνιση Θερμού και Ψυχρού Ρεύματος στον Εναλλάκτη Θερμότητας Αντιρροής.*

Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση [4-6]:

$$A_0 = \frac{\dot{Q}}{U_0 \Delta T_m} = \frac{\dot{Q}}{U_0 F \Delta T_{lm,cf}} \quad (9.2)$$

όπου Q είναι το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται, F είναι ο συντελεστής διόρθωσης για τον υπολογισμό της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς και  $U_0$  είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.

Για τον υπολογισμό της πραγματικής τιμής της μέσης λογαριθμικής διαφοράς στον εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής έχουν αναπτυχθεί αντίστοιχες αλγεβρικές εκφράσεις για το συντελεστή διόρθωσης F. Τα δεδομένα, που απαιτούνται για τον υπολογισμό του συντελεστή F, απεικονίζονται στο γράφημα του σχήματος 9-4 [6].



Σχήμα 9-4 Συντελεστής Διόρθωσης για τον Υπολογισμό της Μέσης Λογαριθμικής Διαφοράς των Θερμοκρασιών σε Εναλλάκτη Θερμότητας Αντιρροής.

Ο συντελεστής διόρθωσης F είναι συνάρτηση του αδιάστατου λόγου PP της απόδοσης της θερμοκρασίας του ψυχρού ρεύματος στον εναλλάκτη θερμότητας προς την αντίστοιχη διαφορά θερμοκρασιών θερμού και ψυχρού ρεύματος στην είσοδο του εναλλάκτη. Η παράμετρος, που καθορίζει τη μεταβολή του συντελεστή διόρθωσης F με τον αδιάστατο λόγο PP, είναι η αδιάστατη παράμετρος RR. Η παράμετρος RR είναι ο λόγος της θερμοκρασιακής πτώσης του θερμού ρεύματος προς την αντίστοιχη θερμοκρασιακή άνοδο του ψυχρού ρεύματος. Συγκεκριμένα, οι αδιάστατοι λόγοι PP και RR των θερμοκρασιών διατυπώνονται ως εξής [6] :

$$PP = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (9.3a)$$

$$RR = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (9.3\beta)$$

Για την ενσωμάτωση των παραπάνω συσχετίσεων του συντελεστή διόρθωσης F στο μοντέλο προσομοίωσης, αναπτύσσονται πολυώνυμα 4<sup>ου</sup> βαθμού για τη μεταβολή του αδιάστατου αριθμού PP συναρτήσει του συντελεστή F. Το υπολογιστικό μοντέλο εκτιμά κάθε φορά την τιμή του F για το σημείο με τετμημένη την τιμή του λόγου PP, το οποίο βρίσκεται στην ισοϋψή καμπύλη, που αντιστοιχεί στην τιμή του λόγου RR.

Στην περίπτωση που η θερμοκρασιακή διαφορά ενός από τα ρευστά της ψυχρής ή της θερμής πλευράς είναι αμελητέα, δηλαδή η παράμετρος PP ή η παράμετρος RR μηδενίζεται, τότε ο συντελεστής διόρθωσης F ισούται με 1. Επιπροσθέτως, στην περίπτωση που ένα από τα δυο ρευστά υφίσταται αλλαγή φάσης εντός του εναλλάκτη θερμότητας, τότε ο συντελεστής διόρθωσης F αποκτά μοναδιαία τιμή.

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $U_o$  υπολογίζεται από τους μεμονωμένους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας  $H_o$  και  $H_i$  της εξωτερικής και της εσωτερικής πλευράς των σωληνώσεων αντίστοιχα, σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση [4-6]:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{H_i} + R_{fi} + A_o R_{ws} + R_{fo} + \frac{1}{H_o} \quad (9.4)$$

όπου  $A_o$  είναι η εξωτερική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας,  $R_{ws}$  είναι η θερμική αντίσταση των τοιχωμάτων των σωληνώσεων, ενώ  $R_{fi}$  και  $R_{fo}$  είναι οι πρόσθετες θερμικές αντιστάσεις λόγω πιθανής ρύπανσης (fouling) του εναλλάκτη θερμότητας στην εσωτερική και στην εξωτερική πλευρά του αντίστοιχα. Στην παρούσα διδακτορική διατριβή η ρύπανση του εναλλάκτη θερμότητας δεν λαμβάνεται υπόψη στον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.

Ο συνολικός αριθμός των σωλήνων  $N_t$ , που χρησιμοποιούνται στον εναλλάκτη θερμότητας, μπορεί να εκτιμηθεί με ικανοποιητική προσέγγιση σαν συνάρτηση της διαμέτρου  $D_s$  του κελύφους του θεωρώντας ότι αυτό είναι κυκλικό και διαιρώντας με την μετωπική επιφάνεια  $A_1$  της διάταξης των σωληνώσεων, όπως δίνεται ακολούθως [4]:

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4A_1} \quad (9.5)$$

Ο αδιάστατος αριθμός CTP είναι η σταθερά υπολογισμού των σωληνώσεων, που αντιστοιχεί στην μερική μόνο κάλυψη της διαμέτρου του κελύφους από σωλήνες λόγω των αναγκαίων ανοχών ανάμεσα στο κέλυφος και την εξωτερική διάμετρο των σωλήνων, καθώς και των πολλαπλών οδεύσεων (διαδρομών) των σωλήνων. Οι προτεινόμενες τιμές για τη σταθερά υπολογισμού CTP [4] είναι:

- CTP=0.93 , για σωληνώσεις μονής διαδρομής.
- CTP=0.90 , για σωληνώσεις διπλής διαδρομής.

- CTP=0.85 , για σωληνώσεις τριπλής διαδρομής.

Η επιφάνεια  $A_1$ , που αντιστοιχεί σε κάθε σωλήνα, δίνεται από τη σχέση [4]:

$$A_1 = (CL)P_T^2 \quad (9.6)$$

όπου το CL αντιστοιχεί στη σταθερά διάταξης των σωληνώσεων και έχει τιμές [4]:

- CL=1.0 για τη διάταξη των 90° και 45°.
- CL=0.87 για τη διάταξη των 30° και 60°.

Ο συνολικός αριθμός των σωλήνων  $N_t$  υπολογίζεται από το λόγο PR του βήματος της σωληνώσεως μέσω της ακόλουθης σχέσης [4]:

$$N_t = 0.785 \left( \frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_s^2}{(PR)^2 D_0^2} \quad (9.7)$$

Ο λόγος PR ισούται με το λόγο της απόστασης  $P_T$  μεταξύ δυο διαδοχικών σωλήνων προς την εξωτερική διάμετρο  $D_0$  του σωλήνα, δηλαδή  $PR=P_T/D_0$ .

Συνδυάζοντας τις σχέσεις 9.5, 9.6 και 9.7 προκύπτει η ακόλουθη εναλλακτική έκφραση για τη διάμετρο του κελύφους του εναλλάκτη θερμότητας [4]:

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \left[ \frac{A_0 (PR)^2 D_0}{L} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9.8)$$

Ο υπολογισμός της εξωτερικής επιφάνειας  $A_0$  για τη συναλλαγή θερμότητας των σωληνώσεων στηρίζεται στην ακόλουθη σχέση [4]:

$$A_0 = \pi D_0 N_t L \quad (9.9)$$

όπου L είναι το μήκος των σωληνώσεων.

### 9.2.1 Υπολογισμός του Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $H_0$  της πλευράς του κελύφους δίνεται από την ακόλουθη συσχέτιση του Mc Adams [4, 5]:

$$\frac{H_0 D_e}{k_h} = 0.36 Re_s^{0.55} \left( \frac{c_{ph} \mu_h}{k_h} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_h}{\mu_{ws}} \right)^{0.14} \quad (9.10\alpha)$$

για την περίπτωση, που ο αριθμός Reynolds  $Re_s$  έχει τιμές :

$$2 \times 10^3 < Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu_h} < 1 \times 10^6 \quad (9.10\beta)$$

όπου  $D_e$  η ισοδύναμη διάμετρος και  $G_s$  η παροχή μάζας ανά μονάδα επιφάνειας στην πλευρά του κελύφους.

Η ειδική θερμοχωρητικότητα  $c_{ph}$  υπό σταθερή πίεση, η συνεκτικότητα  $\mu_h$  και η θερμική αγωγιμότητα  $k_h$  υπολογίζονται συναρτήσει της μέσης τιμής  $T_h$  της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού:  $T_h = \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2}$ , όπου  $T_{h1}$  και  $T_{h2}$  είναι οι τιμές της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού στην είσοδο και την έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας αντίστοιχα. Το μέγεθος « $\mu_{ws}$ » είναι η συνεκτικότητα του θερμού ρευστού ως προς τη μέση θερμοκρασία  $T_{ws}$  του τοιχώματος, που διαχωρίζει τη θερμή από τη ψυχρή πλευρά του εναλλάκτη. Η μέση θερμοκρασία  $T_{ws}$  είναι το ημίαθροισμα των μέσων τιμών της θερμοκρασίας στην ψυχρή και στη θερμή πλευρά του εναλλάκτη, δηλαδή:

$$T_{ws} = \frac{\frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} + \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2}}{2} \quad (9.11)$$

όπου  $T_{c1}$  και  $T_{c2}$  είναι οι τιμές της θερμοκρασίας του ψυχρού ρευστού στην είσοδο και στην έξοδο του εναλλάκτη αντίστοιχα.

Η ισοδύναμη διάμετρος του κελύφους ισούται με το τετραπλάσιο της καθαρής επιφάνειας ροής διαιρούμενης με την «υγρή» περίμετρο:

$$D_e = \frac{4 \times \text{καθαρή επιφάνεια ροής}}{\text{υγρή περίμετρος}} \quad (9.12)$$

Η τετραγωνική διάταξη σωληνώσεων και οι αντίστοιχες απαραίτητες γεωμετρικές διαστάσεις απεικονίζονται στο σχήμα 9-5. Σε αυτή την περίπτωση η ισοδύναμη διάμετρος υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση [4]:

$$D_e = \frac{4 \left( P_T^2 - \frac{\pi D_0^2}{4} \right)}{\pi D_0} \quad (9.13\alpha)$$

Στο σχήμα 9-6 δίνεται η τριγωνική διάταξη σωληνώσεων, όπου η ισοδύναμη διάμετρος εκτιμάται από τον τύπο [4]:

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi D_0^2}{8} \right)}{\frac{\pi D_0}{2}} \quad (9.13\beta)$$

Στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής, οι εναλλάκτες θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου θεωρείται ότι διαθέτουν σωληνώσεις τοποθετημένες σε τετραγωνική διάταξη.

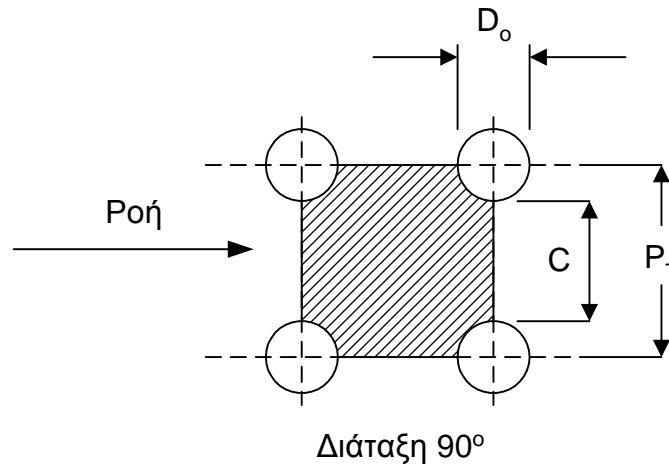
Η παροχή μάζας του θερμού ρευστού στην πλευρά του κελύφους ανά μονάδα επιφάνειας υπολογίζεται από την παροχή μάζας  $\dot{m}_h$  του θερμού ρευστού σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση:

$$G_s = \frac{\dot{m}_h}{A_s} \quad (9.14)$$

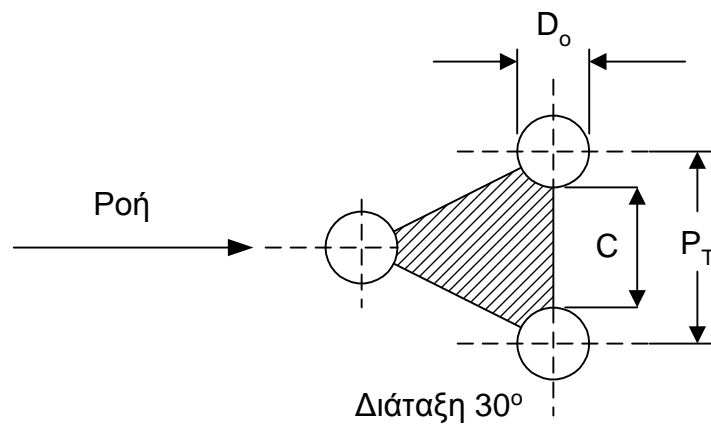
Η κάθετη επιφάνεια  $A_s$  στη ροή του θερμού ρευστού [4] υπολογίζεται ως ακολούθως:

$$A_s = \frac{D_s CB}{P_T} \quad (9.15)$$

όπου  $B$  είναι το κενό των διαφραγμάτων, ενώ  $C$  και  $P_T$  είναι η ανοχή και το βήμα ανάμεσα σε διαδοχικούς σωλήνες αντίστοιχα.



Σχήμα 9-5 Τετραγωνική Διάταξη Σωληνώσεων σε Εναλλάκτη Τύπου Κελύφους Σωλήνα [4].



Σχήμα 9-6 Τριγωνική Διάταξη Σωληνώσεων σε Εναλλάκτη Τύπου Κελύφους Σωλήνα [4].

### 9.2.2 Υπολογισμός του Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας στην Ψυχρή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $H_i$  της ψυχρής πλευράς του εναλλάκτη δίνεται ως εξής:

$$H_i = \frac{Nu_c k_c}{D_i} \quad (9.16)$$

όπου  $D_i$  είναι η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα. Ο αριθμός Nusselt της ψυχρής πλευράς  $Nu_c$  είναι συνάρτηση των αδιάστατων αριθμών Reynolds  $Re_c$  και Prandtl  $Pr_c$  σύμφωνα με τη διατύπωση κατά Gnielinski [4]:

$$Nu_c = \frac{\left(\frac{f_c}{2}\right)(Re_c - 1000)Pr_c}{1 + 12.7\left(\frac{f_c}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr_c^{\frac{2}{3}} - 1\right)}, \text{ όταν } Re_c > 1 \times 10^4 \quad (9.17)$$

όπου ο συντελεστής  $f_c$  είναι λογαριθμική συνάρτηση του αριθμού Reynolds [4], σύμφωνα με τη σχέση:

$$f_c = (1.58 \ln Re_c - 3.28)^{-2} \quad (9.18)$$

Στην περίπτωση που ο αδιάστατος αριθμός Reynolds αποκτά μικρότερες τιμές από την κρίσιμη τιμή « $10^4$ », ο αδιάστατος αριθμός Nusselt εκφράζεται από τη σχέση [4-6]:

$$Nu_c = 0.023 Re_c^{0.8} Pr_c^{0.8}, \text{ όταν } Re_c < 1 \times 10^4 \quad (9.19)$$

Η ειδική θερμοχωρητικότητα  $c_{pc}$  υπό σταθερή πίεση, η συνεκτικότητα  $\mu_c$  και η θερμική αγωγιμότητα  $k_c$  του ψυχρού ρευστού υπολογίζονται συναρτήσει της μέσης τιμής  $T_c$  της θερμοκρασίας του ρευστού, που ισούται με :

$$T_c = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \quad (9.20)$$

Ο αδιάστατος αριθμός Prandtl της ψυχρής πλευράς του εναλλάκτη θερμότητας είναι ίσος με:

$$Pr_c = \frac{\mu_c c_{pc}}{k_c} \quad (9.21)$$

Ο αδιάστατος αριθμός Reynolds για το ρευστό, που διαρρέει το εσωτερικό των σωληνώσεων του εναλλάκτη θερμότητας, υπολογίζεται ως εξής:

$$Re_c = \frac{\rho_c u_{c,m} D_i}{\mu_c} \quad (9.22)$$

Η μέση ταχύτητα  $u_{c,m}$  του ρευστού της ψυχρής πλευράς υπολογίζεται από την παροχή μάζας του  $\dot{m}_c$  σύμφωνα με τη σχέση:

$$u_{c,m} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c A_{tp}} \quad (9.23)$$

όπου η κάθετη επιφάνεια  $A_{tp}$  στη ροή του ρευστού για το σύνολο των σωληνώσεων είναι:

$$A_{tp} = \frac{\pi D_i^2 N_t}{4} \quad (9.24)$$



### 9.2.3 Υπολογισμός της Πτώσης Πίεσης στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα

Η πτώση πίεσης  $\Delta p_s$  του θερμού ρεύματος, που διαπερνά τον εναλλάκτη θερμότητας, δίνεται από τη σχέση [4]:

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_h D_e \varphi_s} \quad (9.25)$$

όπου το θερμό ρευστό διαπερνά τη δέσμη των σωληνώσεων  $N_b+1$  φορές,  $f_s$  είναι ο συντελεστής τριβής και  $\varphi_s$  είναι η σταθερά της συνεκτικότητας, η οποία είναι ίση με το λόγο της συνεκτικότητας  $\mu_h$  του θερμού ρευστού προς την αντίστοιχη τιμή στα τοιχώματα του σωλήνα:

$$\varphi_s = \left( \frac{\mu_h}{\mu_{ws}} \right)^{0.14} \quad (9.26)$$

Το πλήθος των διαφραγμάτων μέσα από τα οποία διέρχεται το θερμό ρευστό υπολογίζεται από το μήκος  $L$  του εναλλάκτη και το κενό  $B$  του διαφράγματος σύμφωνα με τη διατύπωση [4]:

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (9.27)$$

Επιπροσθέτως, ο συντελεστής τριβής  $f_s$  εκφράζεται από την ακόλουθη συσχέτιση [4] συναρτήσει του αριθμού Reynolds της θερμής πλευράς:

$$f_s = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \quad (9.28)$$

Η συσχέτιση αυτή είναι αξιόπιστη και προέρχεται από δοκιμές βασισμένες σε δεδομένα από πραγματικούς εναλλάκτες θερμότητας [4], όπου περιλαμβάνονται οι απώλειες τριβής κατά την είσοδο και την έξοδο του θερμού ρευστού. Το πεδίο τιμών του αδιάστατου αριθμού Reynolds για το οποίο εφαρμόζεται η παραπάνω συσχέτιση του συντελεστή τριβής είναι:

$$400 < Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu_h} < 1 \times 10^6 \quad (9.29)$$

### 9.2.4 Υπολογισμός της Πτώσης Πίεσης στην Ψυχρή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Κελύφους-Σωλήνα

Η πτώση πίεσης  $\Delta p_t$  στην πλευρά των σωληνώσεων υπολογίζεται από το πλήθος  $N_p$  των διαδρομών των σωληνώσεων και το μήκος του εναλλάκτη θερμότητας σύμφωνα με τη διατύπωση [4]:

$$\Delta p_t = 4f_c \frac{LN_p}{D_i} \frac{\rho_c u_{c,m}^2}{2} \quad (9.30\alpha)$$

Η αλλαγή της διεύθυνσης κάθε σωλήνωσης κατά τη μετάβαση από την πρώτη στη δεύτερη διαδρομή της επιβάλλει πρόσθετη πτώση πίεσης λόγω ξαφνικών εκτονώσεων του ρευστού, που διαρρέει το σωλήνα. Αυτή η πρόσθετη πτώση πίεσης  $\Delta p_r$  δίνεται από τη σχέση [4]:

$$\Delta p_r = 4N_p \frac{\rho_c u_{c-m}^2}{2} \quad (9.30\beta)$$

Συνεπώς, η συνολική πτώση πίεσης  $\Delta p_{total}$  είναι το άθροισμα των δυο επιμέρους συνιστωσών [4] της:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_t + \Delta p_r = \left( 4f_c \frac{LN_p}{D_i} + 4N_p \right) \frac{\rho_c u_{c-m}^2}{2} \quad (9.30\gamma)$$

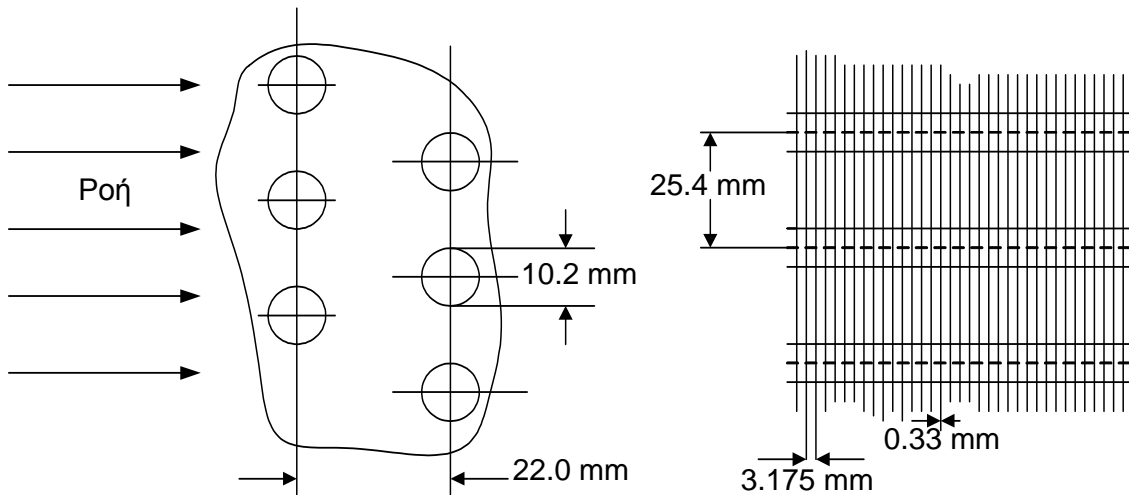
### 9.3 Εναλλάκτης Θερμότητας Πτερυγιοφόρων Σωληνώσεων (Finned Tubes)

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, το σύστημα του κύκλου Rankine περιλαμβάνει και άλλους εναλλάκτες θερμότητας εκτός από εκείνους, όπου το θερμό ρευστό είναι το καυσαέριο του κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, υπάρχει ένας εναλλάκτης για την ανακομιδή της θερμότητας του υπέρθερμου εργαζόμενου μέσου μετά την εκτόνωση του προκειμένου να προθερμανθεί το υπόψυκτο υγρό κατά την έξοδο του από τον κυκλοφορητή. Επιπροσθέτως, χρησιμοποιείται ένας εναλλάκτης για τη μετάδοση θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel, καθώς αυτός εξέρχεται από το συμπιεστή του υπερπληρωτή, προς το εργαζόμενο μέσο του συστήματος Rankine, προκειμένου το τελευταίο να προθερμανθεί προτού εισέλθει στον εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου.

Είναι σαφές ότι απαιτούνται εναλλάκτες για τη μετάδοση θερμότητας από αέριο σε υγρό μέσο. Στην παρούσα διδακτορική διατριβή, οι προαναφερθέντες εναλλάκτες θερμότητας θεωρείται ότι αποτελούνται από πτερυγιοφόρους σωλήνες (finned tubes). Οι εναλλάκτες αυτού του τύπου χρησιμοποιούνται ευρέως σε διάφορες εφαρμογές ψύξης, κλιματισμού και ανακομιδής θερμότητας [7]. Παραδείγματα τέτοιων εναλλακτών θερμότητας συναντώνται σε κινητήρες οχημάτων. Έτσι, τα ψυγεία του αέρα υπερπλήρωσης και του κινητήρα Diesel είναι εναλλάκτες πτερυγιοφόρων σωληνώσεων [7].

Οι εναλλάκτες του ανακομιστή θερμότητας και του αέρα υπερπλήρωσης στο σύστημα του κύκλου Rankine είναι παρόμοιοι με το ψυγείο αέρος του κινητήρα Diesel. Αυτή είναι η αιτία επιλογής του τύπου πτερυγιοφόρων σωληνώσεων για αυτούς τους εναλλάκτες θερμότητας του κύκλου Rankine. Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι στους εναλλάκτες αυτού του τύπου, το ψυχρό ρευστό διαρρέει το εσωτερικό των σωληνώσεων, ενώ το θερμό ρευστό προσπίπτει στην εξωτερική επιφάνεια κάθε πτερυγιοφόρου σωλήνα.

Οι εναλλάκτες θερμότητας του ανακομιστή και του αέρα υπερπλήρωσης αντιστοιχούν στον τύπο 8.0-3/8T [5-7], όπου οι διαστάσεις και τα χαρακτηριστικά του απεικονίζονται στο σχήμα 9-7. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα αυτό, το σύνολο των σωληνώσεων τοποθετείται κάθετα στη ροή του προσπίπτοντος θερμού ρευστού.



Σχήμα 9-7 Τομή και Κάτοψη του Εναλλάκτη τύπου Σωληνώσεων με Πτερυγώσεις [7] (Τύπος Επιφάνειας 8.0-3/8T Kays & London).

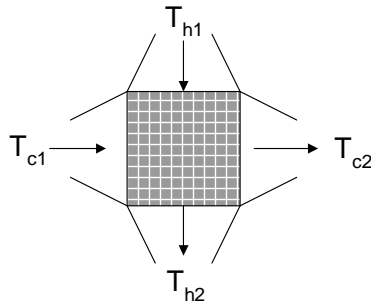
Ο λόγος της ελάχιστης επιφάνειας ροής  $A_{\text{flow\_min}}$  προς τη μετωπική επιφάνεια  $A_{\text{fr}}$  του εναλλάκτη θερμότητας είναι η χαρακτηριστική παράμετρος  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{A_{\text{flow\_min}}}{A_{\text{fr}}} = 0.534 \quad (9.31\alpha)$$

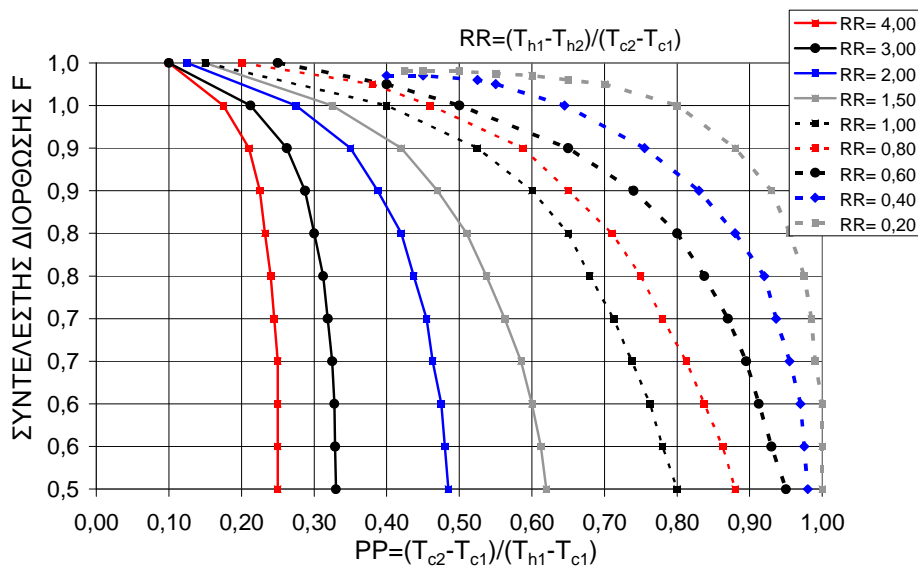
Η αναλογία της συνολικής επιφάνειας  $A_{\text{tot}}$  της συναλλαγής θερμότητας προς το συνολικό όγκο  $V_{\text{tot}}$  του εναλλάκτη είναι :

$$\frac{A_{\text{tot}}}{V_{\text{tot}}} = 587 \text{ m}^2 / \text{m}^3 \quad (9.31\beta)$$

Ο τύπος εναλλάκτη θερμότητας σωληνώσεων με πτερυγώσεις, που χρησιμοποιείται στο σύστημα του κύκλου Rankine, είναι διασταυρούμενης ροής, όπως απεικονίζεται στο σχήμα 9-8. Σε αυτό το είδος εναλλάκτη θερμότητας, το μοντέλο προσομοίωσης υπολογίζει το συντελεστή διόρθωσης  $F$  της μέσης λογαριθμικής τιμής της θερμοκρασίας παρόμοια με τον εναλλάκτη αντιροής. Ωστόσο, οι πολυωνυμικές συναρτήσεις, που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό του συντελεστή  $F$ , διαφοροποιούνται σημαντικά και προκύπτουν από τις καμπύλες του σχήματος 9-9 για εναλλάκτη θερμότητας διασταυρούμενης ροής [6]. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 9-9, για κάθε τιμή της αδιάστατης παραμέτρου  $RR$  αντιστοιχεί μια καμπύλη μεταβολής του συντελεστή διόρθωσης  $F$  συναρτήσει της αδιάστατης παραμέτρου  $PP$ . Οι τιμές των αδιάστατων παραμέτρων  $PP$  και  $RR$  υπολογίζονται από τις σχέσεις 9-3α και 9-3β, όπως στην προηγούμενη περίπτωση του εναλλάκτη κελύφους-σωλήνα.



Σχήμα 9-8 Απεικόνιση Θερμού και Ψυχρού Ρεύματος στον Εναλλάκτη Θερμότητας Διασταυρούμενης Ροής [6].



Σχήμα 9-9 Συντελεστής Διόρθωσης για τον Υπολογισμό της Μέσης Λογαριθμικής Διαφοράς των Θερμοκρασιών σε Εναλλάκτη Θερμότητας Διασταυρούμενης Ροής [6].

### 9.3.1 Υπολογισμός του Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Πτερυγοφόρων Σωλήνων

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας της θερμής πλευράς του εναλλάκτη δίνεται από τη σχέση [7]:

$$H_o = St G_h c_p \quad (9.32)$$

όπου  $c_p$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του ρευστού στην εξωτερική πλευρά των σωληνώσεων,  $St$  είναι ο αδιάστατος αριθμός Stanton και  $G_h$  είναι η παροχή μάζας του ρευστού ανά μονάδα επιφάνειας ροής, που ισούται με:

$$G_h = \frac{\dot{m}}{A_{flow\_min}} \quad (9.33)$$

Ο αδιάστατος αριθμός Stanton υπολογίζεται από την παράμετρο του Colburn  $J_H$  και τον αδιάστατο αριθμό Prandtl ( $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$ ) σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση [7]:

$$J_H = St Pr^{\frac{2}{3}} \quad (9.34)$$

Όπως προκύπτει από το σχήμα 9-10, η παράμετρος του Colburn είναι λογαριθμική συνάρτηση του αριθμού Reynolds [7]:

$$\ln(J_H) = -0.4043395934 \cdot \ln(10^{-3} \cdot Re) - 4.5438667 \quad (9.35)$$

όπου ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται από την ανηγμένη τιμή της παροχής μάζας  $G_h$ , το ιξώδες  $\mu$  και την υδραυλική διάμετρο  $D_{hydr}$  με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$Re = \frac{G_h D_{hydr}}{\mu} \quad (9.36)$$

Η υδραυλική διάμετρος  $D_{hydr}$  εξαρτάται από την επιφάνεια της ροής  $A_{flow\_min}$ , το μήκος  $L$  του εναλλάκτη θερμότητας και τη συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας  $A_{tot}$ , όπως διατυπώνεται ακολούθως [7]:

$$D_{hydr} = 4 \frac{L A_{flow\_min}}{A_{tot}} \quad (9.37)$$

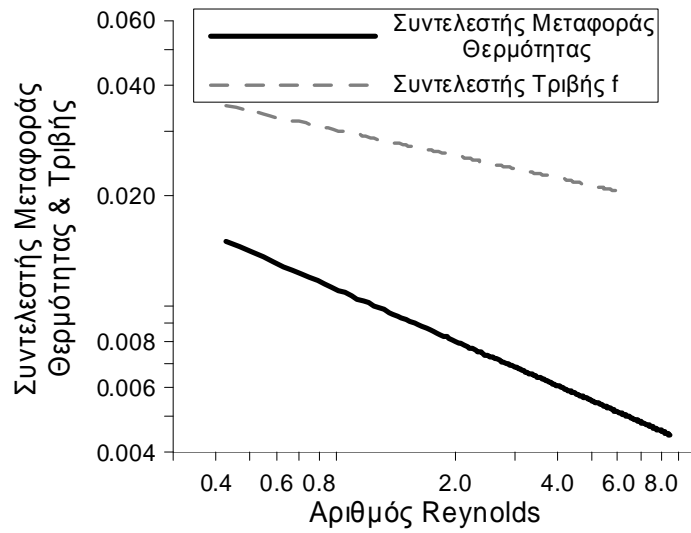
### 9.3.2 Υπολογισμός της Πτώσης Πίεσης στη Θερμή Πλευρά του Εναλλάκτη Θερμότητας Πτερυγιοφόρων Σωλήνων

Η πτώση πίεσης στην εξωτερική πλευρά των σωληνώσεων [7] υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\Delta p_h = f \frac{G_h^2}{2\rho} \frac{A_{tot}}{A_{flow\_min}} \quad (9.38)$$

όπου  $\rho$  είναι η πυκνότητα του ρευστού και  $f$  είναι ο συντελεστής τριβής. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 9-10, ο συντελεστής  $f$  είναι λογαριθμική συνάρτηση του αριθμού Reynolds με βάση την ακόλουθη σχέση [7]:

$$\ln(f) = -0.2022225521 \cdot \ln(10^{-3} \cdot Re) - 3.522598392 \quad (9.39)$$



Σχήμα 9-10 Μεταβολή του Αδιάστατου Συντελεστή Colburn (Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας) και του Συντελεστή Τριβής συναρτήσει του Αδιάστατου Αριθμού Reynolds για Εναλλάκτη Πτερυγιοφόρων Σωλήνων (Τύπος Επιφάνειας 8.0-3/8T Kays & London) [5,7].

**Σύμβολα Κεφαλαίου 9:**

A	Επιφάνεια Συναλλαγής Θερμότητας	(m <sup>2</sup> )
A <sub>1</sub>	Μετωπική Επιφάνεια της Διάταξης των Σωληνώσεων	(m <sup>2</sup> )
B	Κενό του Διαφράγματος	(m)
C	Ανοχή μεταξύ των Διαδοχικών Σωληνώσεων	(-)
CL	Σταθερά της Διάταξης των Σωληνώσεων.	(-)
c <sub>p</sub>	Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερή Πίεση	(J/kgK)
CTP	Σταθερά Υπολογισμού των Σωληνώσεων	(-)
D	Διάμετρος	(m)
D <sub>e</sub>	Ισοδύναμη Υδραυλική Διάμετρος	(m)
D <sub>hydr</sub>	Υδραυλική Διάμετρος	(m)
f	Συντελεστής Τριβής	(-)
F	Συντελεστής Διόρθωσης	(-)
G	Παροχή Μάζας ανά μονάδα επιφάνειας ροής	(kg/m <sup>2</sup> s)
H	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας	(W/m <sup>2</sup> K)
J <sub>H</sub>	Αδιάστατος Αριθμός του Colburn	
k	Θερμική Αγωγιμότητα	(W/mK)
L	Μήκος της Σωλήνωσης	(m)
ṁ	Παροχή	(kg/s)
Nu	Αριθμός Nusselt	(-)
N <sub>b</sub>	Αριθμός των Διαφραγμάτων	(-)
N <sub>t</sub>	Αριθμός Σωληνώσεων	(-)
N <sub>p</sub>	Αριθμός των Περασμάτων των Σωληνώσεων	(-)
Q̇	Θερμότητα	(W)
p	Πίεση	(Pa)
PP	Αδιάστατη Παράμετρος Υπολογισμού Συντελεστή Διόρθωσης	(-)
Pr	Αριθμός Prandtl	(-)
PR	Λόγος του Βήματος των Σωληνώσεων	(-)
P <sub>T</sub>	Απόσταση Μεταξύ Δυο Διαδοχικών Σωληνώσεων	(m)
R <sub>fi</sub>	Παράγοντας Ρύπανσης στην πλευρά του Ψυχρού Ρεύματος	(m <sup>2</sup> K/W)
R <sub>fo</sub>	Παράγοντας Ρύπανσης στην πλευρά του Θερμού Ρεύματος	(m <sup>2</sup> K/W)
R <sub>ws</sub>	Θερμική Αντίσταση της Αγωγιμότητας του Υλικού του Εναλλάκτη	(K/W)
Re	Αριθμός Reynolds	(-)
RR	Αδιάστατη Παράμετρος Υπολογισμού Συντελεστή Διόρθωσης	(-)

St	Αδιάστατος Αριθμός Stanton	(-)
T	Θερμοκρασία	(°C)
U <sub>0</sub>	Ολικός Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας	(W/m <sup>2</sup> K)
u <sub>c,m</sub>	Μέση Ταχύτητα του Ρευστού της Ψυχρής Πλευράς	(m/s <sup>2</sup> )
V	Όγκος του Εναλλάκτη Θερμότητας	(m <sup>3</sup> )
Δp <sub>h</sub>	Πτώση της Πίεσης στην Πλευρά του Θερμού Ρεύματος	(Pa)
Δp <sub>r</sub>	Πτώση της Πίεσης στο Εσωτερικό του Σωλήνα λόγω της αλλαγής της διεύθυνσής του	(Pa)
Δp <sub>s</sub>	Πτώση της Πίεσης στην Πλευρά του Κελύφους	(Pa)
Δp <sub>t</sub>	Πτώση της Πίεσης στο Εσωτερικό του Σωλήνα	(Pa)
Δp <sub>total</sub>	Συνολική Πτώση της Πίεσης στο Εσωτερικό του Σωλήνα	(Pa)
ΔT <sub>lm,cf</sub>	Μέση Λογαριθμική Διαφορά Θερμοκρασίας	(°C)
ΔT <sub>m</sub>	Διορθωμένη Μέση Λογαριθμική Διαφορά Θερμοκρασίας	(°C)

### **Ελληνικά σύμβολα:**

μ	Συνεκτικότητα	(Pa s)
ρ	Πυκνότητα	(kg/m <sup>3</sup> )
σ	Λόγος της Επιφάνειας Ροής προς τη Μετωπική Επιφάνεια του Εναλλάκτη	(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
φ	Συντελεστής Διόρθωσης της Συνεκτικότητας του Ρευστού της Θερμής Πλευράς	(-)

### **Δείκτες:**

1	Είσοδος στον Εναλλάκτη
2	Έξοδος από τον Εναλλάκτη
c	Ρευστό Ψυχρής Πλευράς
flow_min	Ελάχιστη Επιφάνεια Ροής
fr	Μετωπική Επιφάνεια Εναλλάκτη
h	Ρευστό Θερμής Πλευράς
i	Εσωτερική Πλευρά Σωλήνα-Ψυχρό Ρεύμα
o	Εξωτερική Πλευρά Σωλήνα-Θερμό Ρεύμα
s	Κέλυφος Εναλλάκτη
tp	Περιφέρεια Σωληνώσεων
tot	Συνολική Τιμή
ws	Μεταλλική Επιφάνεια (Τοίχωμα) της Θερμής Πλευράς του Σωλήνα



### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 9:**

1. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines”, SAE Paper No.010537, 2007.
2. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Working Fluids for WHR-ORC”, SAE Paper No.010543, 2007.
3. **Teng Ho, Regner G. and Cowland Ch.**, “A Quantum Leap for Heavy-Duty Truck Engine Efficiency-Hybrid Power System of Diesel and WHR-ORC Engines”, AVL Powertrain Engineering, Inc., The 12<sup>th</sup> Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research Conference, August 2006 Detroit Michigan.
4. **Sadik Kakaç and Hongtan Liu**, “Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design”, Chapter 9, Shell and Tube Heat Exchangers, CRC Press, 2002. CRC Press, 2002.
5. **Kays, W. M. and London, A.L.**, “Compact Heat Exchangers”, McGraw-Hill, New York, 2nd Edition, 1964.
6. **Incropera F. P. and Dewitt D. P.**, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John”, Willey & Sons, New York., 1981.
7. **Sadik Kakaç and Hongtan Liu**, “Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design”, Chapter 10, Compact Heat Exchangers, CRC Press, 2002.

## Κεφάλαιο 10

# Ανάλυση της Λειτουργίας Κύκλου Rankine για την Ανάκτηση της Θερμότητας του Καυσαερίου και του EGR

### 10.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο που ακολουθεί, παρουσιάζεται αναλυτικά η θεωρητική διερεύνηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine, που εγκαθίσταται σε κινητήρα Diesel, για την ανάκτηση μέρους της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου. Η ανάλυση στηρίζεται στο μοντέλο προσομοίωσης, που περιγράφηκε στα προηγούμενα δυο κεφάλαια. Ο κύκλος Rankine, που μελετάται σε αυτό το κεφάλαιο είναι υποκρίσιμος, οπότε λειτουργεί σε πιέσεις κατώτερες από την κρίσιμη τιμή της πίεσης του εργαζόμενου μέσου. Στόχος αυτής της ανάλυσης είναι να αξιολογηθεί η συγκεκριμένη τεχνολογία ανάκτησης θερμότητας και να εκτιμηθούν διάφοροι παράμετροι λειτουργίας της διάταξης.

### 10.2 Περιγραφή της Παραμετρικής Ανάλυσης

Η παρούσα θεωρητική διερεύνηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine εξετάζει δυο περιπτώσεις ανάκτησης της θερμότητας καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Η πρώτη αφορά την ανακομιδή τμήματος της θερμικής ενέργειας του κύριου ρεύματος καυσαερίου, το οποίο προέρχεται από τον κινητήρα και εξέρχεται στο περιβάλλον, ενώ η δεύτερη περιλαμβάνει την ταυτόχρονη εκμετάλλευση της θερμότητας του κύριου αλλά και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου [1-5].

Επιπροσθέτως, η θεωρητική ανάλυση εξετάζει την επίδραση του εργαζόμενου μέσου στη λειτουργία του κύκλου Rankine, θεωρώντας τις ακόλουθες περιπτώσεις:

- Εργαζόμενο μέσο νερό ( $H_2O$ ), που είναι το πιο φιλικό και αξιόπιστο μέσο, όσον αφορά την επίδραση του στο περιβάλλον.
- Χρήση της οργανικής ένωσης πενταφλουοροπροπάνιο με χημικό τύπο  $CHF_2CF_2CH_2F$ , που συμβολίζεται με R245ca. Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 8, το συγκεκριμένο οργανικό μέσο παρουσιάζει ικανοποιητική περιβαλλοντική συμπεριφορά. Το R245ca έχει χαμηλή ευφλεκτότητα, ενώ δεν αναφέρεται τοξικότητα και διαβρωτική επίδραση στις επιφάνειες των εναλλακτών θερμότητας [6,7,8]. Το οργανικό μέσο R245ca χρησιμοποιείται ήδη ως ψυκτικό μέσο σε εφαρμογές κλιματισμού αντικαθιστώντας το απαγορευμένα ψυκτικά μέσα R11 και R123 [6,9].

Οι τιμές της κρίσιμης πίεσης  $P_{CR}$  και της θερμοκρασίας  $T_{CR}$  για το νερό και το οργανικό μέσο R245ca απεικονίζονται αντίστοιχα στον πίνακα 10-1 [10, 11].

	$P_{CR}(\text{bar})$	$T_{CR}(^{\circ}\text{C})$
H <sub>2</sub> O	220.64	373.95
R245ca	39.25	174.42

Πίνακας 10-1 Κρίσιμη Πίεση και Θερμοκρασία του H<sub>2</sub>O και του R245ca [10, 11].

Η παράμετρος της ανάλυσης είναι η ανώτερη πίεση  $P_H$  της λειτουργίας του κύκλου Rankine. Για την περίπτωση του νερού ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου, η πίεση  $P_H$  αυξάνεται από 5 bar έως και 50 bar. Για το οργανικό μέσο R245ca η παράμετρος της πίεσης  $P_H$  αυξάνεται από 8 bar έως και 36 bar. Το βήμα της αύξησης της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine είναι 1 bar. Σε κάθε περίπτωση της παραμετρικής διερεύνησης ο κύκλος Rankine λειτουργεί στην υποκρίσιμη περιοχή του εργαζόμενου μέσου, όταν αυτό είναι είτε το νερό είτε το R245ca. Η κατώτερη πίεση  $P_L$  της λειτουργίας του κύκλου Rankine, όπου γίνεται η συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου, είναι σταθερή και αποκτά τις τιμές 0.6 bar και 2 bar, όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου είναι H<sub>2</sub>O και R245ca αντίστοιχα.

Η παραδοχή, που γίνεται για την εκτόνωση στον κύκλο Rankine, είναι ότι το εργαζόμενο μέσο μετά την εκτόνωση του παρουσιάζει ξηρότητα μεγαλύτερη του 0.90 για το νερό και ίση με τη μονάδα για το R245ca. Συνεπώς, η κατάσταση του οργανικού μέσου στην έξοδο του εκτονωτή είναι υπέρθερμος ατμός, ενώ ο υδρατμός μετά την εκτόνωση μπορεί να περιέχει έως και 10% υγρή φάση. Η παρουσία υγρής φάσης στο τέλος της εκτόνωσης γίνεται ανεκτή μόνο στην περίπτωση χρήσης εμβολοφόρου εκτονωτή.

Ο κινητήρας Diesel, που εξετάζεται στην ανάλυση, είναι ο κινητήρας «B» με αυξημένη συγκέντρωση ισχύος και μέγιστη τιμή της μέσης ενεργού πίεσης ίση με 33 bar (βλέπε Κεφάλαιο 3). Τα αποτελέσματα, που παρουσιάζονται στο κεφάλαιο αυτό, αντιστοιχούν σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ίση με 1700rpm και φορτίο 100%, 75%, 50% και 25%.

Τα αναγκαία δεδομένα για την προσομοίωση των εναλλακτών θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου δίνονται στους πίνακες 10-2 και 10-3 για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, οι εναλλάκτες θερμότητας υπολογίζονται σε εκείνο το σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel με τις μεγαλύτερες τιμές της θερμοκρασίας και της παροχής μάζας του καυσαερίου. Συνεπώς, οι τιμές του μήκους και της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας εκτιμώνται στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel στις 1700 rpm. Η διάμετρος του κελύφους  $D_s$  των εναλλακτών θερμότητας του κύριου και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου είναι 0.40m, όπως υπολογίστηκε από τη σχέση 9.8.

Στην περίπτωση του οργανικού μέσου R245ca, χρησιμοποιείται ανακομιστής θερμότητας προκειμένου να αυξηθεί ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine με εσωτερική εκμετάλλευση θερμότητας. Η χρήση ανακομιστή θερμότητας σε αυτήν την περίπτωση είναι εφικτή, επειδή σε κάθε περίπτωση στην έξοδο του εκτονωτή η κατάσταση του εργαζόμενου μέσου είναι υπέρθερμος ατμός ακόμα και όταν το μέσο στην είσοδο του εκτονωτή είναι κορεσμένος και όχι υπέρθερμος ατμός. Στον πίνακα 10-4 απεικονίζονται τα δεδομένα και οι διαστάσεις, που απαιτούνται από το μοντέλο προσομοίωσης για τον υπολογισμό του εναλλάκτη του ανακομιστή θερμότητας.

Θερμή Πλευρά	Ψυχρή Πλευρά	Επιφάνεια Συναλλαγής Θερμότητας (m <sup>2</sup> )	Μήκος Εναλλάκτη Θερμότητας (m)
Κύριο Ρεύμα Καυσαερίου	H <sub>2</sub> O	20.00	1.00
Κύριο Ρεύμα Καυσαερίου	R245ca	20.00	1.00
EGR	H <sub>2</sub> O	10.00	0.50
EGR	R245ca	5.00	0.25

Πίνακας 10-2 Μήκος και Επιφάνεια Συναλλαγής των Εναλλακτών Θερμότητας του Κύριου Καυσαερίου και του EGR για Εργαζόμενο Μέσο του Κύκλου Rankine R245ca ή H<sub>2</sub>O.

D <sub>i</sub> (mm)	7
D <sub>o</sub> (mm)	8
P <sub>T</sub> (mm)	12
Αριθμός Σωλήνων N <sub>i</sub>	400
Αριθμός Διαδρομών Σωληνώσεων N <sub>p</sub>	2
Κενό Διαφράγματος B (m)	0.500

Πίνακας 10-3 Χαρακτηριστικά των Εναλλακτών Θερμότητας του Κύριου Καυσαερίου και του EGR.

Μήκος Εναλλάκτη Θερμότητας (m)	0.50
Μετωπική Επιφάνεια (m <sup>2</sup> )	0.16
Όγκος Εναλλάκτη Θερμότητας (m <sup>3</sup> )	0.08
D <sub>i</sub> (mm)	8.2
D <sub>o</sub> (mm)	10.2
Πλήθος Σωλήνων N <sub>i</sub>	248

Πίνακας 10-4 Χαρακτηριστικά του Ανακομιστή Θερμότητας.

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης, που περιγράφεται στη συνέχεια, αναφέρονται σε κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο είτε R245ca είτε H<sub>2</sub>O, με και χωρίς ανάκτηση πρόσθετης

θερμότητας από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Συγκεκριμένα, η παραμετρική διερεύνηση επικεντρώνεται στα εξής:

- Επίδραση της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου Rankine στην παραγόμενη ισχύ, στο θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου και στην αποσπώμενη ποσότητα θερμότητας από το καυσαέριο.
- Εκτίμηση της μέγιστης βελτίωσης της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel.
- Ποσά θερμότητας που συναλλάσσονται στις διάφορες φάσεις της θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου.
- Εκτίμηση της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου για τη λειτουργία του κύκλου Rankine στο βέλτιστο σημείο.
- Υπολογισμός της βέλτιστης τιμής της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου Rankine σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel.
- Μεταβολή της μέγιστης παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel.
- Μεταβολή της θερμοκρασίας καυσαερίου στην έξοδο της εγκατάστασης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel.
- Λειτουργικά σημεία του βέλτιστου κύκλου Rankine και θερμοκρασιακή πτώση του κύριου και ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου σε κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel.

## 10.3 Αποτελέσματα της Παραμετρικής Ανάλυσης

### 10.3.1 Επίδραση της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine στο Θερμοδυναμικό Βαθμό Απόδοσης, στην Παραγόμενη Ισχύ και στην Ανακτώμενη Θερμότητα

Η επίδραση της αύξησης της υψηλής πίεσης  $P_H$  της λειτουργίας του κύκλου Rankine στα μεγέθη του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης, της παραγόμενης ισχύος του κύκλου και της απορροφώμενης θερμότητας απεικονίζεται στα σχήματα 10-1 και 10-2 για εργαζόμενο μέσο  $H_2O$  και στα σχήματα 10-3 και 10-4 για εργαζόμενο μέσο  $R245ca$ . Τα αποτελέσματα σε αυτά τα σχήματα αντιστοιχούν σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία του κινητήρα Diesel στις 1700rpm. Επιπροσθέτως, στα σχήματα αυτά περιλαμβάνεται η περίπτωση της ανάκτησης πρόσθετης θερμότητας από το EGR.

Είναι προφανής η συνεχής βελτίωση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης με την αύξηση της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου Rankine σε όλες τις περιπτώσεις. Αυτό οφείλεται

στο γεγονός ότι η αύξηση της πίεσης  $P_H$  συμβάλλει στη μείωση της λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης και στην αύξηση του ειδικού έργου της εκτόνωσης. Όμως η αύξηση της πίεσης  $P_H$  μειώνει τη συνολικά απορροφώμενη θερμότητα διότι η προθέρμανση, η ατμοποίηση και η υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου γίνονται σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες. Συνεπώς, η αύξηση της υψηλής πίεσης  $P_H$  μειώνει τη δυνατότητα του κύκλου Rankine να αντλεί θερμότητα από τα ρεύματα του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Η παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine προκύπτει από το γινόμενο του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης με τη συνολική θερμότητα που απορροφάται. Έτσι, η προαναφερθείσα επίδραση της υψηλής πίεσης  $P_H$  στο θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης και στη συνολικά ανακτώμενη θερμότητα καθορίζει την άνοδο και την πτώση της παραγόμενης ισχύος και κατά συνέπεια τη βέλτιστη τιμή της υψηλής πίεσης  $P_H$ .

- **Εργαζόμενο Μέσο H<sub>2</sub>O:**

Στην περίπτωση χρήσης του νερού ως εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine, ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου αυξάνεται με την ανώτερη πίεση  $P_H$  με και χωρίς τη θερμότητα του EGR σε όλα τα φορτία του κινητήρα Diesel. Η ανάκτηση της πρόσθετης θερμότητας του EGR επιφέρει περαιτέρω αύξηση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου σε όλες τις περιπτώσεις. Έτσι στο πλήρες φορτίο, ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με την άνοδο της ανώτερης πίεσης  $P_H$  από 14.1% έως και 25.3%, ενώ με την πρόσθετη θερμότητα του EGR αυξάνεται από 15.9% έως και 26.5%.

Από τα σχήματα 10-1 και 10-2 διαπιστώνεται ότι η αύξηση της ανώτερης πίεσης  $P_H$  επιφέρει σημαντική μείωση της ολικής θερμότητας, που αποσπά ο κύκλος Rankine με H<sub>2</sub>O, σε όλα τα φορτία. Επιπροσθέτως, η χρήση πρόσθετης θερμότητας από το EGR αυξάνει τη συνολικά ανακτώμενη θερμότητα.

Στα σχήματα 10-1 και 10-2 είναι προφανές ότι η αύξηση της υψηλής πίεσης  $P_H$  οδηγεί σε αρχική αύξηση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O. Όμως, υπάρχει σταδιακή μείωση της παραγόμενης ισχύος μετά από μια τιμή της ανώτερης πίεσης  $P_H$ . Η συγκεκριμένη τιμή της ανώτερης πίεσης  $P_H$  αποτελεί τη βέλτιστη τιμή λειτουργίας του κύκλου Rankine, διότι μεγιστοποιείται η παραγόμενη ισχύς του κύκλου. Είναι προφανές ότι η αξιοποίηση της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου αυξάνει σημαντικά την παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine σε κάθε τιμή της υψηλής πίεσης και σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Στα σχήματα 10-1 και 10-2 διαπιστώνεται ότι η μείωση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine ξεκινά σε τιμές της υψηλής πίεσης μικρότερες από 50 bar. Συνεπώς, η επιλογή των 50 bar ως μέγιστης τιμής της υψηλής πίεσης  $P_H$  είναι επαρκής για τους στόχους της ανάλυσης.

Η περιοχή τιμών της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο H<sub>2</sub>O περιορίζεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα. Αυτό οφείλεται στις υψηλές

θερμοκρασίες του υπέρθερμου υδρατμού, που απαιτούνται για να λειτουργήσει ο κύκλος Rankine. Συγκεκριμένα, στα μικρότερα φορτία του κινητήρα, όπου οι θερμοκρασίες του καυσαερίου είναι χαμηλές, η δυνατότητα λειτουργίας του κύκλου Rankine σε μεγάλο εύρος τιμών της υψηλής πίεσης  $P_H$  περιορίζεται σημαντικά. Έτσι, η ανάκτηση τμήματος της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου διευρύνει την περιοχή τιμών της υψηλής πίεσης  $P_H$  σε κάθε σημείο λειτουργίας.

- **Εργαζόμενο Μέσο R245ca:**

Όπως διαπιστώνεται στα σχήματα 10-3 και 10-4, όταν ο οργανικός κύκλος Rankine ανακτά θερμότητα μόνο από το κύριο ρεύμα καυσαερίου, τότε ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου αυξάνεται με την άνοδο της υψηλής πίεσης  $P_H$  από 10.5% έως και 21% σε όλα τα φορτία. Η χρήση της θερμότητας του EGR μειώνει ελάχιστα το θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου στο 100% και στο 75% του φορτίου του κινητήρα, ενώ στα υπόλοιπα φορτία δεν τον επηρεάζει.

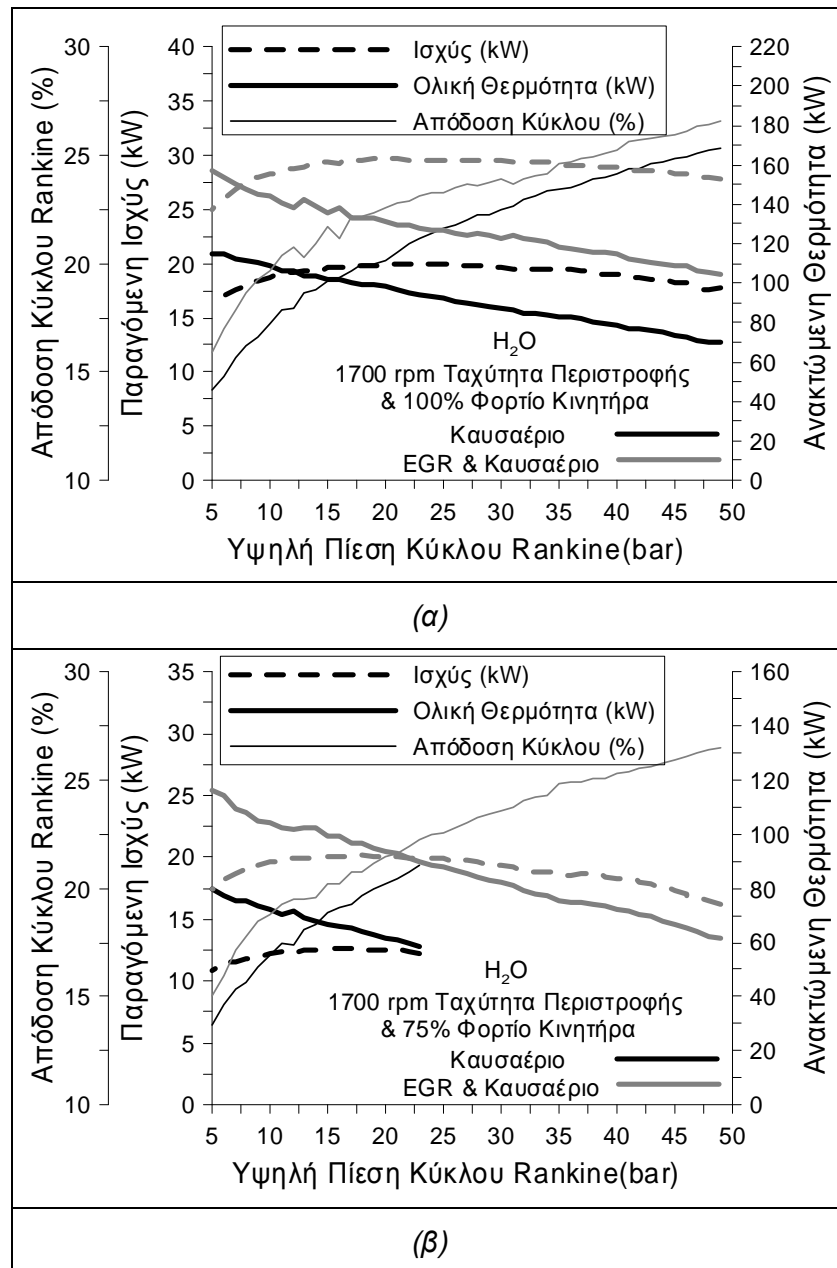
Όπως και στην περίπτωση χρήσης του νερού, η ανακτώμενη θερμότητα από τον κύκλο Rankine με μέσο R245ca μειώνεται με την αύξηση της υψηλής πίεσης  $P_H$  με και χωρίς την αξιοποίηση της θερμότητας του EGR. Από τα σχήματα 10-3 και 10-4 είναι προφανές ότι η αξιοποίηση της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου αυξάνει σημαντικά τη συνολική θερμότητα, που αποσπάται από τον κύκλο Rankine.

Η παραγόμενη ισχύς του υποκρίσιμου κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca αυξάνεται συνεχώς με την άνοδο της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου. Έτσι, η βέλτιστη λειτουργία του κύκλου Rankine επιτυγχάνεται στη μεγαλύτερη τιμή της υψηλής πίεσης διότι εκεί μεγιστοποιείται η παραγόμενη ισχύς του κύκλου. Η απορρόφηση πρόσθετης θερμότητας από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου αυξάνει σημαντικά την παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine με R245ca, όπως και στην περίπτωση χρήσης του  $H_2O$ .

- **Σύγκριση των Εργαζόμενων Μέσων  $H_2O$  και R245ca:**

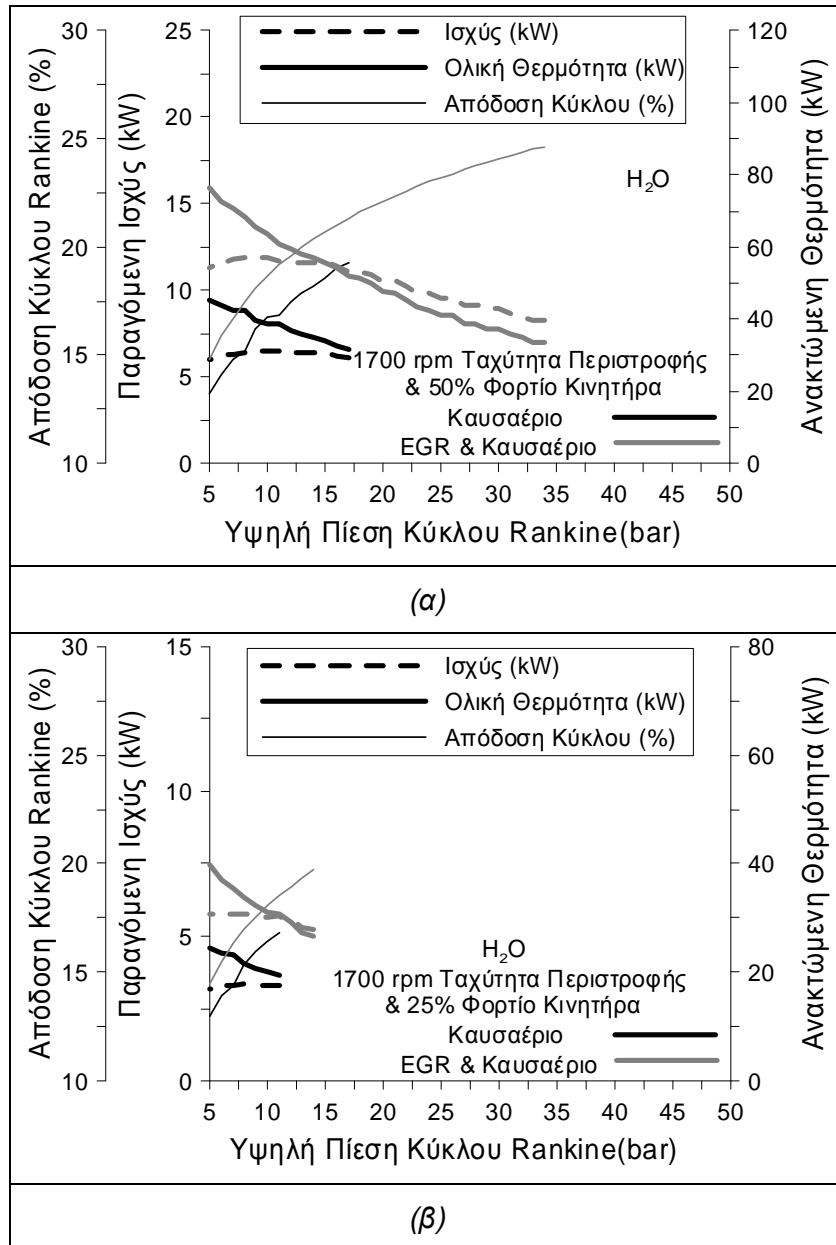
Σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις με και χωρίς την αξιοποίηση της θερμότητας του EGR, ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine με νερό αποκτά μεγαλύτερες τιμές σε σύγκριση με το οργανικό μέσο R245ca. Αντιθέτως, ο κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca απορροφά μεγαλύτερη θερμότητα από τα ρεύματα του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου σε σύγκριση με τον κύκλο Rankine με  $H_2O$ . Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι χαμηλότερες τιμές της θερμοκρασίας του R245ca κατά την προθέρμανση, την ατμοποίηση και την υπερθέρμανση του συμβάλλουν στην απορρόφηση μεγαλύτερων ποσών θερμότητας σε σχέση με το νερό.

Η παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine με R245ca είναι αρκετά μεγαλύτερη σε σύγκριση με το νερό ως εργαζόμενο μέσο. Οι χαμηλές θερμοκρασίες του οργανικού μέσου R245ca διευκολύνουν τη λειτουργία του κύκλου Rankine στα μερικά φορτία, όπου οι τιμές της θερμοκρασίας των ρευμάτων του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου είναι μειωμένες. Το πλεονέκτημα αυτό του οργανικού κύκλου Rankine γίνεται εντονότερο ως προς την παραγόμενη ισχύ του στην περίπτωση αξιοποίησης της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου στο 50% και 25% του φορτίου.

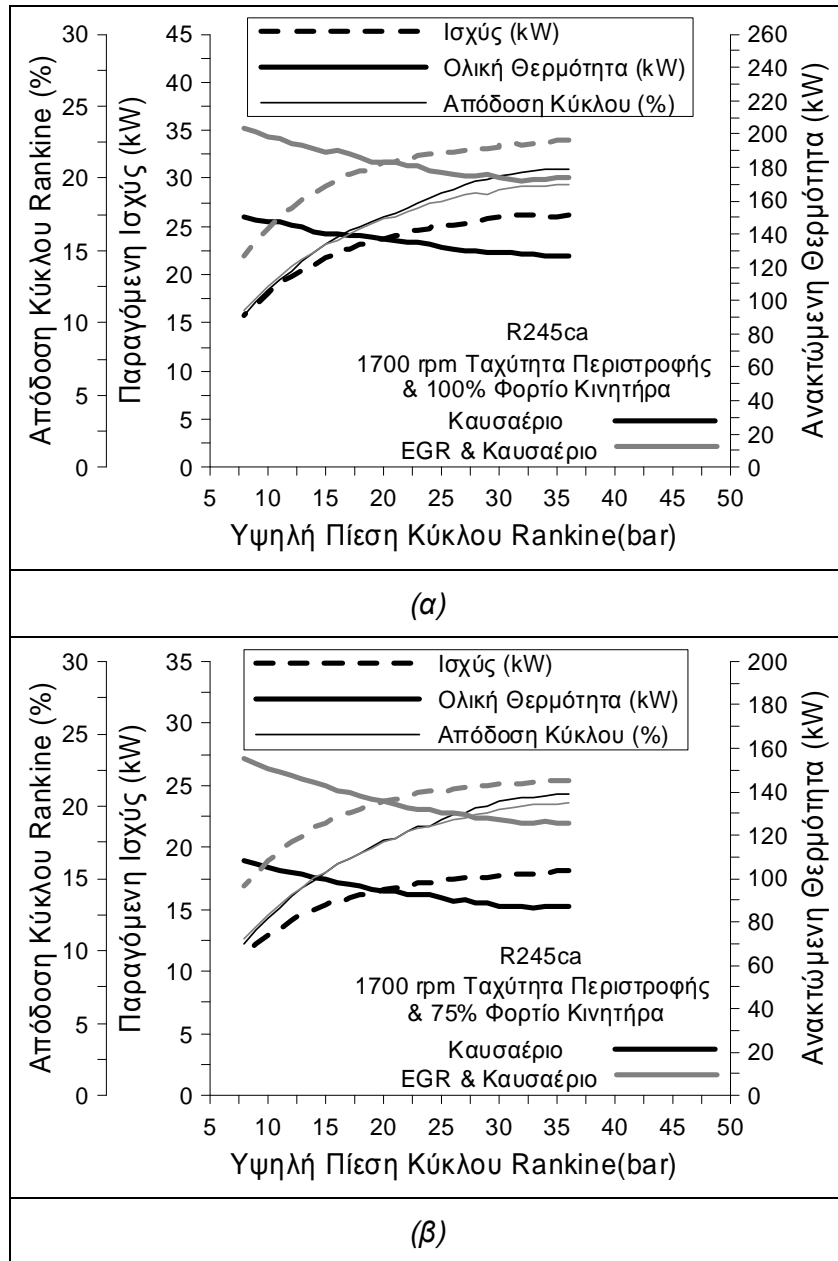


Σχήμα 10-1 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης, της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O στο 100%(α) και 75%(β) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Χρήση της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.

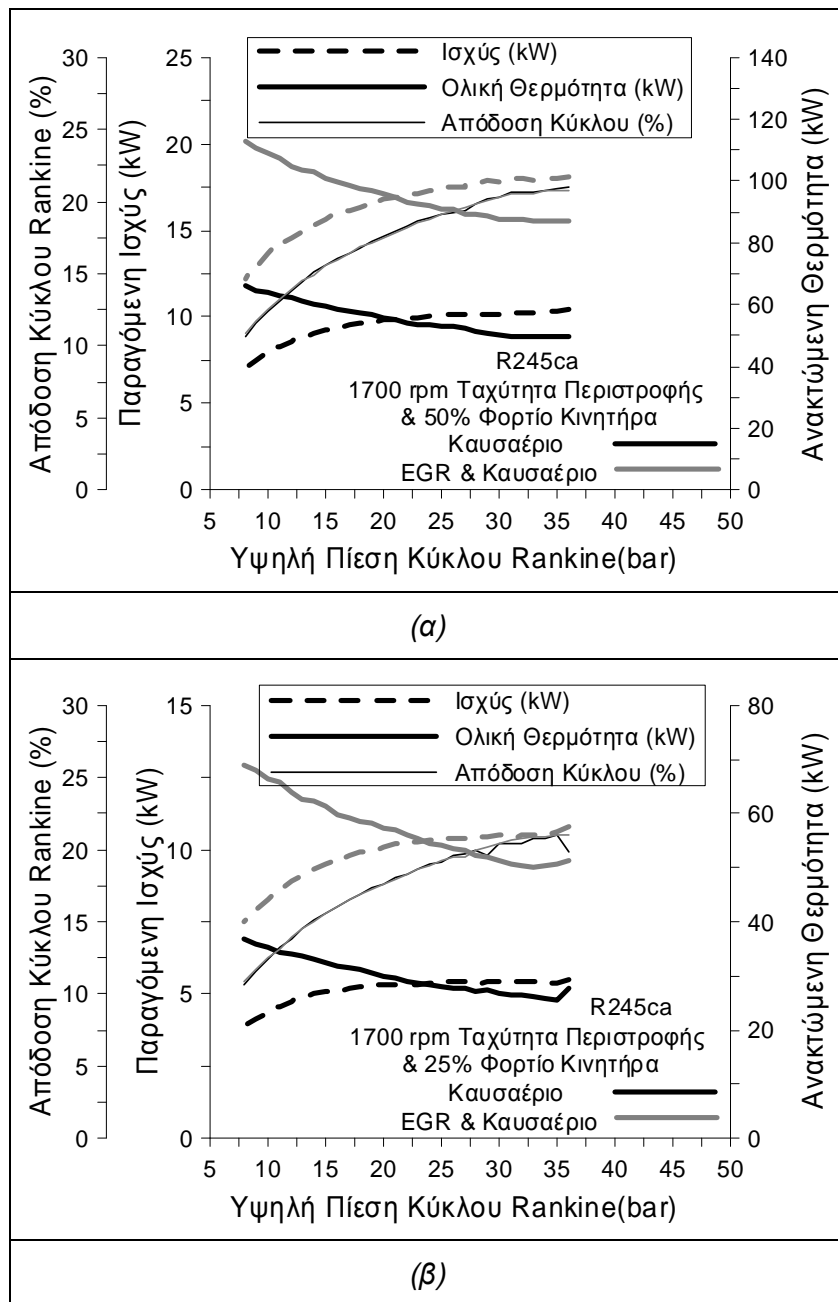




Σχήμα 10-2 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης, της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O στο 50%(α) και 25%(β) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Χρήση της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.



Σχήμα 10-3 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης, της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με R245ca στο 100%(α) και 75%(β) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Χρήση της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.



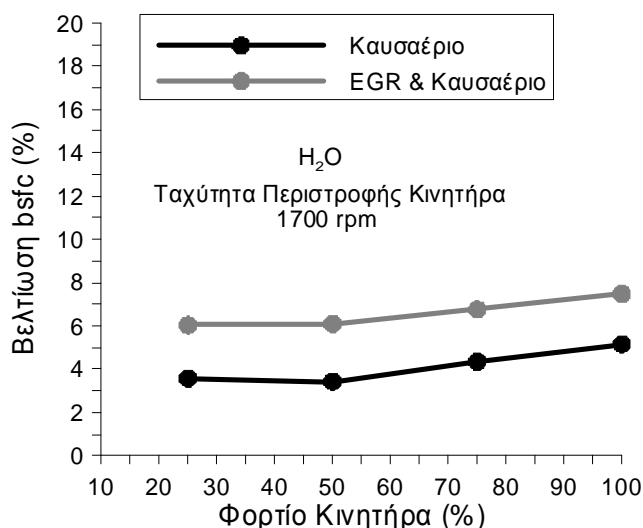
Σχήμα 10-4 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης, της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με R245ca στο 50%(α) και 25%(β) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Χρήση της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.

### 10.3.2 Μέγιστη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc)

Η αύξηση της συνολικής απόδοσης του συστήματος του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel εκτιμάται από την προκαλούμενη μείωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Στα σχήματα 10-5 και 10-6 απεικονίζεται η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel, όταν ο κύκλος Rankine λειτουργεί με

εργαζόμενο μέσο H<sub>2</sub>O και R245ca αντίστοιχα. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η μέγιστη βελτίωση στην απόδοση του συστήματος αντιστοιχεί στη βέλτιστη τιμή της υψηλής πίεσης λειτουργίας του κύκλου Rankine. Επιπροσθέτως, στα σχήματα αυτά δίνεται η επίδραση της ανακομιδής της πρόσθετης θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου στη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

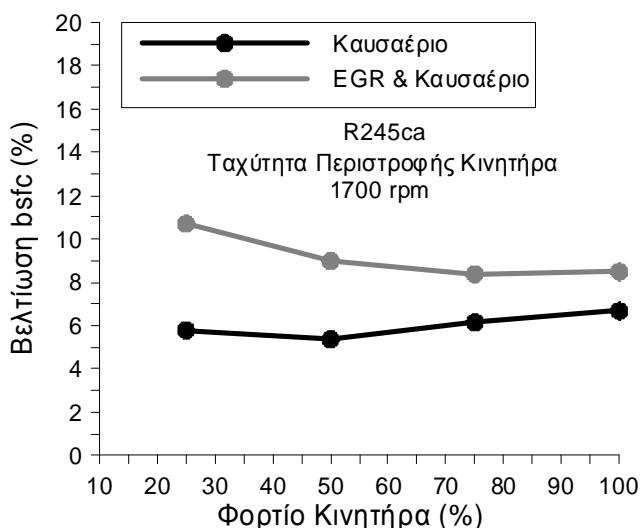
Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 10-5, όταν ο κύκλος Rankine με υδρατμό ως εργαζόμενο μέσο αξιοποιεί ταυτόχρονα τη θερμότητα του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου, τότε η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 6%, 6.1%, 6.8% και 7.5% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όταν ο κύκλος Rankine με H<sub>2</sub>O δεν εκμεταλλεύεται τη θερμική ενέργεια του EGR, τότε η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι μικρότερη αποκτώντας τις τιμές 3.6%, 3.4%, 4.3% και 5.2% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα.



*Σχήμα 10-5 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης από τη Χρήση Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Χρήση της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.*

Από το σχήμα 10-6 προκύπτει ότι η ποσοστιαία βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι ακόμη μεγαλύτερη, όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι το οργανικό R245ca. Συγκεκριμένα, η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με τη χρήση της πρόσθετης θερμότητας του EGR εκτιμάται σε 10.7%, 9%, 8.4% και 8.5% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όταν ο κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca ανακτά θερμότητα μόνο από το κύριο ρεύμα καυσαερίου, τότε η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι μικρότερη αποκτώντας τις τιμές 5.8%, 5.4%, 6.1% και 6.7% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Ένα σημαντικό πλεονέκτημα του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca και αξιοποίηση της πρόσθετης θερμότητας του EGR

είναι η αύξηση της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, καθώς μειώνεται το φορτίο του κινητήρα. Όπως προαναφέρθηκε, οι χαμηλές τιμές των θερμοκρασιών του R245ca διευκολύνουν την παραγωγή σημαντικής ισχύος από τον κύκλο Rankine στα χαμηλά φορτία, όπου η θερμοκρασία του καυσαερίου είναι μειωμένη.



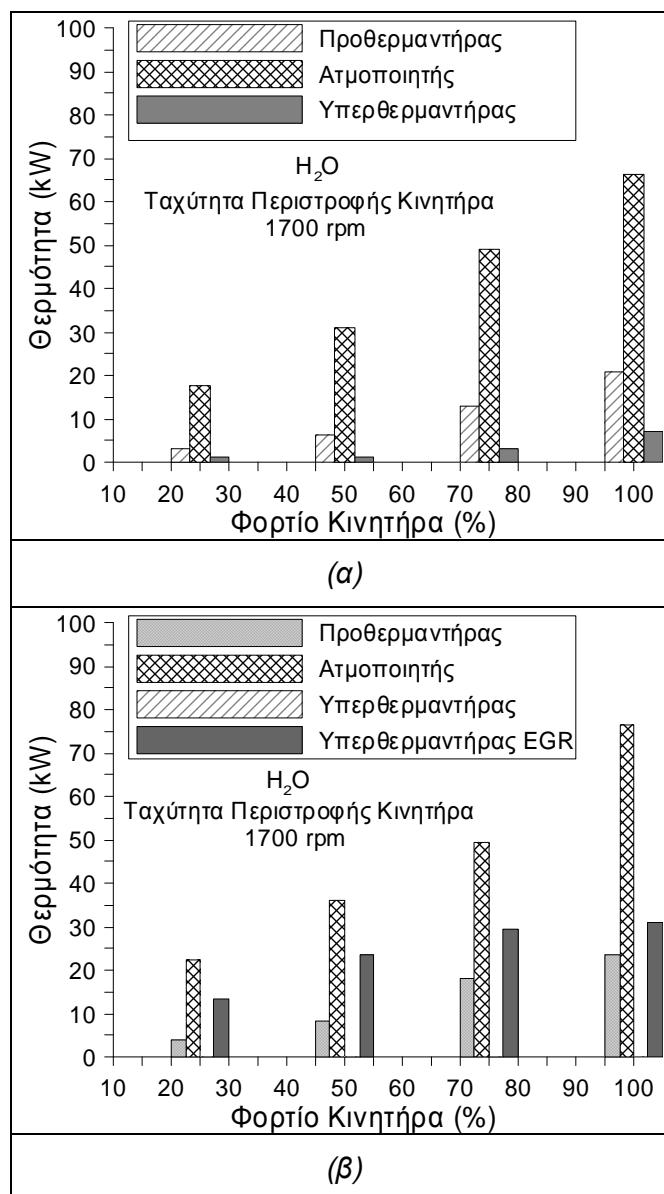
*Σχήμα 10-6 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης από τη Χρήση Κύκλου Rankine με R245ca συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Χρήση της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.*

### 10.3.3 Ανακτώμενα Ποσά Θερμότητας από το Κύριο Ρεύμα Καυσαερίου και το EGR

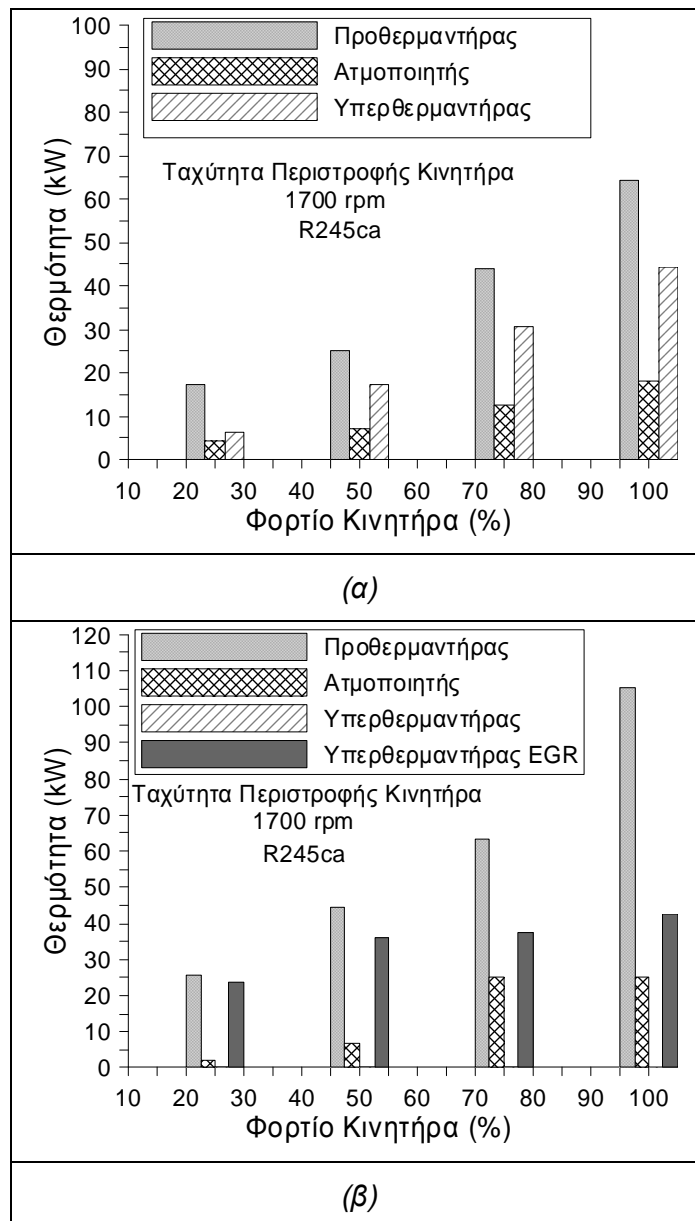
Στη συνέχεια της ανάλυσης παρουσιάζονται τα επιμέρους συναλλασσόμενα ποσά θερμότητας στον κύκλο Rankine, όπως αυτά υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης για τη βέλτιστη λειτουργία της εγκατάστασης σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Στα σχήματα 10-7α και 10-7β απεικονίζονται τα αποσπώμενα ποσά θερμότητας του καυσαερίου και του EGR, που χρησιμοποιούνται για την προθέρμανση, την ατμοποίηση και την υπερθέρμανση του νερού-υδρατμού σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Στο σχήμα 10-7 είναι προφανές ότι η θερμότητα για την υπερθέρμανση του υδρατμού δεν καλύπτεται από τη θερμότητα του κύριου ρεύματος καυσαερίου αλλά από τη θερμότητα του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου (EGR). Από τα σχήματα αυτά γίνεται σαφές ότι η ατμοποίηση του νερού απαιτεί τα μεγαλύτερα ποσά θερμότητας απορροφώντας έως και 76kW, γεγονός το οποίο οφείλεται στη μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα του νερού.

Στα σχήματα 10-8α και 10-8β δίνονται τα ποσά θερμότητας, που δαπανώνται για την προθέρμανση, την ατμοποίηση και την υπερθέρμανση του οργανικού εργαζόμενου μέσου

R245ca σε όλα τα φορτία του κινητήρα Diesel. Αντιθέτως με την περίπτωση του νερού, το μεγαλύτερο τμήμα της ανακτώμενης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου προορίζεται για την προθέρμανση και όχι για την ατμοποίηση του μέσου. Η απαιτούμενη θερμότητα για την προθέρμανση του R245ca προσεγγίζει τα 105 kW στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel. Ωστόσο, στο 25% του φορτίου η ανακτώμενη θερμότητα από το κύριο ρεύμα καυσαερίου για την ατμοποίηση του R245ca είναι εξαιρετικά χαμηλή. Επιπροσθέτως, παρατηρείται ότι η θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου καλύπτει όλη τη διαδικασία υπερθέρμανσης του οργανικού εργαζόμενου μέσου, όπως και στην περίπτωση του υδρατμού.



Σχήμα 10-7 Μεταβολή των Ποσών Θερμότητας που συναλλάσσονται κατά την Προθέρμανση, την Ατμοποίηση και την Υπερθέρμανση του H<sub>2</sub>O συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου (α) και της Ανάκτησης της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR (β).



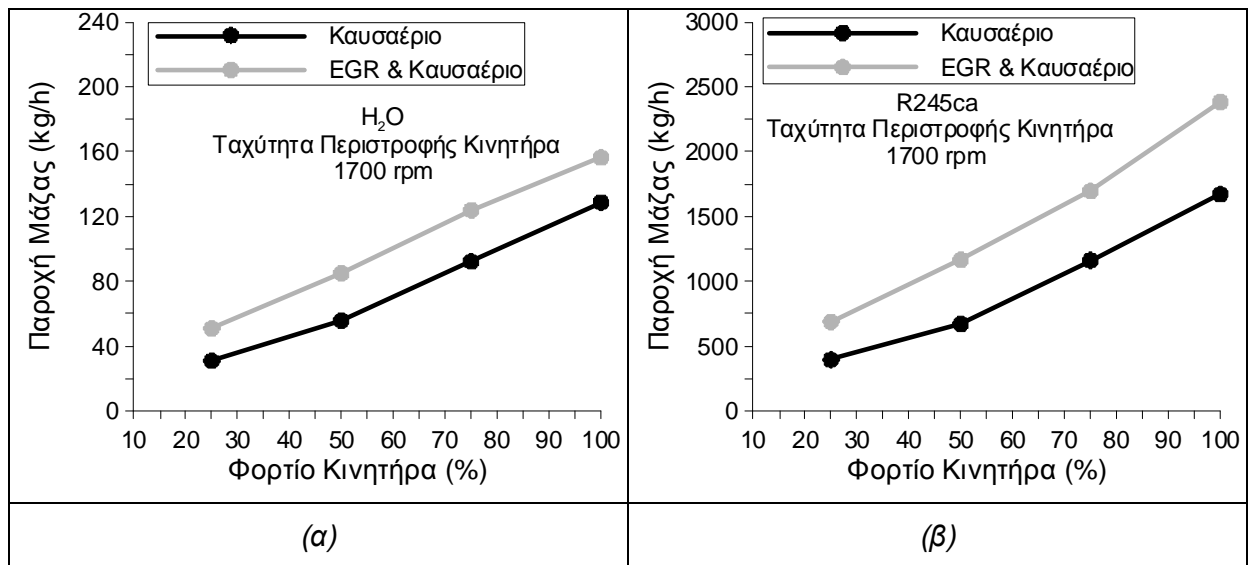
Σχήμα 10-8 Μεταβολή των Ποσών Θερμότητας, που συναλλάσσονται κατά την Προθέρμανση, την Ατμοποίηση και την Υπερθέρμανση του R245ca συναρτήσεσι του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου (α) και της Ανάκτησης της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR (β).

#### 10.3.4 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του Εργαζόμενου Μέσου Συναρτήσεσι του Φορτίου του Κινητήρα

Η παροχή της μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine υπολογίζεται από το μοντέλο προσομοίωσης σε κάθε σημείο της παραμετρικής ανάλυσης. Έτσι, στα σχήματα 10-9α και 10-9β απεικονίζεται η μεταβολή της παροχής μάζας του υδρατμού και του οργανικού R245ca αντίστοιχα συναρτήσεσι του φορτίου του κινητήρα, όταν ο κύκλος Rankine αποδίδει τη

μέγιστη ισχύ του. Σε όλες τις περιπτώσεις η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα.

Από τα σχήματα 10-9α και 10-9β προκύπτει ότι η αξιοποίηση της πρόσθετης θερμότητας του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου ευνοεί τη λειτουργία του κύκλου Rankine με μεγαλύτερες τιμές της παροχής μάζας H<sub>2</sub>O και R245ca σε όλο το εύρος της λειτουργίας της εγκατάστασης. Σε αυτή την περίπτωση η παροχή μάζας του υδρατμού αυξάνεται με το φορτίο από 51kg/h έως και 156.5kg/h, ενώ η παροχή μάζας του οργανικού μέσου R245ca αυξάνεται με το φορτίο από 688kg/h έως και 2382kg/h. Όπως διαπιστώνεται στα σχήματα αυτά, οι τιμές της παροχής μάζας του οργανικού μέσου R245ca είναι αρκετά μεγαλύτερες έως και 15 φορές από τις αντίστοιχες τιμές της παροχής μάζας του υδρατμού. Η προηγούμενη διαφορά οφείλεται στο γεγονός ότι η λανθάνουσα θερμότητα του νερού είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του R245ca.



Σχήμα 10-9 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του H<sub>2</sub>O(α) και του R245ca(β) συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου και της Ανάκτησης της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.

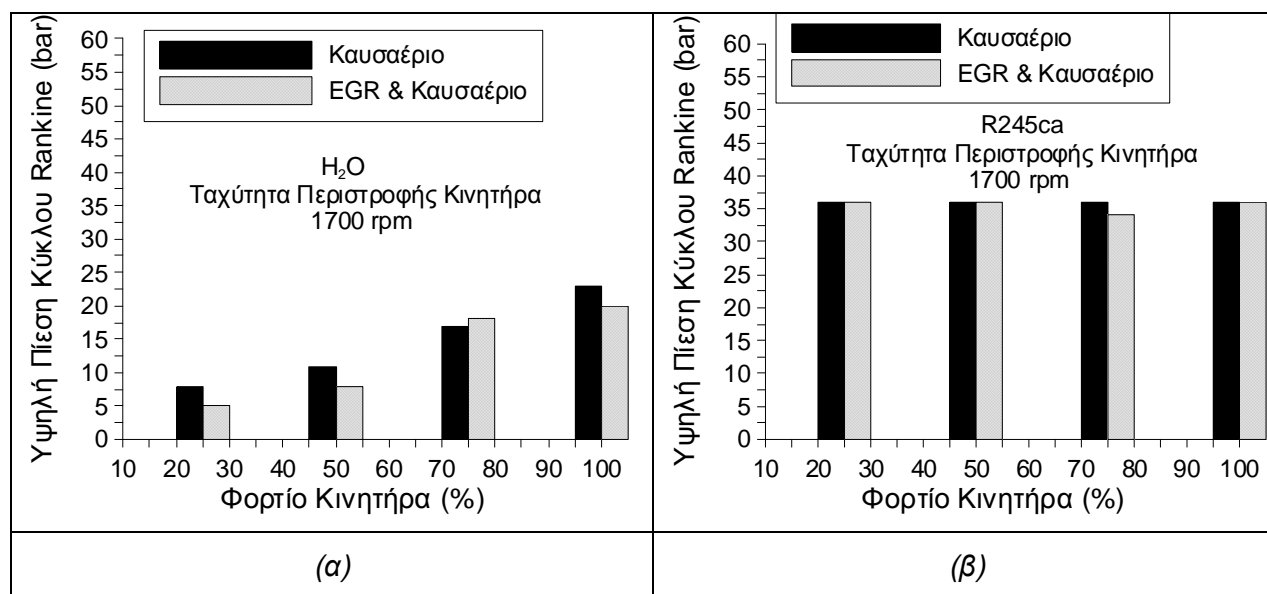
### 10.3.5 Βέλτιστη Υψηλή Πίεση του Κύκλου Rankine σε κάθε Φορτίο του Κινητήρα

Όπως ήδη αναφέρθηκε, ένας από τους στόχους της παραμετρικής διερεύνησης είναι η εκτίμηση της βέλτιστης τιμής της υψηλής πίεσης P<sub>H</sub> του κύκλου Rankine σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Η βελτιστοποίηση γίνεται με κριτήριο τη μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine και όχι του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Στα σχήματα 10-10α και 10-10β, που ακολουθούν, δίνεται η μεταβολή της βέλτιστης τιμής της υψηλής πίεσης P<sub>H</sub> του κύκλου Rankine συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel, όταν το



εργαζόμενο μέσο του κύκλου είναι ο υδρατμός και το R245ca αντίστοιχα. Επιπλέον στα σχήματα αυτά περιλαμβάνεται η περίπτωση ανάκτησης πρόσθετης θερμότητας από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου (EGR).

Από το σχήμα 10-10α φαίνεται ότι η βέλτιστη τιμή της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου Rankine με υδρατμό ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα. Αντιθέτως, στο σχήμα 10-10β διαπιστώνεται ότι στην περίπτωση του οργανικού μέσου R245ca, η υψηλή πίεση  $P_H$  του κύκλου Rankine είναι σχεδόν σταθερή σε σχέση με το φορτίο του κινητήρα. Όπως προαναφέρθηκε, η μεγιστοποίηση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine είναι αποτέλεσμα της ταυτόχρονης βελτιστοποίησης του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου και της απόδοσης των εναλλακτών θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Η προαναφερθείσα διαφορά των δυο εργαζόμενων μέσων ως προς την επίδραση του φορτίου του κινητήρα στη βέλτιστη τιμή της υψηλής πίεσης  $P_H$  οφείλεται στη μειωμένη δυνατότητα ανάκτησης θερμότητας του κύκλου Rankine με νερό, η οποία επιδεινώνεται στις αυξημένες τιμές της υψηλής πίεσης  $P_H$ .



Σχήμα 10-10 Μεταβολή της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με Εργαζόμενο Μέσο H<sub>2</sub>O (α) ή R245ca (β) συναρτήσεσι του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Θερμότητα του EGR.

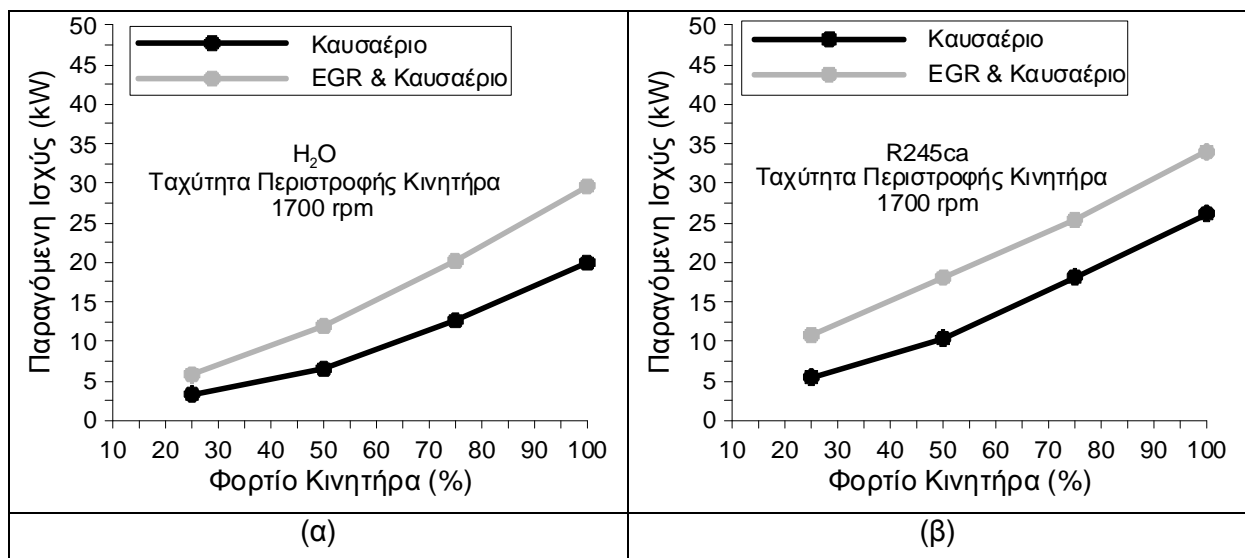
### 10.3.6 Μεταβολή της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine συναρτήσεσι του Φορτίου του Κινητήρα

Στα σχήματα 10-11α και 10-11β φαίνεται ότι η παραγόμενη ισχύς στον κύκλο Rankine αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα και για τα δυο εργαζόμενα μέσα. Επιπροσθέτως, διαπιστώνεται ότι η αξιοποίηση της θερμότητας του EGR συμβάλλει στην περαιτέρω αύξηση

της παραγόμενης ισχύος του κύκλου σε όλες τις περιπτώσεις. Στο σχήμα 10-11α παρατηρείται ότι οι δυο καμπύλες μεταβολής της παραγόμενης ισχύος του κύκλου συγκλίνουν με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα. Συνεπώς, η αύξηση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O λόγω της ανάκτησης πρόσθετης θερμότητας από το EGR ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα. Ωστόσο, στο σχήμα 10-11β φαίνεται ότι η επίδραση της αξιοποίησης της θερμότητας του EGR στην αύξηση της ισχύος του κύκλου Rankine με R245ca είναι μειωμένη μόνο στο 25% του φορτίου.

Στο σχήμα 10-11α διαπιστώνεται ότι η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O χωρίς την ανάκτηση θερμότητας από το EGR εκτιμάται σε 3.3kW, 6.5kW, 12.6kW και 19.9kW στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Στην περίπτωση εκμετάλλευσης της θερμότητας του EGR, η μέγιστη ισχύς του κύκλου Rankine εκτιμάται σε 5.8kW, 11.9kW, 20.1kW και 29.6kW στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα.

Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 10-11β, η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine με R245ca χωρίς την αξιοποίηση της θερμότητας του EGR εκτιμάται σε 5.5kW, 10.4kW, 18.2kW και 26.2kW στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όταν ο κύκλος Rankine ανακτά τμήμα της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, η μέγιστη τιμή της ισχύος του κύκλου εκτιμάται σε 10.8kW, 18.1kW, 25.4kW και 34kW στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα.



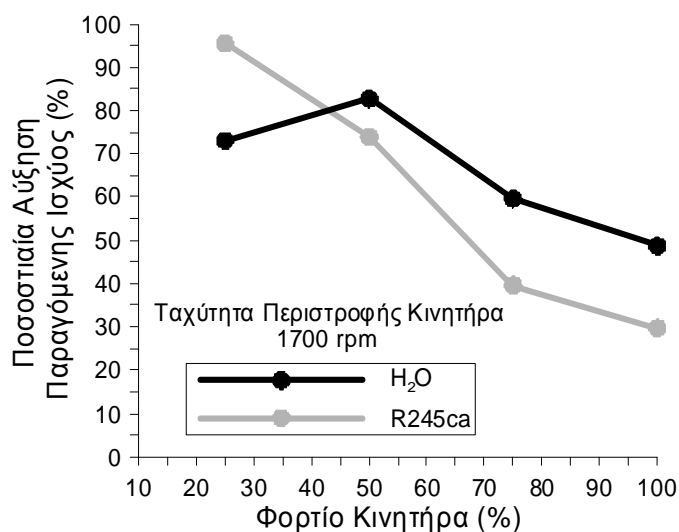
Σχήμα 10-11 Μεταβολή της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O (α) ή R245ca (β) συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις Περιπτώσεις Εκμετάλλευσης της Θερμότητας του Καυσαερίου με και χωρίς τη Χρήση της Πρόσθετης Θερμότητας του EGR.

Στη συνέχεια απεικονίζεται στο σχήμα 10-12 η μεταβολή της ποσοστιαίας αύξησης της μέγιστης παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα για

τις περιπτώσεις, όπου το εργαζόμενο μέσο είναι είτε νερό είτε R245ca. Η εκμετάλλευση μέρους της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου αυξάνει την παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine με το οργανικό μέσο R245ca κατά 30%, 40%, 74% και 95.5% στο 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα. Έτσι, η παραγόμενη ισχύς του κύκλου με οργανικό μέσο R245ca σχεδόν διπλασιάζεται στο 25% του φορτίου του κινητήρα. Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με νερό η ανάκτηση τμήματος της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου αυξάνει την παραγόμενη ισχύ κατά 49%, 60%, 83% και 73% στο 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου αντίστοιχα.

Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 10-12, η ποσοστιαία αύξηση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου αυξάνεται με τη μείωση του φορτίου και για τα δυο εργαζόμενα μέσα. Μοναδική εξαίρεση αποτελεί η περίπτωση χρήσης του κύκλου Rankine με νερό, όπου η ποσοστιαία αύξηση της ισχύος του είναι μικρότερη στο 25% του φορτίου συγκριτικά με το 50% του φορτίου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι υψηλές τιμές των θερμοκρασιών της υπερθέρμανσης του νερού και η χαμηλή τιμή της θερμοκρασίας του EGR στο 25% του φορτίου μειώνουν τη δυνατότητα άντλησης θερμότητας από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου.

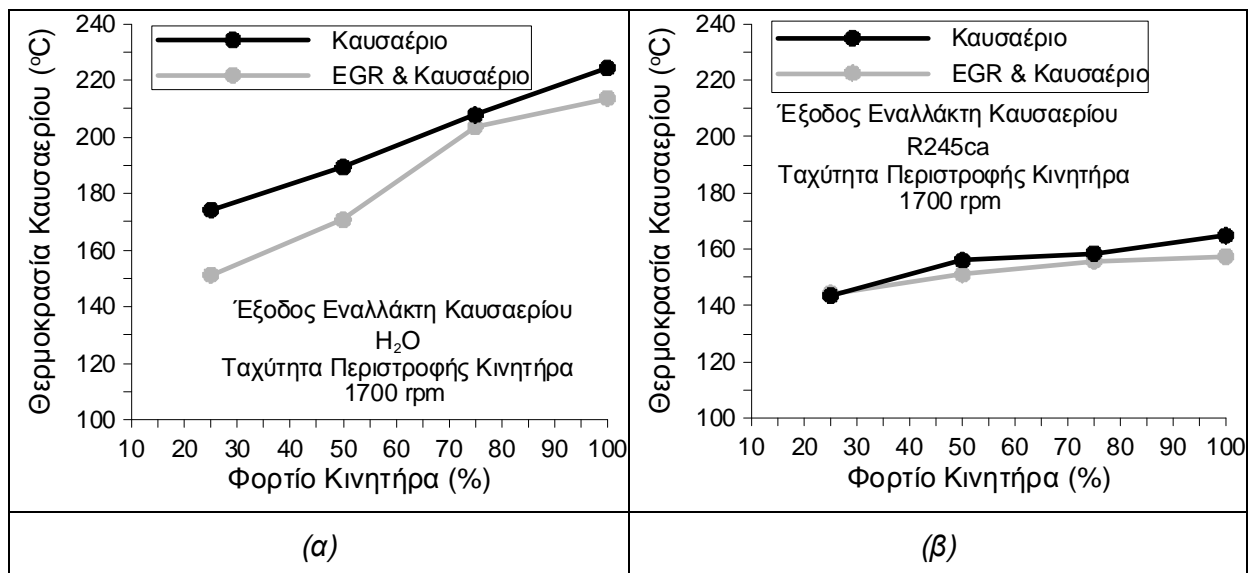
Η ποσοστιαία αύξηση της ισχύος του κύκλου Rankine με νερό είναι μεγαλύτερη συγκριτικά με την περίπτωση χρήσης του οργανικού μέσου R245ca στις τιμές του φορτίου άνω του 25%. Έτσι, επιβεβαιώνεται η διαπίστωση ότι η αξιοποίηση της πρόσθετης θερμότητας του EGR συμβάλλει στην αντιμετώπιση του προβλήματος των υψηλών θερμοκρασιών του υπέρθερμου υδρατμού, οι οποίες δυσχεραίνουν την άντληση θερμότητας από το κύριο ρεύμα καυσαερίου και συνεπώς την παραγωγή ισχύος από τον κύκλο Rankine.



Σχήμα 10-12 Μεταβολή της Ποσοστιαίας Αύξησης της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine λόγω της Χρήσης της Θερμότητας του EGR συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν το Εργαζόμενο Μέσο είναι H<sub>2</sub>O ή R245ca.

### 10.3.7 Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο της Εγκατάστασης συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα

Στη συνέχεια της διερεύνησης και στα σχήματα 10-13α και 10-13β δίνεται η διακύμανση της θερμοκρασίας του κύριου ρεύματος καυσαερίου, που εξέρχεται από την εγκατάσταση και κατευθύνεται στο περιβάλλον, συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 10-13α, η αξιοποίηση της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου από τον κύκλο Rankine με νερό μειώνει τη θερμοκρασία του κύριου καυσαερίου στην έξοδο του αντίστοιχου εναλλάκτη θερμότητας. Οι βασικότερες αιτίες της τελευταίας επισημάνσης είναι οι μεγάλες τιμές της λανθάνουσας θερμότητας του νερού, καθώς και οι υψηλές τιμές της θερμοκρασίας του στην υπέρθερμη περιοχή, που δυσχεραίνουν την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου. Έτσι, το ρεύμα ανακυκλοφορίας έχοντας υψηλότερες θερμοκρασίες καυσαερίου αναλαμβάνει εξ' ολοκλήρου ή κατά τμήμα την υπερθέρμανση, οπότε η ατμοποίηση, που απαιτεί τη μεγαλύτερη θερμότητα, καλύπτεται από το κύριο ρεύμα καυσαερίου. Συνεπώς, ο κύκλος Rankine με νερό αξιοποιεί μεγαλύτερο τμήμα της θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου, όταν ανακτάται μέρος της θερμότητας του EGR. Αντιθέτως, όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 10-13β, στην περίπτωση του οργανικού μέσου R245ca οι τιμές της θερμοκρασίας εξόδου του καυσαερίου από την εγκατάσταση δεν διαφοροποιούνται σημαντικά με την αξιοποίηση της πρόσθετης θερμότητας του EGR.



Σχήμα 10-13 Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο της Εγκατάστασης συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν ο Κύκλος Rankine με H<sub>2</sub>O (α) ή R245ca (β) ανακτά τη Θερμότητα του Κύριου Καυσαερίου με και χωρίς τη Θερμότητα του EGR.

### 10.3.8 Βέλτιστος Κύκλος Rankine και Θερμοκρασιακή Πτώση του Καυσαερίου

Η παρουσίαση της ανάλυσης ολοκληρώνεται με τα σχήματα 10-15, 10-17, 10-19 και 10-21, όπου απεικονίζονται οι καμπύλες κορεσμού του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου στην υποκρίσιμη περιοχή και ο βέλτιστος κύκλος Rankine, όπως αυτός εκτιμάται από το μοντέλο προσομοίωσης για κάθε συνθήκη λειτουργίας της εγκατάστασης.

#### • Ανάκτηση της Θερμότητας του Κύριου Καυσαερίου μέσω Κύκλου Rankine με Εργαζόμενο Μέσο Νερό

Στο σχήμα 10-14 απεικονίζεται η τυπική διάταξη του κύκλου Rankine με υδρατμό χωρίς τη χρήση της θερμότητας του EGR. Οι συνθήκες βέλτιστης λειτουργίας αυτής της διάταξης, δηλαδή οι τιμές της υψηλής πίεσης  $P_H$ , της εντροπίας  $S_5$  του μέσου μετά την εκτόνωση και των θερμοκρασιών του  $H_2O$  σε διάφορα σημεία του κύκλου, δίνονται στον πίνακα 10-5.

Φορτίο Κινητήρα	100%	75%	50%	25%
$T_1, T_1'(^{\circ}C)$	85.93	85.93	85.93	85.93
$T_2(^{\circ}C)$	86.16	86.09	86.03	86.00
$T_3, T_3'(^{\circ}C)$	219.56	204.31	184.06	170.41
$T_4(^{\circ}C)$	294.56	250.31	214.06	228.41
$T_5(^{\circ}C)$	85.93	85.93	85.93	85.93
$S_5 (kJ/kg^{\circ}C)$	6.94	6.89	6.92	7.14
$P_H(bar)$	23.00	17.00	11.00	8.00

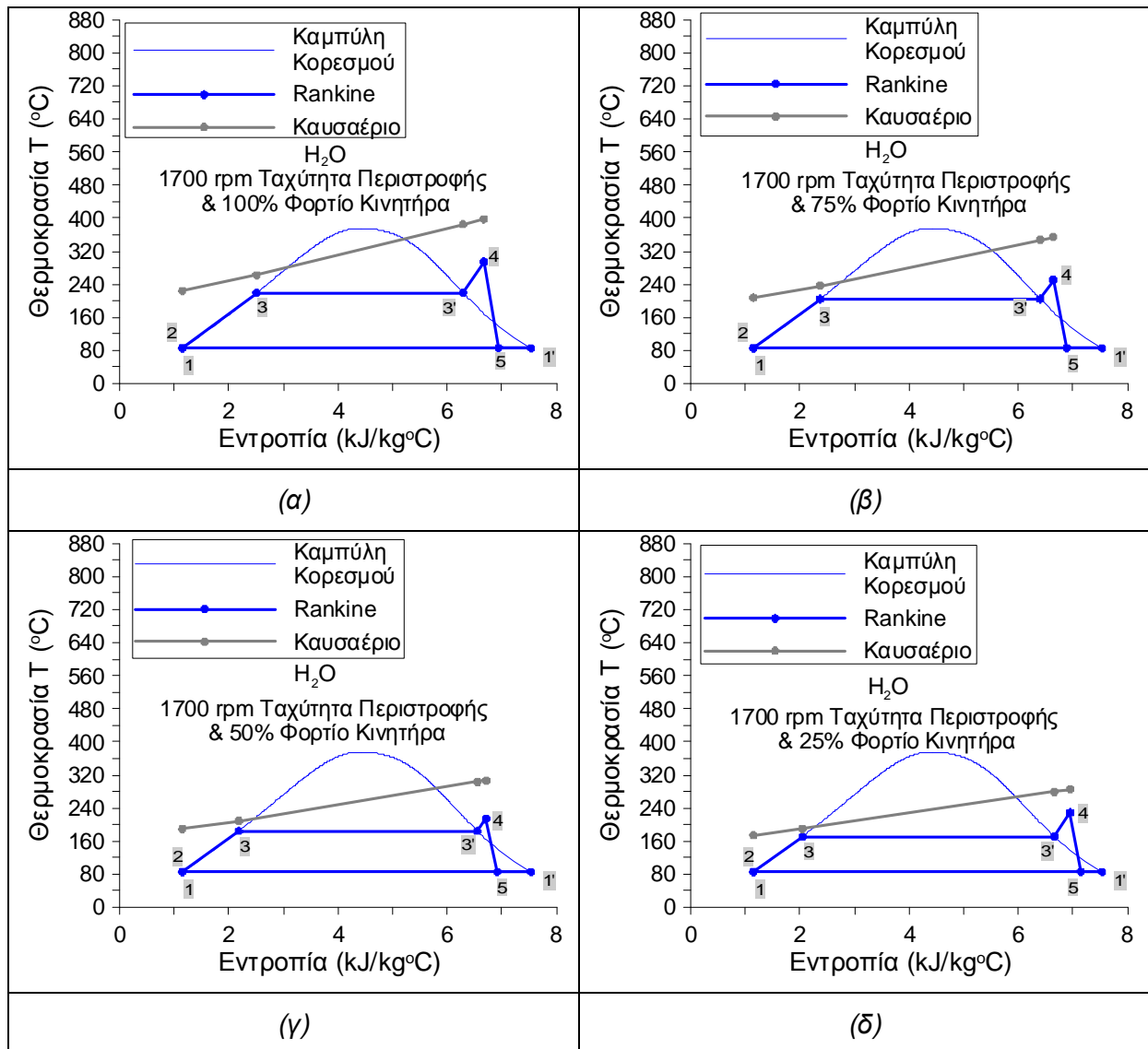
  

Πίνακας 10-5 Λειτουργικά Σημεία Κύκλου Rankine με  $H_2O$ .

Σχήμα 10-14 Διάταξη Κύκλου Rankine με  $H_2O$ .

Στο σχήμα 10-15 απεικονίζονται αντιστοίχως ο βέλτιστος κύκλος Rankine με υδρατμό και η πτώση της θερμοκρασίας του κύριου ρεύματος καυσαερίου για τα τέσσερα φορτία που εξετάστηκαν. Η μεταβολή 1-2 αντιστοιχεί στην άνοδο της πίεσης του μέσου στην αντλία. Ακολούθως, οι μεταβολές 2-3, 3-3' και 3'-4 αντιστοιχούν στην προθέρμανση, ατμοποίηση και υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου, οι οποίες πραγματοποιούνται στον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου. Οι μεταβολές 4-5 και 5-1' αντιπροσωπεύουν αντιστοίχως την εκτόνωση και τη συμπύκνωση του υδρατμού, η οποία λαμβάνει χώρα στο ψυγείο του κύκλου Rankine. Από το σχήμα αυτό γίνεται προφανές ότι σε όλα τα φορτία του

κινητήρα Diesel, ο υδρατμός μετά την εκτόνωση του βρίσκεται στη διφασική περιοχή σε μικρή απόσταση από την καμπύλη του κορεσμένου ατμού. Συνεπώς, σε όλα τα σημεία λειτουργίας στο τέλος της εκτόνωσης το εργαζόμενο μέσο περιέχει στη σύνθεσή του ένα μικρό τμήμα υγρής φάσης.



Σχήμα 10-15 Βέλτιστος Κύκλος Rankine με Εργαζόμενο Μέσο H<sub>2</sub>O και Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

• **Ανάκτηση της Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου μέσω Κύκλου Rankine με Εργαζόμενο Μέσο Νερό**

Στο σχήμα 10-16 απεικονίζεται η διάταξη του κύκλου Rankine με υδρατμό, όπου ανακτάται πρόσθετη θερμότητα από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, ενώ στον πίνακα 10-6 περιλαμβάνονται οι συνθήκες της βέλτιστης λειτουργίας του σε κάθε φορτίο

του κινητήρα. Τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης για το βέλτιστο κύκλο Rankine με H<sub>2</sub>O, καθώς και η θερμοκρασιακή πτώση του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου δίνονται στα διαγράμματα του σχήματος 10-17.

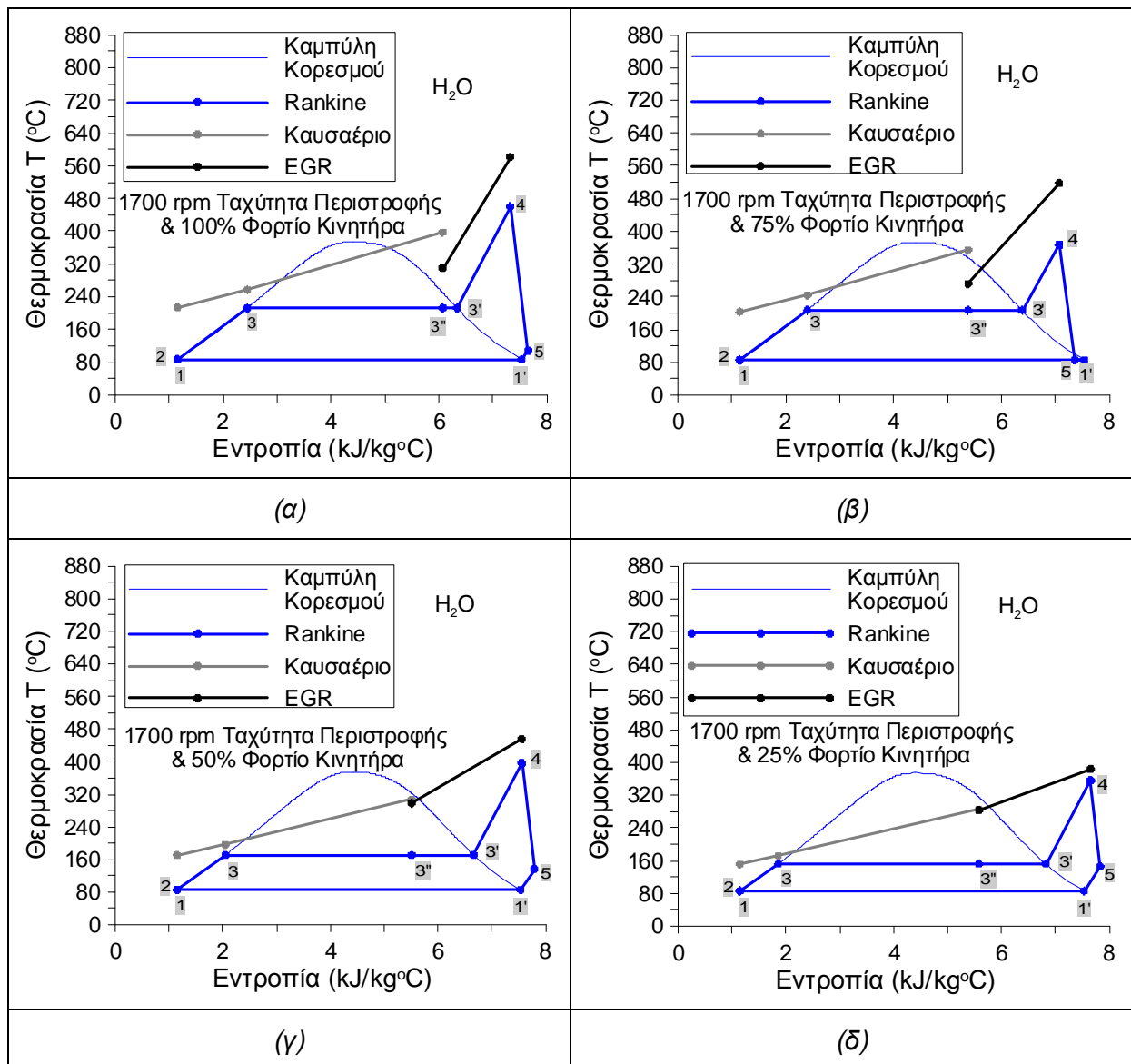
Η διαφορά του σχήματος 10-17 σε σχέση με το σχήμα 10-15 είναι το σημείο 3'' που αντιστοιχεί στην κατάσταση του υδρατμού στην είσοδο του εναλλάκτη του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Όπως διαπιστώνεται, όταν το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, βρίσκεται στη διφασική περιοχή (σημείο 3'') ανάμεσα στα σημεία 3 και 3', που αντιστοιχούν στις κορεσμένες συνθήκες υγρού και ατμού. Συνεπώς, η αποσπώμενη θερμότητα του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου υπερθερμαίνει πλήρως τον υδρατμό και καλύπτει ένα μικρό τμήμα της ατμοποίησης, το οποίο αναπαρίσταται στο σχήμα 10-17 με τη μεταβολή 3''-3'.

Από τα διαγράμματα του σχήματος 10-17 επαληθεύεται η προαναφερθείσα διαπίστωση ότι η αξιοποίηση της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου ευνοεί την περαιτέρω υπερθέρμανση του υδρατμού. Έτσι, σχεδόν σε όλα τα φορτία του κινητήρα Diesel, παρατηρείται ότι ο υδρατμός ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι υπέρθερμος στο τέλος της εκτόνωσης. Εξάιρεση αποτελεί το 75% του φορτίου του κινητήρα, όπου ο εκτονωμένος υδρατμός είναι στη διφασική περιοχή σε ελάχιστη όμως απόσταση από το αντίστοιχο σημείο κορεσμένου ατμού.

Φορτίο Κινητήρα	100%	75%	50%	25%
T <sub>1</sub> , T <sub>1'</sub> (°C)	85.93	85.93	85.93	85.93
T <sub>2</sub> (°C)	86.13	86.11	86.00	85.97
T <sub>3</sub> , T <sub>3'</sub> (°C)	212.38	207.11	170.41	151.83
T <sub>3''</sub> (°C)	212.38	207.11	170.41	151.83
S <sub>3''</sub> (kJ/kg °C)	6.07	5.38	5.51	5.58
T <sub>4</sub> (°C)	460.38	367.11	396.41	355.83
T <sub>5</sub> (°C)	107.99	85.93	136.69	145.45
S <sub>5</sub> (kJ/kg °C)	7.65	7.36	7.79	7.83
P <sub>H</sub> (bar)	20.00	18.00	8.00	5.00

Πίνακας 10-6 Λειτουργικά Σημεία Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O και Χρήση Πρόσθετης Θερμότητας από το EGR.

Σχήμα 10-16 Διάταξη Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O και Χρήση Πρόσθετης Θερμότητας από το EGR.



Σχήμα 10-17 Βέλτιστος Κύκλος Rankine με Εργαζόμενο Μέσο H<sub>2</sub>O και Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου και του EGR στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

• **Ανάκτηση Θερμότητας του Κύριου Καυσαερίου μέσω Κύκλου Rankine με Εργαζόμενο Μέσο R245ca**

Στη συνέχεια της ανάλυσης, δίνεται ο βέλτιστος κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο το R245ca για την περίπτωση που η ανακτώμενη θερμότητα προέρχεται αποκλειστικά από το κύριο ρεύμα καυσαερίου. Στο σχήμα 10-18 και στον πίνακα 10-7 παρέχονται αντιστοίχως η διάταξη του κύκλου Rankine με το οργανικό μέσο R245ca και οι συνθήκες της βέλτιστης λειτουργίας της εγκατάστασης σε κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 10-18, η κυριότερη διαφορά του συστήματος του κύκλου Rankine με οργανικό μέσο από τις διατάξεις των σχημάτων 10-14 και 10-16 είναι η παρεμβολή του ανακομιστή

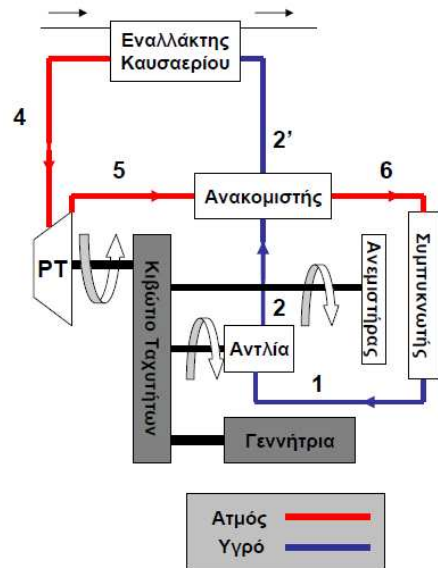


θερμότητας ανάμεσα στον εκτονωτή και το συμπυκνωτή, καθώς και μεταξύ της αντλίας και του εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου.

Φορτίο Κινητήρα	100%	75%	50%	25%
$T_1, T_1'(^{\circ}\text{C})$	44.24	44.24	44.24	44.24
$T_2(^{\circ}\text{C})$	45.72	45.72	45.72	45.72
$T_2'(^{\circ}\text{C})$	95.55	96.91	97.91	82.77
$T_3, T_3'(^{\circ}\text{C})$	169.42	169.42	169.42	169.42
$T_4(^{\circ}\text{C})$	215.42	215.42	213.42	191.42
$T_5(^{\circ}\text{C})$	136.76	136.76	134.47	107.52
$T_6(^{\circ}\text{C})$	70.24	68.24	64.24	57.24
$P_H(\text{bar})$	36	36	36	36

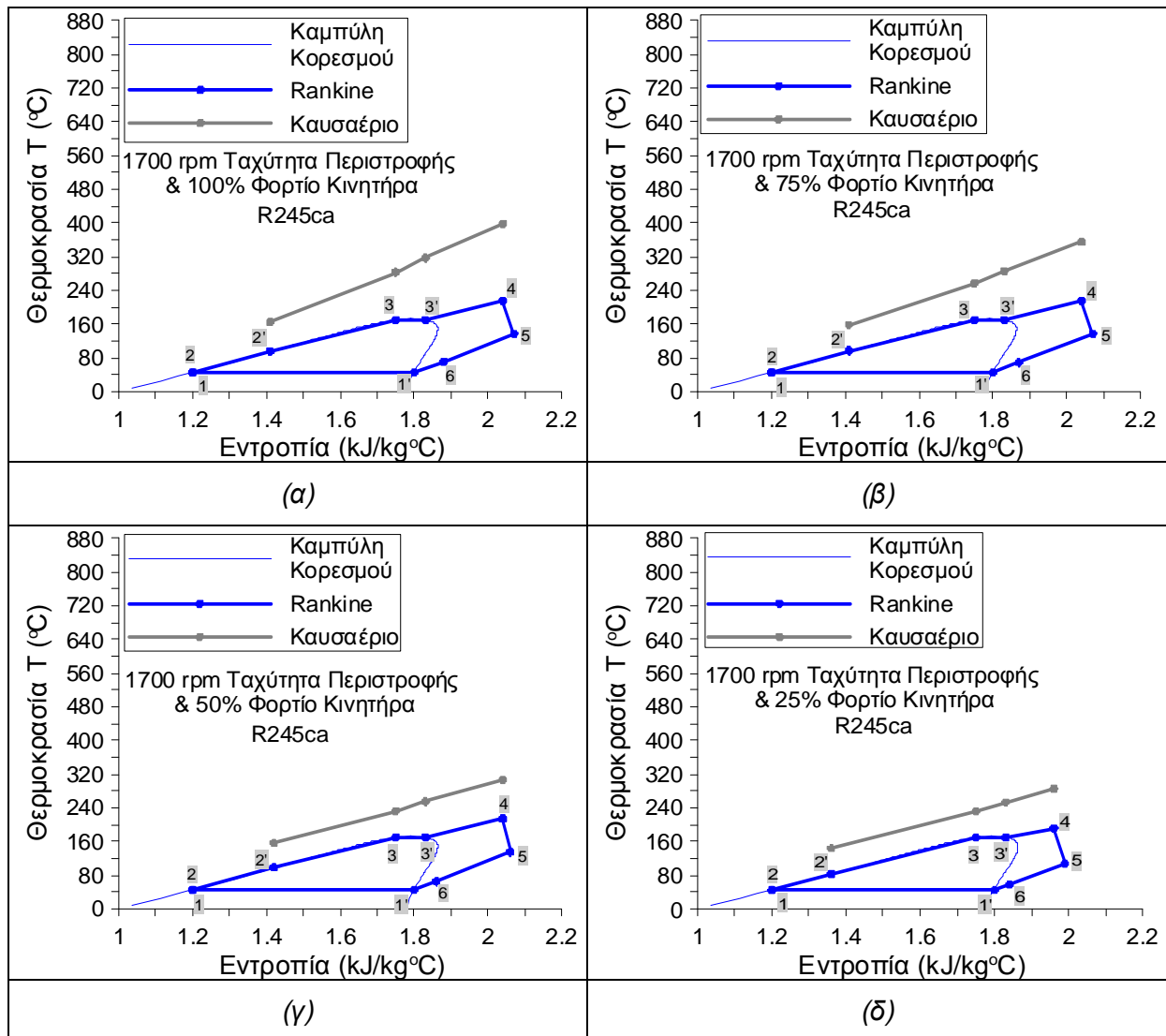
<i>Πίνακας 10-7 Λειτουργικά Σημεία Κύκλου Rankine με R245ca.</i>	<i>Σχήμα 10-18 Διάταξη Κύκλου Rankine με R245ca.</i>
------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------



Στα διαγράμματα του σχήματος 10-19 παρατηρείται ότι το εργαζόμενο μέσο R245ca, σε αντίθεση με τον υδρατμό, υπερθερμαίνεται αρκετά αποκτώντας υψηλές θερμοκρασίες συγκριτικά με τη θερμοκρασία του κορεσμένου ατμού χωρίς την ανάκτηση της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Επιπροσθέτως, το εργαζόμενο μέσο στο τέλος της εκτόνωσης είναι υπέρθερμος ατμός σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Είναι επίσης προφανές ότι υπάρχει διαθέσιμη θερμότητα από τον εκτονωμένο ατμό για την προθέρμανση του υπόψυκτου μέσου, που εξέρχεται από την αντλία.

Στα διαγράμματα του σχήματος 10-19 οι μεταβολές 5-6 και 2-2' απεικονίζουν αντιστοίχως το θερμό και το ψυχρό ρεύμα του ανακομιστή θερμότητας του κύκλου Rankine. Όπως διαπιστώνεται, ο υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης (σημείο 5) εισέρχεται στον ανακομιστή θερμότητας και ψύχεται μέχρι την κατάσταση του σημείου 6, ενώ το υπόψυκτο υγρό R245ca εξερχόμενο από την αντλία (σημείο 2) εισέρχεται στον ανακομιστή, όπου προθερμαίνεται μέχρι την κατάσταση 2'. Η ύπαρξη του ανακομιστή θερμότητας στην εγκατάσταση του κύκλου Rankine μειώνει τις απαιτήσεις της προθέρμανσης του R245ca. Συγκεκριμένα η ειδική θερμότητα, που απορροφά το R245ca από το καυσαέριο, είναι  $h_4-h_2$  χωρίς τον ανακομιστή θερμότητας και μειώνεται σε  $h_4-h_2'$  με τον ανακομιστή θερμότητας. Έτσι, είναι εφικτή η αύξηση της παροχής μάζας του R245ca απορροφώντας την ίδια θερμότητα από το καυσαέριο, οπότε αυξάνεται η παραγόμενη ισχύς του εκτονωτή (βλέπε σχέση 8.8).

Επιπροσθέτως, ο υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στο συμπυκνωτή με χαμηλότερη θερμοκρασία (κατάσταση 6). Συνεπώς, η εσωτερική ανακομιδή θερμότητας στο σύστημα του κύκλου Rankine περιορίζει την απώλεια θερμότητας στο περιβάλλον κατά τη φάση της συμπύκνωσης. Έτσι, η χρήση του ανακομιστή θερμότητας συμβάλλει στη μείωση της απορριπτόμενης θερμότητας από τον κύκλο Rankine στο περιβάλλον και άρα μειώνονται οι διαστάσεις της ψυκτικής διάταξης του κύκλου.



Σχήμα 10-19 Βέλτιστος Κύκλος Rankine με Εργαζόμενο Μέσο R245ca και Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

• **Ανάκτηση Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου μέσω Κύκλου Rankine με Εργαζόμενο Μέσο R245ca**

Η παρούσα ενότητα ολοκληρώνεται με το σύστημα του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca και ταυτόχρονη εκμετάλλευση θερμότητας από το κύριο ρεύμα καυσαερίου και

το EGR. Στο σχήμα 10-20 δίνεται η διάταξη της εγκατάστασης του κύκλου Rankine με R245ca, όπου απεικονίζονται οι εναλλάκτες θερμότητας του καυσαερίου και του EGR, καθώς και ο ανακομιστής θερμότητας. Στον πίνακα 10-8 δίνονται τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης για τα κυριότερα σημεία της βέλτιστης λειτουργίας του κύκλου Rankine.

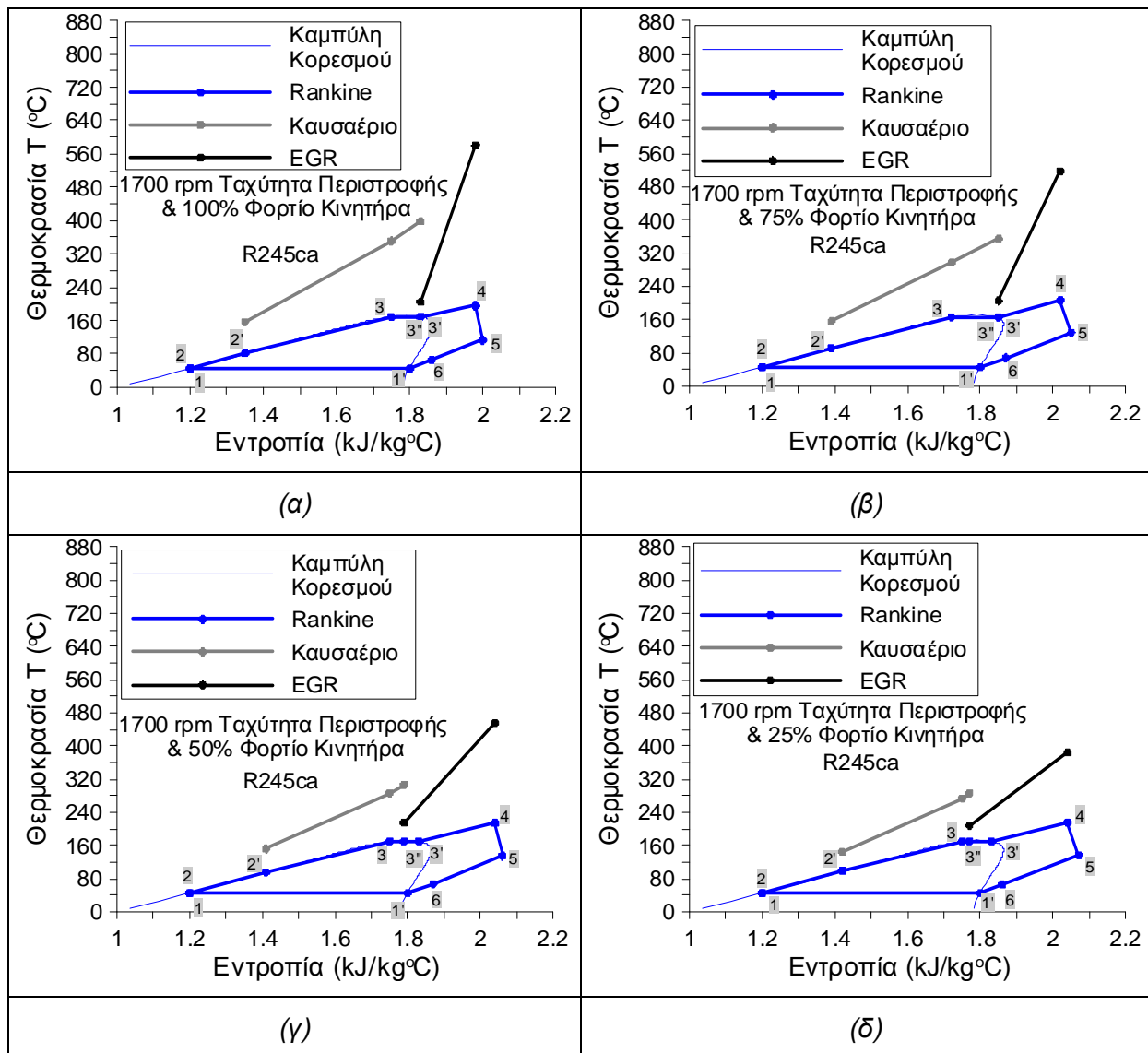
Φορτίο Κινητήρα	100%	75%	50%	25%
$T_1, T_1' (^{\circ}\text{C})$	44.24	44.24	44.24	44.24
$T_2 (^{\circ}\text{C})$	45.72	45.64	45.72	45.72
$T_2' (^{\circ}\text{C})$	81.45	91.23	95.88	98.93
$T_3, T_3' (^{\circ}\text{C})$	169.42	166.12	169.42	169.42
$T_3'' (^{\circ}\text{C})$	169.42	166.12	169.42	169.42
$S_{3''} (\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C})$	1.83	1.85	1.79	1.77
$T_4 (^{\circ}\text{C})$	195.42	206.12	213.42	215.42
$T_5 (^{\circ}\text{C})$	112.76	128.83	134.47	136.76
$T_6 (^{\circ}\text{C})$	64.74	67.74	67.24	65.24
$P_H (\text{bar})$	36	34	36	36

*Πίνακας 10-8 Λειτουργικά Σημεία Κύκλου Rankine με R245ca και Χρήση Πρόσθετης Θερμότητας από το EGR.*

*Σχήμα 10-20 Διάταξη Κύκλου Rankine με R245ca και Χρήση Πρόσθετης Θερμότητας από το EGR.*

Στα διαγράμματα του σχήματος 10-21 απεικονίζονται οι θερμοκρασιακές μεταβολές του εργαζόμενου μέσου, του κύριου ρεύματος καυσαερίου και του EGR σε όλα τα εξεταζόμενα φορτία του κινητήρα. Όπως διαπιστώνεται στα διαγράμματα αυτά, το εργαζόμενο μέσο, που εξέρχεται από τον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου και εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας του EGR, βρίσκεται στη διφασική περιοχή σε όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα, που εξετάζονται.

Συγκεκριμένα, παρατηρείται ότι το ήμισυ της ατμοποίησης (μεταβολή 3''-3') καλύπτεται από τη θερμότητα του EGR στο 50% του φορτίου του κινητήρα. Η ανακτώμενη θερμότητα του κύριου ρεύματος καυσαερίου προθερμαίνει το υγρό R245ca (μεταβολή 2'-3) και ατμοποιεί το 1/4 αυτού (μεταβολή 3-3''), όταν ο κινητήρας λειτουργεί στο 25% του φορτίου του. Έτσι, η θερμότητα, που αποσπάται από το EGR, καλύπτει πλήρως την υπερθέρμανση και το μεγαλύτερο μέρος της ατμοποίησης. Συγκρίνοντας τα διαγράμματα των σχημάτων 10-17 και 10-21, επαληθεύεται η διαπίστωση ότι οι θερμοκρασίες του υπέρθερμου ατμού του R245ca είναι σημαντικά χαμηλότερες από τις αντίστοιχες του υπέρθερμου υδρατμού.



Σχήμα 10-21 Βέλτιστος Κύκλος Rankine με Εργαζόμενο Μέσο R245ca και Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου και του EGR στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

## 10.4 Συμπεράσματα

Ολοκληρώνοντας την παρουσίαση της διερεύνησης, στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μια πρώτη προσέγγιση για την ανάλυση της λειτουργίας του κύκλου Rankine ως τεχνικής ανάκτησης της θερμότητας του καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Τα εξαγόμενα συμπεράσματα από την παραπάνω διερεύνηση είναι τα ακόλουθα:

- Ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine αυξάνεται με την άνοδο της υψηλής πίεσης λειτουργίας  $P_H$  του κύκλου. Στην περίπτωση που το εργαζόμενο μέσο του κύκλου είναι  $H_2O$ , η πρόσθετη αξιοποίηση της θερμότητας του EGR βελτιώνει σημαντικά το θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης. Αντιθέτως, η

ανάκτηση της θερμότητας του EGR δεν έχει σημαντική επίδραση στο θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca. Ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του οργανικού κύκλου Rankine είναι μικρότερος από τον αντίστοιχο του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O.

- Η απορροφώμενη θερμότητα από τον κύκλο Rankine μειώνεται με την αύξηση της υψηλής πίεσης  $P_H$  και για τα δυο εργαζόμενα μέσα. Ο κύκλος Rankine με οργανικό μέσο R245ca ανακτά μεγαλύτερα ποσά θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου σε σύγκριση με την περίπτωση χρήσης του H<sub>2</sub>O ως εργαζόμενου μέσου.
- Η παραγόμενη ισχύς του κύκλου με H<sub>2</sub>O αυξάνεται μέχρι μια τιμή της πίεσης  $P_H$  και στη συνέχεια βαίνει μειούμενη. Στην περίπτωση χρήσης του R245ca, η παραγόμενη ισχύς του κύκλου είναι μεγαλύτερη σε σύγκριση με τον κύκλο Rankine με H<sub>2</sub>O και αυξάνεται συνεχώς με την άνοδο της υψηλής πίεσης  $P_H$ .
- Η εκμετάλλευση της θερμότητας του EGR είναι ιδιαίτερα ευνοϊκή για τη λειτουργία του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο τον υδρατμό, επιτρέποντας τη λειτουργία του συστήματος σε μεγαλύτερες τιμές της υψηλής πίεσης  $P_H$  και της θερμοκρασίας του υπέρθερμου υδρατμού πριν την εκτόνωση.
- Η βελτίωση της συνολικής απόδοσης της εγκατάστασης είναι μεγαλύτερη, όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι R245ca, σε σύγκριση με την περίπτωση χρήσης του υδρατμού. Η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου  $bsfc$  της εγκατάστασης επιτυγχάνεται με την αξιοποίηση της πρόσθετης θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου.
- Η μέγιστη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης με εργαζόμενο μέσο R245ca εκτιμάται σε 10.7%, 9%, 8.4% και 8.5% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O, η μέγιστη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 6%, 6.1%, 6.8% και 7.5% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα.
- Όταν αξιοποιείται η θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου και το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι το οργανικό R245ca, τότε παρατηρείται αύξηση της ποσοστιαίας βελτίωσης της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα.
- Όταν ο κύκλος Rankine λειτουργεί με υδρατμό, τότε το μεγαλύτερο μέρος της ανακτώμενης θερμότητας του καυσαερίου χρησιμοποιείται για την ατμοποίηση του νερού. Αντιθέτως, η διαδικασία της προθέρμανσης παρουσιάζει τις μεγαλύτερες απαιτήσεις θερμότητας στην περίπτωση χρήσης του οργανικού μέσου R245ca.

- Η αξιοποίηση της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου δίνει τη δυνατότητα λειτουργίας του κύκλου Rankine με αυξημένη παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου. Η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα. Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με οργανικό μέσο R245ca η παροχή μάζας είναι περίπου 15 φορές μεγαλύτερη αυτής του υδρατμού.
- Η βέλτιστη τιμή της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου Rankine αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα, όταν το εργαζόμενο μέσο είναι ο υδρατμός, ενώ στην περίπτωση του οργανικού μέσου R245ca είναι σχεδόν σταθερή.
- Η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine εκτιμάται σε 34 kW για το οργανικό μέσο R245ca και 29.6 kW για τον υδρατμό. Η αύξηση της μέγιστης παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine με οργανικό μέσο R245ca, λόγω της αξιοποίησης της θερμότητας του EGR, εκτιμάται σε 30%, 40%, 74% και 95.5% στο 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου αντίστοιχα. Στην περίπτωση του υδρατμού, η ανάκτηση πρόσθετης θερμότητας από το EGR αυξάνει την μέγιστη παραγόμενη ισχύ του κύκλου κατά 49%, 60%, 83% και 73% στο 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου αντίστοιχα.
- Η αξιοποίηση της θερμότητας του EGR συμβάλλει στην εκμετάλλευση μεγαλύτερου τμήματος της θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου, όταν ο κύκλος Rankine λειτουργεί με υδρατμό.
- Η απορροφώμενη θερμότητα του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου (EGR) καλύπτει πλήρως την υπερθέρμανση και μερικώς την ατμοποίηση του υδρατμού και του οργανικού μέσου R245ca. Στην περίπτωση του οργανικού εργαζόμενου μέσου και στα χαμηλά φορτία του κινητήρα Diesel, η ανακτώμενη θερμότητα του κύριου ρεύματος καυσαερίου καλύπτει την προθέρμανση και μικρό μόνο τμήμα της ατμοποίησης.

Συνοψίζοντας τα παραπάνω προκύπτει ότι η ανάκτηση πρόσθετης θερμότητας από το ρεύμα ανακυκλοφορίας καυσαερίου αυξάνει το συνολικό βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine δεδομένου ότι μειώνεται η συνολική ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η συγκεκριμένη βελτίωση είναι ακόμη μεγαλύτερη στην περίπτωση του οργανικού εργαζόμενου μέσου R245ca, παρά το γεγονός ότι ο εναλλάκτης θερμότητας του EGR έχει τις μισές διαστάσεις σε σχέση με τον αντίστοιχο του κύκλου Rankine με  $H_2O$ . Συνεπώς, φαίνεται ότι η βέλτιστη λύση από θερμοδυναμικής πλευράς είναι ο κύκλος Rankine με R245ca, που διαθέτει ανακομιστή θερμότητας και ανακτά τη θερμότητα του κύριου και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Ωστόσο, η τελική επιλογή του καταλληλότερου συστήματος Rankine απαιτεί τη συνεκτίμηση και άλλων λειτουργικών παραγόντων.

**Σύμβολα Κεφαλαίου 10:**

B	Κενό του Διαφράγματος	(m)
bfsc	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kWh)
D	Διάμετρος	(m)
EGR	Ρεύμα Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel	
h	Ενθαλπία	(J/kg)
$N_t$	Αριθμός Σωληνώσεων	(-)
$N_p$	Αριθμός των Περρασμάτων (Διαδρομών) των Σωληνώσεων	(-)
P	Πίεση	(Pa)
$P_H$	Υψηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
$P_L$	Χαμηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
$P_T$	Απόσταση Μεταξύ Δυο Διαδοχικών Σωληνώσεων	(m)
S	Εντροπία	(J/kgK)
T	Θερμοκρασία	(°C)

**Δείκτες:**

CR	Κρίσιμη Τιμή
i	Εσωτερική Πλευρά Σωλήνα-Ψυχρό Ρεύμα
o	Εξωτερική Πλευρά Σωλήνα-Θερμό Ρεύμα
s	Κέλυφος Εναλλάκτη

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 10:**

1. **Katsanos C.O., Hountalas D.T., Zannis T.C., and Yfantis E.A.** “Thermodynamic Analysis of a Diesel Truck Engine Organic Rankine Cycle” , 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2010), 19-21 July 2010, Antalya, Turkey.
2. **Katsanos C.O., Zannis T.C., Hountalas D.T., and Yfantis E.A.**, “Potentiality for Optimizing Operational Performance and Thermal Management of Diesel Truck Engine Rankine Cycle by Recovering Heat in EGR Cooler”, SAE Paper No. 010315, 2010.
3. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines”, SAE Paper No.010537, 2007.
4. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Working Fluids for WHR-ORC”, SAE Paper No.010543, 2007.
5. **Teng Ho, Regner G. and Cowland Ch.**, “A Quantum Leap for Heavy-Duty Truck Engine Efficiency-Hybrid Power System of Diesel and WHR-ORC Engines”, AVL Powertrain Engineering, Inc., The 12<sup>th</sup> Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research Conference, August 2006 Detroit Michigan.
6. **Cox N.**, “Sustainable Cooling: Refrigerants Beyond the Crisis”, Earthcare Products Limited, United Kingdom, Presented to CIBSE ASHRAE, Wednesday, October 13<sup>th</sup> 2004.
7. **Tsvetkov O. B., Laptev Y.A.**, “Thermophysical Aspects of Environmental Problems of Modern Refrigerating Engineering”, St.-Petersburg State University of Low-Temperature and Food Technologies, November 2002 St.Petersburg Russia.
8. **Steimle F.**, “Refrigerators and Refrigerants- The Future”, Department of Applied Thermodynamics and Air-Conditioning Technology, University of Essen, Essen, Germany.
9. **Smith N.D., Ratanaphruks K., Tufts M.W., NG A.S.**, “R-245ca : a potential far-term alternative for R-11”, ASHRAE journal, ISSN 0001-2491, 1993, vol. 35, no2, pp. 19-23.
10. **Colonna P., Van der Stelt T.P.**, “FluidProp: a program for the estimation of thermo physical properties of fluids”, Energy Technology Section, Delft University of Technology, The Netherlands ([www.FluidProp.com](http://www.FluidProp.com)), 2004.
11. **Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O.**, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP”, Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2007.



## Κεφάλαιο 11

# Ανάλυση της Λειτουργίας Κύκλου Rankine για τη Συνδυασμένη Ανάκτηση Θερμότητας από το Καυσαέριο, το EGR και τον Αέρα Υπερπλήρωσης

### 11.1 Εισαγωγή

Στο προηγούμενο κεφάλαιο εξετάστηκε η εγκατάσταση συστήματος κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel για να ανακτηθεί τμήμα της θερμότητας του καυσαερίου και του EGR. Η ανάλυση της συγκεκριμένης τεχνολογίας συνεχίζεται με τη διερεύνηση της επίδρασης πρόσθετων παραγόντων στη λειτουργία της εγκατάστασης. Στη συνέχεια παρουσιάζεται μια εμπειριστατωμένη ανάλυση του συστήματος του κύκλου Rankine, εξετάζοντας τις δυνατότητες περαιτέρω αύξησης της εκμετάλλευσης της θερμότητας από τον κινητήρα Diesel. Στο παρόν κεφάλαιο διερευνάται επίσης η επίδραση της πτώσης πίεσης του θερμού και του ψυχρού ρεύματος των εναλλακτών θερμότητας του κύκλου Rankine στη λειτουργία της εγκατάστασης. Επιπροσθέτως, η ανάλυση συμπεριλαμβάνει την επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη λειτουργία του κύκλου Rankine.

### 11.2 Περιγραφή της Ανάλυσης

Σε αυτό το κεφάλαιο η ανάλυση εξετάζει την αύξηση της συνολικά ανακτώμενης θερμότητας με την αξιοποίηση μέρους της θερμότητας, που αποσπάται κατά την ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel, ο οποίος εξέρχεται από το συμπιεστή του υπερπληρωτή έχοντας υψηλές θερμοκρασίες. Η διάταξη, που υιοθετείται σε αυτή τη διερεύνηση, είναι η αντικατάσταση του αρχικού ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα από ένα ενιαίο ψυγείο αέρος με δυο ξεχωριστά τμήματα ή δυο διαφορετικά ψυγεία αέρος. Ο τρόπος της αντικατάστασης του ψυγείου αέρος δεν επηρεάζει τη διεξαγόμενη ανάλυση. Είναι προφανές ότι στο ένα τμήμα του καινούργιου ψυγείου αέρος, το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine αντικαθιστά το ψυκτικό μέσο του κινητήρα Diesel, ενώ το δεύτερο τμήμα του ψυγείου αέρος συνεχίζει να λειτουργεί με το ψυκτικό μέσο του κινητήρα. Επιπροσθέτως, είναι απαραίτητο το ρεύμα του αέρα υπερπλήρωσης να έχει τη μεγαλύτερη δυνατή θερμοκρασία, καθώς εισέρχεται στον αντίστοιχο εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος του κύκλου Rankine προκειμένου να διευκολυνθεί η ανάκτηση της θερμότητας του. Συνεπώς, το ψυγείο του αέρα, που διαρρέεται στην ψυχρή πλευρά του από το

εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine, τοποθετείται πρώτο ώστε να δεχτεί το θερμό ρεύμα του αέρα άμεσα μετά την έξοδο του από το συμπιεστή. Έτσι, το δεύτερο τμήμα του ψυγείου αέρος λειτουργεί υποστηρικτικά αναλαμβάνοντας την ψύξη του εξερχόμενου αέρα από το προηγούμενο τμήμα για να αποκτήσει ο αέρας υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel την επιθυμητή θερμοκρασία.

Όσον αφορά τη διάταξη του συστήματος του κύκλου Rankine, ο εναλλάκτης θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης τοποθετείται στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας του κύριου καυσαερίου, ώστε να καλύπτει μέρος της προθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου [1-5].

Ο εναλλάκτης θερμότητας του αέρα, που ενσωματώνεται στο σύστημα του κύκλου Rankine είναι του τύπου πτερυγιοφόρων-σωληνώσεων (finned tubes) και τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά δίνονται στον πίνακα 11-1. Λαμβάνοντας υπόψη όλους τους περιορισμούς για την τοποθέτηση του συστήματος του κύκλου Rankine στον κινητήρα Diesel, ο εναλλάκτης θερμότητας του αέρα επιλέγεται να είναι μικρών διαστάσεων.

Ο εναλλάκτης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου διατηρείται ίδιος με αυτόν της πρώτης φάσης της παραμετρικής ανάλυσης, που περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο και για τα δυο εργαζόμενα μέσα. Επιπροσθέτως, ο ανακομιστής θερμότητας, που χρησιμοποιείται στον κύκλο Rankine με οργανικό εργαζόμενο μέσο R245ca, παραμένει ίδιος με αυτόν της διερεύνησης του προηγούμενου κεφαλαίου. Οι εναλλάκτες θερμότητας του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου έχουν τα ίδια χαρακτηριστικά με την προηγούμενη ανάλυση αλλά διαφοροποιούνται ως προς το μήκος και την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, όπως φαίνεται και στον πίνακα 11-2.

Όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο, έτσι και στην παρούσα ανάλυση, εξετάζεται ο «κινητήρας Β» με μέγιστη τιμή της μέσης ενεργού πίεσης ίση με 33 bar (βλέπε Κεφάλαιο 3). Επιπροσθέτως, τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο κεφάλαιο αυτό αντιστοιχούν σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ίση με 1700rpm και στα φορτία 100%, 75%, 50%, 25%.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται η παραμετρική διερεύνηση της εγκατάστασης κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel. Το σύστημα του κύκλου Rankine ανακτά μέρος της θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και του ρεύματος αέρα υπερπλήρωσης, που εξέρχεται από το συμπιεστή. Η παράμετρος της διερεύνησης είναι και πάλι η υψηλή πίεση  $P_H$  της λειτουργίας του κύκλου Rankine. Όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο, εξετάζεται η χρήση του υδρατμού αλλά και του οργανικού R245ca ως εργαζόμενα μέσα του κύκλου Rankine. Στη συνέχεια ακολουθεί η παρουσίαση των αποτελεσμάτων της διερεύνησης, που προέκυψαν από το μοντέλο προσομοίωσης. Συγκεκριμένα, η ανάλυση του παρόντος κεφαλαίου επικεντρώνεται στα εξής:

- Επίδραση της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου Rankine στην αποδιδόμενη ισχύ, στο θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου και στη συνολικά ανακτώμενη ποσότητα θερμότητας.

- Επίδραση της υψηλής πίεσης  $P_H$  στα επιμέρους ανακτώμενα ποσά θερμότητας.
- Μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης σε κάθε σημείο λειτουργίας.
- Μεταβολή της μέγιστης παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel.
- Μεταβολή του ποσοστού της ανακτώμενης θερμότητας από το EGR και τον αέρα υπερπλήρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.
- Μεταβολή των ανακτώμενων ποσών θερμότητας από το κύριο ρεύμα καυσαερίου, το EGR και το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.
- Βέλτιστη παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου σε κάθε σημείο λειτουργίας.
- Βέλτιστη υψηλή πίεση  $P_H$  του κύκλου Rankine σε κάθε σημείο λειτουργίας.
- Μεταβολή της θερμοκρασίας του κύριου καυσαερίου και του EGR στις εξόδους των αντίστοιχων εναλλακτών θερμότητας συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.
- Λειτουργικά σημεία του βέλτιστου κύκλου Rankine, θερμοκρασιακή πτώση των ρευμάτων του κύριου καυσαερίου, του EGR και του αέρα υπερπλήρωσης σε κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel.
- Επίδραση της πτώσης πίεσης της θερμής και ψυχρής πλευράς των εναλλακτών θερμότητας του κύκλου Rankine στη λειτουργία της εγκατάστασης.
- Επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη λειτουργία του κύκλου Rankine.

Μήκος Εναλλάκτη Θερμότητας Αέρα Υπερπλήρωσης (m)	0.40
Μετωπική Επιφάνεια (m <sup>2</sup> )	0.50
Όγκος Εναλλάκτη Θερμότητας Αέρα Υπερπλήρωσης (m <sup>3</sup> )	0.20
$D_i$ (mm)	8.2
$D_o$ (mm)	10.2
Πλήθος Σωλήνων $N_t$	775

Πίνακας 11-1 Χαρακτηριστικά του Εναλλάκτη Θερμότητας του Αέρα Υπερπλήρωσης.

Θερμή Πλευρά	Ψυχρή Πλευρά	Επιφάνεια Συναλλαγής Θερμότητας (m <sup>2</sup> )	Μήκος Εναλλάκτη Θερμότητας (m)
EGR	H <sub>2</sub> O	7.50	0.375
EGR	R245ca	7.20	0.36

Πίνακας 11-2 Μήκος και Επιφάνεια Συναλλαγής των Εναλλακτών Θερμότητας του Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Καυσαερίου για τα Εργαζόμενα Μέσα H<sub>2</sub>O και R245ca.

## 11.3 Αποτελέσματα της Παραμετρικής Ανάλυσης

### 11.3.1 Επίδραση της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine στο Θερμοδυναμικό Βαθμό Απόδοσης, στην Παραγόμενη Ισχύ και στην Ανακτώμενη Θερμότητα

Η υπολογιστική διαδικασία, που ακολουθείται από το μοντέλο προσομοίωσης, απεικονίζεται στα διαγράμματα των σχημάτων 11-1, 11-2, 11-3 και 11-4 για όλες τις εξεταζόμενες συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Στα σχήματα 11-1 και 11-2 δίνονται τα διαγράμματα μεταβολής του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης και της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο υδρατμό συναρτήσει της υψηλής πίεσης  $P_H$ . Στα διαγράμματα αυτά συμπεριλαμβάνεται και η καμπύλη μεταβολής της συνολικά ανακτώμενης θερμότητας από το κύριο ρεύμα καυσαερίου, τα ψυγεία του EGR και του αέρα υπερπλήρωσης (A/C). Παρόμοια διαγράμματα περιλαμβάνονται στα σχήματα 11-3 και 11-4 για την περίπτωση της χρήσης του R245ca ως εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine.

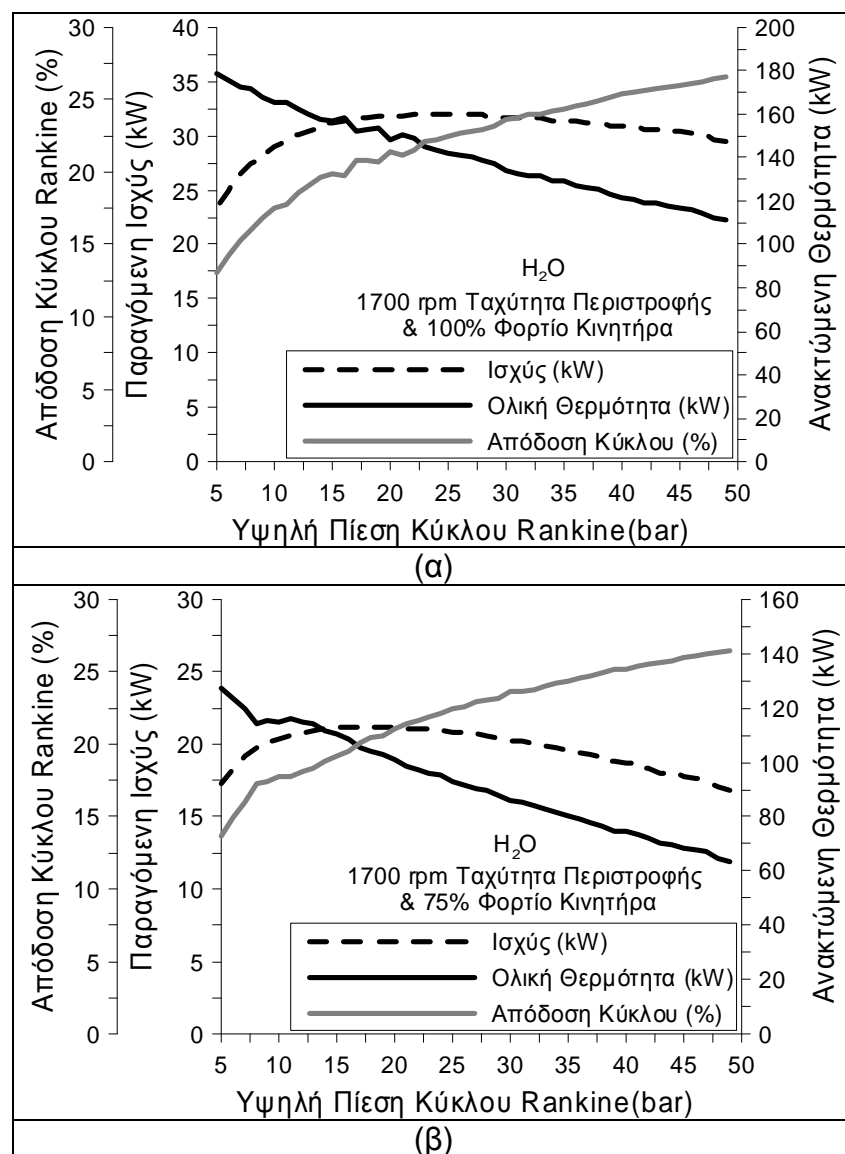
Όλες οι καμπύλες μεταβολής που περιέχονται στα σχήματα 11-1, 11-2, 11-3 και 11-4 είναι παρόμοιας μορφής με τις αντίστοιχες καμπύλες των σχημάτων 10-1, 10-2, 10-3 και 10-4 του προηγούμενου κεφαλαίου. Έτσι, σε όλες τις περιπτώσεις, η δυνατότητα εκμετάλλευσης θερμότητας χειροτερεύει με την αύξηση της τιμής της πίεσης  $P_H$  λόγω της αντίστοιχης ανόδου των τιμών της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου στην ψυχρή πλευρά των εναλλακτών του καυσαερίου και του αέρα υπερπλήρωσης. Συνεπώς, η άνοδος της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine με R245ca ή  $H_2O$  βελτιώνει το θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης και συνοδεύεται από παράλληλη μείωση της συνολικά ανακτώμενης θερμότητας.

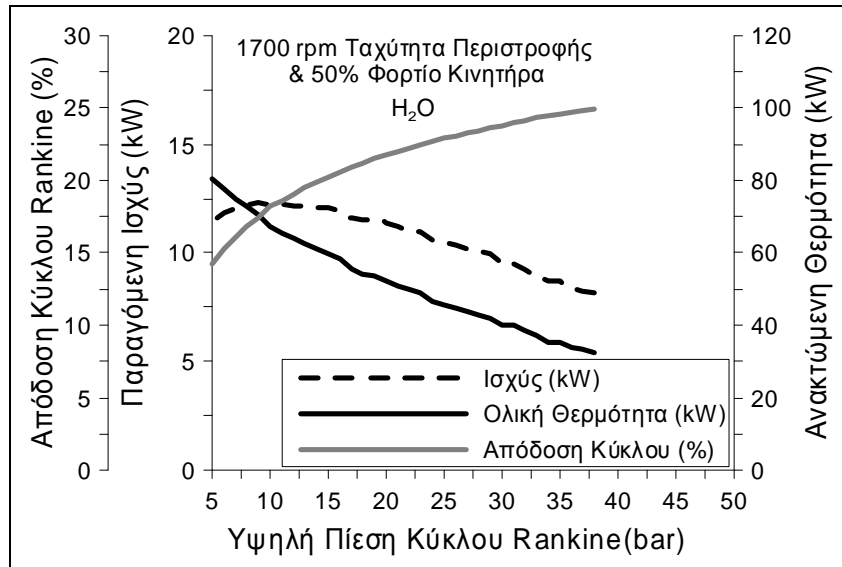
Όπως διαπιστώνεται στα σχήματα 11-1 και 11-2, η παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine με νερό αυξάνεται αρχικά με την άνοδο της υψηλής πίεσης  $P_H$ . Όταν η υψηλή πίεση  $P_H$  ξεπεράσει μια συγκεκριμένη τιμή, τότε η παραγόμενη ισχύς του κύκλου μειώνεται σταδιακά. Η τιμή αυτή της υψηλής πίεσης  $P_H$  αποτελεί τη βέλτιστη τιμή λειτουργίας του κύκλου Rankine, η οποία ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα. Από τα σχήματα 11-1 και 11-2 είναι προφανές ότι η μείωση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine με υδρατμό λόγω της αύξησης της υψηλής πίεσης  $P_H$  πέραν της βέλτιστης τιμής της γίνεται εντονότερη, καθώς μειώνεται το φορτίο του κινητήρα. Αντιθέτως, η παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine με R245ca αυξάνεται συνεχώς με την υψηλή πίεση  $P_H$ , όπως διαπιστώνεται στα σχήματα 11-3 και 11-4.

Η σύγκριση των αποτελεσμάτων των σχημάτων 11-1, 11-2, 11-3 και 11-4 με τα αντίστοιχα του προηγούμενου κεφαλαίου αποκαλύπτει ότι η εκμετάλλευση της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης δεν μεταβάλλει σημαντικά το θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine είτε με  $H_2O$  είτε με R245ca. Ωστόσο, η σημαντικότερη επίδραση της ανάκτησης της

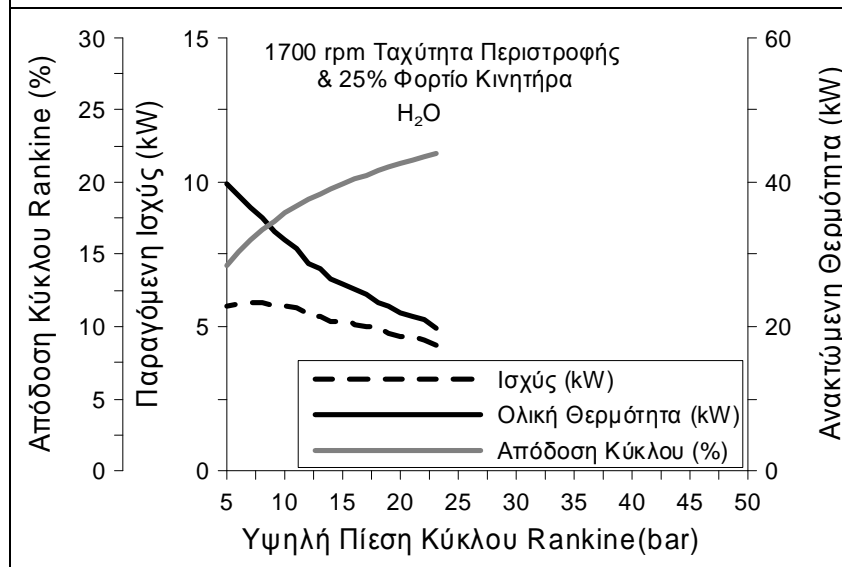
θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της αποσπώμενης θερμότητας, που αξιοποιείται από τον κύκλο Rankine, συμβάλλοντας με αυτό τον τρόπο στην άνοδο της παραγόμενης ισχύος. Συγκρίνοντας τα διαγράμματα των σχημάτων 11-2 και 10-2 διαπιστώνεται ότι η ανάκτηση πρόσθετης θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης καθιστά εφικτή τη λειτουργία του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O σε μεγαλύτερες τιμές της υψηλής πίεσης P<sub>H</sub> στο 50% και 25% του φορτίου.

Από το σύνολο των σχημάτων για το R245ca και τον υδρατμό, είναι προφανές ότι το μοντέλο προσομοίωσης σαρώνει όλες τις πιθανές τιμές της ανώτερης πίεσης της λειτουργίας του κύκλου Rankine και επιλέγει τη βέλτιστη τιμή κατά την οποία μεγιστοποιείται η παραγόμενη ισχύς του κύκλου.



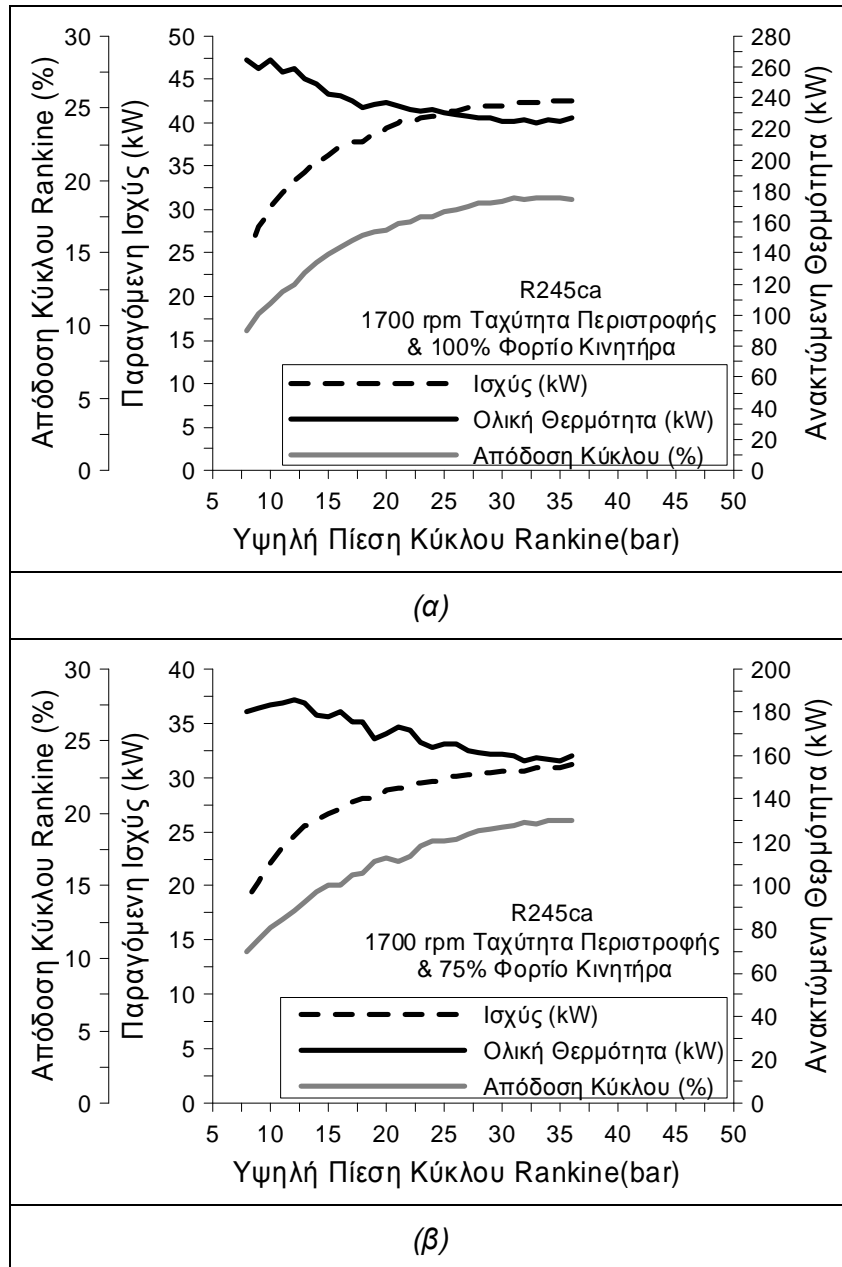


(α)

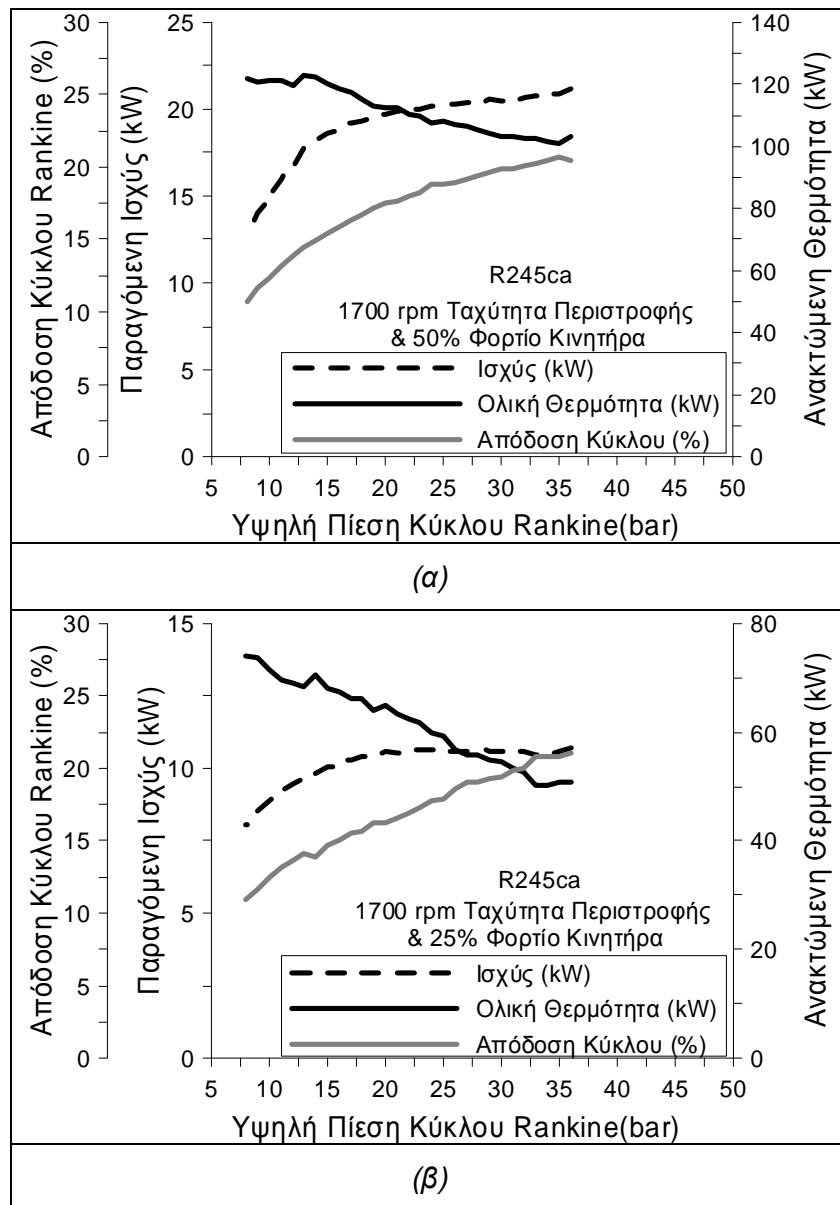


(β)

Σχήμα 11-2 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης, της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου και του Αέρα Υπερπλήρωσης συναρτήσεσι της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O στο 50% (α) και στο 25% (β) του Φορτίου.



Σχήμα 11-3 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης, της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου και του Αέρα Υπερπλήρωσης συναρτήσεως της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με R245ca στο 100% (α) και στο 75% (β) του Φορτίου.



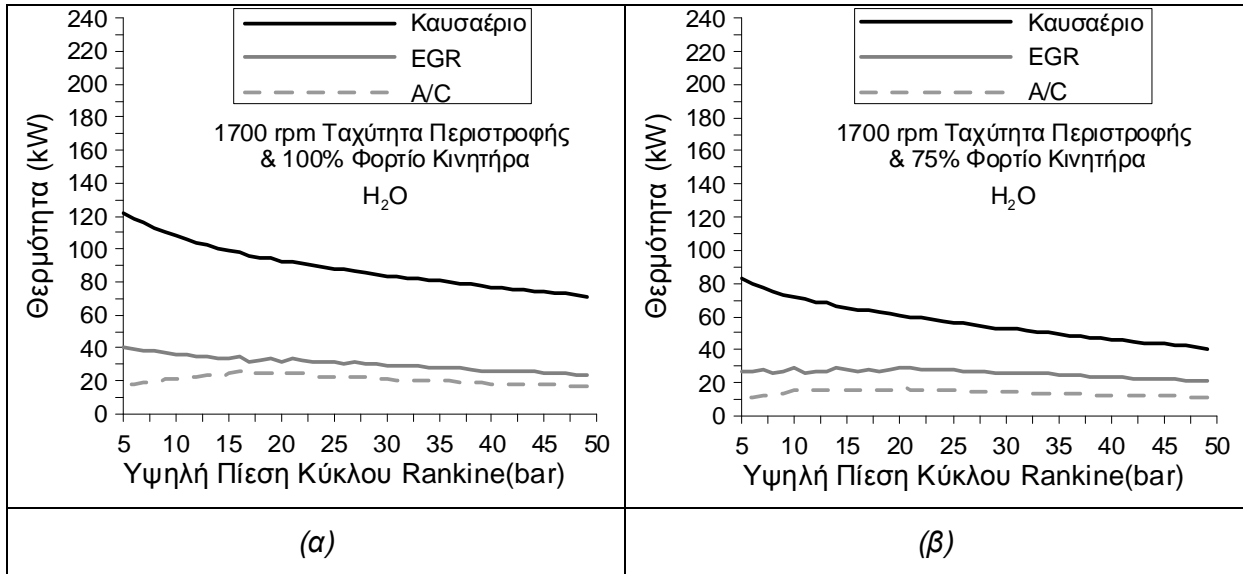
Σχήμα 11-4 Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης, της Παραγόμενης Ισχύος και της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου και του Αέρα Υπερπλήρωσης συναρτήσεως της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με R245ca στο 50% (α) και στο 25% (β) του Φορτίου.

### 11.3.2 Επίδραση της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine στα Ανακτώμενα Ποσά Θερμότητας

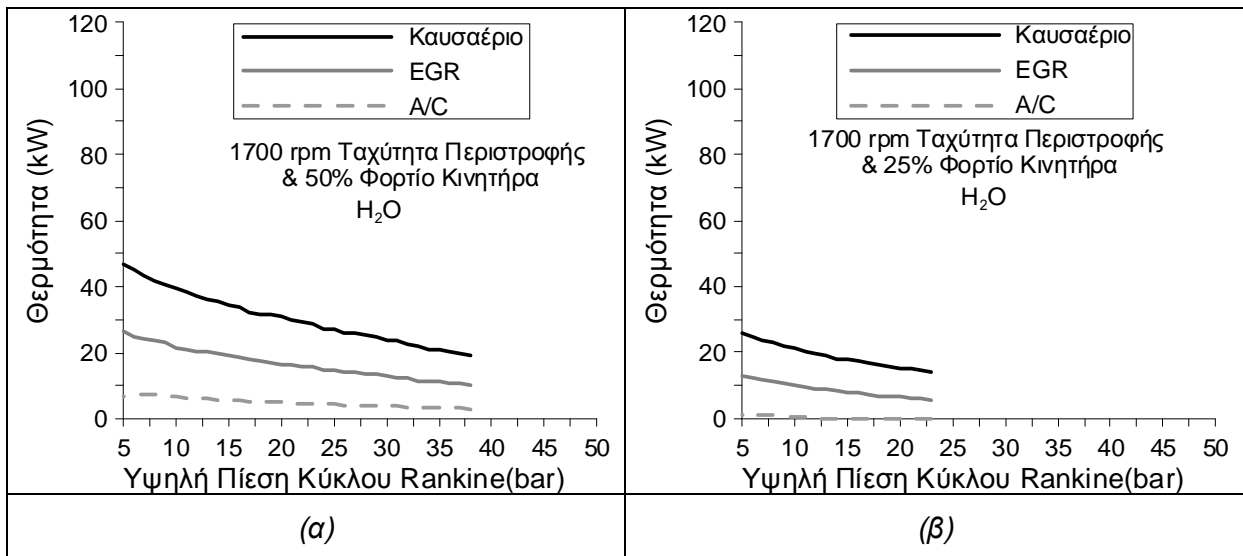
Στην προηγούμενη ενότητα επισημάνθηκε η εξάρτηση της ανακτώμενης θερμότητας από την υψηλή πίεση της λειτουργίας του κύκλου Rankine. Έτσι, στα σχήματα 11-5 και 11-6, απεικονίζεται η μεταβολή των επιμέρους ποσών θερμότητας, που ανακτά ο κύκλος Rankine με υδρατμό, σε συνάρτηση με την τιμή της ανώτερης πίεσης  $P_H$  για όλα τα φορτία του κινητήρα. Η λειτουργία του κύκλου Rankine σε ολοένα και μεγαλύτερες τιμές της ανώτερης πίεσης  $P_H$  συμβάλλει στην ανάκτηση μικρότερων ποσών θερμότητας από το κύριο και το



ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Αντιθέτως, η ανακτώμενη θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης αυξάνεται αρχικά στις μικρές τιμές της πίεσης  $P_H$  και στη συνέχεια μειώνεται οριακά. Η άνοδος της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine αυξάνει τις απαιτήσεις θερμότητας για την κάλυψη της προθέρμανσης του μέσου. Έτσι, η ανακτώμενη θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης αυξάνεται αρχικά με την άνοδο της υψηλής πίεσης  $P_H$ , δεδομένου ότι η θερμότητα αυτή προορίζεται αποκλειστικά για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 11-5 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Καυσαερίου (EGR), καθώς και του Ψυγείου Αέρος (A/C) συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  στο 100% (α) και 75% (β) του Φορτίου.

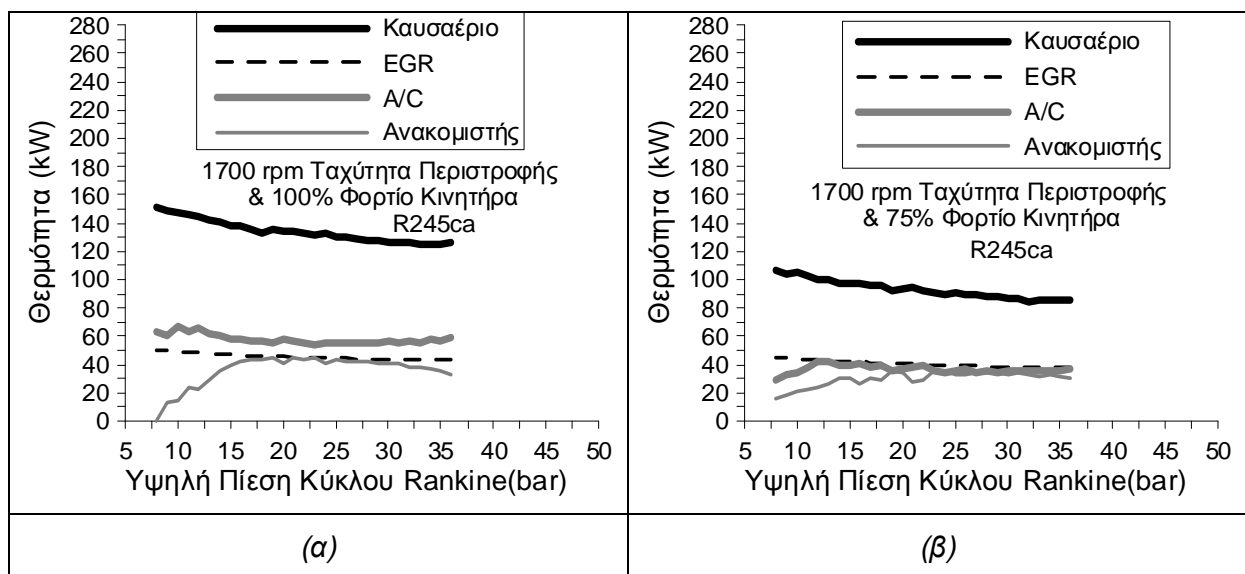


Σχήμα 11-6 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Καυσαερίου (EGR), καθώς και του Ψυγείου Αέρος (A/C) συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  στο 50% (α) και 25% (β) του Φορτίου.

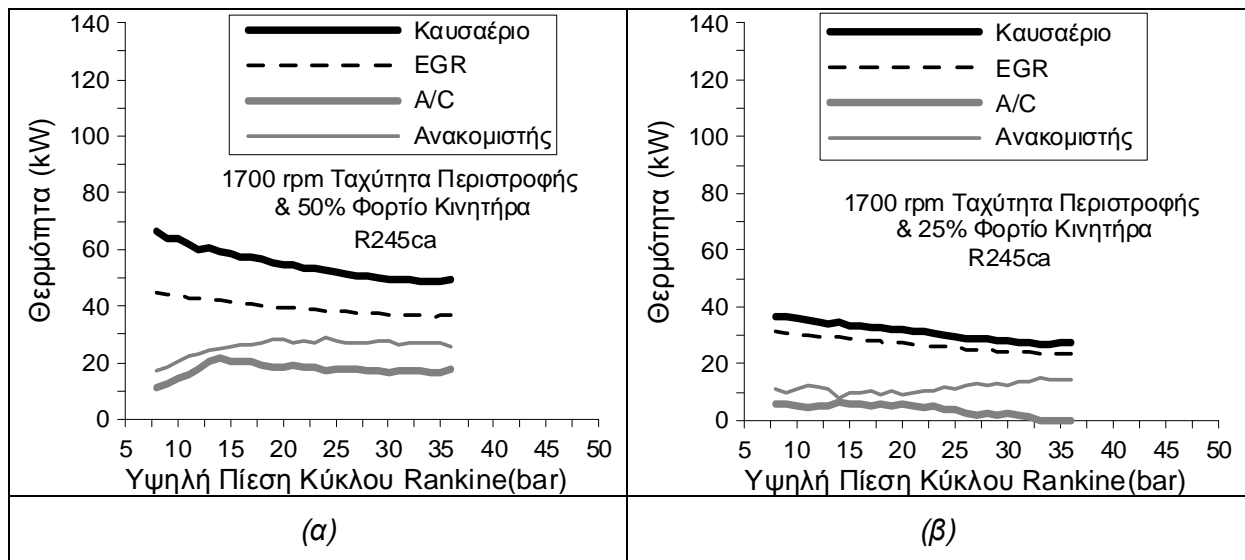
Στα σχήματα 11-7 και 11-8 δίνεται η μεταβολή των ποσών θερμότητας, που ανακτώνται από το καυσαέριο και τον αέρα υπερπλήρωσης, καθώς και του συναλλασσόμενου ποσού θερμότητας στον ανακομιστή, όταν το εργαζόμενο του κύκλου είναι R245ca. Από τα διαγράμματα διαπιστώνεται ότι η μείωση της ανακτώμενης θερμότητας από το κύριο ρεύμα καυσαερίου με την άνοδο της τιμής της πίεσης  $P_H$  είναι μικρότερη για το οργανικό μέσο R245ca από την αντίστοιχη μείωση, που σημειώνεται στον κύκλο Rankine με υδρατμό. Ειδικότερα, η αποσπώμενη θερμότητα του κύριου ρεύματος καυσαερίου από τον κύκλο Rankine με υδρατμό μειώνεται από τα 122kW στα 71kW, δηλαδή κατά 51kW, στο πλήρες φορτίο του κινητήρα. Αντιθέτως, για εργαζόμενο μέσο το R245ca, η αντίστοιχη μείωση στο πλήρες φορτίο είναι μόνο 25kW.

Η θερμότητα, που συναλλάσσεται στον ανακομιστή, και η ανακτώμενη θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης καλύπτουν μέρος της προθέρμανσης του R245ca. Το υπόλοιπο μέρος της απαιτούμενης θερμότητας για την προθέρμανση αντλείται από το κύριο ρεύμα καυσαερίου.

Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 11-7, η θερμότητα του ανακομιστή είναι μικρότερη από την αντλούμενη θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης σε όλο το εύρος των τιμών της υψηλής πίεσης  $P_H$  στο 100% και στο 75% του φορτίου του κινητήρα. Η κατάσταση αντιστρέφεται στο 50% και 25% του φορτίου, όπου η διαθέσιμη θερμότητα του αέρα μειώνεται λόγω των χαμηλών τιμών της παροχής μάζας του αλλά και της θερμοκρασίας του στην έξοδο του συμπιεστή. Στο σχήμα 11-8β είναι προφανές ότι ο κύκλος Rankine δεν αξιοποιεί τη θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης στις υψηλές τιμές της πίεσης  $P_H$ , όταν ο κινητήρας Diesel λειτουργεί στο 25% του φορτίου του.



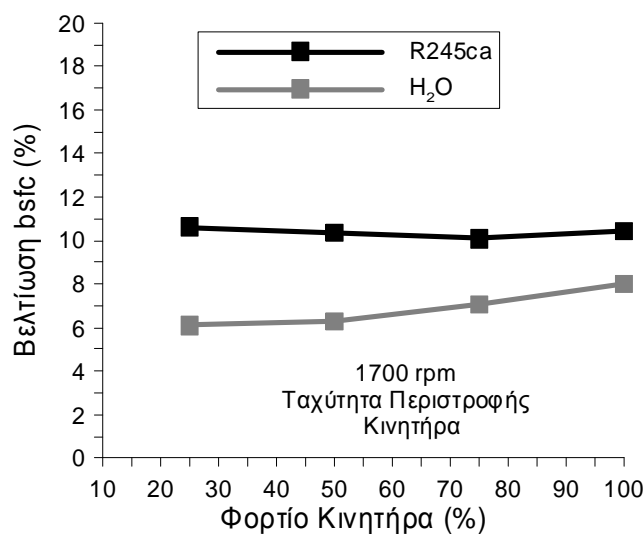
Σχήμα 11-7 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Καυσαερίου (EGR), καθώς και του Ψυγείου Αέρος (A/C) συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με R245ca στο 100% (α) και 75% (β) του Φορτίου.



Σχήμα 11-8 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Καυσαερίου (EGR), καθώς και του Ψυγείου Αέρος (A/C) συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με R245ca στο 50% (α) και 25% (β) του Φορτίου.

### 11.3.3 Μέγιστη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc)

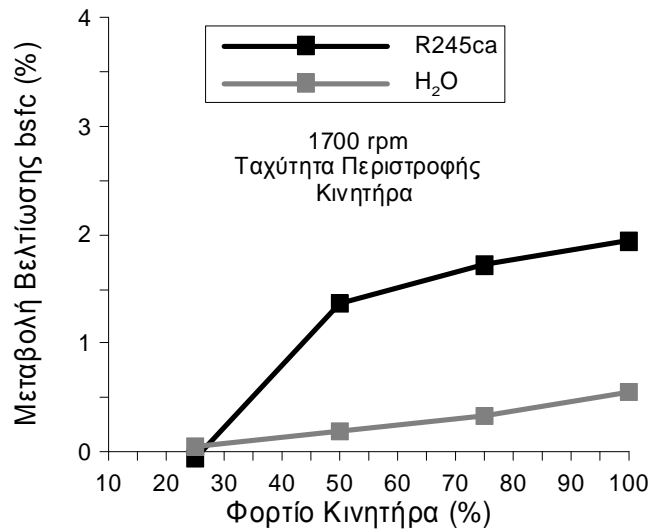
Η ανάκτηση των ποσών θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και του αέρα υπερπλήρωσης και η μετέπειτα μετατροπή τους σε μηχανική ισχύ μέσω της διάταξης του κύκλου Rankine αυξάνει τη συνολική απόδοση της εγκατάστασης. Στο σχήμα 11-9 απεικονίζεται η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel για τα δυο εργαζόμενα μέσα, που εξετάζονται στην παρούσα διατριβή. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 11-9, ο κύκλος Rankine με R245ca προκαλεί μεγαλύτερη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συγκριτικά με το H<sub>2</sub>O. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση χρήσης του κύκλου Rankine με R245ca, η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 10.7%, 10.3%, 10.1% και 10.4% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όταν ο κύκλος Rankine με H<sub>2</sub>O ανακτά θερμότητα από το κύριο καυσαέριο, το EGR και τον αέρα υπερπλήρωσης, τότε η μέγιστη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 6.1%, 6.3%, 7.1% και 8% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Έτσι, η ποσοστιαία βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου λόγω της χρήσης του οργανικού κύκλου Rankine είναι σχεδόν σταθερή σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Αντιθέτως, η ποσοστιαία βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα, όταν χρησιμοποιείται ο κύκλος Rankine με H<sub>2</sub>O.



Σχήμα 11-9 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης από τη Χρήση Κύκλου Rankine με R245ca ή H<sub>2</sub>O συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν Ανακτάται η Θερμότητα του Κύριου Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης.

Στο σχήμα 11-10 δίνεται η μεταβολή της βελτίωσης της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου λόγω της αξιοποίησης της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης σε κάθε φορτίο και για τα δύο εργαζόμενα μέσα. Στα σχήματα 10-5 και 10-6 του προηγούμενου κεφαλαίου δόθηκε η βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου λόγω της χρήσης κύκλου Rankine για την ανάκτηση της θερμότητας του κύριου καυσαερίου και του EGR. Η αφαίρεση αυτών των τιμών από τις αντίστοιχες του διαγράμματος 11-9 παρέχει την επίδραση της ανάκτησης πρόσθετης θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης στη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Έτσι, στην περίπτωση του κύκλου Rankine με R245ca η εκμετάλλευση της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης αυξάνει τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 1.9%, 1.7% και 1.3% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Αντιθέτως στην περίπτωση του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O, η ανακομιδή πρόσθετης θερμότητας από το ρεύμα του αέρα, που εξέρχεται από το συμπιεστή, δεν μεταβάλλει σημαντικά τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Μοναδική εξαίρεση αποτελεί μια μικρή πρόσθετη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 0.3% και 0.5%, που παρατηρείται στο 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, ο κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο είτε H<sub>2</sub>O είτε R245ca εκμεταλλεύεται μηδενικό ή αμελητέο ποσό θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης στο 25% του φορτίου, οπότε η αντίστοιχη μεταβολή της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, η οποία δίνεται στο σχήμα 11-10, είναι αμελητέα.



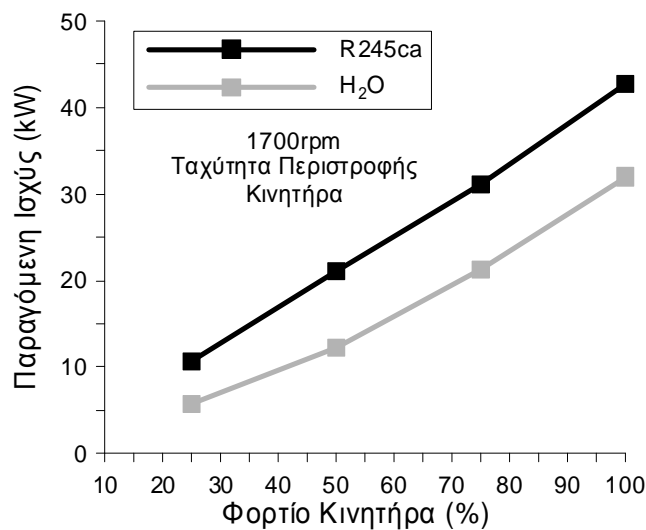
Σχήμα 11-10 Μεταβολή της Βελτίωσης της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου της Εγκατάστασης με R245ca ή H<sub>2</sub>O λόγω της Ανάκτησης Πρόσθετης Θερμότητας από τον Αέρα Υπερπλήρωσης σε κάθε Φορτίο του Κινητήρα Diesel.

#### 11.3.4 Μεταβολή της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα

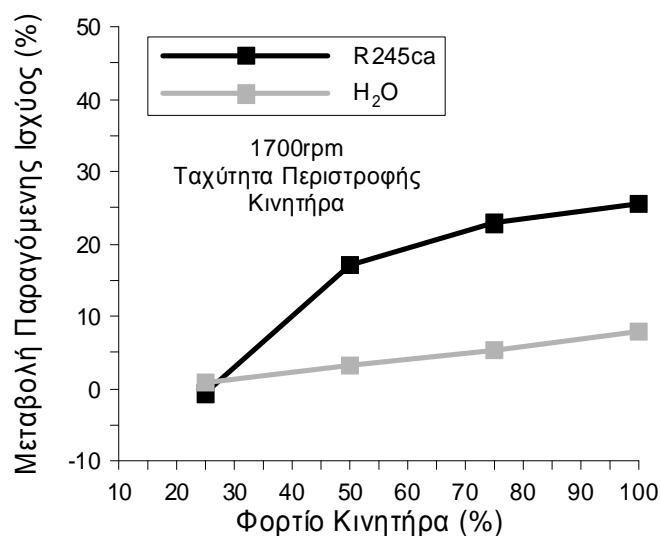
Στη συνέχεια της ανάλυσης δίνεται στο σχήμα 11-11 η μέγιστη τιμή της παραγόμενης ισχύος στην εξεταζόμενη διάταξη εκμετάλλευσης θερμότητας με εργαζόμενο μέσο είτε R245ca είτε H<sub>2</sub>O συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel. Συγκρίνοντας τις δυο καμπύλες του σχήματος 11-11 προκύπτει ότι ο κύκλος Rankine με R245ca παράγει μεγαλύτερη ισχύ σε όλα τα φορτία. Ωστόσο, στο 25% του φορτίου η αύξηση της ισχύος του κύκλου Rankine λόγω της χρήσης του οργανικού μέσου R245ca είναι μειωμένη σε σχέση με τα υπόλοιπα φορτία. Η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του οργανικού κύκλου Rankine, που ανακτά θερμότητα από το κύριο καυσαέριο, το EGR και τον αέρα υπερπλήρωσης, είναι 10.7kW, 21.2 kW, 31.2kW και 42.7kW στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Στην περίπτωση χρήσης του κύκλου Rankine με υδρατμό, η μέγιστη παραγόμενη ισχύς είναι 5.8kW, 12.3kW, 21.2kW και 32kW στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα.

Η ποσοστιαία μεταβολή της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine λόγω της αξιοποίησης πρόσθετης θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης προκύπτει από τη σύγκριση της εξεταζόμενης διάταξης με την περίπτωση ανάκτησης θερμότητας μόνο από το καυσαέριο και το EGR. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 11-12, η αξιοποίηση της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης αυξάνει την ισχύ του κύκλου Rankine σε όλα τα φορτία εκτός από το 25%. Έτσι, η ποσοστιαία αύξηση της ισχύος του οργανικού κύκλου Rankine εκτιμάται σε 26%, 23% και 17% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα. Από το σχήμα 11-12 προκύπτει ότι η επίδραση της ανακομιδής της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης στην

ισχύ του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O δεν είναι σημαντική. Έτσι, η ισχύς του κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O αυξάνεται κατά 8.0%, 5.3% και 3.3% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.



Σχήμα 11-11 Μεταβολή της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine με R245ca ή H<sub>2</sub>O συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν Ανακτάται η Θερμότητα του Κύριου Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης.



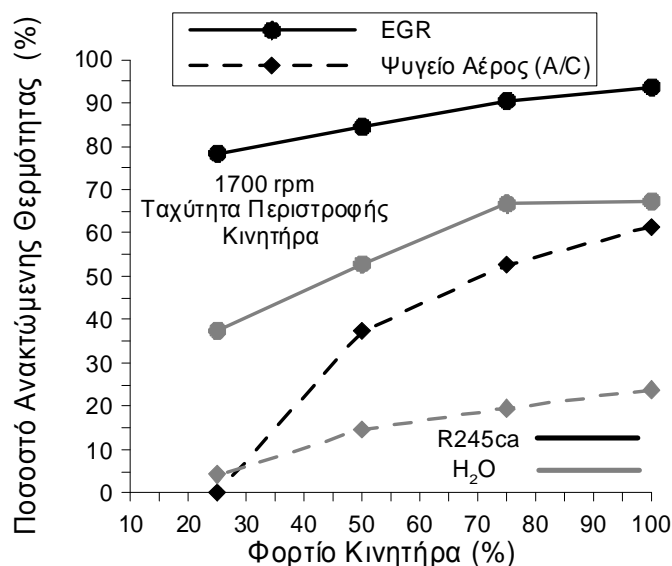
Σχήμα 11-12 Ποσοστιαία Μεταβολή της Μέγιστης Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine με R245ca ή H<sub>2</sub>O λόγω της Ανάκτησης Πρόσθετης Θερμότητας από τον Αέρα Υπερπλήρωσης σε κάθε Φορτίο του Κινητήρα Diesel.

### 11.3.5 Ποσοστό Ανακτώμενης Θερμότητας του Αέρα Υπερπλήρωσης και του EGR

Στη συνέχεια της ανάλυσης και στο σχήμα 11-13, παρουσιάζεται το ποσοστό θερμότητας, που απορροφά το σύστημα του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca ή υδρατμό

από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου και το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης, για όλα τα εξεταζόμενα φορτία του κινητήρα. Όπως φαίνεται στο σχήμα 11-13, ο κύκλος Rankine ανακτά μεγαλύτερα ποσοστά θερμότητας από το EGR και τον αέρα υπερπλήρωσης, καθώς αυξάνεται το φορτίο του κινητήρα Diesel. Επιπροσθέτως, επιβεβαιώνεται η προαναφερθείσα διαπίστωση ότι ο κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο το R245ca ανακτά μεγαλύτερα ποσά θερμότητας από τον κινητήρα. Έτσι, στο πλήρες φορτίο του κινητήρα η θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου ανακτάται σχεδόν εξ' ολοκλήρου και το ποσοστό της ανακομιδής της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης προσεγγίζει το 61%.

Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με υδρατμό η μέγιστη εκμετάλλευση της θερμότητας του EGR και του αέρα υπερπλήρωσης προσεγγίζει το 67% και το 24% αντίστοιχα. Από το σχήμα 11-13 γίνεται προφανές ότι σε όλες τις περιπτώσεις το ποσοστό της ανακτώμενης θερμότητας, που προέρχεται από το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης, είναι σημαντικά χαμηλότερο από το αντίστοιχο ποσοστό θερμότητας του EGR. Αυτό οφείλεται στις χαμηλές θερμοκρασίες του ρεύματος του αέρα υπερπλήρωσης συγκριτικά με αυτές του EGR, που καθιστούν την αξιοποίηση του από τον κύκλο Rankine εφικτή μόνο για τη φάση προθέρμανσης του μέσου. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 11-13, ο κύκλος Rankine αξιοποιεί σχεδόν αμελητέο ποσοστό της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης στο χαμηλότερο φορτίο του κινητήρα και για τα δυο εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα.

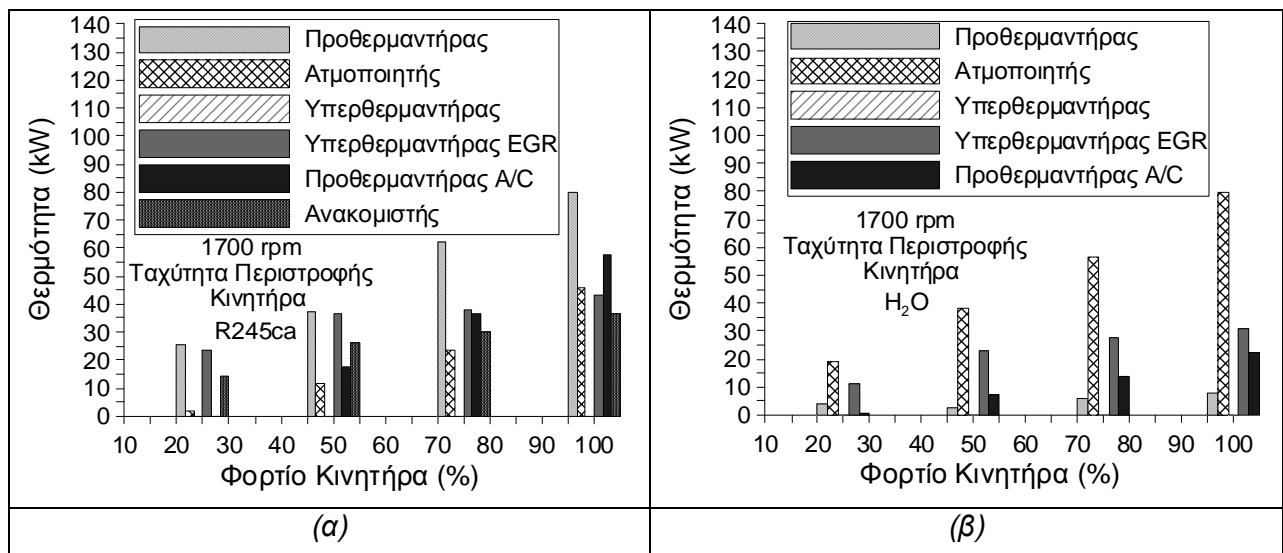


Σχήμα 11-13 Μεταβολή του Ποσοστού της Ανακτώμενης Θερμότητας του EGR και του Ψυγείου Αέρος (A/C) από τον Κύκλο Rankine με H<sub>2</sub>O ή R245ca συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

### 11.3.6 Ανακτώμενα Ποσά Θερμότητας από το Κύριο Ρεύμα Καυσαερίου, το EGR και το Ψυγείο του Αέρα Υπερπλήρωσης

Στην ενότητα αυτή της ανάλυσης παρουσιάζονται στα σχήματα 11-14α και 11-14β, τα συναλλασσόμενα ποσά θερμότητας στις διάφορες φάσεις της θέρμανσης των εργαζόμενων μέσω των R245ca και νερού αντίστοιχα σε κάθε φορτίο του κινητήρα. Όπως επισημάνθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο, ο υδρατμός ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου απορροφά το μεγαλύτερο μέρος της ανακτώμενης θερμότητας για τη φάση της ατμοποίησης. Για την περίπτωση του υδρατμού, παρατηρείται ότι η αξιοποιούμενη θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης καλύπτει μέρος της προθέρμανσης, ενώ η θερμότητα του EGR καλύπτει πλήρως τη φάση της υπερθέρμανσης.

Συγκρίνοντας τα σχήματα 11-14α και 10-8β διαπιστώνεται ότι στην εξεταζόμενη διάταξη η θερμότητα καυσαερίου, που αξιοποιείται για την προθέρμανση του R245ca, είναι μικρότερη στο πλήρες φορτίο σε σχέση με την περίπτωση, όπου ο κύκλος Rankine ανακτά θερμότητα μόνο από το καυσαέριο και το EGR. Όμως, η συνολική θερμότητα, που χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του R245ca, είναι αρκετά μεγαλύτερη στα φορτία άνω του 25% δεδομένης της συνεισφοράς της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα και της θερμότητας του ανακομιστή. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 11-14α, το κύριο ρεύμα καυσαερίου δεν προσφέρει θερμότητα για την κάλυψη της υπερθέρμανσης του R245ca, διότι αυτή αντλείται από το ρεύμα του EGR.



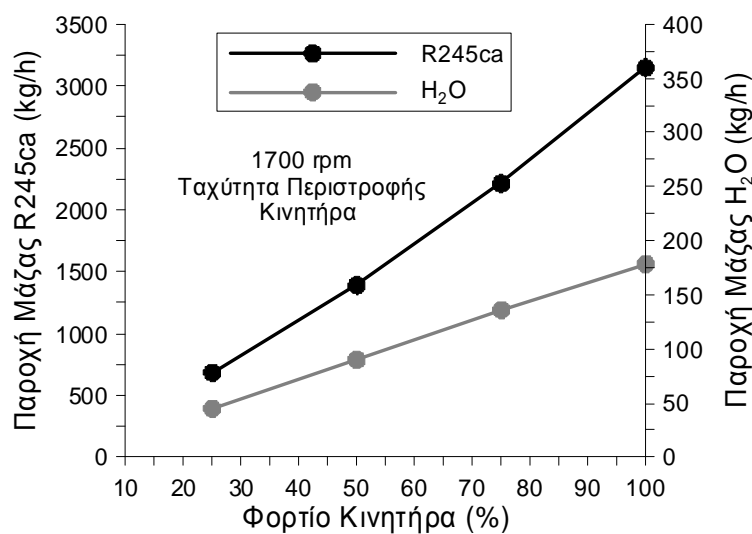
Σχήμα 11-14 Μεταβολή των Ποσών Θερμότητας που συναλλάσσονται κατά την Προθέρμανση, την Ατμοποίηση και την Υπερθέρμανση των R245ca(α) και H<sub>2</sub>O(β) συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν Ανακτάται η Θερμότητα του Κύριου Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης.



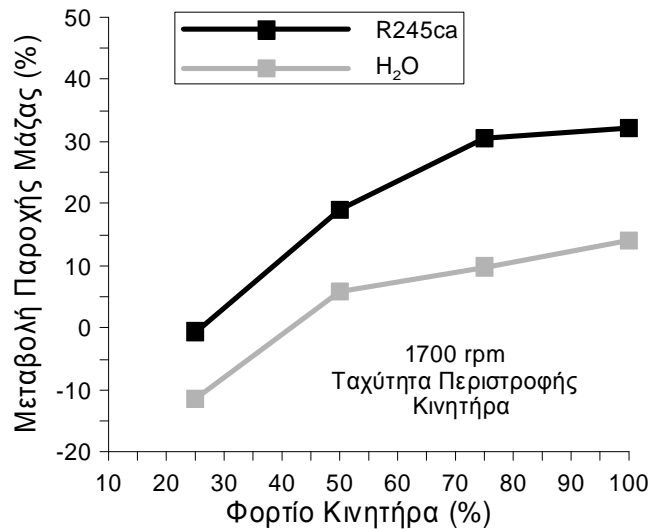
### 11.3.7 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του Εργαζόμενου Μέσου συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα

Οι τιμές της παροχής μάζας του υδρατμού και του R245ca, όπως αυτές υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης για την περίπτωση της βέλτιστης λειτουργίας του κύκλου Rankine, δίνονται στο σχήμα 11-15 συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Η παροχή μάζας του οργανικού μέσου R245ca αυξάνεται με το φορτίο από 683.7kg/h έως και 3147.6kg/h, ενώ η παροχή μάζας του H<sub>2</sub>O αυξάνεται με το φορτίο από 45kg/h έως και 178.5kg/h. Η παροχή μάζας του R245ca είναι έως και 17.5 φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του υδρατμού, λόγω της μικρότερης λανθάνουσας θερμότητας του R245ca.

Στο σχήμα 11-16 δίνεται η ποσοστιαία μεταβολή της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου η οποία προκλήθηκε από την ανάκτηση της πρόσθετης θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης. Η ποσοστιαία αύξηση της παροχής μάζας του R245ca εκτιμάται σε 0%, 19%, 30% και 32% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όμως, η συμβολή της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης στη μεταβολή της παροχής μάζας του H<sub>2</sub>O είναι μικρότερη. Έτσι, η αξιοποίηση της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης αυξάνει την παροχή μάζας του H<sub>2</sub>O κατά 6%, 10% και 14% στο 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Ωστόσο, στο 25% του φορτίου παρατηρείται μείωση της παροχής μάζας του H<sub>2</sub>O σε σύγκριση με τον κύκλο Rankine, που ανακτά θερμότητα μόνο από το καυσαέριο και το EGR. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμοκρασία και η παροχή μάζας του αέρα υπερπλήρωσης είναι αρκετά χαμηλές στο 25% του φορτίου. Συνεπώς, η ανακομιδή της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης στο 25% του φορτίου είναι εφικτή μόνο για μειωμένη παροχή μάζας του H<sub>2</sub>O.



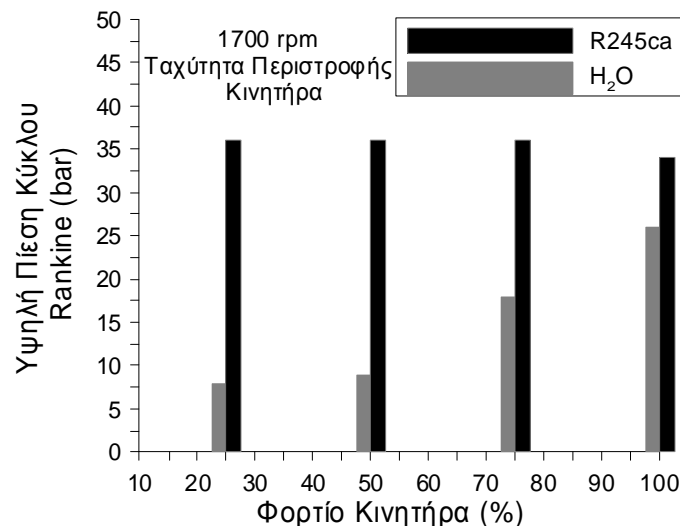
Σχήμα 11-15 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του R245ca και του H<sub>2</sub>O συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν Ανακτάται η Θερμότητα του Κύριου Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης.



Σχήμα 11-16 Ποσοστιαία Μεταβολή της Παροχής Μάζας του R245ca και του H<sub>2</sub>O λόγω της Ανάκτησης Θερμότητας από τον Αέρα Υπερπλήρωσης σε κάθε Φορτίο του Κινητήρα.

### 11.3.8 Βέλτιστη Υψηλή Πίεση Κύκλου Rankine σε κάθε Φορτίο του Κινητήρα

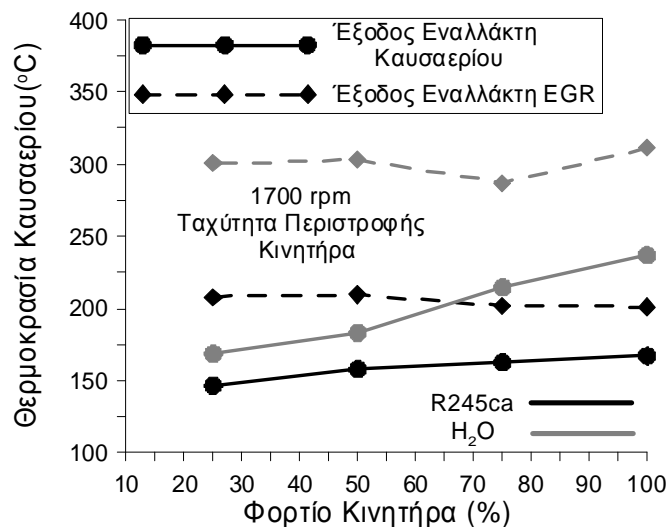
Η μεταβολή της βέλτιστης τιμής της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine συναρτήσκει του φορτίου του κινητήρα Diesel δίνεται στο σχήμα 11-17. Τα αποτελέσματα του σχήματος 11-17 δεν διαφοροποιούνται σημαντικά από τα αντίστοιχα του προηγούμενου κεφαλαίου. Συνεπώς, οι τιμές της ανώτερης πίεσης λειτουργίας του κύκλου Rankine δεν επηρεάζονται από την ανάκτηση πρόσθετης θερμότητας από το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης, δεδομένου ότι αυτή η θερμότητα αξιοποιείται μόνο για την κάλυψη της προθέρμανσης του μέσου.



Σχήμα 11-17 Μεταβολή της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O ή R245ca συναρτήσκει του Φορτίου του Κινητήρα, όταν Ανακτάται η Θερμότητα του Κύριου Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης.

### 11.3.9 Διακύμανση της Θερμοκρασίας του Κύριου Καυσαερίου και του EGR στις Εξόδους των Αντίστοιχων Εναλλακτών Θερμότητας

Στη συνέχεια της ανάλυσης, απεικονίζεται στο σχήμα 11-18 η διακύμανση της θερμοκρασίας του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου μετά την απόσπαση μέρους της θερμότητας τους από τον κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο είτε υδρατμό είτε R245ca. Όπως διαπιστώνεται, όταν ο κύκλος Rankine χρησιμοποιεί το οργανικό μέσο R245ca, τότε η θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας του EGR εκτιμάται σε 201°C στο 100% και 75% του φορτίου. Η τιμή αυτή είναι χαμηλότερη περίπου κατά 110°C σε σύγκριση με την περίπτωση χρήσης του υδρατμού στο πλήρες φορτίο. Έτσι, επιβεβαιώνεται η προαναφερθείσα επισήμανση ότι το ρεύμα του EGR ψύχεται περισσότερο, όταν ο κύκλος Rankine λειτουργεί με το οργανικό μέσο R245ca. Η θερμοκρασία του κύριου ρεύματος καυσαερίου στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine με νερό είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τιμή του κύκλου με R245ca κατά 22°C και 70°C στο 25% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Κατά συνέπεια ο κύκλος Rankine με υδρατμό ανακτά μικρότερο τμήμα της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου του κινητήρα Diesel σε σύγκριση με τον οργανικό κύκλο Rankine.



Σχήμα 11-18 Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Καυσαερίου στην Έξοδο των Εναλλακτών Θερμότητας του Κύριου και Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος Καυσαερίου συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα, όταν ο Κύκλος Rankine λειτουργεί με H<sub>2</sub>O ή R245ca.

### 11.3.10 Βέλτιστος Κύκλος Rankine και Θερμοκρασιακή Πτώση του Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης

Ακολούθως, παρουσιάζονται τα σχήματα 11-20 και 11-22, όπου απεικονίζονται σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας οι μεταβολές, που υφίσταται το εργαζόμενο μέσο του

κύκλου Rankine, σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Επιπλέον, στα σχήματα αυτά δίνεται η πτώση της θερμοκρασίας του αέρα υπερπλήρωσης, του κύριου καυσαερίου και του EGR λόγω της απόσπασης τμήματος της θερμότητας τους από τον κύκλο Rankine. Έτσι, η μεταβολή 1-2 είναι η άνοδος της πίεσης του εργαζόμενου μέσου στην αντλία. Ακολουθεί η μεταβολή 2-3, που αντιστοιχεί στην προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου από το θερμό ρεύμα του αέρα υπερπλήρωσης. Η μεταβολή 3-4'' είναι η θέρμανση του μέσου στον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου. Η μεταβολή 4''-5 αντιστοιχεί στη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου από το ρεύμα του EGR. Ο θερμοδυναμικός κύκλος ολοκληρώνεται με τις μεταβολές 5-6 και 6-1, οι οποίες αντιστοιχούν στην εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου και στη συμπύκνωση του στο ψυγείο του κύκλου Rankine.

Στο σχήμα 11-19 και στον πίνακα 11-3 δίνονται η διάταξη του εξεταζόμενου συστήματος του κύκλου Rankine με υδρατμό και τα βασικότερα θερμοδυναμικά δεδομένα της εγκατάστασης σε κάθε φορτίο αντίστοιχα.

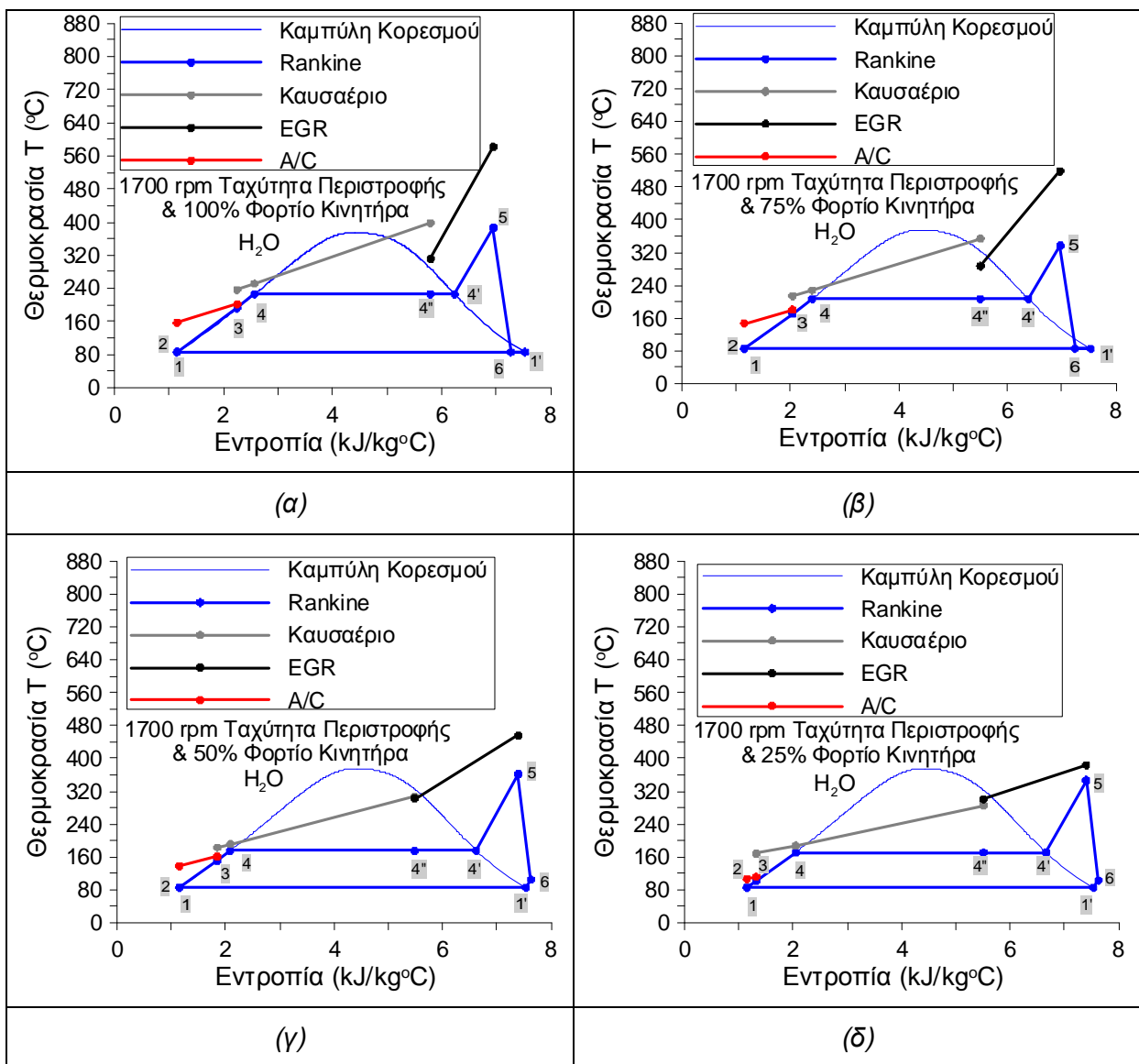
Φορτίο Κινητήρα	100%	75%	50%	25%
$T_1, T_1'(^{\circ}\text{C})$	85.93	85.93	85.93	85.93
$T_2(^{\circ}\text{C})$	86.19	86.11	86.01	86.00
$T_3(^{\circ}\text{C})$	191.46	170.42	151.17	101.13
$T_4, T_4'(^{\circ}\text{C})$	226.05	207.11	175.35	170.41
$T_{4''} (^{\circ}\text{C})$	226.05	207.11	175.35	170.41
$S_{4''}(\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C})$	5.80	5.50	5.49	5.51
$T_5(^{\circ}\text{C})$	386.05	337.11	361.35	346.41
$T_6(^{\circ}\text{C})$	85.93	85.93	104.52	103.26
$S_6(\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C})$	7.27	7.24	7.63	7.63
$P_H(\text{bar})$	26.00	18.00	9.00	8.00

Πίνακας 11-3 Λειτουργικά Σημεία Κύκλου Rankine με  $\text{H}_2\text{O}$ .

Σχήμα 11-19 Διάταξη Κύκλου Rankine με  $\text{H}_2\text{O}$ .

Ο βέλτιστος κύκλος Rankine απεικονίζεται στα διαγράμματα (α),(β),(γ) και (δ) του σχήματος 11-20 για κάθε φορτίο του κινητήρα Diesel, όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου είναι  $\text{H}_2\text{O}$ . Από το σχήμα αυτό είναι προφανές ότι η θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης καλύπτει το μεγαλύτερο τμήμα της προθέρμανσης του εξερχόμενου μέσου από την αντλία του κύκλου Rankine. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η κατάσταση είναι διαφορετική στο 25% του φορτίου, όπου η ανακτώμενη θερμότητα του αέρα είναι αμελητέα. Σε όλα τα φορτία, η θερμότητα του κύριου ρεύματος καυσαερίου καλύπτει το υπόλοιπο τμήμα της

προθέρμανσης (μεταβολή 3-4) και το μεγαλύτερο μέρος της ατμοποίησης (μεταβολή 4-4'') του μέσου. Η κατάσταση 4'' του εξερχόμενου H<sub>2</sub>O από τον εναλλάκτη του κύριου ρεύματος καυσαερίου βρίσκεται πλησιέστερα στην καμπύλη του κορεσμένου υδρατμού. Έτσι, το μέσο στην κατάσταση 4'' παρουσιάζει ξηρότητα άνω του 0.75, δηλαδή περιέχει στη σύνθεση του υδρατμό κατά το μεγαλύτερος μέρος του. Η θερμότητα του EGR καλύπτει το υπόλοιπο τμήμα της ατμοποίησης (μεταβολή 4''-4') και τη φάση της υπερθέρμανσης (μεταβολή 4'-5). Όπως φαίνεται στο σχήμα 11-20, στα υψηλά φορτία ο εκτονωμένος υδρατμός (κατάσταση 6) βρίσκεται στη διφασική περιοχή με ελάχιστη περιεκτικότητα σε νερό, δηλαδή σε μικρή απόσταση από την καμπύλη κορεσμού. Αντιθέτως, στα χαμηλά φορτία (50% και 25%) ο εκτονωμένος υδρατμός βρίσκεται οριακά στην υπέρθερμη περιοχή.



Σχήμα 11-20 Βέλτιστος Κύκλος Rankine με H<sub>2</sub>O και η αντίστοιχη Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

Η διάταξη του συστήματος του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο το R245ca απεικονίζεται στο σχήμα 11-21, όπου είναι διακριτοί οι εναλλάκτες θερμότητας και οι συσκευές του εξεταζόμενου συστήματος. Έτσι, στο σχήμα 11-21 απεικονίζονται το τμήμα του ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης, που ενσωματώνεται στον κύκλο Rankine, οι εναλλάκτες θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και ο ανακομιστής θερμότητας. Στον πίνακα 11-4 παρέχονται τα απαραίτητα δεδομένα της πίεσης, θερμοκρασίας και εντροπίας για τον υπολογισμό της θερμοδυναμικής κατάστασης του R245ca στα διάφορα σημεία της διάταξης του σχήματος 11-21 σε κάθε φορτίο του κινητήρα.

Φορτίο Κινητήρα	100%	75%	50%	25%
$T_1, T_1'(^{\circ}\text{C})$	44.24	44.24	44.24	44.24
$T_2(^{\circ}\text{C})$	45.64	45.72	45.72	45.72
$T_2'(^{\circ}\text{C})$	75.67	80.22	92.77	99.27
$T_3(^{\circ}\text{C})$	119.12	119.42	122.17	99.27
$T_4, T_4'(^{\circ}\text{C})$	166.12	169.42	169.42	169.42
$T_4''(^{\circ}\text{C})$	166.12	169.42	169.42	169.42
$S_4'(\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C})$	1.84	1.83	1.81	1.77
$T_5(^{\circ}\text{C})$	186.12	193.42	209.42	215.42
$T_6(^{\circ}\text{C})$	104.19	110.17	129.83	136.76
$S_6(\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C})$	1.98	1.99	2.05	2.07
$T_7(^{\circ}\text{C})$	63.74	63.74	66.74	64.74
$S_7(\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C})$	1.86	1.86	1.87	1.86
$P_H(\text{bar})$	34.00	36.00	36.00	36.00

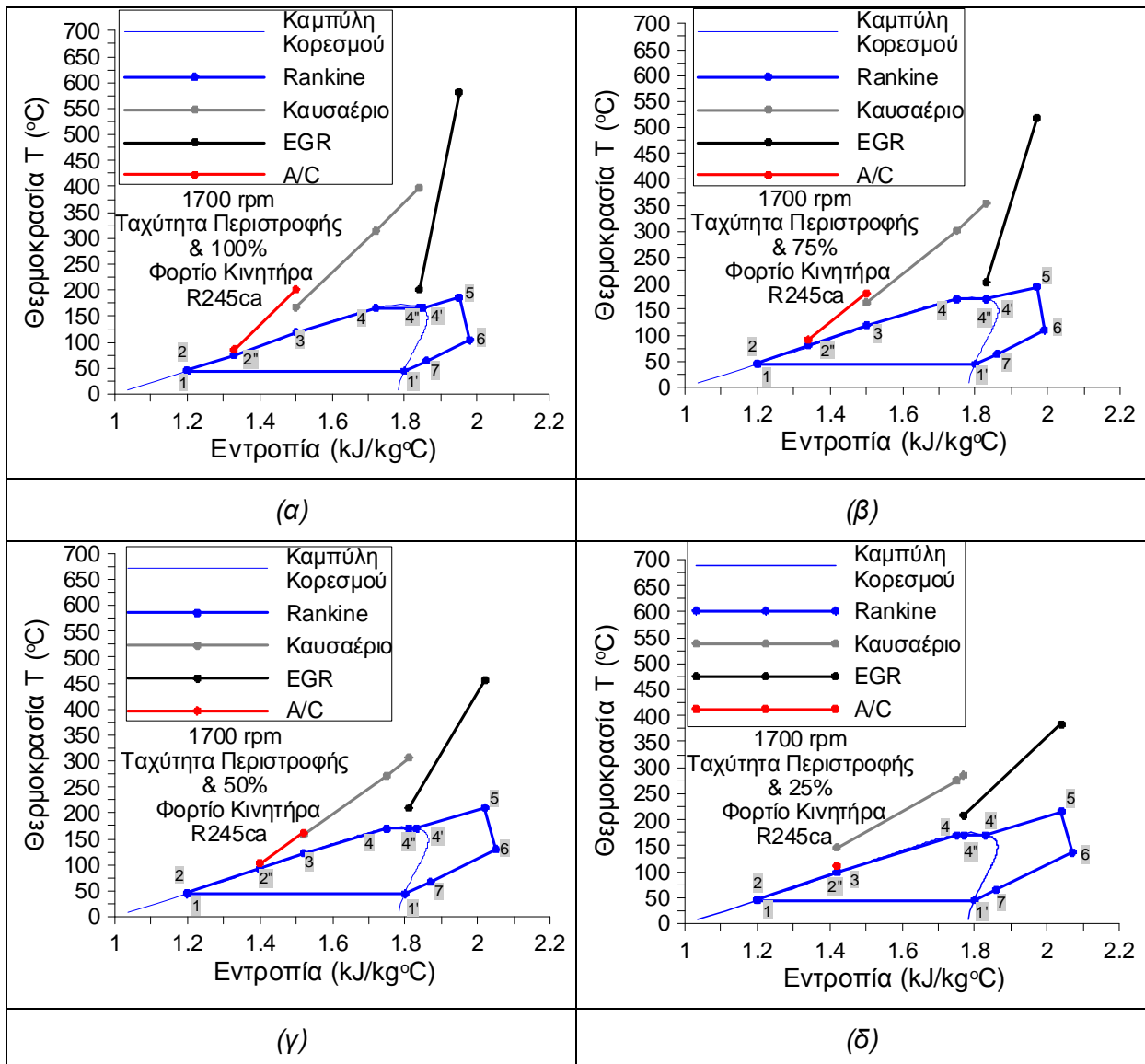
Πίνακας 11-4 Λειτουργικά Σημεία Κύκλου Rankine με R245ca.

Σχήμα 11-21 Διάταξη Κύκλου Rankine με R245ca.

Στο σχήμα 11-22 απεικονίζονται ο κύκλος Rankine με οργανικό μέσο R245ca και η αντίστοιχη θερμοκρασιακή μεταβολή των αξιοποιούμενων ρευμάτων του αέρα και του καυσαερίου. Η μοναδική διαφορά σε σχέση με το σχήμα 11-20 είναι η απεικόνιση των μεταβολών 2-2' και 6-7, που υφίσταται το οργανικό μέσο R245ca στον ανακομιστή θερμότητας. Έτσι, σε αυτή την περίπτωση η φάση της συμπύκνωσης του εργαζόμενου μέσου και η προθέρμανση του μέσου στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης αντιστοιχούν στις μεταβολές 7-1 και 2''-3.

Από τα διαγράμματα (α),(β),(γ) και (δ) του σχήματος 11-22 φαίνεται ότι το εργαζόμενο μέσο στο τέλος της εκτόνωσης βρίσκεται στην υπέρθερμη περιοχή σε όλα τα φορτία του

κινητήρα. Επιπροσθέτως, η συνεισφορά της ανακτώμενης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου στην ατμοποίηση του μέσου ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα. Έτσι, παρατηρείται ότι το εργαζόμενο μέσο περιέχει μεγάλο μέρος υγρής φάσης στη σύνθεση του, καθώς εξέρχεται από τον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου (κατάσταση 4'') στο 25% του φορτίου του κινητήρα. Όπως διαπιστώνεται στο διάγραμμα δ του σχήματος 11-22, τα σημεία 2'' και 3 ταυτίζονται, οπότε επαληθεύεται η προαναφερθείσα παρατήρηση ότι δεν αξιοποιείται η θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης στο 25% του φορτίου του κινητήρα Diesel.



Σχήμα 11-22 Βέλτιστος Κύκλος Rankine με R245ca και η αντίστοιχη Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Κύριου Ρεύματος Καυσαερίου, του EGR και του Αέρα Υπερπλήρωσης στο 100% (α), 75% (β), 50% (γ) και 25% (δ) του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

### 11.3.11 Επίδραση της Πτώσης Πίεσης των Εναλλακτών Θερμότητας στη Λειτουργία του Κινητήρα και του Συστήματος του Κύκλου Rankine

Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, το μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος του κύκλου Rankine περιλαμβάνει την εκτίμηση της πτώσης πίεσης στο κύκλωμα της ψυχρής και της θερμής πλευράς όλων των εναλλακτών θερμότητας, που χρησιμοποιούνται. Στα σχήματα, που ακολουθούν, δίνεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης στα συναλλασσόμενα ρεύματα των εναλλακτών θερμότητας του κύριου καυσαερίου, του αέρα υπερπλήρωσης και του ανακομιστή θερμότητας συναρτήσεως του φορτίου του κινητήρα.

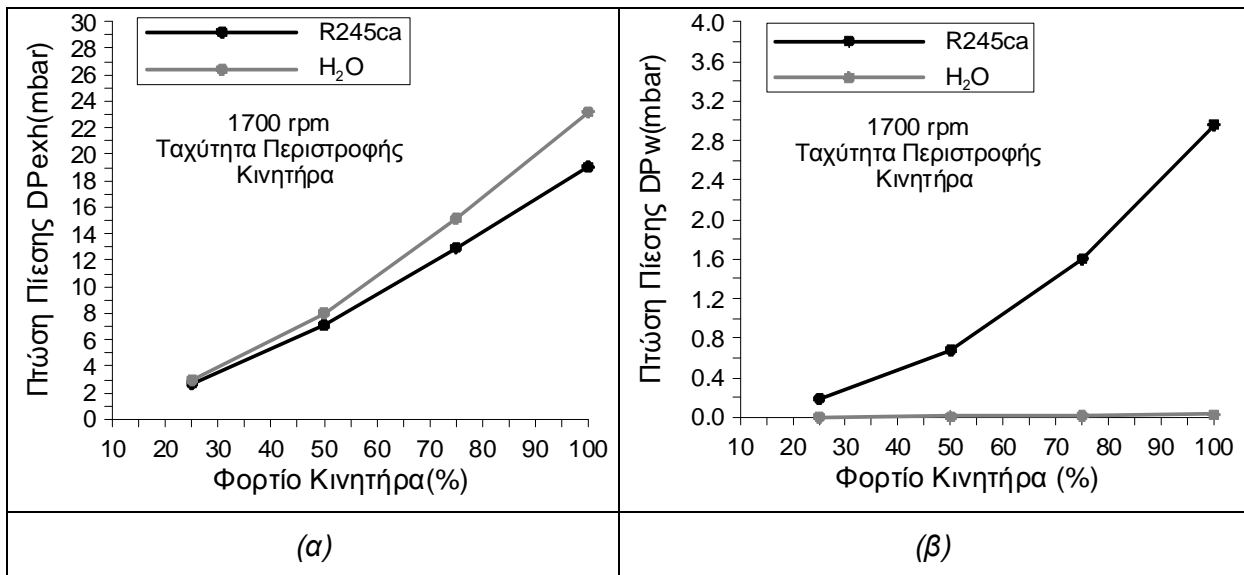
Όπως προκύπτει από το διάγραμμα (α) του σχήματος 11-23, η πτώση πίεσης στην πλευρά του κύριου ρεύματος καυσαερίου στον αντίστοιχο εναλλάκτη θερμότητας αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel, εξαιτίας της αντίστοιχης αύξησης της παροχής μάζας του καυσαερίου. Όπως διαπιστώνεται, η πτώση της πίεσης του καυσαερίου είναι υψηλότερη, όταν χρησιμοποιείται υδρατμός ως μέσο του κύκλου Rankine συγκριτικά με την περίπτωση της χρήσης του οργανικού μέσου R245ca. Η βασικότερη αιτία αυτής της διαφοράς είναι οι υψηλές θερμοκρασίες του υδρατμού, που επηρεάζουν την τιμή της συνεκτικότητας  $\mu_{ws}$  και κατά συνέπεια τον αδιάστατο λόγο  $\phi_s$  της συνεκτικότητας (βλέπε σχέση 9.26). Όπως φαίνεται στο σχήμα 11-23α, η μέγιστη τιμή της πτώσης πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου είναι αρκετά χαμηλή και ισούται με 23.5 mbar. Συνεπώς, η λειτουργία του εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου δεν αναμένεται να επηρεάσει την αντίθλιψη στον κινητήρα Diesel, εφόσον δεν υπάρχει ρύπανση του εναλλάκτη.

Στο διάγραμμα (β) του σχήματος 11-23 απεικονίζεται η μεταβολή της πτώσης πίεσης του υδρατμού και του οργανικού μέσου R245ca συναρτήσεως του φορτίου του κινητήρα Diesel. Από το σχήμα αυτό προκύπτει ότι η πτώση της πίεσης του υδρατμού είναι πολύ χαμηλότερη από την αντίστοιχη του R245ca. Η διαφορά αυτή οφείλεται στην μεγάλη παροχή μάζας του οργανικού μέσου R245ca σε σύγκριση με τον υδρατμό. Όμως ακόμα και για το οργανικό μέσο R245ca η πτώση πίεσης στην ψυχρή πλευρά του κύριου εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου είναι σχεδόν αμελητέα, δεδομένου ότι η μέγιστη τιμή της είναι της τάξης των 3mbar. Συνεπώς, επαληθεύεται η αρχική θεώρηση της ανάλυσης ότι η διαδικασία της θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου στον κύκλο Rankine είναι ισόθλιπτη.

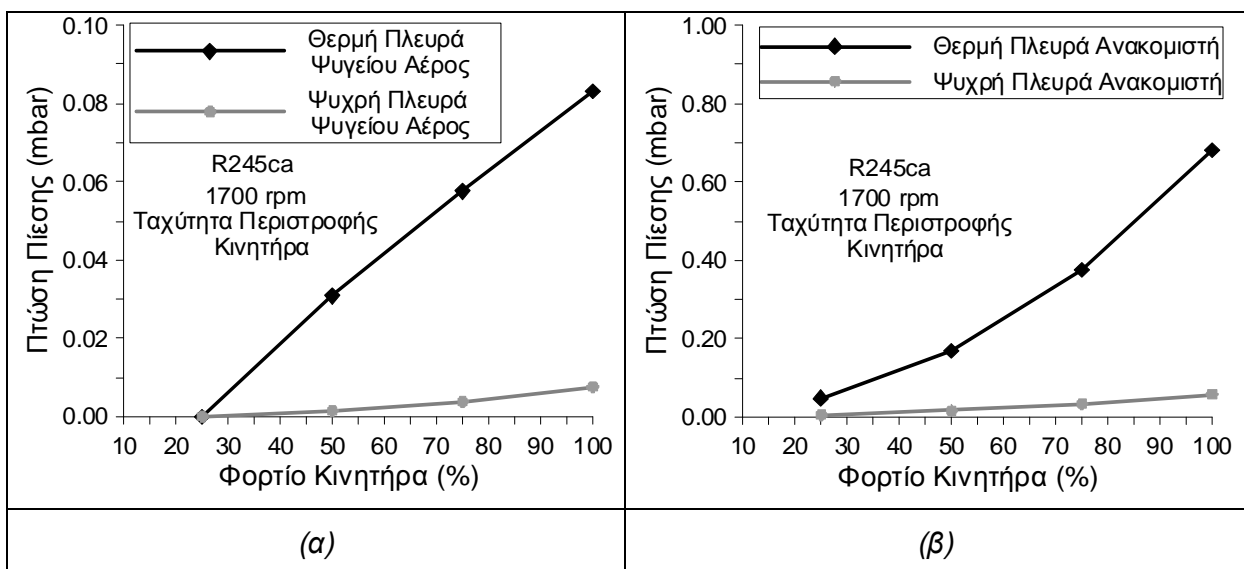
Όσον αφορά τη μεταβολή της πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης, στο σχήμα 11-24(α) δίνεται η μεταβολή της τιμής της σε σχέση με το φορτίο του κινητήρα για τις πλευρές του αέρα και του εργαζόμενου μέσου R245ca. Όπως φαίνεται στο διάγραμμα, η πτώση της πίεσης του μέσου R245ca είναι αμελητέα στον εναλλάκτη θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης. Ομοίως, η μεταβολή της πίεσης στην πλευρά του αέρα υπερπλήρωσης είναι αρκετά χαμηλή, δεδομένου ότι η μέγιστη τιμή της είναι μικρότερη από 0.1 mbar στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel.



Στον ανακομιστή θερμότητας, που χρησιμοποιείται στον κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca, η πτώση πίεσης στην πλευρά του εκτονωμένου υπέρθερμου ατμού είναι μεγαλύτερη σε σχέση με αυτή της ψυχρής πλευράς του υπόψυκτου υγρού, όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 11-24(β). Η πτώση πίεσης στη θερμή πλευρά του ανακομιστή είναι χαμηλότερη του 1 mbar, οπότε δεν επηρεάζει τη λειτουργία του συστήματος του κύκλου Rankine.



Σχήμα 11-23 Πτώση Πίεσης του Θερμού Ρεύματος (Καυσαέριο) (α) και του Ψυχρού Ρεύματος (β) στον Εναλλάκτη Θερμότητας Καυσαερίου συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν το Εργαζόμενο Μέσο του Κύκλου Rankine είναι H<sub>2</sub>O ή R245ca.

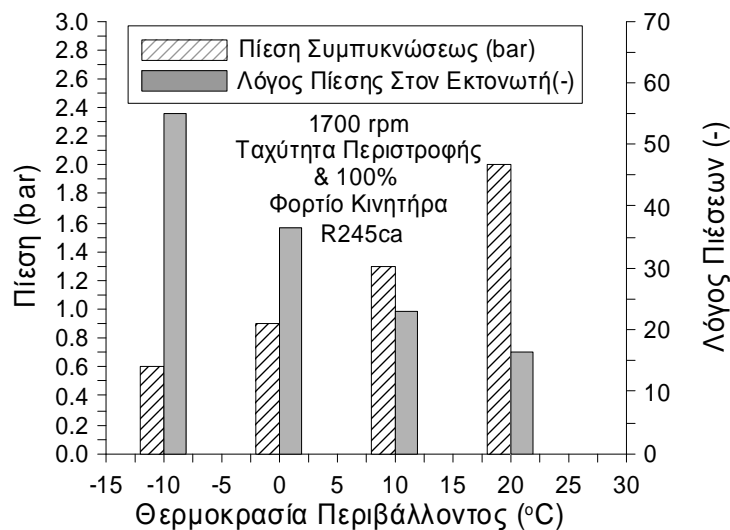


Σχήμα 11-24 Πτώση Πίεσης στο Ψυγείο Αέρος (α) και στον Ανακομιστή Θερμότητας (β) στην Ψυχρή και στη Θερμή Πλευρά συναρτήσεως του Φορτίου του Κινητήρα Diesel, όταν το Εργαζόμενο Μέσο του Κύκλου Rankine είναι R245ca.

### 11.3.12 Επίδραση της Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος στη Λειτουργία του Κύκλου Rankine

Στη συνέχεια της ανάλυσης παρουσιάζεται μια πρόσθετη παραμετρική διερεύνηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine με παράμετρο τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η θερμοκρασία περιβάλλοντος καθορίζει ουσιαστικά την ελάχιστη τιμή της κατώτερης πίεσης λειτουργίας του κύκλου Rankine, όπου απορρίπτεται θερμότητα στο περιβάλλον κατά τη συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου. Στην παρούσα διερεύνηση αυτή μειώνεται από την αρχική τιμή των 20°C στην τιμή των -10°C με βήμα μεταβολής ίσο με 10°C.

Στο σχήμα 11-25 δίνεται η μεταβολή της πίεσης  $P_L$  της συμπύκνωσης του R245ca και του λόγου πιέσεων στον εκτονωτή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel. Από το σχήμα αυτό είναι προφανές ότι η λειτουργία του κύκλου Rankine σε ψυχρό περιβάλλον ευνοεί τη μείωση της κατώτερης πίεσης  $P_L$  και κατά συνέπεια την αύξηση του λόγου της εκτόνωσης του υπέρθερμου ατμού. Συγκεκριμένα, ο λόγος των πιέσεων στον εκτονωτή αυξάνεται από 16.5 έως και 55. Η αύξηση αυτή του λόγου εκτόνωσης προσθέτει περιορισμούς στην υλοποίηση της μεταβολής της χαμηλής πίεσης  $P_L$  του κύκλου Rankine ανάλογα με την περιβαλλοντική θερμοκρασία. Κατά συνέπεια, η υψηλή τιμή του λόγου της εκτόνωσης του υπέρθερμου ατμού στη θερμοκρασία περιβάλλοντος των -10°C είναι απολύτως θεωρητική.

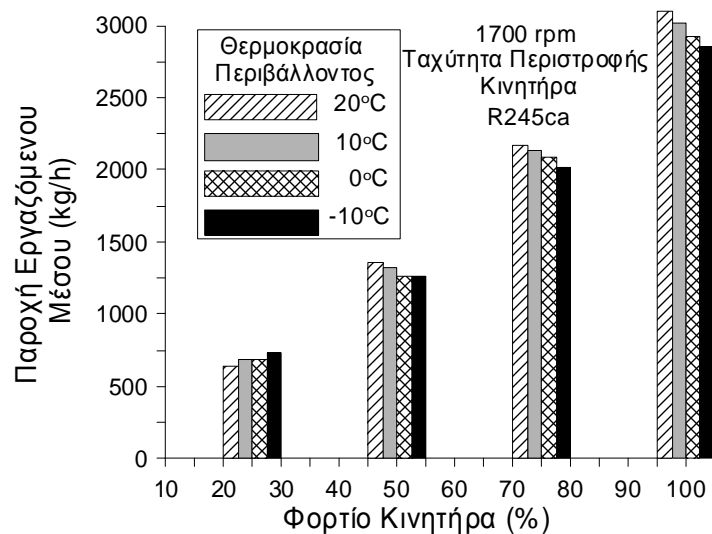


Σχήμα 11-25 Μεταβολή της Απόδοσης και της Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης του Κύκλου για Θερμοκρασία Περιβάλλοντος ίση με -10, 0, 10 και 20°C στο Πλήρες Φορτίο του Κινητήρα Diesel.

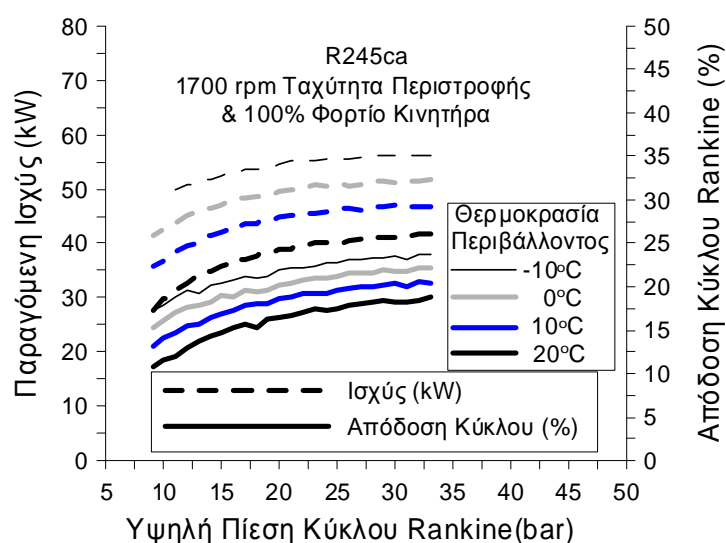
Στο σχήμα 11-26 απεικονίζεται η επίπτωση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου για όλα τα εξεταζόμενα φορτία του κινητήρα. Η

παροχή μάζας του R245ca μειώνεται με την πτώση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στα υψηλά φορτία του κινητήρα Diesel. Η μείωση αυτή οφείλεται στις μεγαλύτερες απαιτήσεις θερμότητας για την προθέρμανση του μέσου, καθώς η θερμοκρασία του μετά την έξοδο από τον κυκλοφορητή είναι περίπου ίδια με τη θερμοκρασία συμπυκνώσεως  $T_L$ .

Η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος και του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine με την αύξηση της ανώτερης πίεσης  $P_H$  δίνεται στο σχήμα 11-27 για κάθε εξεταζόμενη τιμή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και στο πλήρες φορτίο. Στο σχήμα αυτό παρατηρείται σημαντική αύξηση της παραγόμενης ισχύος και του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine με τη μείωση της περιβαλλοντικής θερμοκρασίας.

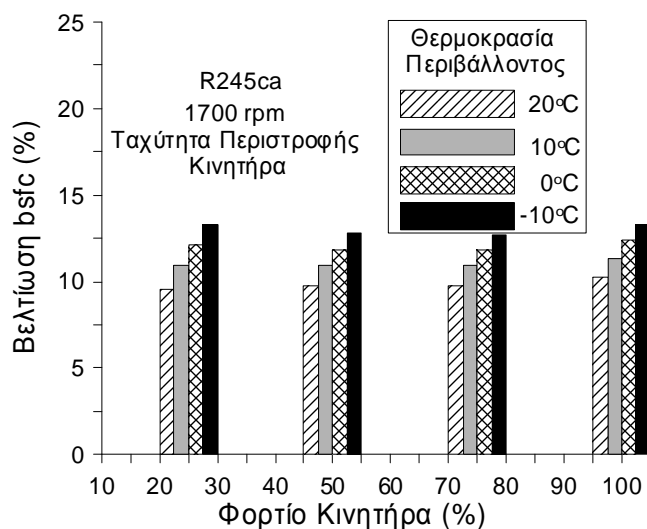


Σχήμα 11-26 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του R245ca συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για Θερμοκρασία Περιβάλλοντος ίση με -10, 0, 10 και 20°C.



Σχήμα 11-27 Μεταβολή της Απόδοσης και της Παραγόμενης Ισχύος του Κύκλου Rankine με R245ca συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης για Θερμοκρασία Περιβάλλοντος ίση με -10, 0, 10 και 20°C στο Πλήρες Φορτίο του Κινητήρα Diesel.

Τέλος, στο σχήμα 11-28 δίνεται η επίπτωση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος στη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) της εγκατάστασης για διάφορα φορτία του κινητήρα Diesel. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου της εγκατάστασης βελτιώνεται σε σχέση με τον αρχικό κινητήρα κατά 13%, 12%, 11% και 10% ανεξάρτητα από το φορτίο για τις τιμές  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $10^{\circ}\text{C}$  και  $20^{\circ}\text{C}$  της θερμοκρασίας περιβάλλοντος αντίστοιχα.



Σχήμα 11-28 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc) της Εγκατάστασης λόγω της χρήσης Κύκλου Rankine με R245ca συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για Θερμοκρασία Περιβάλλοντος ίση με  $-10$ ,  $0$ ,  $10$  και  $20^{\circ}\text{C}$ .

## 11.4 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό εξετάστηκε η διάταξη κύκλου Rankine, που εκμεταλλεύεται ταυτόχρονα τη θερμότητα του κύριου ρεύματος καυσαερίου, του EGR και του ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, στην παρούσα ανάλυση αξιολογήθηκε η επίδραση της ανάκτησης πρόσθετης θερμότητας από τον αέρα υπερπλήρωσης στη λειτουργία του κύκλου Rankine με υδρατμό ή οργανικό μέσο R245ca. Η αξιολόγηση αυτή βασίστηκε στη σύγκριση της διάταξης με την περίπτωση ανακομιδής θερμότητας μόνο από το κύριο καυσαέριο και το EGR, που αναλύθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Εξετάστηκε, επίσης, η πτώση πίεσης στη θερμή και στην ψυχρή πλευρά των εναλλακτών θερμότητας του συστήματος Rankine. Στα πλαίσια της ανάλυσης αξιολογήθηκε η δυνατότητα ρύθμισης της λειτουργίας του κύκλου Rankine ανάλογα με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Τα συμπεράσματα της διερεύνησης συνοψίζονται ως ακολούθως:

- Η επίδραση της υψηλής πίεσης  $P_H$  στο θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης και στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine είναι παρόμοια με την ανάλυση του προηγούμενου κεφαλαίου. Η ανάκτηση τμήματος της θερμότητας του αέρα

υπερπλήρωσης συμβάλλει στη λειτουργία του κύκλου Rankine με υδρατμό σε υψηλότερες τιμές της ανώτερης πίεσης.

- Η εκμεταλλευσόμενη θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης αυξάνεται αρχικά και στη συνέχεια σχεδόν σταθεροποιείται με την άνοδο της πίεσης  $P_H$  και για τα δυο εργαζόμενα μέσα. Στα χαμηλότερα φορτία του κινητήρα Diesel, ο κύκλος Rankine ανακτά αμελητέο μέρος της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης.
- Η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine με  $H_2O$  αυξάνεται με το φορτίο από 5.8kW έως και 32kW. Η ποσοστιαία αύξηση της μέγιστης ισχύος του κύκλου Rankine με  $H_2O$  λόγω της ανάκτησης της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης εκτιμάται σε 8.0%, 5.3% και 3.3% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.
- Η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του οργανικού κύκλου Rankine αυξάνεται με το φορτίο από 10.7kW έως και 42.7kW. Η ποσοστιαία αύξηση της μέγιστης ισχύος του οργανικού κύκλου Rankine λόγω της ανάκτησης της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης εκτιμάται σε 26%, 23% και 17% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.
- Όταν χρησιμοποιείται κύκλος Rankine με  $H_2O$ , τότε η μέγιστη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 6.1%, 6.3%, 7.1% και 8% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Η πρόσθετη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου λόγω της ανάκτησης θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης εκτιμάται σε 0.3% και 0.5% στο 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Στα υπόλοιπα φορτία η συμβολή της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης είναι αμελητέα.
- Η βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για την περίπτωση χρήσης του R245ca εκτιμάται σε 10.7%, 10.3%, 10.1% και 10.4% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Η πρόσθετη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου λόγω της αξιοποίησης της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης εκτιμάται σε 1.9%, 1.7% και 1.3% στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα, ενώ στο 25% του φορτίου είναι μηδενική.
- Η παροχή μάζας του R245ca είναι έως και 17.5 φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του υδρατμού, λόγω της μικρότερης λανθάνουσας θερμότητας του R245ca.
- Η αξιοποίηση της θερμότητας του ψυγείου του αέρα της υπερπλήρωσης ευνοεί τη λειτουργία του κύκλου Rankine με αυξημένες τιμές της παροχής μάζας του R245ca σε όλα τα φορτία εκτός από το 25%. Στην περίπτωση του υδρατμού, η αντίστοιχη αύξηση της παροχής μάζας του είναι μικρότερη, ενώ στο 25% του φορτίου παρατηρείται μείωση της παροχής μάζας του  $H_2O$ .

- Ο κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca ανακτά σχεδόν εξ' ολοκλήρου τη θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου στα υψηλά φορτία του κινητήρα, όπου η θερμοκρασία καυσαερίου στην έξοδο του εναλλάκτη του EGR εκτιμάται σε 201°C στο 100% και 75% του φορτίου. Η θερμότητα του αέρα υπερπλήρωσης αξιοποιείται κατά 61% από τον κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca και στο πλήρες φορτίο. Το αντίστοιχο ποσοστό της ανακτώμενης θερμότητας του αέρα για τον κύκλο Rankine με υδρατμό είναι αρκετά μικρότερο και η μέγιστη τιμή του ισούται με 24%.
- Σε όλες τις περιπτώσεις που εξετάστηκαν, η θερμότητα του EGR καλύπτει πλήρως την υπερθέρμανση και τμήμα της ατμοποίησης είτε του H<sub>2</sub>O είτε του R245ca. Ωστόσο, στο χαμηλότερο φορτίο του κινητήρα το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου καλύπτει το μεγαλύτερο μέρος της απαιτούμενης θερμότητας ατμοποίησης του R245ca.
- Η πτώση πίεσης του καυσαερίου στον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου είναι αρκετά χαμηλή, οπότε δεν ασκείται αντίθλιψη στον κινητήρα Diesel. Οι αντίστοιχες μεταβολές της πίεσης στη θερμή και στην ψυχρή πλευρά των εναλλακτών θερμότητας του καυσαερίου και του αέρα υπερπλήρωσης, καθώς και του ανακομιστή θερμότητας είναι σχεδόν αμελητέες και δεν επηρεάζουν τη λειτουργία του συστήματος Rankine.
- Η λειτουργία του κύκλου Rankine σε χαμηλότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι αποδοτικότερη, εφόσον είναι δυνατή η αύξηση του λόγου πιέσεων στον εκτονωτή και κατά συνέπεια η άνοδος της παραγόμενης ισχύος. Σε αυτή την περίπτωση, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου προσεγγίζει το 13%, όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι ίση με -10°C.

Ολοκληρώνοντας την ανάλυση, διαπιστώνεται ότι η ανάκτηση της θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου σε συνδυασμό με την εκμετάλλευση τμήματος της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης μέσω κύκλου Rankine με οργανικό μέσο R245ca και ανακομιστή θερμότητας αποτελεί την καλύτερη λύση για την αξιοποίηση της θερμότητας του κινητήρα Diesel και τη μετατροπή της σε ωφέλιμη ισχύ.

**Σύμβολα Κεφαλαίου 11:**

A/C	Ψυγείο Αέρος Υπερπλήρωσης	(-)
bsfc	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kWh)
D	Διάμετρος	(m)
EGR	Ρεύμα Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel	
$N_t$	Αριθμός Σωληνώσεων	(-)
P	Πίεση	(Pa)
$P_H$	Υψηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
$P_L$	Χαμηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
S	Εντροπία	(J/kgK)
T	Θερμοκρασία	(°C)

**Δείκτες:**

i	Εσωτερική Πλευρά Σωλήνα-Ψυχρό Ρεύμα
o	Εξωτερική Πλευρά Σωλήνα-Θερμό Ρεύμα
s	Κέλυφος Εναλλάκτη

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 11:**

1. **Katsanos C.O., Hountalas D.T., Zannis T.C., and Yfantis E.A.** “Thermodynamic Analysis of a Diesel Truck Engine Organic Rankine Cycle” , 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2010), 19-21 July 2010, Antalya, Turkey.
2. **Katsanos C.O., Zannis T.C., Hountalas D.T., and Yfantis E.A.**, “Potentiality for Optimizing Operational Performance and Thermal Management of Diesel Truck Engine Rankine Cycle by Recovering Heat in EGR Cooler”, SAE Paper No. 010315, 2010.
3. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines”, SAE Paper No.010537, 2007.
4. **Teng, Ho, Regner, G. and Cowland, Ch.**, “Waste Heat Recovery of Heavy Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Working Fluids for WHR-ORC”, SAE Paper No.010543, 2007.
5. **Teng Ho, Regner G. and Cowland Ch.**, “A Quantum Leap for Heavy-Duty Truck Engine Efficiency-Hybrid Power System of Diesel and WHR-ORC Engines”, AVL Powertrain Engineering, Inc., The 12<sup>th</sup> Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research Conference, August 2006 Detroit Michigan.



## Κεφάλαιο 12

### Εκτίμηση της Απαιτούμενης Ψυκτικής Διάταξης του Συστήματος Κύκλου Rankine και Κινητήρα Diesel

#### 12.1 Εισαγωγή

Στα προηγούμενα κεφάλαια εξετάστηκαν διάφορες εκδοχές της λειτουργίας του κύκλου Rankine, που εγκαθίσταται σε κινητήρα Diesel. Ένα από τα σημαντικότερα ζητήματα της λειτουργίας του κύκλου Rankine είναι η αποβολή θερμότητας στο περιβάλλον κατά τη συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου πριν αυτό κατευθυνθεί στην αντλία του συστήματος. Συνεπώς, η εγκατάσταση του κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel δημιουργεί πρόσθετες ψυκτικές απαιτήσεις συγκριτικά με τις αντίστοιχες του αρχικού κινητήρα. Ωστόσο, ο διατιθέμενος χώρος για την εγκατάσταση της νέας ψυκτικής διάταξης στον κινητήρα του βαρέως οχήματος είναι περιορισμένος. Έτσι, τίθενται όρια για τις διαστάσεις της απαιτούμενης ψυκτικής διάταξης του συστήματος επηρεάζοντας με αυτόν τον τρόπο τη λειτουργία του κύκλου Rankine. Στη συνέχεια παρουσιάζεται λεπτομερής υπολογισμός της ψυκτικής διάταξης του συστήματος και εξετάζονται πιθανές παρεμβάσεις στη λειτουργία του κύκλου Rankine για τον περιορισμό των διαστάσεων της διάταξης.

#### 12.2 Περιγραφή της Ανάλυσης και του Υπολογισμού της Ψυκτικής Διάταξης

Στο κεφάλαιο που ακολουθεί αξιολογείται η απορριπτόμενη θερμότητα από την εγκατάσταση στο περιβάλλον και εκτιμώνται τα χαρακτηριστικά της νέας ψυκτικής διάταξης. Η διερεύνηση, που παρουσιάζεται στη συνέχεια, αποτελείται από τρεις ενότητες:

- Στο πρώτο μέρος της ανάλυσης εξετάζονται τα επιμέρους ποσά θερμότητας, που απορρίπτουν ο κύκλος Rankine και ο κινητήρας Diesel στο περιβάλλον κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της εγκατάστασης στα υψηλά φορτία. Επιπροσθέτως, συγκρίνονται οι ψυκτικές απαιτήσεις της νέας εγκατάστασης με τις αντίστοιχες του αρχικού κινητήρα Diesel.
- Στο δεύτερο μέρος της διερεύνησης εκτιμάται η απαιτούμενη παροχή μάζας του αέρα ψύξης και οι διαστάσεις των ψυγείων της εγκατάστασης. Επιπροσθέτως, αξιολογείται το μέγεθος της νέας ψυκτικής διάταξης σε σύγκριση με την αντίστοιχη του αρχικού κινητήρα Diesel.

- Στο τρίτο και τελευταίο τμήμα της ανάλυσης εξετάζεται η δυνατότητα παρέμβασης στη λειτουργία του κύκλου Rankine για να είναι εφικτή η χρήση ψυκτικής διάταξης μικρότερων διαστάσεων, όταν αυτό κρίνεται αναγκαίο.

Στη συνέχεια αναλύεται η υπολογιστική διαδικασία στην οποία βασίστηκε η εκτίμηση της ψυκτικής εγκατάστασης, που απαιτείται για την εύρυθμη λειτουργία του συστήματος.

### 12.2.1 Υπολογισμός της Απορριπτόμενης Θερμότητας από την Εγκατάσταση στο Περιβάλλον

Το άθροισμα της θερμότητας  $\dot{Q}_{\text{condenser}}$ , που αποβάλλει ο κύκλος Rankine κατά τη συμπίκνωση του εργαζόμενου μέσου, και της αποβαλλόμενης θερμότητας του κινητήρα  $\dot{Q}_{\text{rej\_Eng}}$  αποτελεί τη συνολική απορριπτόμενη θερμότητα της εγκατάστασης  $\dot{Q}_{\text{rej\_tot}}$  στο περιβάλλον, όπως δίνεται στην ακόλουθη σχέση:

$$\dot{Q}_{\text{rej\_tot}} = \dot{Q}_{\text{rej\_Eng}} + \dot{Q}_{\text{condenser}} \quad (12.1)$$

Η συνολική θερμότητα  $\dot{Q}_{\text{rej\_Eng}}^*$ , που αποβάλλει ο κινητήρας Diesel στο περιβάλλον, είναι το άθροισμα των ποσών θερμότητας, που προέρχονται από την ψύξη των τοιχωμάτων των κυλίνδρων και λοιπών τμημάτων του κινητήρα ( $\dot{Q}_{\text{cool}}$ ), το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης ( $\dot{Q}_{\text{rej\_A/C}}$ ) και το ψυγείο του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου ( $\dot{Q}_{\text{rej\_EGR}}$ ) με βάση την ακόλουθη σχέση:

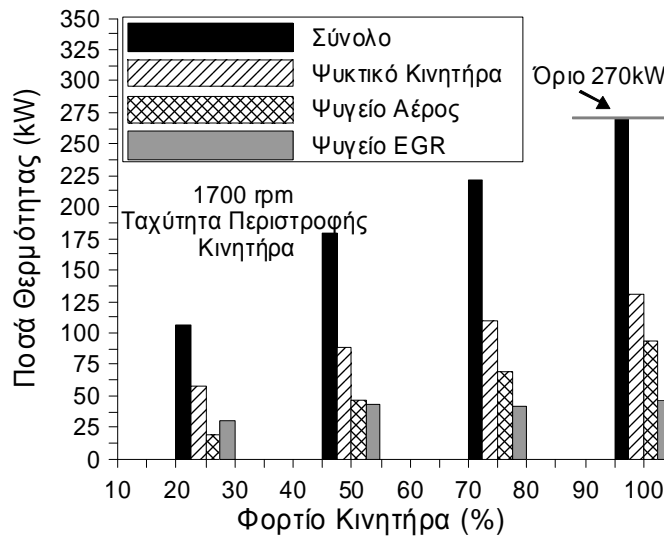
$$\dot{Q}_{\text{rej\_Eng}}^* = \dot{Q}_{\text{cool}} + \dot{Q}_{\text{rej\_EGR}} + \dot{Q}_{\text{rej\_A/C}} \quad (12.2)$$

Η αξιοποίηση τμήματος της θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου από τον κύκλο Rankine μειώνει την αποβαλλόμενη θερμότητα του κινητήρα και η νέα της τιμή  $\dot{Q}_{\text{rej\_Eng}}$  δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\dot{Q}_{\text{rej\_Eng}} = \dot{Q}_{\text{rej\_Eng}}^* - \dot{Q}_{\text{EGR}} - \dot{Q}_{\text{A/C}} \quad (12.3)$$

Για την ανάλυση της ψυκτικής διάταξης του συστήματος επιλέγεται ένα όριο λειτουργίας ως προς την ικανότητα αποβολής της θερμότητας. Το όριο αυτό για τον αρχικό κινητήρα Diesel είναι 270 kW και αντιστοιχεί στη μέγιστη απορριπτόμενη θερμότητα του, η οποία συναντάται στο πλήρες φορτίο του με ταχύτητα περιστροφής στις 1700 rpm. Στο σχήμα 12-1 απεικονίζεται η μεταβολή των επιμέρους αποβαλλόμενων ποσών θερμότητας στο περιβάλλον συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, στο σχήμα 12-1 δίνονται τα ποσά της θερμότητας, που αποσπά το ψυκτικό μέσο από τα διάφορα τμήματα του κινητήρα, καθώς και της συναλλασσόμενης θερμότητας στα ψυγεία του αέρα υπερπλήρωσης και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Τα ποσά θερμότητας του

σχήματος 12-1 προέρχονται από πειραματικά δεδομένα της κατασκευάστριας εταιρείας IVECO για τον «κινητήρα Β» με υψηλή συγκέντρωση ισχύος.



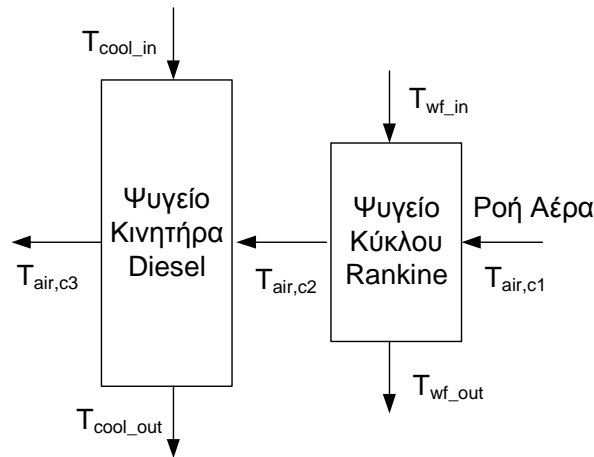
Σχήμα 12-1 Συνολική Αποβαλλόμενη Θερμότητα Κινητήρα Diesel και τα Επιμέρους Αποβαλλόμενα Ποσά Θερμότητας από το Σύστημα Ψύξης, το Ψυγείο του EGR και το Ψυγείο του Αέρα Υπερπλήρωσης του Κινητήρα «Β» συναρτήσεως του Φορτίου του στις 1700 rpm.

### 12.2.2 Εκτίμηση των Διαστάσεων της Ψυκτικής Διάταξης της Εγκατάστασης

Η ψυκτική διάταξη της εγκατάστασης αποτελείται από το ψυγείο του κύκλου Rankine και το αντίστοιχο ψυγείο του κινητήρα Diesel [1-6]. Η διαδικασία της ψύξης πραγματοποιείται με ρεύμα αέρα, που εισέρχεται στην ψυκτική διάταξη του οχήματος και αποσπά τη θερμότητα της εγκατάστασης [1-6]. Οι παραδοχές της διερεύνησης της ψυκτικής διάταξης του συστήματος είναι οι ακόλουθες:

- Ο τύπος του εναλλάκτη, που επιλέγεται για την ψυκτική διάταξη του συστήματος, είναι αυτός των πτερυγοφόρων σωληνώσεων (βλέπε κεφάλαιο 9). Συγκεκριμένα, υιοθετείται ο τύπος επιφάνειας 8.0-3/8T [7-9] για την εκτίμηση των δυο επιμέρους ψυγείων, που συνθέτουν τη διάταξη.
- Το πάχος  $W$  και το ύψος  $H$  του εναλλάκτη θερμότητας λαμβάνονται 0.25m και 0.50m αντίστοιχα.
- Η θερμοκρασία  $T_{cool\_in}$  του ψυκτικού μέσου του κινητήρα Diesel στην είσοδο του ψυγείου είναι 90°C.
- Η θερμοκρασία  $T_{cool\_out}$  του ψυκτικού μέσου στην έξοδο του ψυγείου του κινητήρα Diesel είναι 60°C.
- Η θερμοκρασία  $T_{air,c1}$  του εισερχόμενου αέρα στην ψυκτική διάταξη θεωρείται ίση με 20°C.

Η τοποθέτηση του ψυγείου του κύκλου Rankine επιλέγεται να είναι τέτοια ώστε να συναντηθεί πρώτα με το ρεύμα του αέρα ψύξης, όπως απεικονίζεται στο σχήμα 12-2. Η αιτία της επιλογής αυτής είναι οι χαμηλές σχετικά θερμοκρασίες του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine στη φάση της συμπύκνωσης σε σύγκριση με τις θερμοκρασίες του ψυκτικού μέσου στο αντίστοιχο ψυγείο του κινητήρα Diesel.



Σχήμα 12-2 Απεικόνιση της Ψυκτικής Διάταξης του Συστήματος του Κύκλου Rankine και του Κινητήρα Diesel.

Η θερμοκρασία του αέρα  $T_{air,c2}$  στην έξοδο του ψυγείου του κύκλου Rankine εκτιμάται από τον ισολογισμό της συναλασσόμενης θερμότητας με βάση την ακόλουθη διατύπωση:

$$T_{air,c2} = T_{air,c1} + \frac{\dot{Q}_{condenser}}{\dot{m}_{air,c} c_{pair}} \quad (12.4)$$

Οι θερμοκρασιακοί περιορισμοί στο ψυγείο του κύκλου Rankine για να είναι εφικτή η λειτουργία του δίνονται στις παρακάτω σχέσεις:

$$T_{wf\_out} \geq T_{air,c1} + 10^{\circ}\text{C} \quad (12.5)$$

$$T_{wf\_in} \geq T_{air,c2} + 10^{\circ}\text{C} \quad (12.6)$$

Επομένως, η θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα ψύξης  $T_{air,c1}$  πρέπει να είναι μικρότερη από τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου  $T_{wf\_out}$  στην έξοδο του ψυγείου του κύκλου Rankine τουλάχιστον κατά  $10^{\circ}\text{C}$ .

Στη συνέχεια ο εξερχόμενος αέρας από το πρώτο ψυγείο της διάταξης εισέρχεται στο ψυγείο του κινητήρα Diesel και η θερμοκρασία του  $T_{air,c3}$  στην έξοδο της ψυκτικής διάταξης εκτιμάται από τον αντίστοιχο ισολογισμό με βάση τη σχέση:

$$T_{air,c3} = T_{air,c2} + \frac{\dot{Q}_{rej\_Eng}}{\dot{m}_{air,c} c_{pair}} \quad (12.7)$$

Οι αντίστοιχοι θερμοκρασιακοί περιορισμοί στο ψυγείο του κινητήρα Diesel είναι οι ακόλουθοι:

$$T_{\text{cool\_out}} \geq T_{\text{air,c2}} + 10^{\circ}\text{C} \quad (12.8)$$

$$T_{\text{cool\_in}} \geq T_{\text{air,c3}} + 10^{\circ}\text{C} \quad (12.9)$$

Από τις σχέσεις 12.8 και 12.9 και τις τιμές των θερμοκρασιών  $T_{\text{cool\_in}}$  και  $T_{\text{cool\_out}}$  προκύπτει ότι η τιμή της θερμοκρασίας  $T_{\text{air,c2}}$  πρέπει να είναι μικρότερη από τους  $50^{\circ}\text{C}$  και η αντίστοιχη τιμή της θερμοκρασίας του αέρα  $T_{\text{air,c3}}$  στην έξοδο της ψυκτικής διάταξης πρέπει να είναι μικρότερη των  $80^{\circ}\text{C}$ .

Στην παρούσα διερεύνηση η παροχή μάζας  $\dot{m}_{\text{air,c}}$  του αέρα της ψύξης αποτελεί παράμετρο της διερεύνησης, όπου η ελάχιστη τιμή της είναι τέτοια ώστε να ικανοποιούνται οι παραπάνω θερμοκρασιακοί περιορισμοί της ψυκτικής διάταξης της εγκατάστασης. Για την εκτίμηση των διαστάσεων του ψυγείου του κινητήρα Diesel απαιτείται η τιμή της παροχής μάζας  $\dot{m}_{\text{cool}}$  του ψυκτικού μέσου, η οποία υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\dot{m}_{\text{cool}} = \frac{\dot{Q}_{\text{rej\_Eng}}}{c_{\text{pcool}} (T_{\text{cool\_in}} - T_{\text{cool\_out}})} \quad (12.10)$$

Ο υπολογισμός της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας των ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel βασίζεται στις σχέσεις 9.1 και 9.2. Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται με τη διαδικασία, που περιγράφηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο για τον εναλλάκτη θερμότητας πτερυγιοφόρων σωληνώσεων.

Ο όγκος του εναλλάκτη θερμότητας προκύπτει από το γινόμενο της μετωπικής επιφάνειας του με το πάχος του  $W$ . Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας υπολογίζεται από τον όγκο του εναλλάκτη με βάση τη σχέση 9.31β. Η μετωπική επιφάνεια είναι το γινόμενο του μήκους  $L$  με το ύψος  $H$ . Συνεπώς, η εκτίμηση των διαστάσεων των ψυγείων του συστήματος βασίζεται στον υπολογισμό του μήκους  $L$ , καθώς οι υπόλοιπες διαστάσεις είναι γνωστές.

## 12.3 Ανάλυση Αποτελεσμάτων

### 12.3.1 Επίδραση της Υψηλής Πίεσης Λειτουργίας του Κύκλου Rankine στην Αποβαλλόμενη Θερμότητα της Εγκατάστασης

Τα αποτελέσματα, που παρουσιάζονται, είναι συνέχεια της ανάλυσης, που περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Στην περίπτωση αυτή ο κύκλος Rankine ανακτά θερμότητα από το κύριο καυσαέριο, το EGR και τον αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα. Στα διαγράμματα (α) και (β) του σχήματος 12-3 απεικονίζεται η επίδραση της ανώτερης πίεσης λειτουργίας  $P_H$  στη μεταβολή της απορριπτόμενης θερμότητας του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine με υδρατμό στο 100% και 75% του φορτίου αντίστοιχα. Οι περιπτώσεις λειτουργίας της

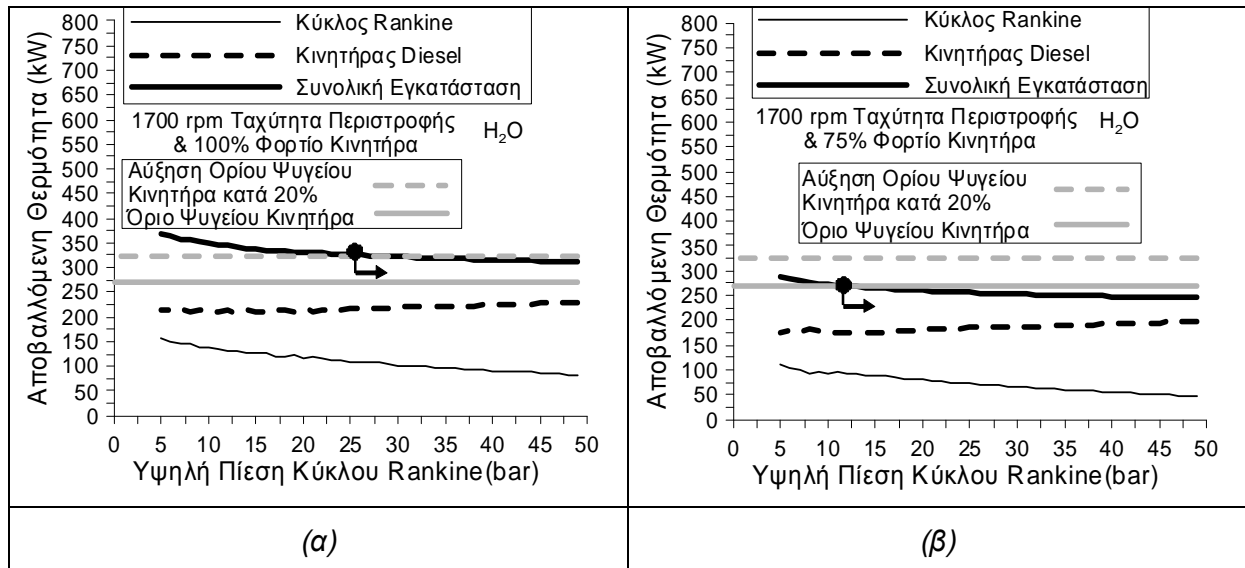
εγκατάστασης στα χαμηλότερα φορτία του κινητήρα δεν εξετάζονται, διότι τα αποβαλλόμενα ποσά θερμότητας είναι χαμηλά και επιβαρύνουν ελάχιστα την ψυκτική διάταξη της εγκατάστασης. Στα διαγράμματα (α) και (β) του σχήματος 12-4 απεικονίζεται η προαναφερθείσα μεταβολή για την περίπτωση του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca. Όπως διαπιστώνεται, στα σχήματα 12-3 και 12-4 δίνεται το όριο της λειτουργίας της υπάρχουσας ψυκτικής διάταξης του κινητήρα Diesel.

Στο σχήμα 12-3 φαίνεται ότι στην περίπτωση χρήσης του υδρατμού ως εργαζόμενου μέσου η συνολικά αποβαλλόμενη θερμότητα της εγκατάστασης στο πλήρες φορτίο ξεπερνά το όριο λειτουργίας της αρχικής ψυκτικής διάταξης. Όπως απεικονίζεται στο σχήμα αυτό, η νέα ψυκτική διάταξη πρέπει να έχει δυνατότητα αποβολής θερμότητας τουλάχιστον κατά 20% μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της αρχικής διάταξης. Ωστόσο, υιοθετώντας το αυξημένο όριο λειτουργίας κατά 20% για τη νέα ψυκτική διάταξη, η αποβολή θερμότητας στο περιβάλλον είναι εφικτή μονό για τιμές της ανώτερης πίεσης  $P_H$  μεγαλύτερες των 25 bar. Από το διάγραμμα (β) του σχήματος 12-3 είναι προφανές ότι στο 75% του φορτίου η αρχική ψυκτική διάταξη είναι επαρκής, όταν η υψηλή πίεση  $P_H$  είναι μεγαλύτερη των 12bar. Όπως διαπιστώθηκε στο σχήμα 11-14, οι βέλτιστες τιμές της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου Rankine με  $H_2O$  για τη μεγιστοποίηση της ισχύος του είναι 26bar και 18bar στο 100% και 75% του φορτίου αντίστοιχα. Έτσι, η ψυκτική διάταξη με αύξηση του ορίου λειτουργίας της κατά 20% επαρκεί για τη βέλτιστη λειτουργία του κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο. Ομοίως, όταν ο κύκλος Rankine με  $H_2O$  παράγει τη μέγιστη ισχύ του στο 75% του φορτίου, τότε το αρχικό ψυγείο του κινητήρα επαρκεί για την ψύξη της εγκατάστασης.

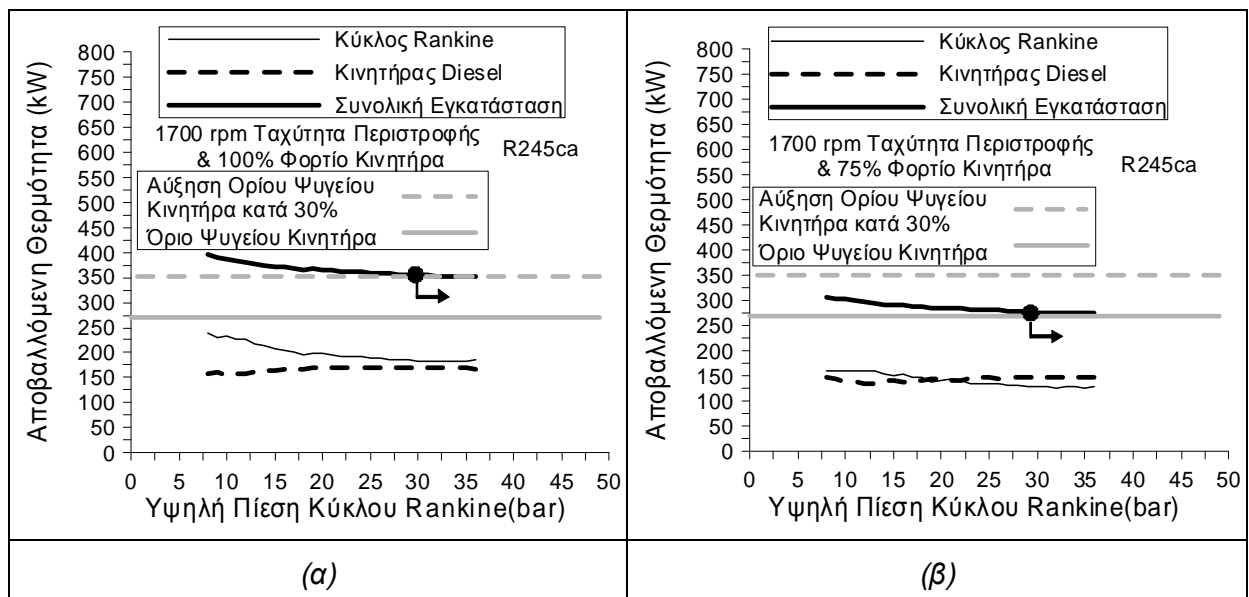
Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με R245ca, η συνολική απορριπτόμενη θερμότητα της εγκατάστασης στο 100% και 75% του φορτίου ξεπερνά το όριο λειτουργίας της αρχικής ψυκτικής διάταξης. Στο 75% του φορτίου το υπάρχον όριο λειτουργίας της ψυκτικής διάταξης επαρκεί για την εγκατάσταση, όταν η υψηλή πίεση  $P_H$  υπερβαίνει τα 30bar. Αντιθέτως, στο πλήρες φορτίο απαιτείται αύξηση κατά 30% του ορίου λειτουργίας της ψυκτικής διάταξης και υψηλή πίεση  $P_H$  του κύκλου Rankine μεγαλύτερη των 30 bar. Στο σχήμα 12-4 είναι προφανές ότι ο οργανικός κύκλος Rankine με υψηλές τιμές της ανώτερης πίεσης στο 100% και 75% του φορτίου αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον, που είναι της ίδιας τάξης μεγέθους με τον κινητήρα. Όπως διαπιστώθηκε στο σχήμα 11-14, ο κύκλος Rankine με R245ca παράγει τη μέγιστη ισχύ του στο 100% και 75% του φορτίου, όταν η υψηλή πίεση  $P_H$  ξεπερνά τα 30bar. Συνεπώς, η ψυκτική διάταξη με αυξημένο όριο λειτουργίας κατά 30% επαρκεί για τη βέλτιστη λειτουργία του κύκλου Rankine με R245ca στο πλήρες φορτίο. Ομοίως, το αρχικό ψυγείο του κινητήρα καλύπτει τις ψυκτικές απαιτήσεις του συστήματος, όταν ο κύκλος Rankine με R245ca παράγει τη μέγιστη ισχύ του στο 75% του φορτίου.

Είναι προφανές ότι η θερμότητα, που απορρίπτει ο κύκλος Rankine και η συνολική εγκατάσταση στο περιβάλλον, μειώνεται με την αύξηση της υψηλής πίεσης  $P_H$  του κύκλου.

Αυτό οφείλεται στην αύξηση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine με την άνοδο της υψηλής πίεσης  $P_H$ . Έτσι, η ανακτώμενη και η απορριπτόμενη θερμότητα του κύκλου Rankine μειώνεται για την ίδια παραγόμενη ισχύ. Επιπροσθέτως, στα σχήματα 12-3 και 12-4 παρατηρείται ότι η απορριπτόμενη θερμότητα του ίδιου του κινητήρα Diesel δεν επηρεάζεται σημαντικά από την άνοδο της υψηλής πίεσης  $P_H$ .



Σχήμα 12-3 Συνολική Αποβαλλόμενη Θερμότητα της Εγκατάστασης, του Κινητήρα Diesel και του Κύκλου Rankine με  $H_2O$ , καθώς και τα Όρια Αποβολής Θερμότητας της Ψυκτικής Διάταξης συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης στο 100% (α) και 75% (β) του Φορτίου.



Σχήμα 12-4 Συνολική Αποβαλλόμενη Θερμότητα της Εγκατάστασης, του Κινητήρα Diesel και του Κύκλου Rankine με  $R245ca$ , καθώς και τα Όρια Αποβολής Θερμότητας της Ψυκτικής Διάταξης συναρτήσει της Υψηλής Πίεσης στο 100% (α) και 75% (β) του Φορτίου.

### 12.3.2 Επιφάνεια Συναλλαγής και Μετωπική Επιφάνεια των Ψυγείων του Κύκλου Rankine και του Κινητήρα Diesel

Στην ακόλουθη ενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών των απαιτούμενων διαστάσεων της ψυκτικής διάταξης της εγκατάστασης του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel. Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι στην ψυκτική διάταξη του συστήματος (βλέπε σχήμα 12-2) οι διαστάσεις του απαιτούμενου ψυγείου για την κάλυψη των ψυκτικών αναγκών του κινητήρα Diesel διαφοροποιούνται σε σχέση με το αρχικό ψυγείο του κινητήρα. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμοκρασία του αέρα ψύξης αυξάνεται κατά τη διέλευση του από το ψυγείο του κύκλου Rankine. Συνεπώς, η ψύξη του κινητήρα Diesel στη νέα ψυκτική διάταξη του συστήματος γίνεται με μεγαλύτερη θερμοκρασία εισόδου του αέρα ψύξης συγκριτικά με τον αρχικό κινητήρα.

Οι υπολογισμοί γίνονται βάσει των συνθηκών λειτουργίας της εγκατάστασης στο πλήρες φορτίο, όπου απορρίπτεται το μεγαλύτερο ποσό θερμότητας στο περιβάλλον. Η παράμετρος της ανάλυσης είναι η παροχή μάζας του αέρα ψύξης, που εισέρχεται στην ψυκτική διάταξη από το περιβάλλον. Σε κάθε τιμή της παροχής μάζας του αέρα ψύξης ελέγχεται η ικανοποίηση των θερμοκρασιακών περιορισμών για να είναι εφικτή η μεταφορά θερμότητας από το ψυκτικό μέσο του κινητήρα και το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine προς το ρεύμα του αέρα ψύξης. Στη συνέχεια υπολογίζονται οι τιμές των θερμοκρασιών  $T_{airc,2}$  και  $T_{airc,3}$  του αέρα ψύξης και εκτιμάται η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας στο ψυγείο του κύκλου Rankine, καθώς και στο ψυγείο του κινητήρα Diesel της αρχικής και της νέας ψυκτικής διάταξης.

Η παροχή της μάζας του αέρα ψύξης αυξάνεται από 4kg/s έως και 10kg/s κατά 0.5kg/s. Ωστόσο, στα διαγράμματα 12-5 και 12-6 διαπιστώνεται ότι η ελάχιστη τιμή της παροχής μάζας του αέρα ψύξης είναι μεγαλύτερη των 4kg/s. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η συγκεκριμένη ελάχιστη τιμή επιλέγεται με κριτήριο την ικανοποίηση των θερμοκρασιακών περιορισμών της ψυκτικής εγκατάστασης, οι οποίοι παρουσιάστηκαν προηγουμένως στις σχέσεις 12.5, 12.6, 12.8 και 12.9.

Στα διαγράμματα των σχημάτων 12-5 και 12-6 δίνεται η μεταβολή της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας και της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων του συστήματος συναρτήσει της παροχής μάζας του αέρα ψύξης για τις περιπτώσεις, όπου το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι υδρατμός και R245ca αντίστοιχα. Επιπροσθέτως, στα σχήματα 12-5 και 12-6 συμπεριλαμβάνονται τα αντίστοιχα διαγράμματα μεταβολής για το αρχικό ψυγείο του κινητήρα Diesel, προκειμένου αυτό να συγκριθεί με τη νέα ψυκτική διάταξη της εγκατάστασης. Έτσι, η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και η μετωπική επιφάνεια της αρχικής ψυκτικής διάταξης του κινητήρα Diesel εκτιμώνται σε 23m<sup>2</sup> και 0.16m<sup>2</sup> αντίστοιχα, όταν η παροχή μάζας του αέρα ψύξης αποκτά την ελαχίστη δυνατή τιμή των 4.5 kg/s.



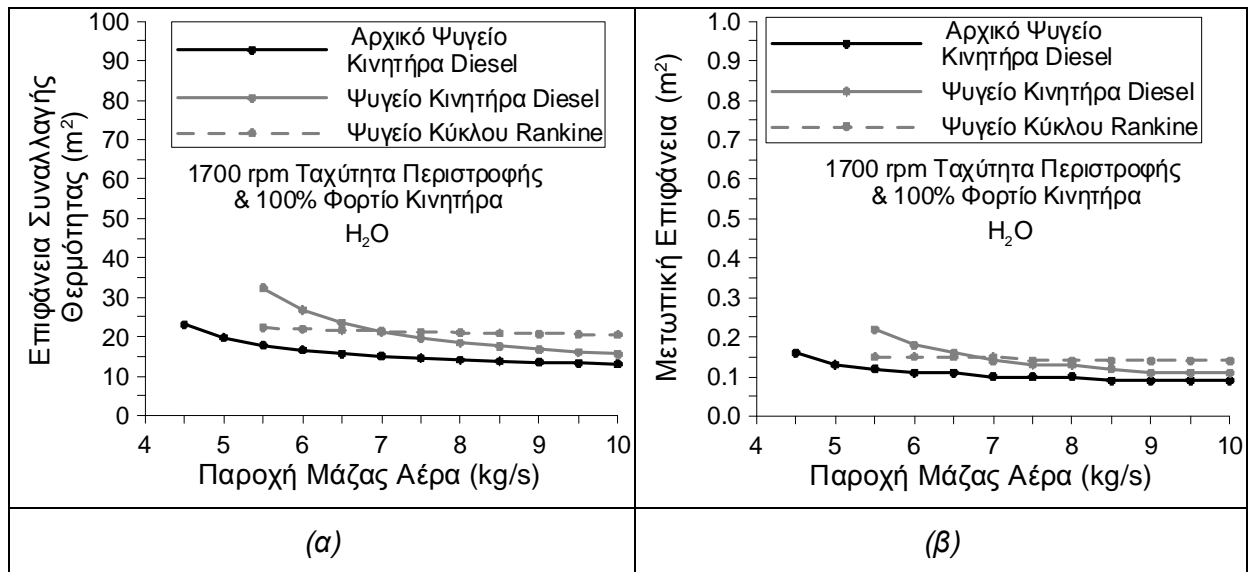
Στα σχήματα 12-5α και 12-5β διαπιστώνεται ότι η ελάχιστη παροχή μάζας του αέρα ψύξης είναι 5.5 kg/s για την περίπτωση του κύκλου Rankine με νερό. Οι τιμές της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας για την ελάχιστη παροχή μάζας του αέρα ψύξης εκτιμώνται σε 17.85m<sup>2</sup> και 32.35m<sup>2</sup> για το αρχικό και το νέο ψυγείο του κινητήρα αντίστοιχα. Η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και η μετωπική επιφάνεια του νέου ψυγείου του κινητήρα Diesel μειώνεται με την αύξηση της παροχής μάζας του αέρα ψύξης. Όπως φαίνεται και στα σχήματα 12-5α και 12-5β, ο κινητήρας πρέπει να διαθέτει μεγαλύτερη ψυκτική διάταξη από την αρχική. Αντιθέτως, η ψυκτική διάταξη του κύκλου Rankine έχει επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας περίπου ίση με 21m<sup>2</sup> ανεξάρτητα από την παροχή μάζας του αέρα ψύξης και είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του κινητήρα για παροχές μάζας του αέρα ψύξης άνω των 7kg/s. Για παροχή μάζας αέρα ψύξης ίση με 5.5 kg/s, η συνολικά απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας της εγκατάστασης είναι 53.35 m<sup>2</sup> σχεδόν 2.4 φορές μεγαλύτερη της αντίστοιχης τιμής των 23m<sup>2</sup> της αρχικής ψυκτικής διάταξης του κινητήρα.

Όσον αφορά τις τιμές της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων της διάταξης του συστήματος, η αύξηση της παροχής μάζας του αέρα ψύξης μειώνει την απαιτούμενη μετωπική επιφάνεια του ψυγείου του κινητήρα Diesel, όπως εξάλλου απεικονίζεται στο σχήμα 12-5β. Στο ίδιο σχήμα διαπιστώνεται ότι η μετωπική επιφάνεια του ψυγείου του κύκλου Rankine με υδρατμό δεν μεταβάλλεται σημαντικά με την αύξηση της παροχής μάζας του αέρα ψύξης. Όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι υδρατμός και η παροχή μάζας του αέρα ψύξης ισούται με 5.5kg/s, οι μετωπικές επιφάνειες των ψυγείων του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine εκτιμώνται σε 0.22m<sup>2</sup> και 0.15m<sup>2</sup> αντίστοιχα.

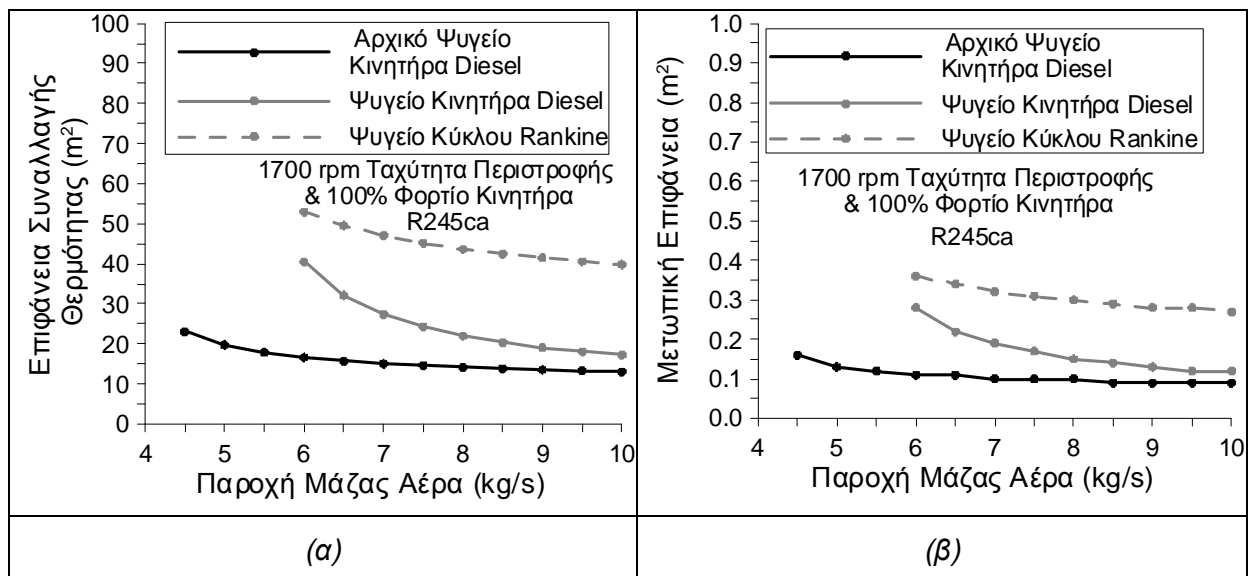
Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με R245ca, όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 12-6α, η ελάχιστη τιμή της παροχής μάζας του αέρα ψύξης είναι 6kg/s, όπου οι τιμές της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας των ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel είναι 53m<sup>2</sup> και 40.4m<sup>2</sup> αντίστοιχα. Στο σχήμα 12-6 φαίνεται ότι η αύξηση της παροχής μάζας του αέρα ψύξης μειώνει τη μετωπική επιφάνεια και την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του νέου ψυγείου του κινητήρα και του ψυγείου του κύκλου Rankine με R245ca. Σε όλες τις τιμές της παροχής μάζας του αέρα ψύξης ο κύκλος Rankine με R245ca απαιτεί αρκετά μεγαλύτερων διαστάσεων ψυκτική διάταξη από τον κινητήρα Diesel. Για παροχή μάζας του αέρα ψύξης ίση με 6 kg/s, η συνολικά απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας της ψυκτικής εγκατάστασης είναι 93.4m<sup>2</sup> και είναι σχεδόν 4 φορές μεγαλύτερη της τιμής 23m<sup>2</sup> της αρχικής ψυκτικής διάταξης του κινητήρα. Όταν η παροχή μάζας του αέρα ψύξης αυξηθεί στα 10kg/s η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας της ψυκτικής εγκατάστασης μειώνεται στα 57m<sup>2</sup>, δηλαδή μπορεί να είναι 2.5 φορές μεγαλύτερη της αντίστοιχης τιμής των 23m<sup>2</sup> της αρχικής ψυκτικής διάταξης του κινητήρα.

Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 12-6β, στην περίπτωση χρήσης του κύκλου Rankine με R245ca και για παροχή μάζας του αέρα ψύξης ίση με 6.0kg/s, οι μετωπικές επιφάνειες των

ψυγείων του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine εκτιμώνται σε  $0.28\text{m}^2$  και  $0.36\text{m}^2$  αντίστοιχα. Συνεπώς, η νέα ψυκτική διάταξη της εγκατάστασης του οργανικού κύκλου Rankine αποτελείται από δυο ξεχωριστά ψυγεία, όπου το καθένα έχει περίπου διπλάσια μετωπική επιφάνεια σε σχέση με την τιμή  $0.16\text{m}^2$  της αρχικής ψυκτικής διάταξης του κινητήρα Diesel. Στην περίπτωση που η παροχή μάζας του αέρα ψύξης είναι  $10\text{kg/s}$ , τότε μειώνεται σημαντικά η απαιτούμενη μετωπική επιφάνεια των ψυγείων του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine, η οποία εκτιμάται σε  $0.12\text{m}^2$  και  $0.27\text{m}^2$  αντίστοιχα.



Σχήμα 12-5 Μεταβολή της Επιφάνειας Συναλλαγής Θερμότητας (α) και της Μετωπικής Επιφάνειας (β) του Αρχικού και του Νέου Ψυγείου του Κινητήρα Diesel, καθώς και του Ψυγείου του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O συναρτήσει της Παροχής Μάζας του Αέρα Ψύξης.

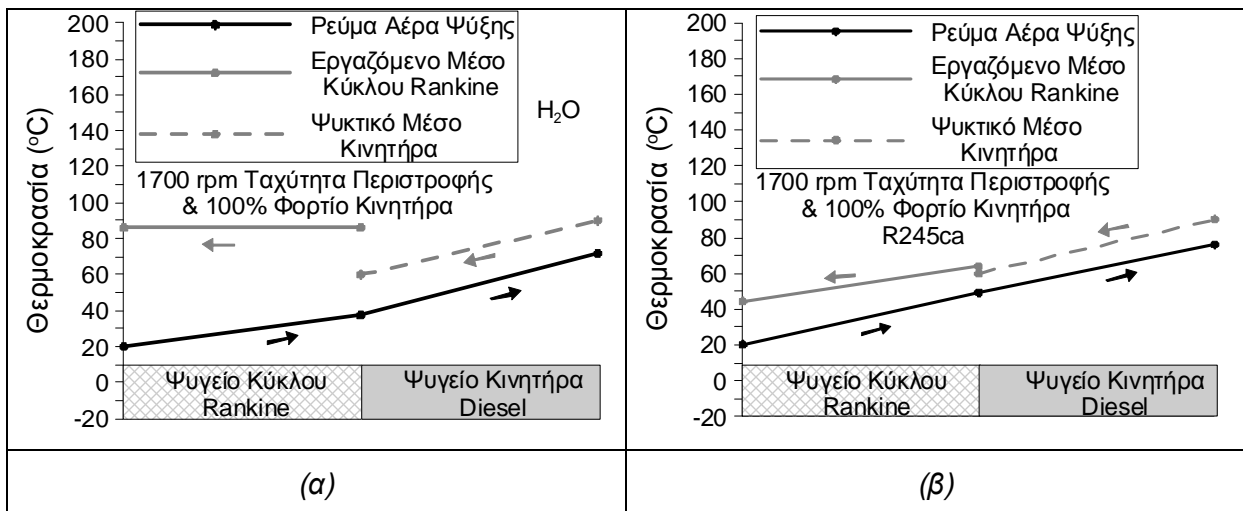


Σχήμα 12-6 Μεταβολή της Επιφάνειας Συναλλαγής Θερμότητας (α) και της Μετωπικής Επιφάνειας (β) του Αρχικού και του Νέου Ψυγείου του Κινητήρα Diesel, καθώς και του Ψυγείου του Κύκλου Rankine με R245ca συναρτήσει της Παροχής Μάζας του Αέρα Ψύξης.

### 12.3.3 Μεταβολή της Θερμοκρασίας στη Θερμή και στην Ψυχρή Πλευρά της Ψυκτικής Διάταξης της Εγκατάστασης

Στα διαγράμματα του σχήματος 12-7 απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αέρα ψύξης, του ψυκτικού μέσου του κινητήρα Diesel και του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine για τη νέα ψυκτική εγκατάσταση του συστήματος. Όλα τα αποτελέσματα, που παρέχονται στο σχήμα, αντιστοιχούν σε παροχή μάζας του αέρα ψύξης ίση με 6kg/s.

Στην αρχική ψυκτική διάταξη του κινητήρα Diesel, η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου μειώνεται από τους 90°C στους 60°C και η θερμοκρασία του αέρα ψύξης με παροχή μάζας 6kg/s αυξάνεται από τους 20°C στους 47°C, όπως προκύπτει από τον αντίστοιχο ισολογισμό θερμότητας της σχέσης 12.7. Στο σχήμα 12-7α διαπιστώνεται ότι στην περίπτωση που ο υδρατμός είναι το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine, η θερμοκρασία του αέρα ψύξης αυξάνεται από τους 20°C στους 37.3°C στο πρώτο ψυγείο και στη συνέχεια εξέρχεται από την ψυκτική διάταξη έχοντας θερμοκρασία 71.7°C. Στο σχήμα 12-7β παρατηρείται ότι στην ψυκτική διάταξη του συστήματος του οργανικού κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel, ο αέρας εξέρχεται από το πρώτο και το δεύτερο ψυγείο με θερμοκρασίες 49.2°C και 76°C αντίστοιχα.



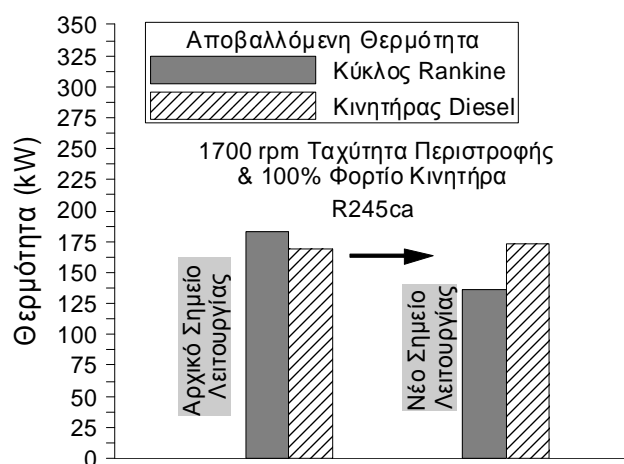
Σχήμα 12-7 Μεταβολή της Θερμοκρασίας του Αέρα Ψύξης με Παροχή Μάζας 6kg/s, του Ψυκτικού Μέσου του Κινητήρα Diesel και του Εργαζόμενου Μέσου R245ca (α) ή H<sub>2</sub>O (β) του Κύκλου Rankine στην Ψυκτική Διάταξη του Συστήματος στο Πλήρες Φορτίο.

### 12.3.4 Μεταβολή της Λειτουργίας του Κύκλου Rankine για τη Μείωση των Διαστάσεων της Ψυκτικής Διάταξης της Εγκατάστασης

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η διαδικασία της ψύξης του συστήματος με παροχή μάζας αέρα 6kg/s απαιτεί σχεδόν διπλάσια μετωπική επιφάνεια στα ψυγεία του κινητήρα

Diesel και του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca σε σύγκριση με την αντίστοιχη ψυκτική διάταξη του αρχικού κινητήρα Diesel. Ο υπολογισμός της απαιτούμενης ψυκτικής διάταξης έγινε με κριτήριο τη λειτουργία του συστήματος στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel, όπου απορρίπτονται τα μεγαλύτερα ποσά θερμότητας από το σύστημα στο περιβάλλον. Ωστόσο, ο κινητήρας Diesel λειτουργεί συχνότερα στο 75% του φορτίου του, οπότε υπάρχει δυνατότητα χρήσης μικρότερης ψυκτικής διάταξης. Η εκτίμηση της νέας αυτής διάταξης ψυγείων βασίζεται στην τροποποίηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο του κινητήρα, ώστε να ελαττωθεί η απόρριψη θερμότητας από το σύστημα στο περιβάλλον.

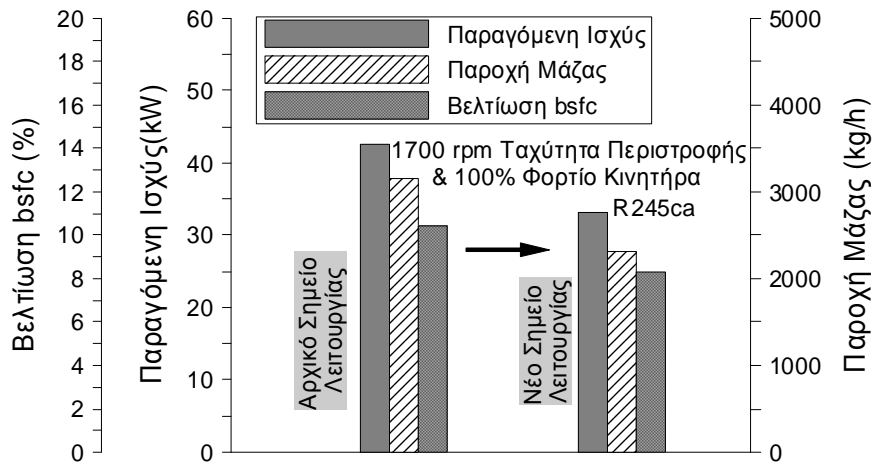
Κατά συνέπεια, το μοντέλο προσομοίωσης του κύκλου Rankine εκτελείται εκ νέου θέτοντας έναν πρόσθετο περιορισμό στην αποβαλλόμενη θερμότητα της εγκατάστασης στο περιβάλλον. Συγκεκριμένα, η συνολικά απορριπτόμενη θερμότητα δεν πρέπει να υπερβαίνει το 115% του ορίου λειτουργίας των 270kW της αρχικής ψυκτικής διάταξης. Η επίπτωση της μετατόπισης του σημείου λειτουργίας του συστήματος στην αποβαλλόμενη θερμότητα του κινητήρα και του κύκλου Rankine απεικονίζεται στο σχήμα 12-8. Όπως προκύπτει, ο κύκλος Rankine στο νέο σημείο λειτουργίας απορρίπτει σημαντικά λιγότερη θερμότητα στο περιβάλλον περίπου κατά 47.6kW σε σχέση με το αρχικό σημείο λειτουργίας του. Επιπροσθέτως, στο σχήμα 12-8 είναι προφανές ότι η προαναφερθείσα τροποποίηση της λειτουργίας του συστήματος δεν έχει σημαντική επίδραση στις ψυκτικές απαιτήσεις του κινητήρα.



Σχήμα 12-8 Επίδραση της Μετατόπισης του Σημείου Λειτουργίας του Κύκλου Rankine με R245ca στην Αποβαλλόμενη Θερμότητα του Συστήματος προς το Περιβάλλον.

Στη συνέχεια δίνεται στο σχήμα 12-9, η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine, της παροχής μάζας του R245ca και της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, λόγω της τροποποίησης της λειτουργίας του συστήματος στο πλήρες φορτίο.

Όπως προκύπτει, η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου R245ca ελαττώνεται σημαντικά. Επιπλέον υπάρχει μείωση της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο κατά 10kW, ενώ η αντίστοιχη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ελαττώνεται από το 10.4% στο 8.3%.



Σχήμα 12-9 Επίδραση της Μετατόπισης του Σημείου Λειτουργίας του Κύκλου Rankine στη Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου (bsfc), στην Παραγόμενη Ισχύ του Κύκλου και στην Παροχή Μάζας του Εργαζόμενου Μέσου R245ca.

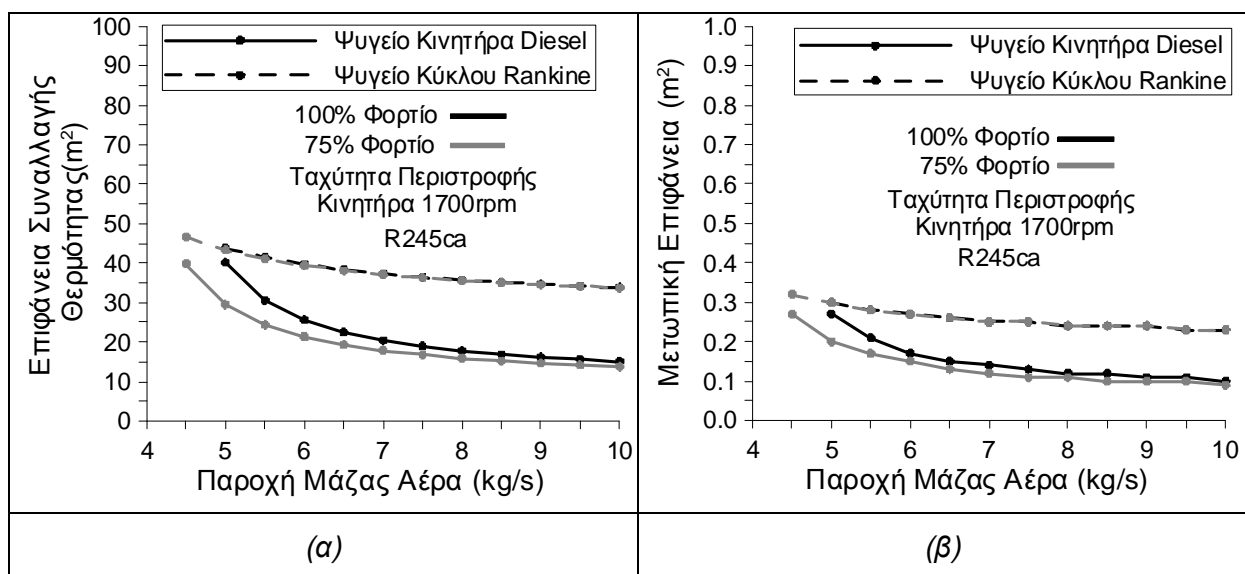
Για το νέο σημείο λειτουργίας του κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο του κινητήρα, οι εκτιμώμενες τιμές της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας και της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων παρουσιάζονται στο σχήμα 12-10 συναρτήσει της παροχής μάζας του αέρα ψύξης. Όπως διαπιστώνεται, οι καμπύλες μεταβολής της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας και της μετωπικής επιφάνειας του ψυγείου του κύκλου Rankine ταυτίζονται στο 100% και στο 75% του φορτίου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο κύκλος Rankine απορρίπτει της ίδιας τάξης μεγέθους θερμότητα στο περιβάλλον στα συγκεκριμένα φορτία του κινητήρα, όπως εξάλλου συμπεραίνεται από τα σχήματα 12-4β και 12-8.

Στο σχήμα αυτό φαίνεται ότι η νέα ψυκτική διάταξη μπορεί να λειτουργήσει στο πλήρες φορτίο με παροχή μάζας αέρα ψύξης ίση με 5kg/s, το οποίο ήταν ανέφικτο προηγουμένως. Συγκρίνοντας τα διαγράμματα των σχημάτων 12-6 και 12-10, προκύπτει ότι η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του ψυγείου του κύκλου Rankine, όπως και η μετωπική του επιφάνεια, είναι μειωμένη. Ωστόσο, το ψυγείο του κινητήρα Diesel δεν διαφοροποιείται σημαντικά στη νέα ψυκτική διάταξη.

Για να ελεγχθεί η επάρκεια της νέας ψυκτικής εγκατάστασης, ο υπολογισμός όλων των ψυγείων επαναλαμβάνεται στο 75% του φορτίου του κινητήρα. Όπως φαίνεται στο σχήμα 12-10, η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας της νέας ψυκτικής διάταξης καλύπτει πλήρως τις συνολικές ψυκτικές απαιτήσεις της εγκατάστασης στο 75% του φορτίου. Επιπροσθέτως,

διαπιστώνεται ότι είναι εφικτή η λειτουργία της ψυκτικής εγκατάστασης στο 75% του φορτίου με μειωμένη παροχή μάζας αέρα ψύξης ίση με 4.5 kg/s.

Επομένως, επιλέγονται οι τιμές 0.27m<sup>2</sup> και 0.30m<sup>2</sup> για τη μετωπική επιφάνεια των ψυγείων του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine αντίστοιχα, ώστε η νέα ψυκτική διάταξη να λειτουργεί με παροχή μάζας αέρα ψύξης ίση με 5.0 kg/s. Για εισερχόμενο αέρα ψύξης των 6kg/s στην ψυκτική διάταξη, η μετωπική επιφάνεια των ψυγείων του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine με R245ca εκτιμάται σε 0.17m<sup>2</sup> και 0.27m<sup>2</sup> αντίστοιχα. Συγκρίνοντας τις τιμές αυτές με τις αντίστοιχες τιμές 0.28m<sup>2</sup> και 0.36 m<sup>2</sup> της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine στο αρχικό σημείο λειτουργίας είναι προφανές ότι η νέα ψυκτική διάταξη είναι μικρότερων διαστάσεων. Συγκεκριμένα, η προτεινόμενη τροποποίηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine προκαλεί μείωση της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine κατά 40% και 25% αντίστοιχα. Συνοψίζοντας, η μοναδική διαφορά της νέας ψυκτικής διάταξης από την αντίστοιχη του αρχικού κινητήρα Diesel είναι η προσθήκη ψυγείου για τον κύκλο Rankine με μετωπική επιφάνεια 1.7 φορές μεγαλύτερη από αυτήν του αρχικού ψυγείου του κινητήρα.



Σχήμα 12-10 Μεταβολή της Επιφάνειας Συναλλαγής Θερμότητας (α) και της Μετωπικής Επιφάνειας (β) της Αρχικής και της Νέας Εκδοχής του Ψυγείου του Κινητήρα Diesel, καθώς και του Κύκλου Rankine με Εργαζόμενο Μέσο R245ca συναρτήσει της Παροχής Μάζας του Αέρα Ψύξης.

## 12.4 Συμπεράσματα

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάστηκε μια εκτεταμένη διερεύνηση της ψυκτικής διάταξης, που απαιτείται για τη συνδυασμένη λειτουργία του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel. Τα συμπεράσματα, που προέκυψαν από την ανάλυση, συνοψίζονται στα εξής:

- Ο κύκλος Rankine με εργαζόμενο μέσο είτε  $H_2O$  είτε  $R245ca$  πρέπει να λειτουργεί σε υψηλές τιμές της ανώτερης πίεσης  $P_H$ , ώστε να μειωθεί η αποβαλλόμενη θερμότητα από την εγκατάσταση προς το περιβάλλον.
- Η ψυκτική διάταξη της νέας εγκατάστασης αποτελείται από δυο ξεχωριστά ψυγεία για τον κύκλο Rankine και τον κινητήρα Diesel, που τοποθετούνται το ένα πίσω από το άλλο. Το ψυγείο του κύκλου Rankine τοποθετείται πρώτο ως προς τη διεύθυνση της ροής του αέρα ψύξης. Η διάταξη αυτή επηρεάζει τις απαιτούμενες διαστάσεις του ψυγείου του κινητήρα Diesel σε σύγκριση με τις αντίστοιχες του αρχικού ψυγείου.
- Η αρχική ψυκτική διάταξη του κινητήρα Diesel χωρίς την ύπαρξη κύκλου Rankine απαιτεί τουλάχιστον  $4.5 \text{ kg/s}$  αέρα ψύξης και μετωπική επιφάνεια της διάταξης ίση με  $0.16 \text{ m}^2$ .
- Στην περίπτωση που ο κύκλος Rankine λειτουργεί με υδρατμό, η ελάχιστη απαιτούμενη παροχή μάζας του αέρα ψύξης είναι  $5.5 \text{ kg/s}$  και οι αντίστοιχες τιμές της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel εκτιμώνται σε  $0.15 \text{ m}^2$  και  $0.22 \text{ m}^2$  αντίστοιχα. Η συγκεκριμένη ψυκτική διάταξη είναι 2.4 φορές μεγαλύτερη της αντίστοιχης του αρχικού κινητήρα.
- Για τον κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο  $R245ca$  απαιτούνται τουλάχιστον  $6.0 \text{ kg/s}$  αέρα ψύξης, ενώ η μετωπική επιφάνεια των ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel εκτιμάται σε  $0.36 \text{ m}^2$  και  $0.28 \text{ m}^2$  αντίστοιχα. Αυτή η ψυκτική διάταξη του συστήματος είναι 4 φορές μεγαλύτερη της αντίστοιχης του αρχικού κινητήρα.
- Στην περίπτωση του οργανικού μέσου  $R245ca$  είναι εφικτή η μείωση των διαστάσεων της ψυκτικής εγκατάστασης με την τροποποίηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο, ώστε η συνολικά απορριπτόμενη θερμότητα να μην ξεπερνά το 115% του ορίου λειτουργίας της αρχικής ψυκτικής διάταξης. Η τροποποίηση αυτή επιφέρει μείωση της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στο πλήρες φορτίο από το 10.40% στο 8.3%, όμως στο σημείο αυτό ο κινητήρας λειτουργεί ελάχιστα.
- Η προτεινόμενη τροποποίηση της λειτουργίας του οργανικού κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο επιφέρει μείωση των διαστάσεων της απαιτούμενης ψυκτικής διάταξης κατά 25% και 40% για τα ψυγεία του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel αντίστοιχα. Οι μειωμένες τιμές της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel είναι  $0.27 \text{ m}^2$  και  $0.17 \text{ m}^2$  αντίστοιχα, όταν η παροχή μάζας του εισερχόμενου αέρα ψύξης είναι  $6 \text{ kg/s}$ .

Συνοψίζοντας τα ανωτέρω συμπεράσματα, οι διαστάσεις της απαιτούμενης ψυκτικής διάταξης του συστήματος του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel αποτελούν κρίσιμο ζήτημα για την εφαρμογή της συγκεκριμένης τεχνικής ανάκτησης θερμότητας. Ωστόσο, υπάρχει δυνατότητα ελέγχου του μεγέθους της ψυκτικής διάταξης με την τροποποίηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine. Η κάλυψη των ψυκτικών απαιτήσεων της συνδυασμένης λειτουργίας του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση ψυκτικής διάταξης με αυξημένη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας από 240 έως και 270% σε σχέση με την αντίστοιχη του αρχικού κινητήρα. Επιπροσθέτως, η περαιτέρω συρρίκνωση της ψυκτικής διάταξης της εγκατάστασης είναι εφικτή, όταν αυξηθεί η παροχή μάζας του αέρα ψύξης, δηλαδή με τη χρήση κατάλληλης διάταξης ανεμιστήρων.



**Σύμβολα Κεφαλαίου 12:**

A/C	Ψυγείο του Αέρα Υπερπλήρωσης	(-)
bfsc	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	(gr/kWh)
$c_p$	Ειδική Θερμοχωρητικότητα Υπό Σταθερή Πίεση	(kJ/kg°C)
EGR	Ρεύμα Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel	
H	Ύψος του Εναλλάκτη Θερμότητας των Ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel	(m)
L	Μήκος του Εναλλάκτη του Ψυγείου είτε του Κύκλου Rankine είτε του Κινητήρα Diesel.	(m)
$\dot{m}$	Παροχή Μάζας	(kg/s)
P	Πίεση	(Pa)
$P_H$	Υψηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
$P_L$	Χαμηλή Πίεση Λειτουργίας του Κύκλου Rankine	(Pa)
$\dot{Q}$	Θερμότητα	(W)
T	Θερμοκρασία	(°C)
W	Βάθος του Εναλλάκτη Θερμότητας των Ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel	(m)

**Δείκτες:**

air,c	Ρεύμα Αέρα Ψύξης
cool	Ψυκτικό Μέσο Κινητήρα Diesel
condenser	Συμπυκνωτής
in	Είσοδος
out	Έξοδος
RC	Κύκλος Rankine
rej_A/C	Αποβαλλόμενη Θερμότητα από το Ψυγείο του Αέρα Υπερπλήρωσης
rej_EGR	Αποβαλλόμενη Θερμότητα από το Ψυγείο του Ανακυκλοφορούντος Καυσαέριο
rej_Eng	Αποβαλλόμενη Θερμότητα από τον Κινητήρα Diesel
tot	Συνολική Τιμή
wf	Εργαζόμενο Μέσο Κύκλου Rankine

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 12:**

1. **Leising, C.J., Purohit, G.P., DeGrey, S.P. and Finegold, J.G.**, "Waste heat recovery", SAE Paper No. 780686, 1978.
2. **Di Nanno, L.R., Di Bella, F.A. and Koplow, M.D.**, "An RC-1 organic Rankine bottoming cycle for an adiabatic diesel engine", Thermoelectron Corp., Master Thesis, Waltham, MA, USA, 1983.
3. **Dibella, F.A., Di Nanno, L.R. and Koplow, M.D.**, "Laboratory and on-highway testing of diesel organic Rankine compound long-haul vehicle engine", SAE Paper No.830122, 1983.
4. **Doyle, E., Di Nanno, L. and Kramer, S.**, "Installation of a diesel-organic Rankine compound engine in a class 8 truck for a single-vehicle test", SAE Paper No.790646, 1979.
5. **Parimal, P.S. and Doyle, E.F.**, "Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine cycle system", SAE Paper No. 760343, 1976.
6. **Sekar, R. and Cole, R.L.**, "Integrated Rankine Bottoming Cycle for Diesel Truck Engines, Argonne National Laboratory", Master Thesis, 1987.
7. **Kays, W. M. and London, A.L.**, "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill, New York, 2nd Edition, 1964.
8. **Sadik Kakaç and Hongtan Liu**, "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", CRC Press, 2002.
9. **Incropera F. P. and Dewitt D. P.**, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John", Willey & Sons, New York., 1981.

## Κεφάλαιο 13

# Βελτίωση του Συστήματος Διαχείρισης των Εκπεμπόμενων Ρύπων του Κινητήρα Diesel με τη Χρήση Συστήματος Κύκλου Rankine

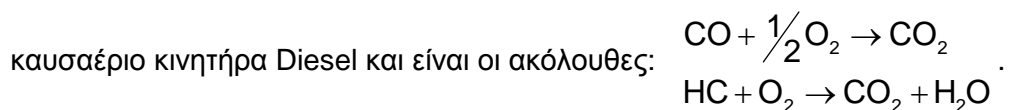
### 13.1 Εισαγωγή

Σε προηγούμενα κεφάλαια της διδακτορικής διατριβής εξετάστηκαν διάφορες μέθοδοι για την ανακομιδή της θερμότητας του καυσαερίου του κινητήρα Diesel. Όπως αναφέρθηκε ήδη, ο στόχος των τεχνολογιών αυτών είναι η παραγωγή πρόσθετης ηλεκτρικής ισχύος από τη θερμότητα του καυσαερίου και η αντίστοιχη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται μερικές εναλλακτικές δυνατότητες, που προκύπτουν από την εγκατάσταση κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel, για τη βελτίωση της λειτουργίας του συστήματος διαχείρισης των εκπεμπόμενων ρύπων του κινητήρα. Συγκεκριμένα, διερευνάται η μερική τροποποίηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine για να εξασφαλισθεί η αποδοτικότερη και ασφαλέστερη λειτουργία του συστήματος επεξεργασίας των ρύπων.

### 13.2 Περιγραφή της Διερεύνησης

Ένα τυπικό σύστημα επεξεργασίας των εκπεμπόμενων ρύπων κινητήρα Diesel αποτελείται από τα ακόλουθα τρία τμήματα:

- Οξειδωτικός καταλύτης του καυσαερίου του κινητήρα Diesel (DOC) [1,2], ο οποίος απομακρύνει το 90% του μονοξειδίου του άνθρακα και των υδρογονανθράκων. Επιπροσθέτως, μειώνει τα σωματίδια του καυσαερίου του κινητήρα Diesel κατά 8 με 10%. Το μονοξείδιο του άνθρακα και οι υδρογονάνθρακες αντιδρούν με το οξυγόνο παρουσία του καταλύτη οδηγώντας στην απομάκρυνση τους. Οι αντιδράσεις αυτές είναι κατάλληλες για το τυπικό



- Φίλτρο σωματιδίων του καυσαερίου του κινητήρα Diesel (DPF) [3,4], το οποίο συγκρατεί τα σωματίδια αιθάλης μέχρι ένα συγκεκριμένο όριο. Η παγίδα αιθάλης αναγεννάται σε τακτά χρονικά διαστήματα, όταν ξεπεραστεί η χωρητικότητα του φίλτρου, προκειμένου να διατηρηθεί η απόδοση της λειτουργίας του. Η διαδικασία αυτή αποκαλείται αναγέννηση του φίλτρου και βασίζεται στην οξειδωση της παγιδευμένης αιθάλης με ρεύμα καυσαερίου υψηλής

θερμοκρασίας, ώστε να απομείνει ένα ελάχιστο υπόλειμμα στάχτης. Η αναγέννηση διακρίνεται σε παθητική και ενεργητική. Η παθητική αναγέννηση της παγίδας αιθάλης γίνεται αυτόματα, όταν η θερμοκρασία καυσαερίου αποκτά υψηλές τιμές. Αντιθέτως, η ενεργός αναγέννηση του φίλτρου γίνεται με παρέμβαση από την κεντρική μονάδα έλεγχου των λειτουργιών του κινητήρα, όταν ξεπεραστεί το όριο κατακράτησης της αιθάλης. Συγκεκριμένα, τροποποιείται η έγχυση του καυσίμου στον κινητήρα για να αυξηθεί η θερμοκρασία του καυσαερίου, οπότε ενεργοποιείται η αναγέννηση της παγίδας αιθάλης.

- Το σύστημα επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης (Selective Catalyst Reduction, SCR) [5] απομακρύνει τα οξειδία του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ) από το καυσαέριο του κινητήρα Diesel. Αυτό επιτυγχάνεται με χρήση υδατικού διαλύματος αμμωνίας για τη μείωση των ποσοτήτων μονοξειδίου του αζώτου (NO) και διοξειδίου του αζώτου ( $\text{NO}_2$ ) και τη μετατροπή τους σε νερό και άζωτο. Η προηγούμενη χημική αντίδραση πραγματοποιείται παρουσία κατάλληλου καταλύτη (SCR).

Στη διάταξη του συστήματος επεξεργασίας ρύπων του κινητήρα Diesel προηγείται ο οξειδωτικός καταλύτης, ακολουθεί η παγίδα αιθάλης και στο τέλος τοποθετείται ο καταλύτης SCR.

Η διερεύνηση γίνεται για τον «κινητήρα A» με μέγιστη τιμή της μέσης ενεργού πίεσης στα 27 bar χωρίς ανακυκλοφορία καυσαερίου, διότι υπάρχουν περισσότερα διαθέσιμα στοιχεία για το ρεύμα του καυσαερίου. Στον πίνακα 13-1 δίνονται τα σημεία λειτουργίας σε όλο το εύρος των τιμών της ταχύτητας περιστροφής και στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel. Στον ίδιο πίνακα περιλαμβάνονται τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα για τέσσερα φορτία στις 1300, 1700 και 2100rpm. Επιπροσθέτως, δίνονται οι τιμές της θερμοκρασίας και της παροχής μάζας του καυσαερίου, καθώς και του λόγου αέρα λ της καύσης για να εκτιμηθεί η σύσταση του καυσαερίου.

Η παρούσα διερεύνηση επικεντρώνεται στη χρήση του εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου, που περιλαμβάνεται στο σύστημα του κύκλου Rankine, προκειμένου να επιτευχθούν οι κάτωθι στόχοι:

- Η βελτίωση της απόδοσης του καταλύτη SCR σε όλες τις τιμές του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα Diesel κατά την ομαλή λειτουργία του μέσω του ελέγχου της θερμοκρασίας του καυσαερίου.
- Η προστασία της λειτουργίας του καταλύτη SCR κατά τη χρονική περίοδο της ενεργητικής αναγέννησης της παγίδας αιθάλης, όπου η θερμοκρασία του καυσαερίου αποκτά αρκετά υψηλές τιμές.

Στους υπολογισμούς της ανάλυσης χρησιμοποιείται το μοντέλο προσομοίωσης του κύκλου Rankine, που περιγράφηκε στα προηγούμενα κεφάλαια.

Φορτίο Κινητήρα (%)	Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα (rpm)	Θερμοκρασία Καυσαερίου (°C)	Παροχή Μάζας Καυσαερίου (kg/sec)	Λόγος λ(-)
100	800	596.00	0.13	1.15
100	900	589.90	0.19	1.3
100	1000	520.46	0.24	1.38
100	1050	507.55	0.27	1.42
100	1100	508.88	0.3	1.48
100	1200	470.83	0.33	1.54
100	1300	430.90	0.36	1.55
75	1300	416.10	0.29	1.74
50	1300	385.30	0.23	2
25	1300	315.70	0.16	2.52
100	1700	397.80	0.45	1.67
75	1700	354.30	0.39	1.97
50	1700	306.60	0.32	2.41
25	1700	285.30	0.22	2.91
100	2100	337.80	0.48	1.71
75	2100	314.90	0.45	2.14
50	2100	278.70	0.39	2.67
25	2100	263.20	0.3	3.5

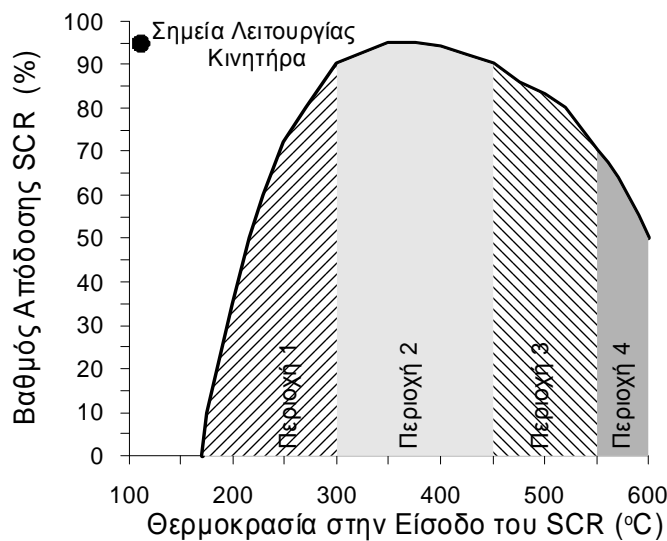
Πίνακας 13-1 Λόγος λ Αέρα-Καυσίμου, Θερμοκρασία και Παροχή Μάζας του Καυσαερίου σε διάφορα Σημεία Λειτουργίας του «Κινητήρα Α».

## 13.3 Ανάλυση Αποτελεσμάτων

### 13.3.1 Βελτίωση της Λειτουργίας του Καταλύτη SCR

Η καμπύλη μεταβολής του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR συναρτήσει της θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του απεικονίζεται στο σχήμα 13-1 και έχει δοθεί από την κατασκευάστρια εταιρεία IVECO. Η μέγιστη δυνατή τιμή της θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του καταλύτη για την εύρυθμη λειτουργία του είναι 550°C. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 13-1, η επίτευξη υψηλού βαθμού απόδοσης για τον καταλύτη SCR γίνεται σε συγκεκριμένο διάστημα τιμών της θερμοκρασίας εισόδου. Έτσι, οριοθετούνται 4 διαφορετικές περιοχές τιμών της θερμοκρασίας καυσαερίου, οι οποίες δίνονται στον πίνακα 13-2. Η

βέλτιστη περιοχή τιμών αντιστοιχεί στο διάστημα θερμοκρασιών μεταξύ 300 και 450°C (περιοχή 2), ώστε ο βαθμός απόδοσης του καταλύτη SCR να είναι μεγαλύτερος από 90%.



Σχήμα 13-1 Καμπύλη του Βαθμού Απόδοσης του Καταλύτη SCR συναρτήσει της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Είσοδο του.

Στο σχήμα 13-1 και στον πίνακα 13-3 δίνονται οι περιοχές τιμών στις οποίες υπάγονται όλα τα εξεταζόμενα σημεία λειτουργίας του κινητήρα Diesel με βάση τις τιμές του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR. Όταν η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα Diesel υπερβαίνει τα 1200 rpm, τότε η θερμοκρασία στην είσοδο του καταλύτη αποκτά τιμές στη βέλτιστη περιοχή. Όπως διαπιστώνεται στον πίνακα 13-3, μοναδική εξαίρεση αποτελούν τρία σημεία λειτουργίας στα χαμηλά φορτία του κινητήρα, όπου η θερμοκρασία καυσαερίου είναι χαμηλή και ο βαθμός απόδοσης του καταλύτη SCR αποκτά χαμηλότερες τιμές.

Περιοχή	Θερμοκρασία Καυσαερίου	
1	$T_{\text{exh}} < 300 \text{ } ^\circ\text{C}$	
2	$300 \text{ } ^\circ\text{C} < T_{\text{exh}} < 450 \text{ } ^\circ\text{C}$	
3	$450 \text{ } ^\circ\text{C} < T_{\text{exh}} < 550 \text{ } ^\circ\text{C}$	
4	$T_{\text{exh}} > 550 \text{ } ^\circ\text{C}$	

Πίνακας 13-2 Περιοχές τιμών Θερμοκρασίας Καυσαερίου που λαμβάνονται στη Διερεύνηση.

Τα σημαντικότερα προβλήματα στη λειτουργία του συστήματος διαχείρισης ρύπων και συγκεκριμένα του καταλύτη SCR εντοπίζονται στις χαμηλές τιμές της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και στο πλήρες φορτίο. Στις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας η

θερμοκρασία του καυσαερίου είναι αρκετά υψηλή προκαλώντας τη μείωση της απόδοσης του καταλύτη SCR ή καθιστώντας επισφαλή τη λειτουργία του λόγω της υπερβάσης του θερμοκρασιακού ορίου των 550°C.

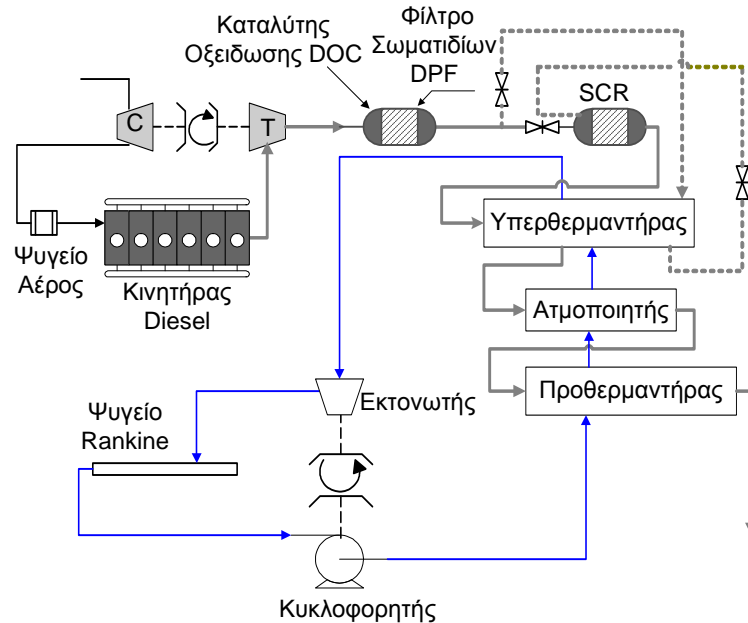
<b>Φορτίο Κινητήρα (%)</b>	<b>Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα (rpm)</b>	<b>Βαθμός Απόδοσης SCR (%)</b>	<b>Περιοχή Τιμών</b>
100	800	-	4
100	900	-	4
100	1000	78.54	3
100	1050	81.27	3
100	1100	81.00	3
100	1200	87.36	3
100	1300	91.93	2
75	1300	93.16	2
50	1300	94.83	2
25	1300	91.76	2
100	1700	94.31	2
75	1700	94.95	2
50	1700	90.28	2
25	1700	85.38	1
100	2100	94.13	2
75	2100	91.65	2
50	2100	83.40	1
25	2100	77.76	1

Πίνακας 13-3 Βαθμός απόδοσης του Καταλύτη SCR στα Εξεταζόμενα Σημεία Λειτουργίας του Κινητήρα Diesel και Κατηγοριοποίηση σύμφωνα με τις τιμές της Θερμοκρασίας Καυσαερίου.

Για την προστασία του καταλύτη SCR και τη βελτίωση της λειτουργίας του, υιοθετείται η διάταξη του σχήματος 13-2. Συγκεκριμένα, τροποποιείται το σύστημα του κύκλου Rankine ως προς τον εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου, ώστε το ρεύμα του καυσαερίου να εξέρχεται από το τμήμα του υπερθερμαντήρα για να εισέλθει στον καταλύτη SCR με μικρότερη θερμοκρασία. Το ρεύμα καυσαερίου εξέρχεται από τον καταλύτη SCR και κατευθύνεται στο υπόλοιπο τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας εισερχόμενο στο τμήμα του ατμοποιητή. Η παράκαμψη του καταλύτη SCR από το ρεύμα του καυσαερίου, προκειμένου αυτό να ψυχθεί στον υπερθερμαντήρα ενεργοποιείται μόνο στις περιπτώσεις, που αυτό

απαιτείται. Στις υπόλοιπες περιπτώσεις το καυσαέριο εισέρχεται απευθείας στον καταλύτη SCR.

Στη συνέχεια του κεφαλαίου ακολουθεί η αξιολόγηση της προτεινόμενης παράκαμψης του ρεύματος καυσαερίου και οι υπολογισμοί γίνονται με τη χρήση του μοντέλου προσομοίωσης του κύκλου Rankine.



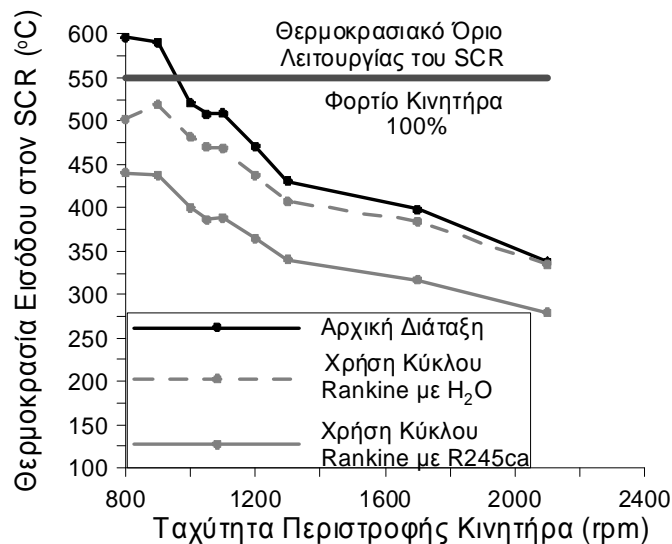
Σχήμα 13-2 Σχηματική Απεικόνιση της Προτεινόμενης Τροποποίησης της Εγκατάστασης του Κύκλου Rankine για τη Βελτίωση της Λειτουργίας του Καταλύτη SCR.

### 13.3.1.1 Επίδραση του Κύκλου Rankine στη Θερμοκρασία Εισόδου στον Καταλύτη SCR

Η μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου στον καταλύτη SCR συναρτῆσει της ταχύτητας περιστροφῆς του κινητήρα στο πλήρες φορτίο δίνεται στο σχῆμα 13-3. Συγκεκριμένα, στο σχῆμα αυτό περιλαμβάνονται η αρχική και η τροποποιημένη διάταξη, όπου το ρεύμα καυσαερίου ψύχεται στον υπερθερμαντήρα προτού εισέλθει στον καταλύτη SCR.

Όπως διαπιστώνεται, η συμβολή του υπερθερμαντήρα στη μείωση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου καυσαερίου στον καταλύτη SCR είναι σημαντική. Όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι το οργανικό R245ca, τότε η πτώση της θερμοκρασίας καυσαερίου είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την περίπτωση του υδρατμού. Αυτό οφείλεται στη δυνατότητα μεγαλύτερης ανάκτησης της θερμότητας του καυσαερίου στην περίπτωση χρήσης οργανικού κύκλου Rankine. Επιπροσθέτως, είναι προφανές ότι η προτεινόμενη παράκαμψη του καυσαερίου προστατεύει τον καταλύτη SCR, καθώς οι νέες τιμές της θερμοκρασίας εισόδου στον καταλύτη είναι χαμηλότερες από το θερμοκρασιακό όριο των 550°C σε όλες τις τιμές της ταχύτητας περιστροφῆς του κινητήρα.





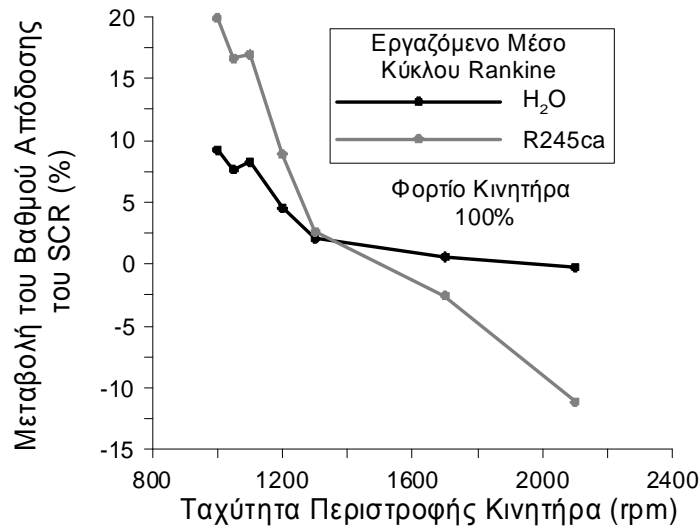
Σχήμα 13-3 Θερμοκρασία στην Είσοδο του Καταλύτη SCR συναρτήσεως της Ταχύτητας Περιστροφής του Κινητήρα στο Πλήρες Φορτίο του για τις περιπτώσεις της Αρχικής Διάταξης και της Χρήσης του Υπερθερμαντήρα του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O ή R245ca.

### 13.3.1.2 Επίδραση του Κύκλου Rankine στην Απόδοση του Καταλύτη SCR

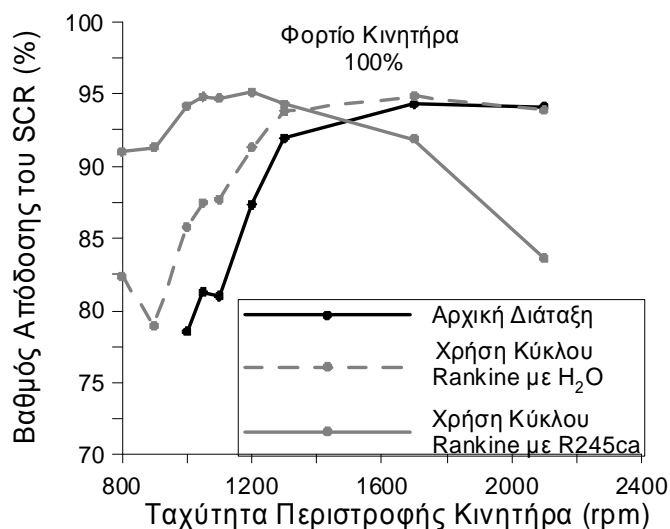
Η ψύξη του ρεύματος καυσαερίου στον υπερθερμαντήρα μεταβάλλει την απόδοση του καταλύτη SCR, όπως φαίνεται στα σχήματα 13-4 έως και 13-6. Στο σχήμα 13-4 δίνεται η ποσοστιαία μεταβολή του βαθμού απόδοσης του καταλύτη σε όλες τις εξεταζόμενες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Έτσι, η μέγιστη ποσοστιαία αύξηση του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR εκτιμάται σε 20%. Η ποσοστιαία βελτίωση του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση χρήσης του οργανικού κύκλου Rankine. Εξαιρέση αποτελούν οι περιπτώσεις λειτουργίας του κινητήρα Diesel στις 1700rpm και 2100rpm, όπου ο βαθμός απόδοσης του καταλύτη SCR χειροτερεύει κατά 2.6% και 11.1% αντίστοιχα, όταν χρησιμοποιείται κύκλος Rankine με R245ca. Ωστόσο, στην περίπτωση του κύκλου Rankine με υδρατμό και με ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα Diesel μεγαλύτερη ή ίση των 1700 rpm, η επίπτωση της προτεινόμενης παράκαμψης του ρεύματος καυσαερίου στην απόδοση του καταλύτη SCR είναι αμελητέα.

Στο σχήμα 13-5 δίνεται η μεταβολή της τιμής του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR συναρτήσεως της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για τα δυο του εργαζόμενα μέσα του κύκλου Rankine. Στο σχήμα αυτό επιβεβαιώνονται οι διαπιστώσεις, που έγιναν προηγουμένως, για τη βελτίωση της απόδοσης του καταλύτη SCR σε τιμές της ταχύτητας περιστροφής μικρότερες των 1700rpm. Όπως προκύπτει από το σχήμα 13-5, η τιμή του βελτιωμένου βαθμού απόδοσης του καταλύτη είναι σημαντικά αυξημένη στην περίπτωση χρήσης του οργανικού μέσου R245ca σε σύγκριση με τον υδρατμό. Η διαφορά είναι εντονότερη με τη μείωση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και οφείλεται στην

εντονότερη ψύξη, που υφίσταται το καυσαέριο στον υπερθερμαντήρα του κύκλου Rankine με R245ca. Στην περίπτωση αυτή ο βαθμός απόδοσης του καταλύτη SCR είναι μεγαλύτερος ή ίσος του 91% σε όλες τις τιμές της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα από 800 έως και 1700rpm.



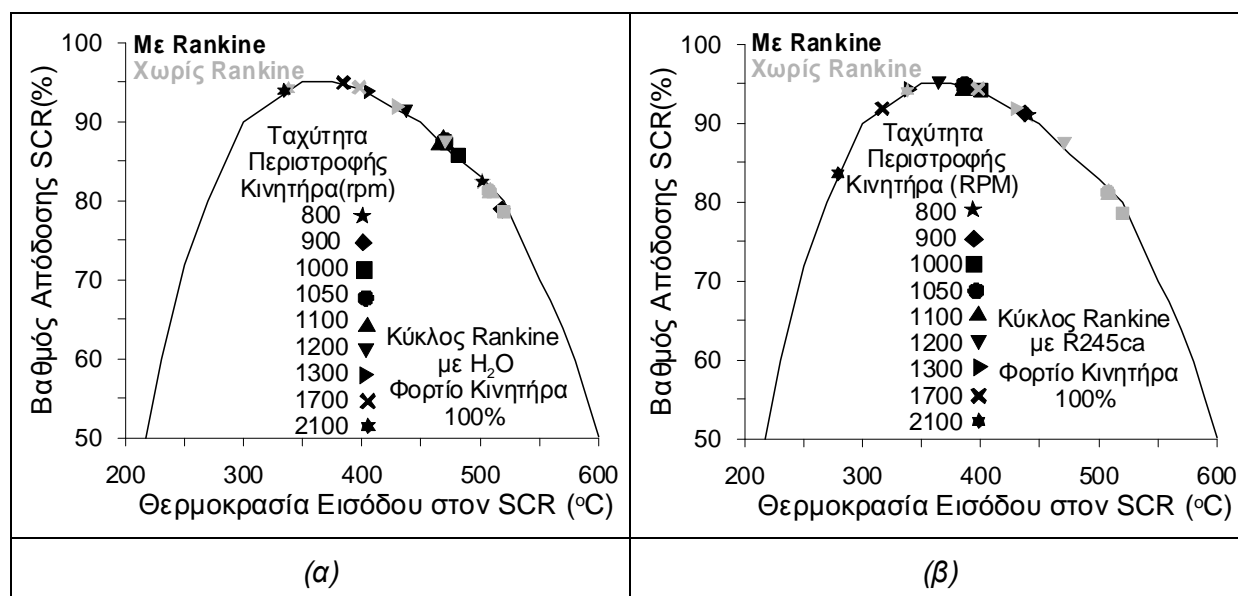
Σχήμα 13-4 Ποσοστιαία Μεταβολή του Βαθμού Απόδοσης του Καταλύτη SCR λόγω της Ψύξης του Καυσαερίου στον Υπερθερμαντήρα Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O ή R245ca συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Κινητήρα στο Πλήρες Φορτίο του.



Σχήμα 13-5 Βαθμός Απόδοσης του Καταλύτη SCR συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Κινητήρα στο Πλήρες Φορτίο του για τις περιπτώσεις της Αρχικής Διάταξης και της Χρήσης του Υπερθερμαντήρα του Κύκλου Rankine με H<sub>2</sub>O ή R245ca.

Στο σχήμα 13-6 δίνεται μια εναλλακτική απεικόνιση των υπολογισμένων τιμών πάνω στην καμπύλη του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Έτσι, στο σχήμα αυτό επιβεβαιώνεται η προαναφερθείσα βελτίωση από την προτεινόμενη

τροποποίηση, καθώς οι νέες τιμές του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR είναι συγκεντρωμένες στην κορυφή της καμπύλης του.



Σχήμα 13-6 Βαθμός Απόδοσης του Καταλύτη SCR σε κάθε Ταχύτητα Περιστροφής του Κινητήρα στο Πλήρες Φορτίο για τις περιπτώσεις της Αρχικής Διάταξης και της Χρήσης του Υπερθερμαντήρα του Κύκλου Rankine με  $H_2O$ (α) ή  $R245ca$ (β).

### 13.3.2 Προστασία του Καταλύτη SCR κατά τη Διάρκεια της Ενεργούς Αναγέννησης του Φίλτρου των Σωματιδίων Αιθάλης

Το επόμενο τμήμα της ανάλυσης εξετάζει την περίπτωση της ενεργητικής αναγέννησης της παγίδας αιθάλης κατά την οποία η θερμοκρασία καυσαερίου αυξάνεται σημαντικά. Η διάταξη, που προτείνεται για την προστασία του καταλύτη SCR από τις υψηλές θερμοκρασίες, δίνεται στο σχήμα 13-7. Η προτεινόμενη μέθοδος είναι παρόμοια με την προαναφερθείσα τεχνική βελτίωσης της λειτουργίας του καταλύτη SCR. Έτσι, το καυσαέριο του κινητήρα Diesel, που εξέρχεται από την παγίδα αιθάλης DPF, παρακάμπτει τον καταλύτη SCR και εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine προκειμένου να ψυχθεί.

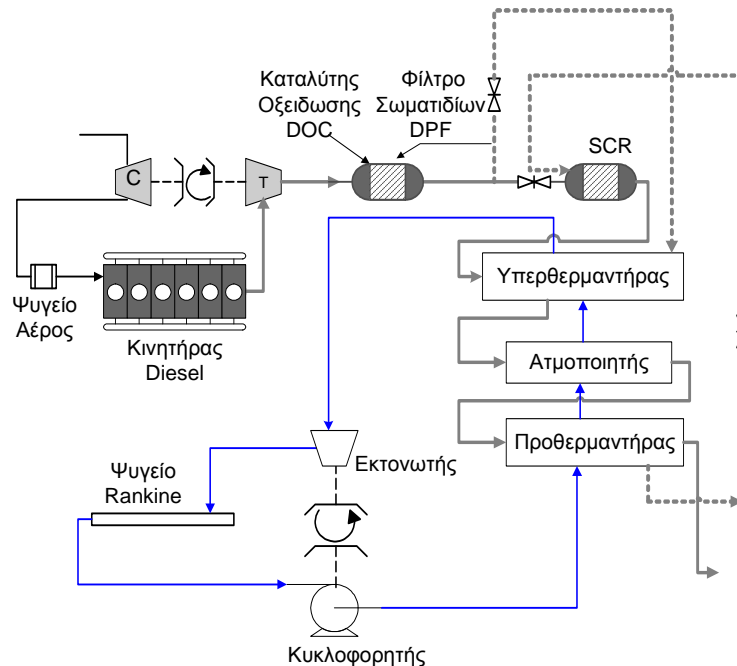
Στόχος της ανάλυσης είναι η αξιολόγηση της δυνατότητας της προτεινόμενης διάταξης να εξασφαλίσει την ομαλή και αποδοτική λειτουργία του καταλύτη SCR κατά την αναγέννηση της παγίδας αιθάλης.

Η βασική παράμετρος της ανάλυσης είναι η θερμοκρασία του εξερχόμενου καυσαερίου από την παγίδα αιθάλης, η οποία αυξάνεται από την αρχική της τιμή αποκτώντας τις υποθετικές τιμές 700, 800 και 900°C αντίστοιχα. Η διερεύνηση γίνεται στο πλήρες φορτίο και για ταχύτητα περιστροφής 1300, 1700 και 2100rpm. Το εργαζόμενο μέσο του κύκλου

Rankine θεωρείται ο υδρατμός. Τα μεγέθη, που εξετάζονται στην παραμετρική ανάλυση, είναι:

- Η πτώση της θερμοκρασίας του καυσαερίου κατά μήκος του εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine.
- Η μεταβολή της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine.
- Η ανακτώμενη θερμότητα του καυσαερίου και η αποβαλλόμενη θερμότητα από τον κύκλο Rankine στο περιβάλλον.

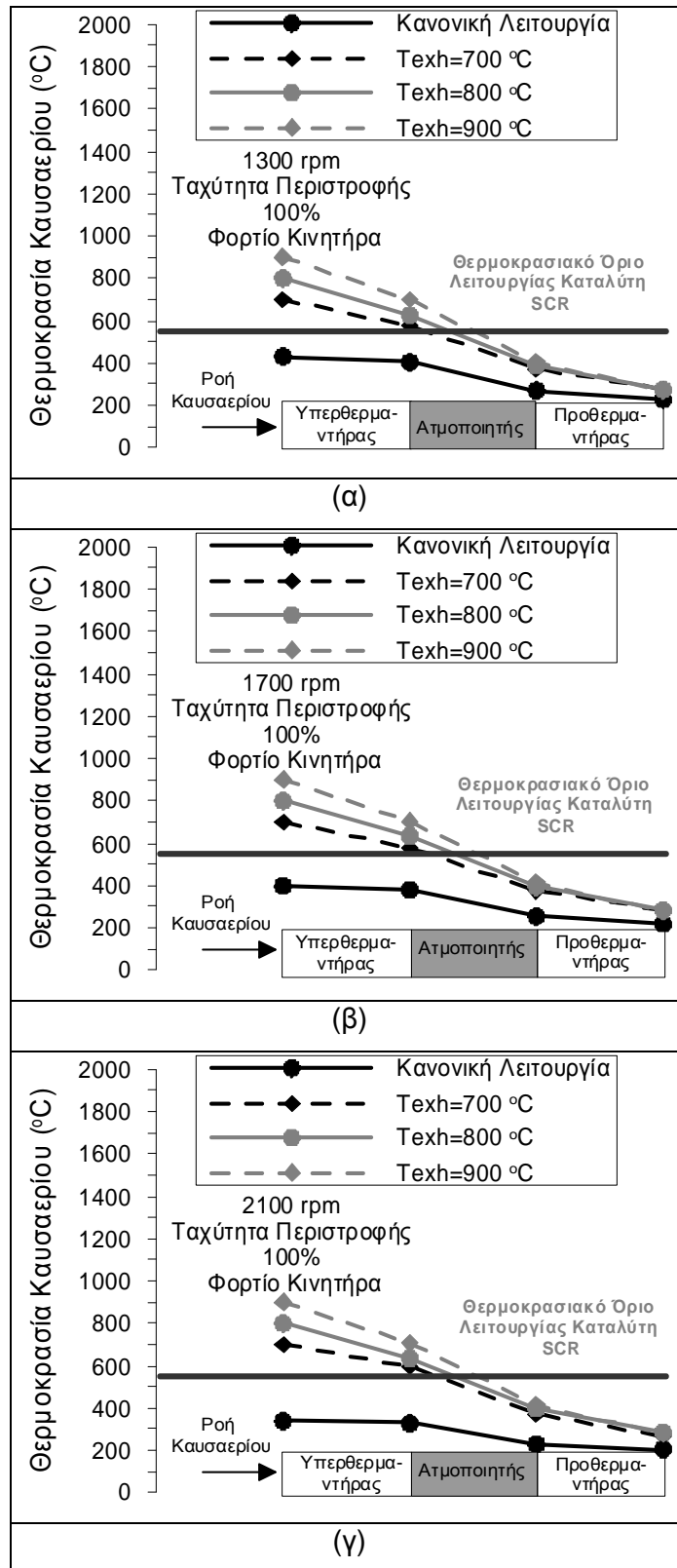
Η ανάλυση ολοκληρώνεται με πρόσθετο υπολογισμό, χρησιμοποιώντας πραγματικές τιμές της θερμοκρασίας καυσαερίου κατά την ενεργητική αναγέννηση της παγίδας αιθάλης.



Σχήμα 13-7 Σχηματική Απεικόνιση της Προτεινόμενης Τροποποίησης για την Προστασία του Καταλύτη SCR κατά την Ενεργό Αναγέννηση του Φίλτρου των Σωματιδίων Αιθάλης.

### 13.3.2.1 Επίδραση της Χρήσης του Κύκλου Rankine στη Θερμοκρασία Καυσαερίου κατά την Ενεργό Αναγέννηση της Παγίδας Αιθάλης

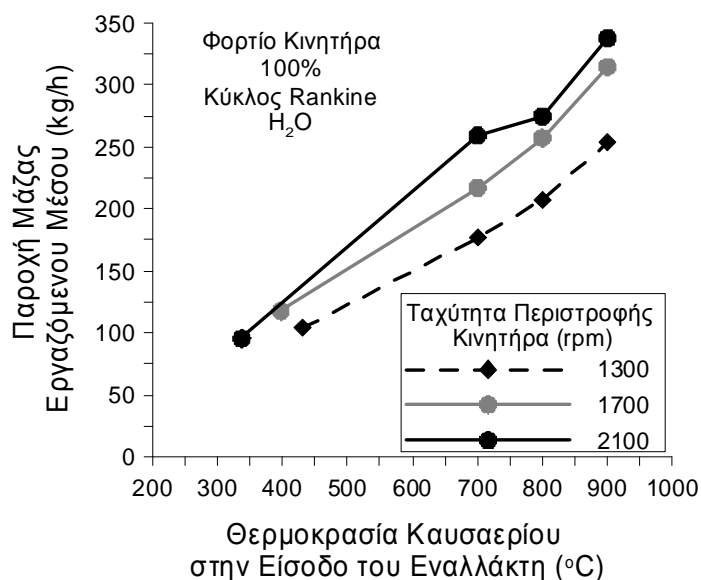
Στα σχήματα 13-8α, 13-8β και 13-8γ απεικονίζεται η μείωση της θερμοκρασίας του καυσαερίου στον προθερμαντήρα, τον ατμοποιητή και τον υπερθερμαντήρα του εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine με υδρατμό στο πλήρες φορτίο και στις 1300, 1700 και 2100rpm αντίστοιχα. Όπως διαπιστώνεται στα παρακάτω σχήματα, το καυσαέριο ψύχεται σε ικανοποιητικό βαθμό, δεδομένου ότι εξέρχεται από τον εναλλάκτη θερμότητας με θερμοκρασία χαμηλότερη των 300°C σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις της παραμετρικής ανάλυσης. Συνεπώς, η προστασία του καταλύτη SCR με τη διοχέτευση του καυσαερίου στον εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine κρίνεται αξιόπιστη λύση.



Σχήμα 13-8 Θερμοκρασιακή Πτώση του Καυσαερίου στον Εναλλάκτη Θερμότητας για την Αρχική Τιμή και τις Υποθετικές Τιμές των 700, 800 και 900 °C της Θερμοκρασίας Εισόδου του Καυσαερίου στο Πλήρες Φορτίο στις 1300rpm (α), 1700rpm (β) και 2100 rpm (γ).

### 13.3.2.2 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του Εργαζόμενου Μέσου του Κύκλου Rankine

Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 13-9, η παροχή μάζας του υδρατμού, όπως αυτή υπολογίζεται από το μοντέλο της προσομοίωσης του κύκλου Rankine, αυξάνεται με την άνοδο της θερμοκρασίας του καυσαερίου στην είσοδο του εναλλάκτη θερμότητας. Έτσι, η μέγιστη τιμή της παροχής μάζας του υδρατμού εκτιμάται σε 337 kg/h, όταν η θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο της παγίδας αιθάλης αποκτά την υποθετική τιμή των 900°C. Συνεπώς, η αυξημένη θερμοκρασία καυσαερίου κατά την αναγέννηση της παγίδας αιθάλης έχει σημαντικό αντίκτυπο στην παροχή μάζας του υδρατμού με την τιμή της να είναι έως και 3.5 φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της κανονικής λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Η επίπτωση της αύξησης της παροχής μάζας στη λειτουργία της αντλίας του κύκλου Rankine δεν είναι σημαντική, λόγω της μικρής χρονικής διάρκειας της αναγέννησης της παγίδας αιθάλης.



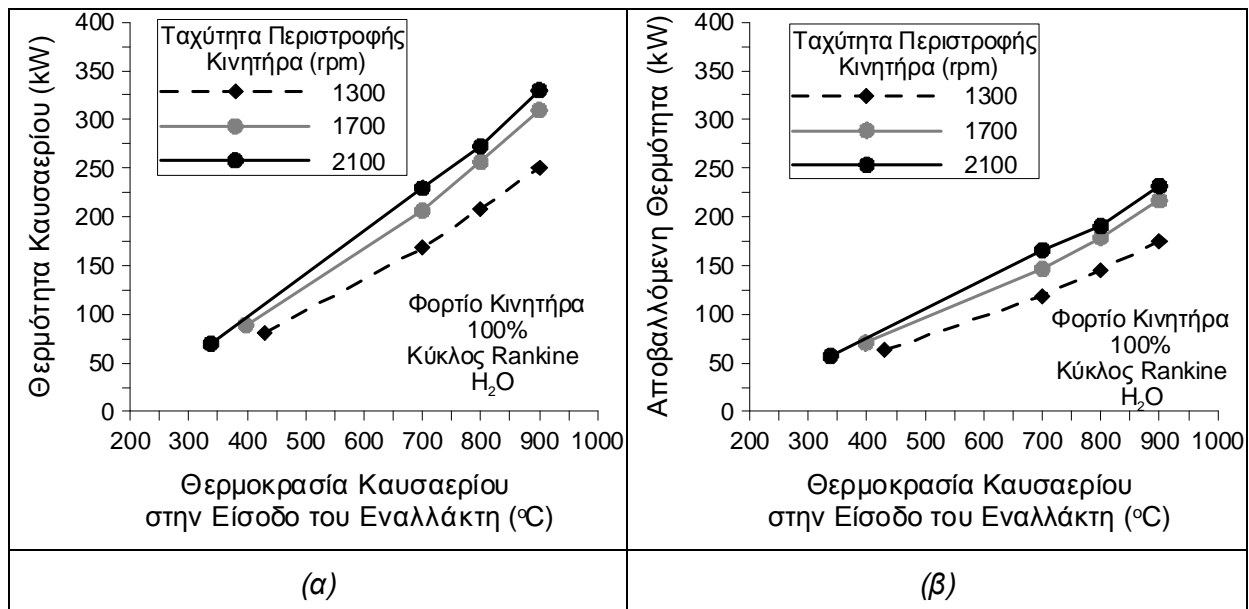
Σχήμα 13-9 Μεταβολή της Παροχής Μάζας του Υδρατμού συναρτήσει της Θερμοκρασίας Εισόδου του Καυσαερίου στον Εναλλάκτη Θερμότητας στο Πλήρες Φορτίο στις 1300rpm, 1700rpm και 2100 rpm.

### 13.3.2.3 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου και της Αποβαλλόμενης Θερμότητας του Κύκλου Rankine

Στη συνέχεια παρουσιάζεται στο σχήμα 13-10 η αύξηση της ανακτώμενης θερμότητας του καυσαερίου και της αποβαλλόμενης θερμότητας από τον κύκλο Rankine. Στη διάρκεια της αναγέννησης της παγίδας αιθάλης η θερμότητα, που απορροφά ο κύκλος Rankine, αυξάνεται έως και 5 φορές σε σύγκριση με την αρχική κατάσταση λειτουργίας. Επιπροσθέτως, η θερμότητα, που αποβάλλει ο κύκλος Rankine στο περιβάλλον, αυξάνεται

με την άνοδο της θερμοκρασίας του καυσαερίου κατά την ενεργητική αναγέννηση της παγίδας αιθάλης. Στο σχήμα 13-10β διαπιστώνεται ότι η μέγιστη τιμή της αποβαλλόμενης θερμότητας του συστήματος Rankine προσεγγίζει τα 230 kW, δηλαδή είναι περίπου τετραπλάσια της αντίστοιχης τιμής της αρχικής λειτουργίας.

Είναι προφανές ότι απαιτείται τροποποίηση στη λειτουργία της ψυκτικής διάταξης του συστήματος του κύκλου Rankine, προκειμένου να ανταποκριθεί στις στιγμιαίες απαιτήσεις αποβολής μεγάλου ποσού θερμότητας κατά την ενεργό αναγέννηση της παγίδας αιθάλης. Μια πιθανή αλλαγή στην ψυκτική διάταξη του συστήματος είναι η λειτουργία του ανεμιστήρα με αυξημένες τιμές της ταχύτητας περιστροφής και της απαιτούμενης ισχύος, ούτως ώστε να επιτευχθεί μεγαλύτερη παροχή μάζας του αέρα της ψύξης. Ωστόσο, η διάρκεια του φαινομένου της ενεργητικής αναγέννησης της παγίδας αιθάλης είναι ιδιαίτερα μικρή, οπότε και οι συνεπαγόμενες επιπτώσεις είναι ελάχιστες.

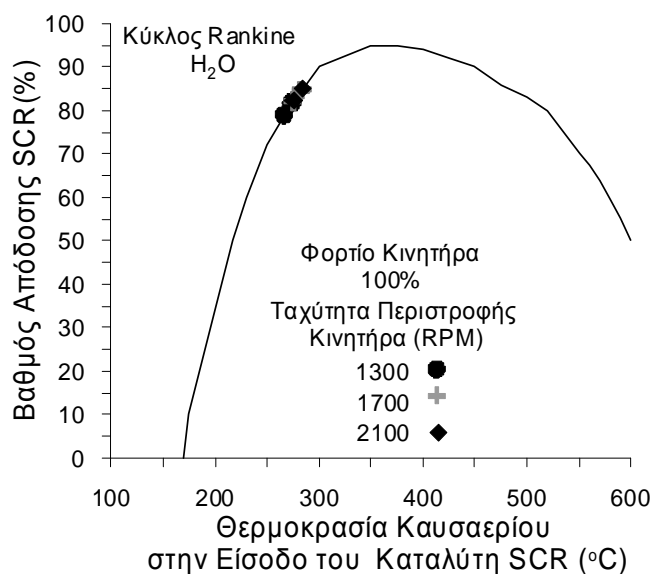


Σχήμα 13-10 Μεταβολή της Ανακτώμενης Θερμότητας του Καυσαερίου (α) και της Αποβαλλόμενης Θερμότητας από τον Κύκλο Rankine στο Περιβάλλον (β) συναρτήσει της Θερμοκρασίας Εισόδου του Καυσαερίου στον Εναλλάκτη Θερμότητας στο Πλήρες Φορτίο στις 1300rpm, 1700rpm και 2100 rpm.

#### 13.3.2.4 Επίδραση του Κύκλου Rankine στο Βαθμό Απόδοσης του Καταλύτη SCR

Στο σχήμα 13-11 διαπιστώνεται ότι η απόδοση του καταλύτη SCR είναι μεγαλύτερη του 75% για όλες τις τιμές της θερμοκρασίας καυσαερίου στην είσοδο του εναλλάκτη θερμότητας και σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Συνεπώς, η ψύξη του καυσαερίου στον εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine κατά την αναγέννηση της παγίδας αιθάλης

συμβάλλει όχι μόνο στην προστασία του καταλύτη SCR αλλά και στην αποδοτική λειτουργία του.



Σχήμα 13-11 Βαθμός Απόδοσης του Καταλύτη SCR για τις Υποθετικές Τιμές 700, 800 και 900 °C της Θερμοκρασίας Είσοδου του Καυσαερίου στον Εναλλάκτη Θερμότητας στο Πλήρες Φορτίο στις 1300rpm, 1700rpm και 2100 rpm.

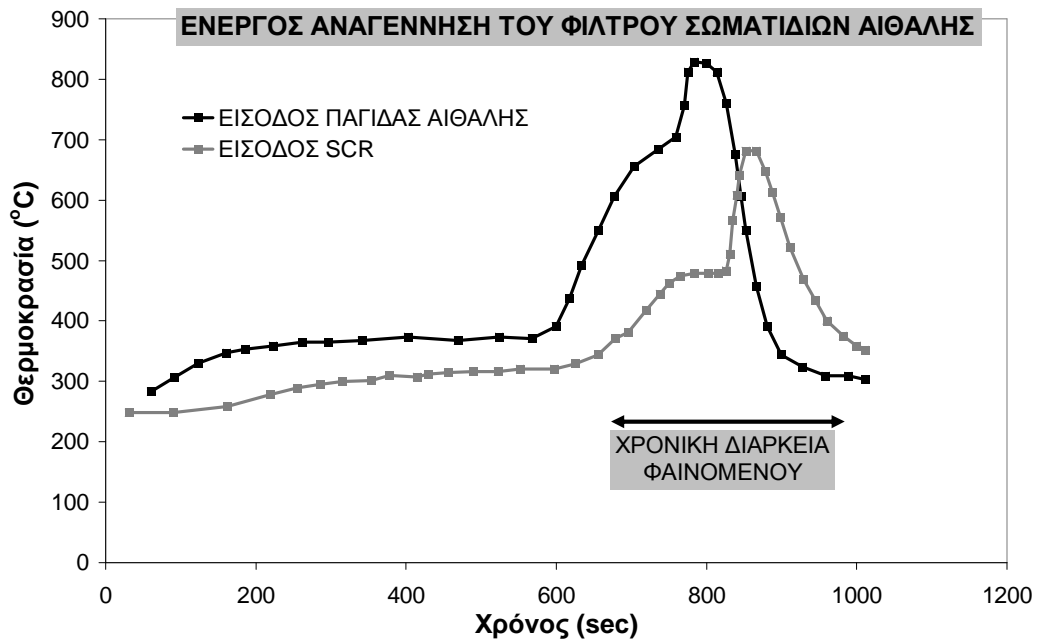
### 13.3.2.5 Χρήση Πραγματικών Δεδομένων για τη Χρονική Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου κατά την Ενεργό Αναγέννηση της Παγίδας Αιθάλης

Η ανάλυση συνεχίζεται με την πραγματοποίηση υπολογισμών βασισμένων στην αξιοποίηση πραγματικών δεδομένων για τη μεταβολή της θερμοκρασίας του καυσαερίου κατά τη διάρκεια της αναγέννησης της παγίδας αιθάλης. Οι πραγματικές τιμές δίνονται στο σχήμα 13-12 για τη διακύμανση της θερμοκρασίας καυσαερίου, που επικρατεί στις εισόδους της παγίδας αιθάλης και του καταλύτη SCR, συναρτήσει του χρόνου. Οι καμπύλες του σχήματος 13-12 έχουν δοθεί από πειραματικές μετρήσεις της κατασκευάστριας εταιρείας IVECO στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΕΜΠ. Όπως φαίνεται στο σχήμα 13-12, η θερμοκρασία καυσαερίου αυξάνεται ραγδαία αποκτώντας μέγιστη τιμή στην είσοδο του καταλύτη SCR ίση με 681°C. Στη συνέχεια η θερμοκρασία του καυσαερίου μειώνεται απότομα αποκτώντας την αρχική της τιμή, που είχε πριν την αναγέννηση του φίλτρου των σωματιδίων της αιθάλης.

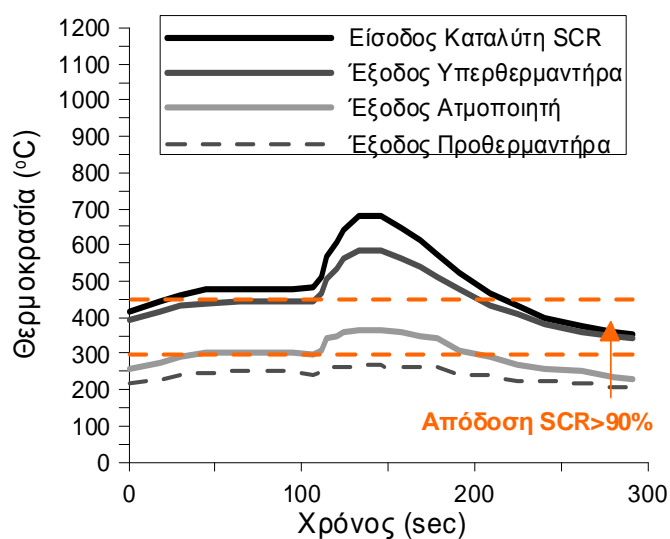
Στο σχήμα 13-13 απεικονίζονται τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης του κύκλου Rankine για τη θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο των τμημάτων του υπερθερμαντήρα, του ατμοποιητή και του προθερμαντήρα για την επιλεγμένη χρονική διάρκεια του φαινομένου. Η ψύξη του ρεύματος καυσαερίου στον υπερθερμαντήρα δεν επαρκεί για την προστασία του καταλύτη SCR από τις υψηλές θερμοκρασίες, που υφίστανται κατά την αναγέννηση της παγίδας αιθάλης. Ωστόσο, η ψύξη του καυσαερίου από τον



υπερθερμαντήρα και τον ατμοποιητή ευνοεί τη βέλτιστη λειτουργία του καταλύτη SCR, διότι η θερμοκρασία του καυσαερίου στο τέλος της ατμοποίησης του νερού του κύκλου Rankine μεταβάλλεται από 300 έως και 450°C. Επιπροσθέτως, η θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας είναι χαμηλότερη των 300°C, οπότε η προτεινόμενη διάταξη του σχήματος 13-7 επαρκεί για την προστασία του καταλύτη SCR κατά την ενεργητική αναγέννηση της παγίδας αιθάλης.



Σχήμα 13-12 Χρονική Διακύμανση της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στις Εισόδους του Καταλύτη SCR και της Παγίδας Αιθάλης κατά την Ενεργό Αναγέννηση του Φίλτρου των Σωματιδίων Αιθάλης (στοιχεία από IVECO).



Σχήμα 13-13 Χρονική Μεταβολή της Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Είσοδο του Καταλύτη SCR και στις Εξόδους του Υπερθερμαντήρα, του Ατμοποιητή και του Προθερμαντήρα κατά τη την Ενεργό Αναγέννηση του Φίλτρου των Σωματιδίων της Αιθάλης.

## 13.4 Συμπεράσματα

Στη διερεύνηση, που παρουσιάστηκε σε αυτό το κεφάλαιο, εξετάστηκε η αξιοποίηση του εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίου της διάταξης του κύκλου Rankine για να βελτιωθεί και να προστατευτεί η λειτουργία του καταλύτη SCR. Τα συμπεράσματα, που προκύπτουν από την ανάλυση, είναι τα ακόλουθα:

- Στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα και στο πλήρες φορτίο, η θερμοκρασία καυσαερίου αποκτά υψηλές τιμές καθιστώντας είτε επισφαλή είτε μη αποδοτική τη λειτουργία του καταλύτη SCR. Σε αυτή την περίπτωση η βέλτιστη λύση είναι η παράκαμψη του καταλύτη SCR από το ρεύμα καυσαερίου και η διοχέτευση του στον υπερθερμαντήρα του εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine, προκειμένου αυτό να ψυχθεί πριν εισαχθεί στον καταλύτη.
- Η προτεινόμενη διάταξη βελτιώνει το βαθμό απόδοσης του καταλύτη SCR με μέγιστη αύξηση της τάξης του 20%. Η βελτίωση είναι σημαντικότερη στην περίπτωση χρήσης του οργανικού μέσου R245ca.
- Η προστασία του καταλύτη SCR από τις υψηλές θερμοκρασίες, που αναπτύσσονται στη διάρκεια της ενεργητικής αναγέννησης της παγίδας αιθάλης, επιτυγχάνεται με την ψύξη του καυσαερίου από τον εναλλάκτη θερμότητας, προτού αυτό εισέλθει στον καταλύτη SCR.
- Στην προτεινόμενη διάταξη η παροχή μάζας του υδρατμού στον κύκλο Rankine αυξάνεται έως και 3.5 φορές σε σχέση με την αντίστοιχη της κανονικής λειτουργίας αποκτώντας την τιμή των 337 kg/h.
- Η απορριπτόμενη θερμότητα του κύκλου Rankine αυξάνεται σημαντικά στη διάρκεια της αναγέννησης της παγίδας αιθάλης με τη μέγιστη τιμή της να είναι τετραπλάσια από την αντίστοιχη της κανονικής λειτουργίας. Κατά συνέπεια, δημιουργούνται πρόσθετες απαιτήσεις για την ψυκτική διάταξη του συστήματος.

Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι οι ακραίες συνθήκες λειτουργίας του κύκλου Rankine κατά την ενεργό αναγέννηση της παγίδας αιθάλης δεν αποτελούν σημαντικό εμπόδιο, διότι η διάρκεια του φαινομένου είναι εξαιρετικά μικρή. Συνοψίζοντας, η προτεινόμενη αξιοποίηση της εγκατάστασης του κύκλου Rankine για τη βελτίωση και κυρίως την προστασία του συστήματος διαχείρισης ρύπων είναι ιδιαίτερα χρήσιμη.

**Σύμβολα Κεφαλαίου 13:**

DPF	Φίλτρο Σωματιδίων Αιθάλης (Παγίδα Αιθάλης)	
DOC	Καταλύτης Οξειδωσης του Κινητήρα	
T	Θερμοκρασία	(°C)
SCR	Σύστημα Επιλεκτικής Καταλυτικής Μείωσης	

**Ελληνικά σύμβολα:**

λ	Λόγος Αέρα Καύσης	(-)
---	-------------------	-----

**Δείκτες:**

EVAP	Ατμοποιητής
exh	Καυσαέριο
PREH	Προθερμαντήρας
in	Είσοδος
SUP	Υπερθερμαντήρας
out	Έξοδος

### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 13:**

1. "Diesel Oxidation Catalyst", <http://www.eminox.com/diesel-oxidation-catalyst/>.
2. "Diesel Oxidation Catalyst (DOC)", Engine Control Systems, <http://enginecontrolsystems.com/prod-doc.aspx>.
3. "Diesel Particulate Filters (DPF), Reducing diesel soot emissions by 80%", [http://www.theaa.com/motoring\\_advice/fuels-and-environment/diesel-particulate\\_filters.html](http://www.theaa.com/motoring_advice/fuels-and-environment/diesel-particulate_filters.html).
4. "Diesel Particulate Filters (DPF)", Engine Control Systems, <http://enginecontrolsystems.com/prod-dpf.aspx>.
5. "SCR System", <http://www.eminox.com/diesel-oxidation-catalyst/>.

## Κεφάλαιο 14

# Σύστημα Διαχείρισης και Αποθήκευσης της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ενέργειας

### 14.1 Εισαγωγή

Στη συνέχεια της διδακτορικής διατριβής γίνεται μια πρώτη προσέγγιση της ανάλυσης του συστήματος αποθήκευσης και διαχείρισης της ηλεκτρικής ενέργειας, που παράγεται από την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου. Όπως αναφέρθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια, η παραγωγή ισχύος γίνεται σε στρόβιλο-εκτονωτή, όπου εκτονώνεται είτε το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είτε το ρεύμα καυσαερίου, που εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Ο στρόβιλος ισχύος συνδέεται με γεννήτρια παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος για να επιτευχθεί μείωση των διαστάσεων της εγκατάστασης με την αποφυγή χρήσης συστήματος μηχανικής μετάδοσης. Επιπροσθέτως, η σύζευξη γεννήτριας με το στρόβιλο ισχύος μεγιστοποιεί την παραγόμενη ισχύ με τη ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής του και τον περιορισμό των μηχανικών απωλειών. Στη συνέχεια περιγράφεται το ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος και γίνεται εκτίμηση των διαστάσεων και των βασικών χαρακτηριστικών της απαιτούμενης ηλεκτρικής γεννήτριας, καθώς και του συστήματος προσωρινής αποθήκευσης της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος.

### 14.2 Περιγραφή του Ηλεκτρικού Συστήματος

Στην παρούσα διδακτορική διατριβή προτείνεται η σύνδεση του κινητήρα Diesel, όπου εφαρμόζεται η τεχνική της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης και του κύκλου Rankine, με ηλεκτρική γεννήτρια, η οποία λειτουργεί και ως ηλεκτρικός κινητήρας. Η ηλεκτρική γεννήτρια/κινητήρας παρεμβάλλεται ανάμεσα στον άξονα του κινητήρα και στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης του οχήματος. Με αυτό τον τρόπο αντικαθίσταται ο μεταλλάκτης (δυναμό) και ο εκκινητής του κινητήρα. Η συγκεκριμένη ολοκληρωμένη συσκευή εκκινεί τον κινητήρα Diesel κατά τη διάρκεια έναρξης της λειτουργίας του, ενώ στην περίοδο κανονικής λειτουργίας του κινητήρα η συσκευή μπορεί να τροφοδοτεί με ηλεκτρική ενέργεια το όχημα.

Ο στρόβιλος ισχύος της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης και του κύκλου Rankine συνδέεται με ηλεκτρική γεννήτρια, που καλύπτει πλήρως ή μερικώς τις ηλεκτρικές απαιτήσεις του οχήματος. Η πλεονάζουσα ηλεκτρική ενέργεια του στροβίλου ισχύος δεν αποθηκεύεται σε συσσωρευτές αλλά διοχετεύεται μέσω του ηλεκτρικού συστήματος του οχήματος στην ηλεκτρική γεννήτρια/κινητήρα. Με αυτό τον τρόπο η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς, που

προέρχεται από την ανάκτηση της θερμότητας καυσαερίου του κινητήρα Diesel, τροφοδοτεί το σύστημα μετάδοσης της κίνησης του οχήματος.

Η προαναφερθείσα διάταξη της διοχέτευσης της πλεονάζουσας ισχύος απευθείας στον κινητήρα πλεονεκτεί συγκριτικά με την αποθήκευση της παραγόμενης ενέργειας σε συσσωρευτές. Συνεπώς, η παραγόμενη ισχύς μπορεί να αξιοποιηθεί απευθείας προκειμένου να μειωθεί η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

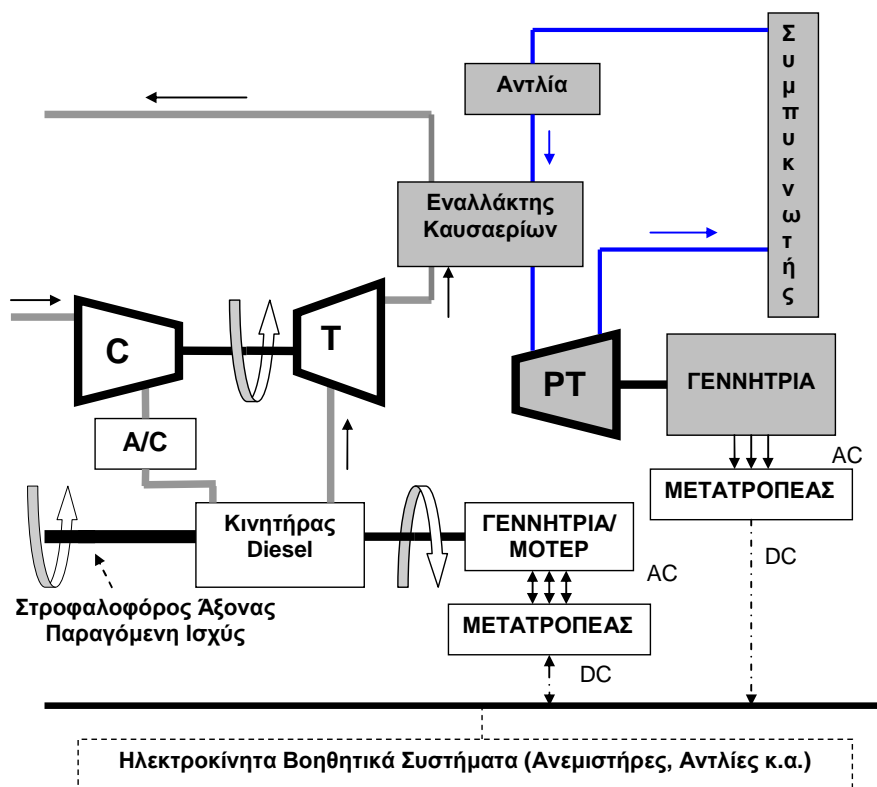
Είναι σημαντικό να επισημανθεί ότι δεν είναι εφικτή η πλήρης αντικατάσταση της ηλεκτρικής γεννήτριας, που κινείται από τον κινητήρα Diesel. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από την εκμετάλλευση της θερμικής ενέργειας του καυσαερίου μεταβάλλεται σημαντικά με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Επιπροσθέτως, η ηλεκτρική ισχύς είναι απαραίτητη για τη λειτουργία του οχήματος, οπότε πρέπει να παρέχεται από μια απλή και αξιόπιστη πηγή. Παρόλα αυτά, οι ηλεκτρικές γεννήτριες, που συνδέονται με τον κινητήρα Diesel και το στρόβιλο ισχύος, μπορούν να παρέχουν ενέργεια για την κάλυψη του ηλεκτρικού φορτίου, όταν αυτό απαιτείται. Το γεγονός αυτό βελτιώνει σημαντικά τη συνολική οικονομία καυσίμου, καθώς οι απαιτήσεις παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος από την κύρια γεννήτρια του κινητήρα Diesel είναι μικρότερες, μειώνοντας άμεσα την κατανάλωση τμήματος της παραγόμενης ισχύος του κινητήρα Diesel.

Το ηλεκτρικό σύστημα, που χρησιμοποιούν τα περισσότερα βαρέα οχήματα, είναι της τάξης των 28V. Όπως διαπιστώθηκε σε προηγούμενα κεφάλαια, η μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στη γεννήτρια που συνδέεται με το στρόβιλο ισχύος είναι 62kW (βλέπε σχήμα 6-11) για τη σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση και 42.7kW (βλέπε σχήμα 11-11) για τον οργανικό κύκλο Rankine. Στην περίπτωση χρήσης τριφασικής γεννήτριας τάσης 28V η ένταση του ηλεκτρικού ρεύματος έχει σημαντικά μεγάλες τιμές, διότι η ισχύς της γεννήτριας που συνδέεται με το στρόβιλο ισχύος είναι της τάξης μερικών δεκάδων kW. Οι τιμές αυτές της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος απαιτούν η γεννήτρια να διαθέτει καλώδια μεγάλου πάχους. Τα καλώδια μεγάλου πάχους είναι δύσκολο να τοποθετηθούν σε γεννήτρια μικρών διαστάσεων. Επιπροσθέτως, η δυνατότητα παραγωγής ισχύος της γεννήτριας δεν μπορεί να περιοριστεί διότι θα υπάρξει αρνητικό αντίκτυπο στη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Συνεπώς, η βέλτιστη λύση είναι η εγκατάσταση γεννήτριας υψηλής τάσης, που χρησιμοποιεί καλώδια μικρού πάχους. Έτσι, η ηλεκτρική γεννήτρια, που συνδέεται με το στρόβιλο ισχύος, επιλέγεται να παράγει εναλλασσόμενο ρεύμα με υψηλή ηλεκτρική τάση της τάξης των 380 V. Τα κυρία χαρακτηριστικά του προτεινόμενου συστήματος είναι:

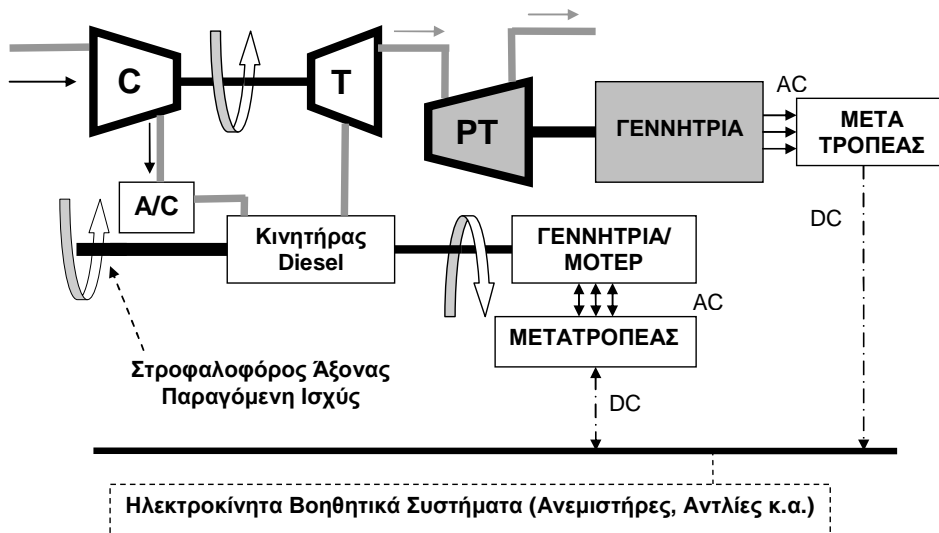
- Ηλεκτρική γεννήτρια, εγκατεστημένη στον άξονα του στροβίλου ισχύος. Για την εφαρμογή, προτείνεται ηλεκτρική μηχανή επαγωγής, που λειτουργεί με εναλλασσόμενο ηλεκτρικό ρεύμα (AC).

- Μετατροπέας εναλλασσόμενου ηλεκτρικού ρεύματος σε συνεχές, που λειτουργεί και αντίστροφα, για τη σύνδεση του ηλεκτρικού συστήματος με την ηλεκτρική/γεννήτρια του κινητήρα Diesel.
- Μετατροπέας εναλλασσόμενου ηλεκτρικού ρεύματος σε συνεχές, που συνδέεται με την ηλεκτρική γεννήτρια του στρόβιλου ισχύος.
- Διάταξη υπερπυκνωτών για την προσωρινή αποθήκευση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτή η μονάδα αποθήκευσης παρέχει ενέργεια στο ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος και στην ολοκληρωμένη συσκευή του ηλεκτρικού κινητήρα/γεννήτριας, που συνδέεται με τον κινητήρα Diesel. Το πλεονέκτημα της χρήσης των υπερπυκνωτών είναι ότι η ενέργεια, που παρέχεται στο ηλεκτρικό σύστημα των 28V, έχει ομαλοποιημένη σταθερή τιμή.
- Μετατροπέας τάσης για συνεχές ρεύμα DC/DC για τη σύνδεση των υπερπυκνωτών με το ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος ηλεκτρικής τάσης 28V.

Στα σχήματα 14-1 και 14-2 δίνονται η διάταξη διανομής της ηλεκτρικής ισχύος, που παράγει είτε ο κύκλος Rankine είτε ο στρόβιλος ισχύος των καυσαερίων.



Σχήμα 14-1 Προτεινόμενη Διάταξη του Συστήματος Διαχείρισης της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ενέργειας από τον Κύκλο Rankine.



Σχήμα 14-2 Προτεινόμενη Διάταξη του Συστήματος Διαχείρισης της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ενέργειας από το Στρόβιλο Ισχύος της Σύνθετης Στροβιλουπερπλήρωσης.

### 14.3 Επιλογή Ηλεκτρικής Γεννήτριας

Οι περισσότερες επαγωγικές ηλεκτρικές μηχανές εναλλασσόμενου ηλεκτρικού ρεύματος παράγουν ισχύ σύμφωνα με τον ακόλουθο τύπο [1]:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot B \cdot K \cdot D^2 \cdot L \cdot \omega \quad (14.1)$$

όπου τα μεγέθη  $B$  και  $K$  είναι ηλεκτρομαγνητικές σταθερές,  $D$  είναι η ενεργός διάμετρος της ηλεκτρικής γεννήτριας,  $L$  είναι το ενεργό μήκος της γεννήτριας και  $\omega$  είναι η ταχύτητα περιστροφής της γεννήτριας.

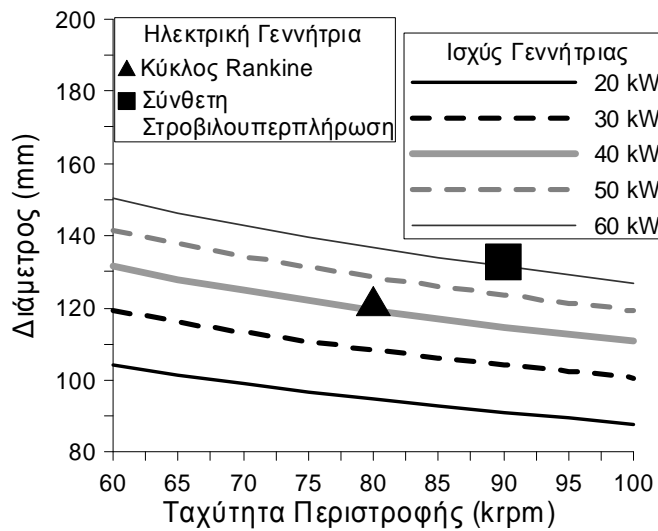
Η ηλεκτρική γεννήτρια είναι εγκατεστημένη στον άξονα του στροβίλου ισχύος και οι συνήθεις τιμές της ταχύτητας περιστροφής κυμαίνονται μεταξύ 60000 rpm και 100000 rpm. Οι τυπικές τιμές των μεγεθών  $B$  και  $K$  είναι 0.75 T και 30 kNm [1] αντίστοιχα για μικρών διαστάσεων ηλεκτρικές γεννήτριες.

Η παραμετρική διερεύνηση έχει συνταχθεί για το μέγεθος της ηλεκτρικής γεννήτριας, χρησιμοποιώντας ως μεταβλητές την ταχύτητα περιστροφής και την ισχύ. Στην ανάλυση, το ενεργό μήκος της γεννήτριας είναι ίσο με την ενεργό διάμετρο της. Η διερεύνηση βασίζεται στον μαθηματικό τύπο της σχέσης 14.1 για την παραγόμενη ισχύ της ηλεκτρικής γεννήτριας. Στα σχήματα 14-3 και 14-4 διαπιστώνεται αντίστοιχα ότι η διάμετρος και ο όγκος της γεννήτριας μειώνονται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής της γεννήτριας με παρόμοιο τρόπο για όλες τις τιμές της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Επιπροσθέτως, στα σχήματα αυτά απεικονίζεται η προτεινόμενη γεννήτρια για τις εφαρμογές του κύκλου Rankine και της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης.

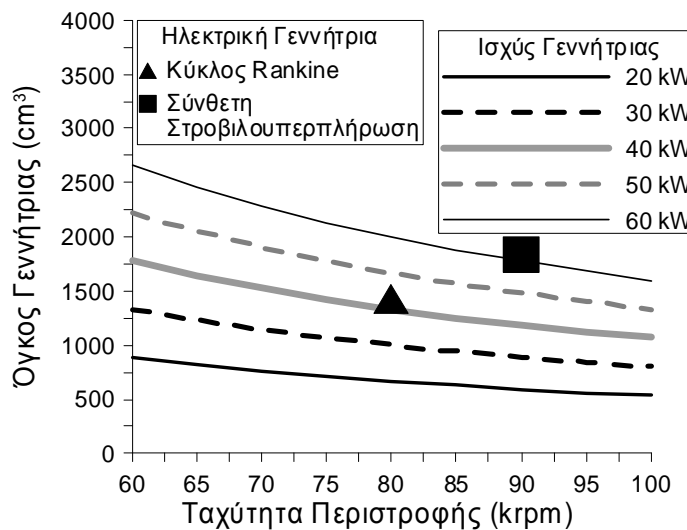


Από την ανάλυση, που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 6 για τον κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση, η παραγόμενη ισχύς στο στρόβιλο ισχύος είναι 62kW με ταχύτητα περιστροφής 90krpm στο πλήρες φορτίο. Για αυτές τις τιμές της ισχύος και της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου επιλέγεται γεννήτρια με ενεργό διάμετρο 133mm και όγκο 1837cm<sup>3</sup>.

Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με R245ca, που ανακτά τη θερμότητα του κύριου καυσαερίου, του EGR και του αέρα υπερπλήρωσης, διαπιστώθηκε ότι η μέγιστη παραγόμενη ισχύς είναι 42.7kW. Για την τιμή αυτή της ισχύος και επιλέγοντας τυχαία τιμή της ταχύτητας περιστροφής της γεννήτριας ίση με 80krpm, η ενεργός διάμετρος και ο όγκος της γεννήτριας είναι 122mm και 1423cm<sup>3</sup> αντίστοιχα.



Σχήμα 14-3 Μεταβολή της Διαμέτρου της Γεννήτριας συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής της για διάφορες τιμές της Ισχύος.



Σχήμα 14-4 Μεταβολή του Όγκου της Γεννήτριας συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής της για διάφορες τιμές της Ισχύος.

## 14.4 Εκτίμηση των Χαρακτηριστικών των Υπερπυκνωτών

Η διάταξη, που εξετάζεται για την αποθήκευση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας, είναι ένα σύνθετο σύστημα αποτελούμενο από υπερπυκνωτές. Η κύρια αιτία για την επιλογή των υπερπυκνωτών ως συσκευών ενδιάμεσης αποθήκευσης ενέργειας είναι ότι οι συσσωρευτές απαιτούν περισσότερο χρόνο φόρτισης και αποφόρτισης συγκριτικά με τους υπερπυκνωτές. Επιπροσθέτως, η χρήση διάταξης συσσωρευτών προσθέτει περισσότερο όγκο, βάρος αλλά και κόστος στο σύστημα. Ωστόσο, οι υπερπυκνωτές μπορούν να αποθηκεύσουν και να διανείμουν υψηλές τιμές ενέργειας μόνο για περιορισμένο χρονικό διάστημα, προκειμένου να υποστηρίξουν τη διαχείριση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Η τελευταία επισήμανση δεν αποτελεί πρόβλημα για την εξεταζόμενη εφαρμογή, επειδή η πλεονάζουσα ηλεκτρική ισχύς διοχετεύεται στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης του οχήματος.

Η διάταξη αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας με τη χρήση υπερπυκνωτών φορτίζεται απορροφώντας ενέργεια από την ηλεκτρική γεννήτρια του στροβίλου ισχύος. Όταν οι υπερπυκνωτές είναι πλήρως φορτισμένοι, τότε διοχετεύεται ενέργεια στο ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος μέσω της αποφόρτισης τους. Οι υπερπυκνωτές συμβάλλουν στη σταθεροποίηση της ενέργειας, που παρέχεται στο ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται απλοποιημένη ανάλυση, που συντάσσεται για τον υπολογισμό της διάταξης των υπερπυκνωτών. Οι υπολογισμοί βασίζονται σε τεχνικές πληροφορίες, που προέρχονται από την κατασκευάστρια εταιρεία Maxwell Corporation [2]. Για την ανάλυση, οι αρχικές τυπικές τιμές για τα ηλεκτρικά φορτία ενός φορτηγού οχήματος έχουν αντληθεί από τη βιβλιογραφία και περιέχονται στον πίνακα 14-1 [3]. Το σύστημα κλιματισμού του φορτηγού οχήματος δεν περιλαμβάνεται στα ηλεκτρικά φορτία του παρακάτω πίνακα, διότι θεωρείται ότι πρόκειται για συσκευή, που οδηγείται απευθείας από τον κινητήρα Diesel.

Όπως φαίνεται στον πίνακα 14-1, το μέγιστο παραγόμενο ηλεκτρικό φορτίο για ένα φορτηγό όχημα είναι ίσο με 3.45kW. Η τιμή αυτή είναι ενδεικτική, διότι θεωρήθηκε ότι οι αντλίες λαδιού και ύδατος είναι ηλεκτροκίνητες και όλος ο ηλεκτροκίνητος εξοπλισμός λειτουργούσε ταυτόχρονα.

Η κατασκευάστρια εταιρεία IVECO πρότεινε την τιμή των 2.5 kW για το ηλεκτρικό φορτίο του οχήματος καθώς προσεγγίζει καλύτερα την πραγματικότητα. Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι η ελάχιστη αποθηκευμένη ενέργεια στους υπερπυκνωτές πρέπει να καλύπτει τις ηλεκτρικές απαιτήσεις του οχήματος. Έτσι, η ισχύς του ηλεκτρικού συστήματος του οχήματος αποτελεί το βασικότερο κριτήριο επιλογής της διάταξης των υπερπυκνωτών. Τα κυριότερα χαρακτηριστικά της διάταξης των υπερπυκνωτών για τη διαχείριση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι τα ακόλουθα:

- Η μέγιστη τιμή της ηλεκτρικής τάσης ( $V_{max}$ ) λειτουργίας της συσκευής είναι 200 Volt.
- Η χαμηλότερη τιμή της τάσης  $V_{min}$  για τη συσκευή αποθήκευσης ενέργειας ισούται με 100 Volt.
- Ο απαιτούμενος χρόνος για τη φόρτιση και την αποφόρτιση κάθε υπερπυκνωτή τίθεται στα 3 δευτερόλεπτα.
- Η μέση τιμή της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος υπολογίζεται από το ηλεκτρικό φορτίο του οχήματος και την ελάχιστη τιμή της τάσης  $V_{min}$ . Η μέση τιμή της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος στην παρούσα εφαρμογή εκτιμάται στα 25 A, χρησιμοποιώντας τις προαναφερθείσες τιμές.

Είναι λοιπόν σαφές ότι η διάταξη υπερπυκνωτών μπορεί να καλύψει τα 2.5kW ακόμα και στην περίπτωση που η τάση αποκτά την ελάχιστη τιμή της  $V_{min}$ .

Ηλεκτρικό Φορτίο	Ισχύς(W)
Σύστημα Απομάκρυνσης Πάγου	250
Ράδιο	60
Υαλοκαθαριστήρες	40
Φωτισμός Φρένων	500
Φωτισμός Προειδοποίησης Αλλαγής Πορείας	200
Εξωτερικά Φώτα	800
Ανεμιστήρας Ψυγείου Μηχανής	400
Αντλία Λαδιού	600
Αντλία Ύδατος	600
Συνολικό	3450

Πίνακας 14-1 Τυπικά Ηλεκτρικά Φορτία για Φορητό Όχημα [2].

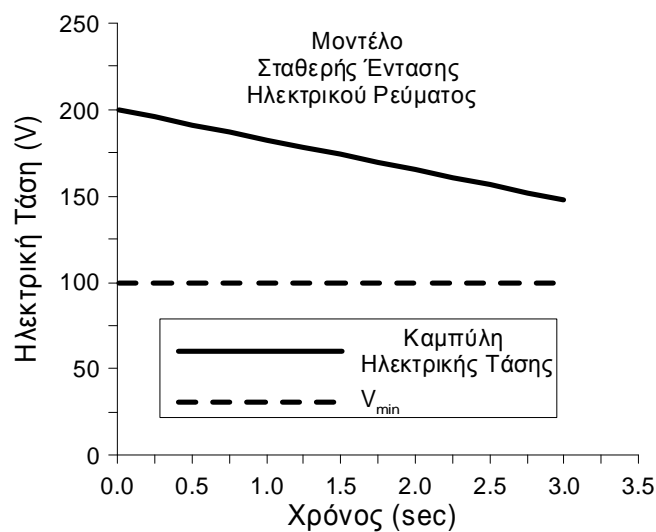
Χρησιμοποιώντας πληροφορίες διαθέσιμες από τον κατασκευαστή υπερπυκνωτών Maxwell, το μοντέλο που επιλέγεται είναι το BPAK0020-P015 [2]. Η συσκευή της αποθήκευσης ενέργειας περιέχει 14 στοιχειώδη τμήματα υπερπυκνωτών τοποθετημένων σε σειρά. Η συνολική χωρητικότητα του συστήματος ( $C_{sys}$ ) είναι 1.4 F και η συνολική ηλεκτρική αντίσταση του συστήματος ( $R_{sys}$ ) ισούται με 0.4830 ohm. Στο σχήμα 14-5 δίνεται η μείωση της ηλεκτρικής τάσης στην προτεινόμενη διάταξη υπερπυκνωτών συναρτήσει του χρόνου, όταν η ένταση του ηλεκτρικού ρεύματος διατηρείται σταθερή.

Η χωρητικότητα του στοιχείου του υπερπυκνωτή είναι  $C = 19.6 \text{ F}$ , η οποία υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\frac{1}{C_{\text{sys}}} = \frac{14}{C} \quad (14.2)$$

Η ηλεκτρική αντίσταση κάθε στοιχείου του υπερπυκνωτή είναι  $R_{\text{dc}} = 0.0345 \text{ ohm}$ , και δίνεται από τη σχέση:

$$R_{\text{dc}} = \frac{R_{\text{sys}}}{14} \quad (14.3)$$

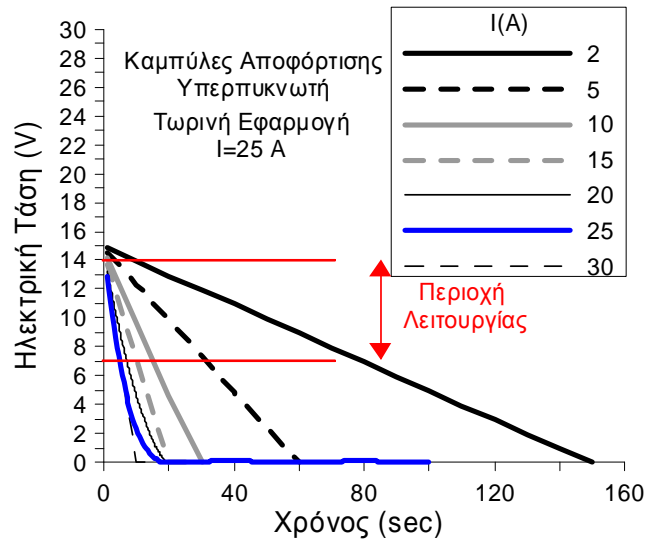


Σχήμα 14-5 Χρονική Μεταβολή της Ηλεκτρικής Τάσης για την Προτεινόμενη Διάταξη Υπερπυκνωτών.

Τα τυπικά προφίλ αποφόρτισης για σταθερή τιμή της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος βασίζονται στις προδιαγραφές του προϊόντος και υπολογίζονται από την ακόλουθη σχέση:

$$V = V_r - \frac{I}{C} \cdot dt - I \cdot R_{\text{dc}} \quad (14.4)$$

Στο σχήμα 14-6, δίνονται τα προφίλ της αποφόρτισης των υπερπυκνωτών για διάφορες τιμές της έντασης του ηλεκτρικού ρεύματος. Στο ίδιο σχήμα δίνεται η ωφέλιμη περιοχή λειτουργίας για κάθε τμήμα του υπερπυκνωτή. Όπως προκύπτει, η αποθηκευμένη ηλεκτρική ενέργεια είναι πάντα επαρκής για να καλυφθεί το ηλεκτρικό φορτίο των 2.5 kW. Συγκεκριμένα διαπιστώνεται ότι στο τέλος της αποφόρτισης, δηλαδή μετά από 3sec, η τιμή της τάσης στο στοιχείο του υπερπυκνωτή βρίσκεται εντός της ωφέλιμης περιοχής λειτουργίας, ώστε η αποθηκευμένη ενέργεια να είναι μεγαλύτερη του ηλεκτρικού φορτίου του οχήματος.



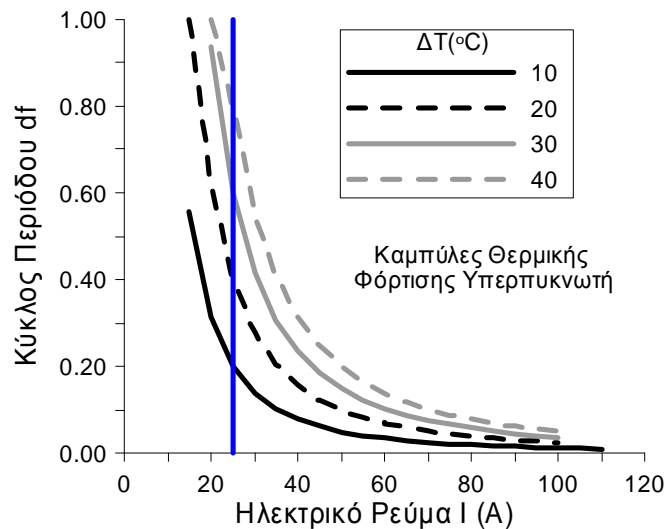
Σχήμα 14-6 Καμπύλη Αποφόρτισης για κάθε Στοιχείο του Υπερπυκνωτή για διάφορες τιμές της Έντασης του Ηλεκτρικού Ρεύματος.

Το κυριότερο πρόβλημα, που επηρεάζει την ενεργό διάρκεια ζωής της λειτουργίας του υπερπυκνωτή, είναι η θερμοκρασία λειτουργίας του. Η αποτροπή της μείωσης της απόδοσης του υπερπυκνωτή επιτυγχάνεται με τη διατήρηση της θερμοκρασίας του πυρήνα του υπερπυκνωτή στο κατάλληλο επίπεδο. Η μέθοδος ψύξης των υπερπυκνωτών καθορίζεται από τον κύκλο λειτουργίας της εφαρμογής και γίνεται είτε με ψήκτρα αγωγής θερμότητας είτε με ψήκτρα εξαναγκασμένης κυκλοφορίας αέρα ψύξης είτε και με τους δυο τρόπους. Οι υψηλές απαιτήσεις ενός τέτοιου συστήματος επιβάλλουν τη χρήση ψυκτικών συστημάτων και ανεμιστήρων ψύξης για να διατηρηθούν τα στοιχειώδη τμήματα των υπερπυκνωτών σε χαμηλή και ομοιόμορφη θερμοκρασία. Οι υπερπυκνωτές παρουσιάζουν μεγαλύτερη διάρκεια ζωής, όταν διατηρούνται σε χαμηλές θερμοκρασίες, όπως συμβαίνει σε όλα τα ηλεκτρονικά εξαρτήματα.

Η άνοδος της θερμοκρασίας του στοιχείου του υπερπυκνωτή υπολογίζεται από την ακόλουθη διατύπωση:

$$\Delta T = I^2 \cdot R_{dc} \cdot R_{th} \cdot d_f \quad (14.5)$$

όπου  $R_{th} = 2,5 \text{ }^\circ\text{C/W}$  είναι η θερμική αντίσταση του στοιχείου του υπερπυκνωτή και  $d_f$  είναι το κλάσμα του κύκλου λειτουργίας (duty cycle fraction). Στο σχήμα 14-7 απεικονίζονται οι καμπύλες θερμικής φόρτισης για κάθε στοιχείο του υπερπυκνωτή, όταν χρησιμοποιείται αέρας ψύξης  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Η κατακόρυφη γραμμή αντιστοιχεί στην τιμή των 25 A για το ηλεκτρικό ρεύμα. Όπως απεικονίζεται, η άνοδος της θερμοκρασίας υπερβαίνει την τιμή των  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , όταν το κλάσμα του κύκλου λειτουργίας είναι μεγαλύτερο από 0.6, δηλαδή μεγαλύτερο του 60%.



Σχήμα 14-7 Καμπύλη Θερμικής Φόρτισης για κάθε Στοιχείο του Υπερπυκνωτή.

## 14.5 Συμπεράσματα

Η ανάλυση, που παρουσιάστηκε σε αυτήν την ενότητα της διδακτορικής διατριβής, επικεντρώθηκε στο σύστημα αποθήκευσης και διαχείρισης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας από την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου. Τα συμπεράσματα, που εξάγονται από την παραπάνω διερεύνηση, είναι:

- Στην περίπτωση της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης, ο στρόβιλος ισχύος συνδέεται με γεννήτρια ονομαστικής ισχύος 62 kW και ταχύτητας περιστροφής 90000rpm, όπου η ενεργός διάμετρος και ο όγκος της γεννήτριας εκτιμώνται στα 133mm και 1837 cm<sup>3</sup> αντίστοιχα.
- Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με R245ca, ο στρόβιλος ισχύος συνδέεται με γεννήτρια ονομαστικής ισχύος 42.7 kW, όπου για ταχύτητα περιστροφής 80000rpm η ενεργός διάμετρος και ο όγκος της γεννήτριας εκτιμώνται στα 122mm και 1423 cm<sup>3</sup> αντίστοιχα.
- Το βέλτιστο σύστημα αποθήκευσης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας στη γεννήτρια του στροβίλου ισχύος αποτελείται από ένα συγκρότημα υπερπυκνωτών. Στόχος της διάταξης είναι η προσωρινή αποθήκευση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας για να ελεγχθεί η διανομή της στο ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος.
- Το προτεινόμενο σύστημα αποθήκευσης ενέργειας περιέχει 14 στοιχειώδεις υπερπυκνωτές. Η ηλεκτρική τάση μεταβάλλεται μεταξύ 100 και 200V. Η ηλεκτρική ισχύς, που αποθηκεύεται στο συγκρότημα υπερπυκνωτών, καλύπτει το ηλεκτρικό φορτίο του οχήματος, που ισούται με 2.5kW.

- Οι υπερπυκνωτές φορτίζονται και παρέχουν ενέργεια στο ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος μέσω της αποφόρτισης τους, που διαρκεί 3s.
- Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς μπορεί να καλύψει μεγάλο μέρος των ηλεκτρικών απαιτήσεων του οχήματος και να υποβοηθήσει τη λειτουργία του μεταλλάκτη (δυναμό). Έτσι, απαλλάσσεται ο κινητήρας Diesel από ένα τμήμα του φορτίου του συμβάλλοντας στη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

#### **Σύμβολα Κεφαλαίου 14:**

AC	Εναλλασσόμενο Ρεύμα	
B	Ηλεκτρομαγνητική Παράμετρος	(T)
EGR	Ρεύμα Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel	
K	Ηλεκτρομαγνητική Παράμετρος	(kNm)
C <sub>sys</sub>	Ολική Χωρητικότητα του Συστήματος	(F)
C	Χωρητικότητα του Στοιχείου του Υπερπυκνωτή	(F)
DC	Συνεχές Ρεύμα	(A)
d	Διάμετρος του Στάτορα της Γεννήτριας	(mm)
d <sub>f</sub>	Κύκλος Περιόδου	(-)
dt	Στοιχειώδης Χρόνος	(sec)
I	Ηλεκτρικό Ρεύμα	(A)
L	Ενεργός Μήκος της Γεννήτριας	(mm)
P	Ισχύς	(W)
R <sub>sys</sub>	Ολική Ηλεκτρική Αντίσταση του Συστήματος	(Ohm)
R <sub>dc</sub>	Ηλεκτρική Αντίσταση του Στοιχείου του Υπερπυκνωτή	(Ohm)
R <sub>th</sub>	Θερμική Αντίσταση του Στοιχείου του Υπερπυκνωτή	(°C/W)
V	Ηλεκτρική Τάση του Συστήματος	(V)
T	Θερμοκρασία	(°C)
ω	Ταχύτητα Περιστροφής της Γεννήτριας	(rpm)

#### **Ελληνικά σύμβολα:**

Δ[...] Μεταβολή

#### **Δείκτες:**

min Ελάχιστη

max Μέγιστη



#### **Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 14:**

1. **Bumby, J.R.; Spooner, E.S.; Carter, J.; Tennant, H.; Mego, G.G.; Dellora, G.; Gstrein, W.; Sutter, H.; Wagner,** “Electrical machines for use in electrically assisted turbochargers”, J. Power Electronics, Machines and Drives, 2004. (PEMD 2004). Second International Conference on (Conf. Publ. No. 498)
2. **Maxwell Corporation,** “Energy Storage Modules For Heavy Duty Transportation Applications”.
3. **Emadim, Ali, Eshani, Mehrdad, Miller, J.M.,** “Vehicular Electric Power Systems: Land, Sea, Air and Space Vehicles”, Power Engineering Series, Vol 22.

## Κεφάλαιο 15

# Περιγραφή των Βασικών Εξαρτημάτων του Συστήματος του Κύκλου Rankine και Προτεινόμενη Διάταξη της Εγκατάστασης σε Βαρύ Όχημα

### 15.1 Εισαγωγή

Η ανάλυση του συστήματος του κύκλου Rankine ως μεθόδου για την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου του κινητήρα Diesel ολοκληρώνεται στο παρόν κεφάλαιο με την περιγραφή του τρόπου εγκατάστασης του συστήματος σε βαρύ όχημα. Η διερεύνηση συμπληρώνεται με τον υπολογισμό βασικών εξαρτημάτων του συστήματος Rankine. Στο κεφάλαιο αυτό μελετάται η πληρέστερη διάταξη κύκλου Rankine, όπου υπάρχει ταυτόχρονη εκμετάλλευση της θερμότητας του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος του καυσαερίου, καθώς και του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel.

### 15.2 Εξαρτήματα του Συστήματος Κύκλου Rankine

Η ανάλυση ξεκινά με την περιγραφή και τον υπολογισμό βασικών εξαρτημάτων του συστήματος του κύκλου Rankine. Ο κυριότερος στόχος της διερεύνησης είναι ο προσδιορισμός των διαστάσεων και των παραμέτρων λειτουργίας των εξαρτημάτων αυτών. Συγκεκριμένα, εξετάζονται τα ακόλουθα εξαρτήματα:

- Εμβολοφόρος εκτονωτής του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο τον υδρατμό.
- Στρόβιλος, που εγκαθίσταται στον κύκλο Rankine για την εκτόνωση του οργανικού εργαζόμενου μέσου R245ca.
- Αντλία του συστήματος του κύκλου Rankine.

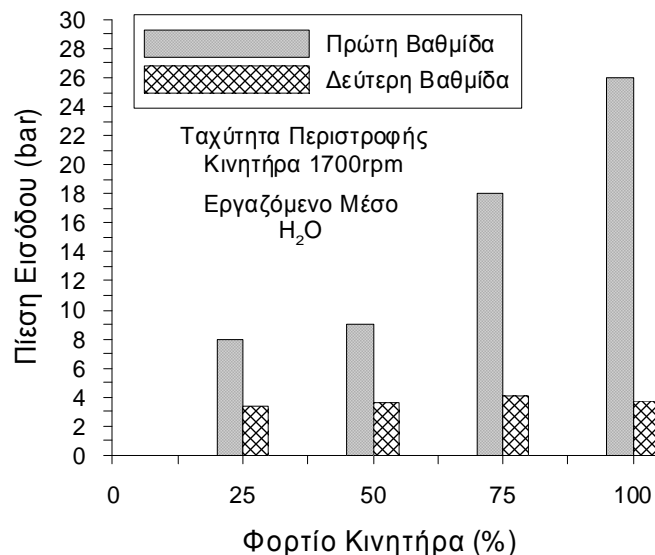
#### 15.2.1 Εμβολοφόρος Εκτονωτής Κύκλου Rankine

Στο μοντέλο προσομοίωσης του κύκλου Rankine, που αναπτύχθηκε στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής, ο εκτονωτής του εργαζόμενου μέσου δεν εξετάζεται με λεπτομέρεια αλλά αντιμετωπίζεται ως μια βαθμίδα εκτόνωσης με σταθερό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Στη συνέχεια παρουσιάζεται μια πρώτη εκτίμηση των διαστάσεων του εμβολοφόρου εκτονωτή, που χρησιμοποιείται στο σύστημα του κύκλου Rankine με νερό. Η επιλογή

εμβολοφόρου εκτονωτή βασίζεται στο γεγονός ότι οι τιμές της παροχής μάζας του υδρατμού είναι σημαντικά χαμηλές. Οι παραδοχές της ανάλυσης του εμβολοφόρου εκτονωτή είναι οι εξής:

- Ο εκτονωτής αποτελείται από 2 βαθμίδες με τον ίδιο λόγο εκτόνωσης.
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της εκτόνωσης παραμένει σταθερός και ίσος με 85% σε κάθε βαθμίδα του εκτονωτή.

Για τον υπολογισμό του εκτονωτή χρησιμοποιούνται τα αποτελέσματα των υπολογισμών του κεφαλαίου 11 για τον κύκλο Rankine με νερό, που ανακτά θερμότητα από το κύριο ρεύμα καυσαερίου, το EGR και τον αέρα υπερπλήρωσης. Από τα αποτελέσματα αυτά προκύπτουν οι τιμές της πίεσης του υδρατμού στην είσοδο κάθε βαθμίδας του εκτονωτή σε όλα τα φορτία του κινητήρα Diesel, όπως διαπιστώνεται και στο σχήμα 15-1.



Σχήμα 15-1 Μεταβολή της Πίεσης του Υδρατμού στην Είσοδο της Πρώτης και Δεύτερης Βαθμίδας του Εκτονωτή συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

Ο υπολογισμός των διαστάσεων του εμβολοφόρου εκτονωτή βασίζεται στην ακόλουθη σχέση:

$$V_{\text{exp}} = \dot{m}_{\text{wf}} (v_{\text{in}} - v_{\text{out}}) dt \quad (15.1)$$

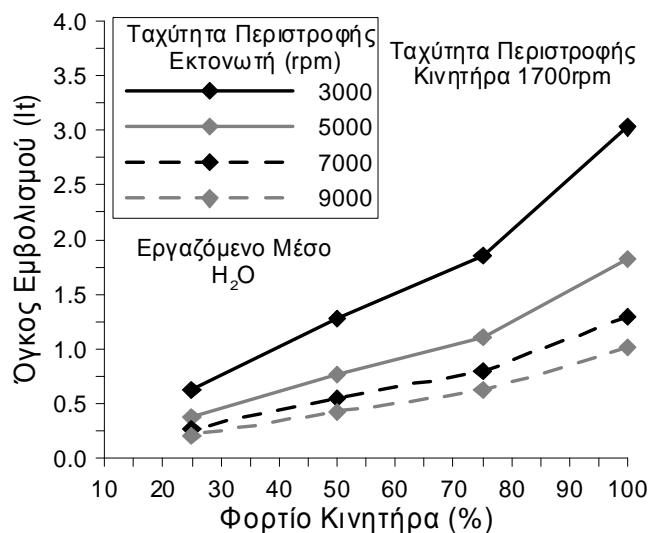
όπου  $V_{\text{exp}}$  είναι ο όγκος εμβολισμού της εκάστοτε βαθμίδας του εκτονωτή,  $dt$  είναι το χρονικό διάστημα της εκτόνωσης του εργαζόμενου μέσου με παροχή μάζας  $\dot{m}_{\text{wf}}$ ,  $v_{\text{in}}$  και  $v_{\text{out}}$  είναι οι τιμές του ειδικού όγκου στην είσοδο και στην έξοδο της βαθμίδας του εκτονωτή αντίστοιχα. Το χρονικό διάστημα  $dt$  της εκτόνωσης συνδέεται με την ταχύτητα περιστροφής  $\dot{N}_{\text{rev}}$  με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$dt = \frac{60}{\dot{N}_{\text{rev}}} \quad (15.2)$$

Συνεπώς, η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή είναι η παράμετρος, που καθορίζει τον απαιτούμενο όγκο για την εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Ο υπολογισμός του εμβολοφόρου εκτονωτή γίνεται για δυο ξεχωριστές περιπτώσεις, όπου η ταχύτητα περιστροφής του είναι σταθερή και μεταβλητή αντίστοιχα.

• **A) Θεώρηση Εμβολοφόρου Εκτονωτή Σταθερής Ταχύτητας Περιστροφής**

Στο πρώτο μέρος του υπολογισμού ο όγκος εμβολισμού του εκτονωτή μεταβάλλεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel, ενώ η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή διατηρείται σταθερή. Οι εξεταζόμενες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή είναι 3000, 5000, 7000 και 9000 rpm για τις οποίες υπολογίζεται από τις σχέσεις 15.1 και 15.2 ότι ο συνολικός όγκος εμβολισμού του εκτονωτή είναι 3.0, 1.8, 1.3 και 1.0 lt αντίστοιχα στο πλήρες φορτίο. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 15-2, ο συνολικός όγκος εμβολισμού αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα Diesel για όλες τις εξεταζόμενες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή. Έτσι, ο όγκος εμβολισμού του εκτονωτή αυξάνεται με το φορτίο από 0.38 έως και 1.80 lt, όταν η ταχύτητα περιστροφής του είναι 5000rpm. Στις υψηλότερες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή, ο απαιτούμενος όγκος εμβολισμού είναι προφανώς μικρότερος. Συνεπώς, η χρήση εκτονωτή μικρών διαστάσεων στον κύκλο Rankine απαιτεί ταχύτητα περιστροφής άνω των 5000rpm.



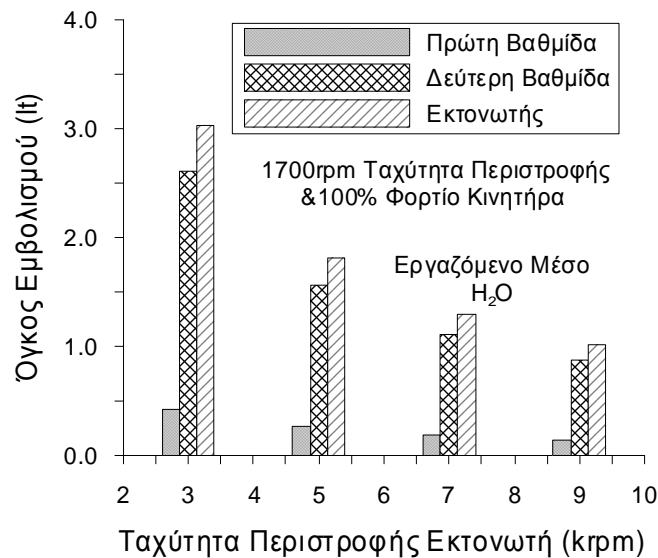
Σχήμα 15-2 Μεταβολή του Συνολικού Όγκου Εμβολισμού του Εκτονωτή του Υδρατμού συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις τιμές 3000, 5000, 7000 και 9000 rpm της Ταχύτητας Περιστροφής του Εκτονωτή.

• **B) Θεώρηση Εμβολοφόρου Εκτονωτή Μεταβλητής Ταχύτητας Περιστροφής**

Στο δεύτερο μέρος του υπολογισμού η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή μεταβάλλεται και διατηρείται σταθερός ο όγκος εμβολισμού του σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Η

υπολογιστική διαδικασία ξεκινά στο πλήρες φορτίο του κινητήρα, όπου υπολογίζεται ο όγκος εμβολισμού του από τις σχέσεις 15.1 και 15.2. Στο πλήρες φορτίο η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή αποκτά τις προαναφερθείσες τιμές 3000, 5000, 7000 και 9000 rpm, οπότε ο αντίστοιχος συνολικός όγκος εμβολισμού του εκτονωτή είναι 3.0, 1.8, 1.3 και 1.0 lt.

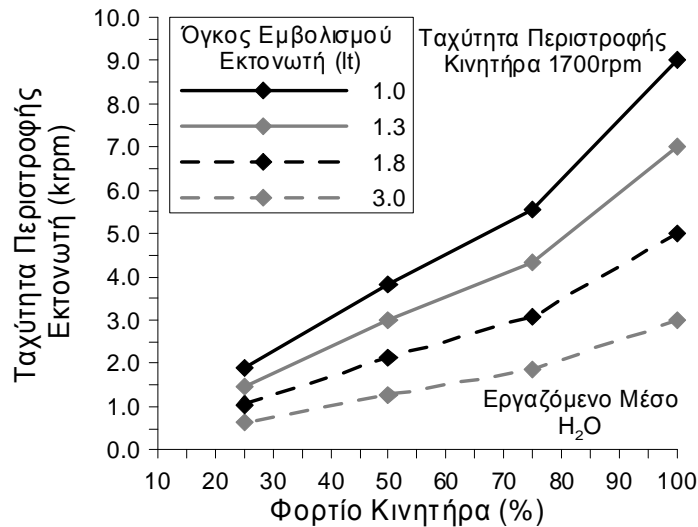
Στο σχήμα 15-3 δίνονται οι τιμές του όγκου εμβολισμού της κάθε βαθμίδας αλλά και του συνολικού όγκου του εκτονωτή για τις εξεταζόμενες τιμές της ταχύτητας περιστροφής στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται, η πρώτη βαθμίδα απαιτεί σημαντικά μικρότερο όγκο εμβολισμού σε σύγκριση με τη δεύτερη βαθμίδα. Έτσι, για ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή ίση με 5000rpm ο όγκος εμβολισμού της πρώτης και της δεύτερης βαθμίδας του εκτονωτή είναι 0.25 lt και 1.55 lt αντίστοιχα, δηλαδή ο συνολικός όγκος του εκτονωτή είναι 1.8 lt.



Σχήμα 15-3 Μεταβολή του Συνολικού Όγκου Εμβολισμού του Εκτονωτή του Υδρατμού και της κάθε Βαθμίδας συναρτήσει της Ταχύτητας Περιστροφής του Εκτονωτή στο Πλήρες Φορτίο του Κινητήρα Diesel.

Στα υπόλοιπα φορτία του κινητήρα, ο συνολικός όγκος εμβολισμού του εκτονωτή διατηρείται σταθερός, ενώ η ταχύτητα περιστροφής του μεταβάλλεται. Στο σχήμα 15-4 απεικονίζεται η ελάττωση της ταχύτητας περιστροφής του εμβολοφόρου εκτονωτή του H<sub>2</sub>O με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα Diesel, όπου η παράμετρος είναι ο συνολικός όγκος εμβολισμού του εκτονωτή. Έτσι, επιλέγοντας εκτονωτή με συνολικό όγκο 1.8 lt η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται με το φορτίο από 1050rpm έως και 5000rpm.

Συνοψίζοντας, ο υπολογισμός του εμβολοφόρου εκτονωτή έγινε με κριτήριο τις απαιτήσεις της λειτουργίας του κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο του κινητήρα Diesel. Ο όγκος του εκτονωτή είναι μικρότερος, όταν ο υπολογισμός γίνει με κριτήριο το 75% του φορτίου, που είναι και το συχνότερο σημείο λειτουργίας της εγκατάστασης.



Σχήμα 15-4 Μεταβολή της Ταχύτητας Περιστροφής του Εκτονωτή του Υδρατμού συναρτήσει του Φορτίου του Κινητήρα Diesel για τις τιμές 1.0, 1.3, 1.8 και 3.0 lt του Συνολικού Όγκου Εμβολισμού του Εκτονωτή.

### 15.2.2 Στρόβιλος-Εκτονωτής Κύκλου Rankine

Όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι R245ca, τότε επιλέγεται διβάθμιος στρόβιλος ως εκτονωτής λόγω των τιμών της παροχής μάζας του μέσου, που είναι σημαντικά μεγαλύτερες σε σύγκριση με το νερό. Η διερεύνηση βασίζεται σε επιστημονικές εργασίες [1, 2], που συντάχθηκαν στο παρελθόν για εκτονωτές του κύκλου Rankine σε ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών ανάκτησης μικρής τάξης θερμότητας (low grade heat source). Η ανάλυση στηρίζεται σε παραμέτρους ομοιότητας, όπως οι ανηγμένες τιμές της ταχύτητας περιστροφής και της χαρακτηριστικής διαμέτρου.

Η ανηγμένη τιμή της ταχύτητας περιστροφής του στρόβιλου δίνεται για κάθε βαθμίδα από την ακόλουθη σχέση [2]:

$$N_s = \frac{\dot{N}_{rev}}{\Delta h^{5/4}} \sqrt{\frac{10^3 \dot{m}_{wf} \Delta h}{\rho_{in} EFF_{turb}}} \quad (15.3)$$

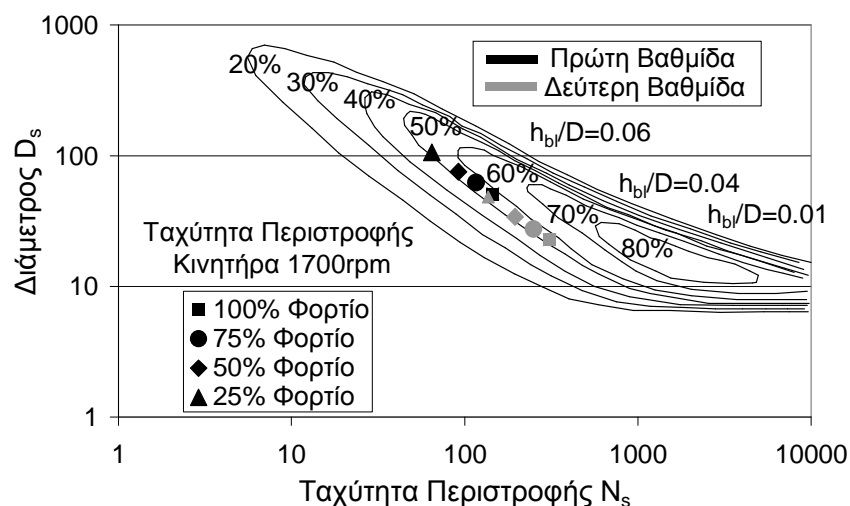
όπου  $N_{rev}$  είναι η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του άξονα του στρόβιλου,  $\Delta h$  είναι η πτώση της ενθαλπίας στη βαθμίδα του στρόβιλου,  $\rho_{in}$  η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο της βαθμίδας και  $EFF_{turb}$  ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της βαθμίδας του στρόβιλου. Η ανηγμένη τιμή της χαρακτηριστικής διαμέτρου του στρόβιλου δίνεται για κάθε βαθμίδα από την ακόλουθη σχέση [2]:

$$D_s = \frac{D \Delta h^{1/4}}{\sqrt{\dot{m}_{wf} \rho_{in}}} \quad (15.4)$$

όπου  $D$  είναι η τιμή της διαμέτρου του ρότορα του στρόβιλου.

Για τον υπολογισμό του στροβίλου θεωρείται ότι τα μεγέθη του λόγου πιέσεων, της διαμέτρου του ρότορα και της ταχύτητας περιστροφής είναι ίδια για κάθε βαθμίδα του εκτονωτή. Στο σχήμα 15-5 δίνεται ο χάρτης λειτουργίας με τη μεταβολή των ανηγμένων τιμών της χαρακτηριστικής διαμέτρου και της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου [1]. Ο συγκεκριμένος χάρτης λειτουργίας προέκυψε από ένα σύνολο μετρήσεων παλαιότερης επιστημονικής εργασίας [1], που έγιναν σε διάφορους εκτονωτές εγκατεστημένους σε κύκλο Rankine για εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας της τάξης μερικών kW. Στο χάρτη του σχήματος 15-5 περιλαμβάνονται οι ισουσιείς καμπύλες του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου, καθώς και οι περιοχές τιμών του λόγου  $h_{bl}/D$ , όπου  $h_{bl}$  είναι το ύψος των πτερυγίων της στροβιλομηχανής. Ο συγκεκριμένος χάρτης λειτουργίας είναι ταυτόσημος για αξονικούς και ακτινικούς στροβίλους στις υψηλές τιμές της ταχύτητας περιστροφής [1].

Η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου είναι 80000rpm και η διάμετρος του ρότορα είναι ίση με 30cm. Οι τιμές αυτές επιλέγονται τυχαία λόγω έλλειψης πρόσθετων στοιχείων. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 15-5, ο λόγος  $h_{bl}/D$  κυμαίνεται από 0.01 έως και 0.06, οπότε το ύψος των πτερυγίων του στροβίλου εκτιμάται περίπου μεταξύ 0.3 και 1.8cm. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης τόσο της πρώτης όσο και της δεύτερης βαθμίδας του εκτονωτή μεταβάλλεται μεταξύ 50% και 60% σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Είναι προφανές ότι αυτές οι τιμές του βαθμού απόδοσης είναι σαφώς μικρότερες από την τιμή 85%, η οποία υιοθετήθηκε για τον εκτονωτή του κύκλου Rankine στην παρούσα διδακτορική διατριβή.



Σχήμα 15-5 Χάρτης Λειτουργίας του Στροβίλου-Εκτονωτή του Κύκλου Rankine με R245ca και Σημεία Λειτουργίας της Πρώτης και της Δεύτερης Βαθμίδας στο 100%, 75%, 50% και 25% του Φορτίου του Κινητήρα Diesel.

Ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου-εκτονωτή είναι καθοριστικής σημασίας ζήτημα για την αποδοτικότητα του κύκλου Rankine σαν τεχνικής ανάκτησης θερμότητας. Συνεπώς, είναι προφανές ότι απαιτείται λεπτομερής ανάλυση για το σχεδιασμό ενός αποδοτικότερου και μικρότερων διαστάσεων στροβίλου. Η διερεύνηση αυτή υπερβαίνει το στόχο της παρούσας διδακτορικής διατριβής και θα μπορούσε να αποτελέσει αντικείμενο μελλοντικής εργασίας.

### 15.2.3 Τροφοδοτική Αντλία

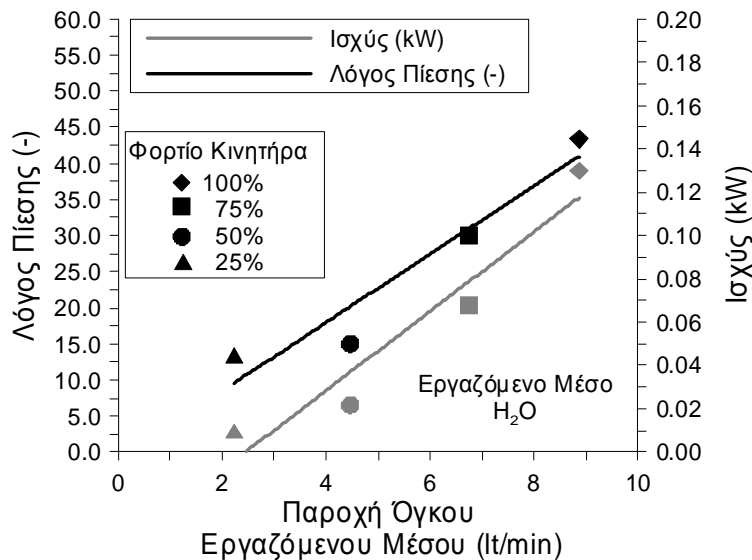
Η αντλία του συστήματος του κύκλου Rankine είναι ένα ακόμη βασικό εξάρτημα και οι χαρακτηριστικές καμπύλες, που προσδιορίζουν τη λειτουργία του, δίνονται στα σχήματα 15-6 και 15-7 για το νερό και το R245ca αντίστοιχα. Στα σχήματα αυτά δίνεται η μεταβολή του λόγου πίεσης και της απαιτούμενης ισχύος της αντλίας συναρτήσει της παροχής όγκου του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine στο 100%, 75%, 50% και 25% του φορτίου του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται, στα σχήματα 15-6 και 15-7 παρέχονται τα σημεία λειτουργίας της αντλίας, καθώς και οι αντίστοιχες καμπύλες, που προκύπτουν από αυτά.

Από το σχήμα 15-6 προκύπτει ότι για τη λειτουργία της εγκατάστασης του κύκλου Rankine με νερό απαιτείται αντλία με παροχή όγκου, που αυξάνεται με το φορτίο από 2.2lt/min έως και 8.9lt/min, και λόγο πίεσης, που αυξάνεται με το φορτίο από 13 έως και 43. Η απαιτούμενη ισχύς της αντλίας αυτής αυξάνεται με το φορτίο από 0.01kW έως και 0.13kW. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η κυριότερη συνέπεια της υψηλής λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης του νερού είναι η λειτουργία του κύκλου Rankine με μειωμένη παροχή μάζας. Αυτό αποτελεί το βασικότερο λόγο για τον οποίο η καταναλισκόμενη ισχύς της αντλίας νερού είναι χαμηλή.

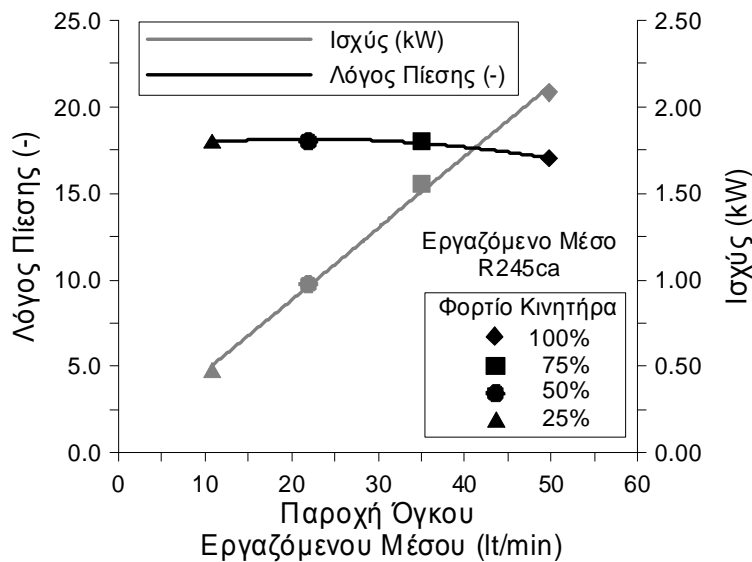
Από το σχήμα 15-7 διαπιστώνεται ότι η αντλία του κύκλου Rankine με R245ca λειτουργεί σχεδόν με σταθερό λόγο πίεσης και παροχή όγκου του μέσου, η οποία αυξάνεται με το φορτίο από 11lt/min έως και 50lt/min. Έτσι, η αντλία του R245ca λειτουργεί με παροχή όγκου σχεδόν πενταπλάσια από την αντλία του νερού. Η απαιτούμενη ισχύς της αντλίας του R245ca αυξάνεται με το φορτίο από 0.5kW έως και 2.1kW. Συνεπώς, η τροφοδοτική αντλία του οργανικού κύκλου Rankine καταναλώνει περισσότερη ισχύ από την αντλία νερού λόγω της σημαντικά μεγαλύτερης παροχής μάζας του R245ca.

Επιπροσθέτως, η πτώση της ισχύος της αντλίας του νερού κατά τη μείωση του φορτίου του κινητήρα από το 100% στο 25% είναι αρκετά μεγαλύτερη σε σχέση με το οργανικό μέσο R245ca. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η παροχή μάζας και ο λόγος πίεσης της αντλίας νερού μειώνονται σημαντικά με το φορτίο, οπότε υπάρχει αντίστοιχη μείωση της απαιτούμενης ισχύος για τη λειτουργία της.





Σχήμα 15-6 Καμπύλη Μεταβολής του Λόγου Πίεσης και της Απαιτούμενης Ισχύος της Αντλίας του Κύκλου Rankine συναρτήσει της Παροχής Όγκου του Νερού.



Σχήμα 15-7 Καμπύλη Μεταβολής του Λόγου Πίεσης και της Απαιτούμενης Ισχύος της Αντλίας του Κύκλου Rankine συναρτήσει της Παροχής Όγκου του R245ca.

### 15.3 Τρισδιάστατη Απεικόνιση της Εγκατάστασης του Κύκλου Rankine

Στο δεύτερο μέρος της ανάλυσης γίνεται η περιγραφή των βασικότερων εξαρτημάτων του συστήματος και η τρισδιάστατη απεικόνισή τους, προκειμένου να δημιουργηθεί ένα τελικό τρισδιάστατο μοντέλο της εγκατάστασης σε βαρύ όχημα. Τα βασικότερα στοιχεία, που αξιοποιούνται από το λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης, είναι οι διαστάσεις των ακόλουθων τμημάτων:

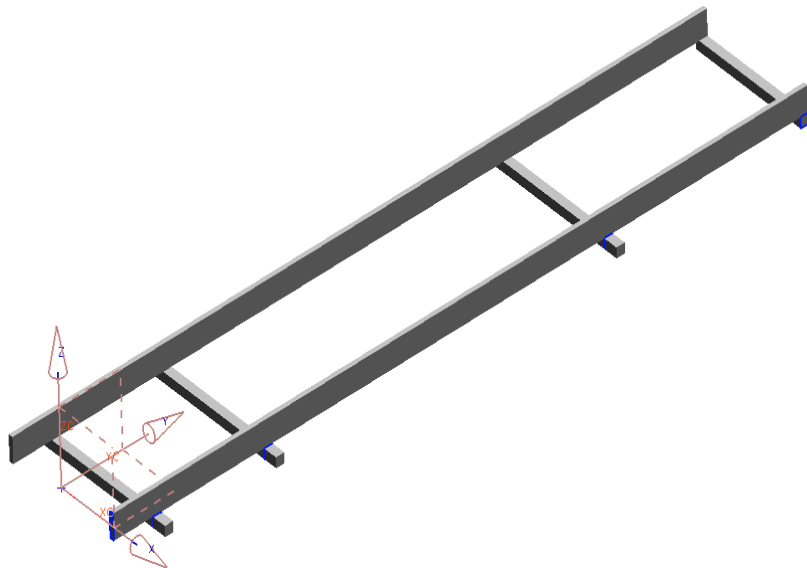
- Αμάξωμα του οχήματος.

- Κινητήρας Diesel.
- Ψυκτική διάταξη του συστήματος του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel.
- Εναλλάκτες θερμότητας των ψυγείων του αέρα υπερπλήρωσης, του κύριου και του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου (EGR).
- Εκτονωτής και κυκλοφορητής του συστήματος του κύκλου Rankine.

Για τα υπόλοιπα τμήματα της εγκατάστασης γίνεται σχετική προσέγγιση.

### 15.3.1 Αμάξωμα Οχήματος

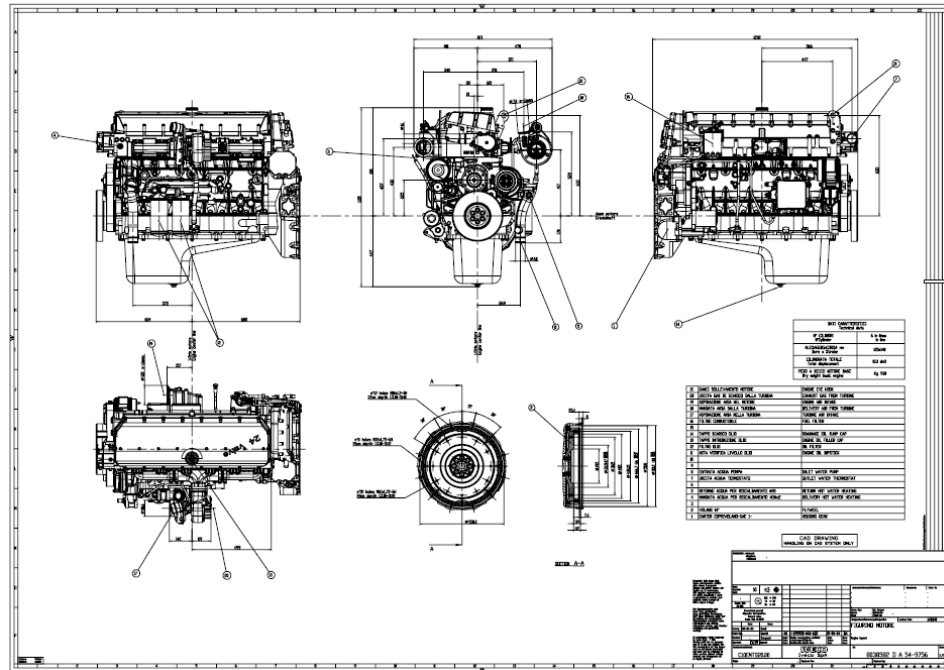
Το αμάξωμα του οχήματος είναι απλοποιημένο και αντιστοιχεί σε τυπικό βαρύ όχημα. Οι κυρίες διαστάσεις του αμαξώματος, χρησιμοποιώντας πληροφορίες από τη βιβλιογραφία, είναι 5000x870mm. Στο σχήμα 15-8 απεικονίζεται το τρισδιάστατο μοντέλο του αμαξώματος του βαρέως οχήματος.



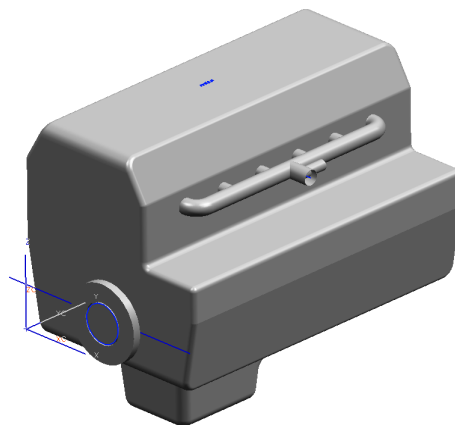
Σχήμα 15-8 Αμάξωμα Βαρέως Οχήματος.

### 15.3.2 Κινητήρας Diesel

Ο κινητήρας Diesel είναι της εταιρείας IVECO της σειράς Cursor10. Ο συγκεκριμένος κινητήρας είναι εξακύλινδρος άμεσης έγχυσης με συνολικό όγκο εκτοπισμού 10.3 lt. Στο σχήμα 15-9 δίνεται το δισδιάστατο σχέδιο του κινητήρα Diesel με βάση το οποίο υπολογίστηκαν οι κύριες διαστάσεις του κινητήρα προκειμένου να δημιουργηθεί η τρισδιάστατη απεικόνισή του, που δίνεται στο σχήμα 15-10.



Σχήμα 15-9 Δισδιάστατο Σχέδιο του Κινητήρα Diesel IVECO της Σειράς Cursor 10.



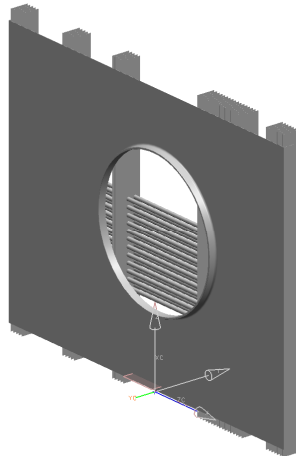
Σχήμα 15-10 Τρισδιάστατη Απεικόνιση του Κινητήρα Diesel IVECO της Σειράς Cursor 10.

### 15.3.3 Ψυκτική Διάταξη Κινητήρα Diesel και Κύκλου Rankine

Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, η ψυκτική διάταξη της εγκατάστασης αποτελείται από δυο ξεχωριστά ψυγεία, που αντιστοιχούν στον κινητήρα Diesel και στον κύκλο Rankine, και τοποθετούνται το δεύτερο μπροστά από το πρώτο ως προς την κατεύθυνση της ροής του αέρα φύξης.

Στην απεικόνιση της εγκατάστασης οι διαστάσεις, που λαμβάνονται για την ψυκτική διάταξη του συστήματος, προέρχονται από τους υπολογισμούς του κεφαλαίου 12. Το πάχος του εναλλάκτη θερμότητας κάθε ψυγείου της διάταξης ισούται με 0.25m. Οι τιμές της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο τον υδρατμό

και του κινητήρα Diesel είναι  $0.15 \text{ m}^2$  και  $0.22 \text{ m}^2$  αντίστοιχα. Στην περίπτωση του οργανικού μέσου R245ca οι αντίστοιχες τιμές της μετωπικής επιφάνειας των ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel είναι  $0.36 \text{ m}^2$  και  $0.28 \text{ m}^2$ . Στο σχήμα 15-11 απεικονίζεται το τρισδιάστατο μοντέλο, που χρησιμοποιείται για την απεικόνιση των ψυγείων του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel.



*Σχήμα 15-11 Τρισδιάστατη Απεικόνιση του Ψυγείου είτε του Κινητήρα Diesel είτε του Κύκλου Rankine.*

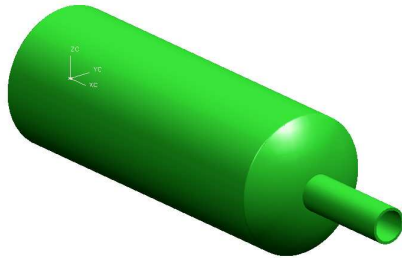
#### 15.3.4 Εναλλάκτες Θερμότητας Καυσαερίου και Αέρα Υπερπλήρωσης του Κινητήρα Diesel

Η απορρόφηση της απαιτούμενης θερμότητας από τον κύκλο Rankine γίνεται σε τρεις διαφορετικούς εναλλάκτες θερμότητας, που αντιστοιχούν ξεχωριστά στον αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel, στο κύριο καυσαέριο και στο ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου. Οι διαστάσεις των εναλλακτών θερμότητας έχουν ήδη παρουσιαστεί στο κεφάλαιο 11. Τα δεδομένα, που απαιτούνται για τον τρισδιάστατο σχεδιασμό των τριών εναλλακτών θερμότητας, συνοψίζονται στα ακόλουθα:

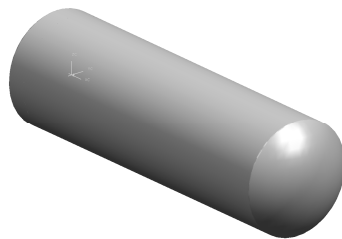
- Η διάμετρος του κελύφους  $D_s$  των εναλλακτών θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου ισούται με  $0.40 \text{ m}$  σε όλες τις περιπτώσεις.
- Ο εναλλάκτης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου έχει μήκος  $1 \text{ m}$  σε όλες τις περιπτώσεις.
- Το μήκος του εναλλάκτη θερμότητας του ανακυκλοφορούντος ρεύματος καυσαερίου είναι  $0.375 \text{ m}$  και  $0.36 \text{ m}$ , όταν το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine είναι το  $\text{H}_2\text{O}$  και R245ca αντίστοιχα.

- Ο όγκος και το μήκος του εναλλάκτη θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης είναι  $0.2\text{m}^3$  και  $0.4\text{m}$  αντίστοιχα.

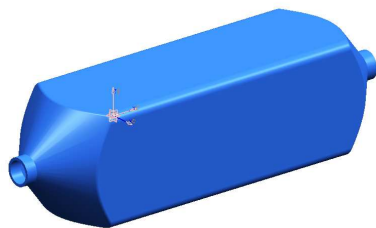
Στα σχήματα 15-12, 15-13 και 15-14 δίνονται οι τρισδιάστατες απεικονίσεις των εναλλακτών θερμότητας του καυσαερίου, του EGR και του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel αντίστοιχα.



Σχήμα 15-12 Τρισδιάστατη Απεικόνιση του Εναλλάκτη Θερμότητας του Κύριου Ρεύματος του Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel.



Σχήμα 15-13 Τρισδιάστατη Απεικόνιση του Εναλλάκτη Θερμότητας του Ανακυκλοφορούντος Ρεύματος του Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel.



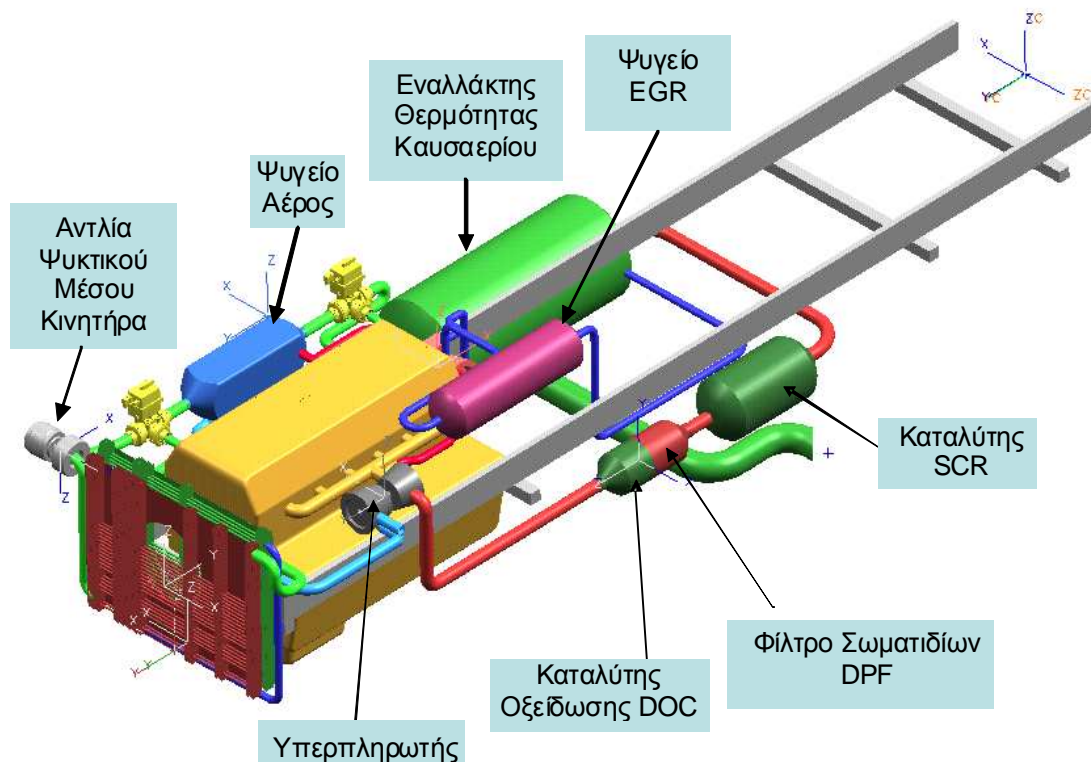
Σχήμα 15-14 Τρισδιάστατη Απεικόνιση του Εναλλάκτη Θερμότητας του Αέρα Υπερπλήρωσης του Κινητήρα Diesel.

### 15.3.5 Αρχική Τρισδιάστατη Απεικόνιση του Συστήματος

Αξιοποιώντας όλα τα προαναφερθέντα αποτελέσματα για τις διαστάσεις του συστήματος του κύκλου Rankine, που εγκαθίσταται σε κινητήρα Diesel, δημιουργείται τρισδιάστατη απεικόνιση της εγκατάστασης με τη χρήση κατάλληλου σχεδιαστικού λογισμικού. Στο σχήμα

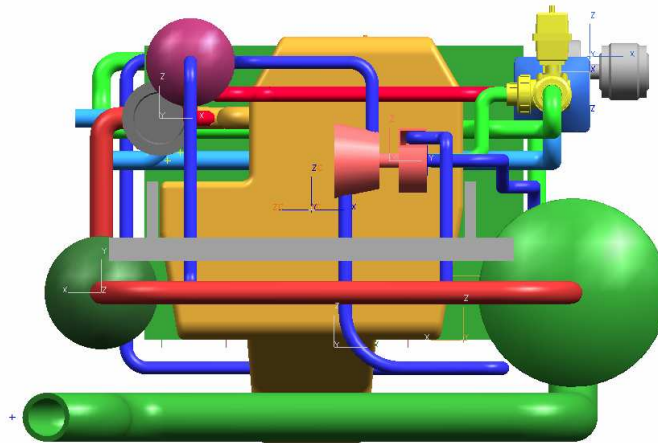
15-15 απεικονίζεται μια καθολική όψη του συστήματος κύκλου Rankine τοποθετημένου στο αμάξωμα βαρέως οχήματος δίπλα στον κινητήρα Diesel.

Στο τρισδιάστατο σχέδιο του σχήματος 15-15 απεικονίζονται και άλλα εξαρτήματα της εγκατάστασης εκτός από τα προαναφερθέντα. Έτσι, εμφανίζεται ο υπερπληρωτής του κινητήρα Diesel, καθώς και το σύστημα περιστολής ρύπων με τα επιμέρους τμήματα του. Συγκεκριμένα, ο καταλύτης οξειδωσης DOC και το φίλτρο συγκράτησης σωματιδίων αιθάλης DPF απεικονίζονται ως τμήματα ενιαίας συσκευής και στη συνέχεια τοποθετείται ξεχωριστά η συσκευή επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης (SCR). Όπως διαπιστώνεται, το καυσαέριο διέρχεται από την ενιαία συσκευή της παγίδας αιθάλης και του καταλύτη οξειδωσης πριν εισέλθει στον εναλλάκτη θερμότητας συμβάλλοντας με αυτό τον τρόπο στην προστασία της λειτουργίας του εναλλάκτη από τις επικαθήσεις αιθάλης. Ωστόσο, ο εναλλάκτης θερμότητας του EGR δεν προστατεύεται από τα σωματίδια αιθάλης.



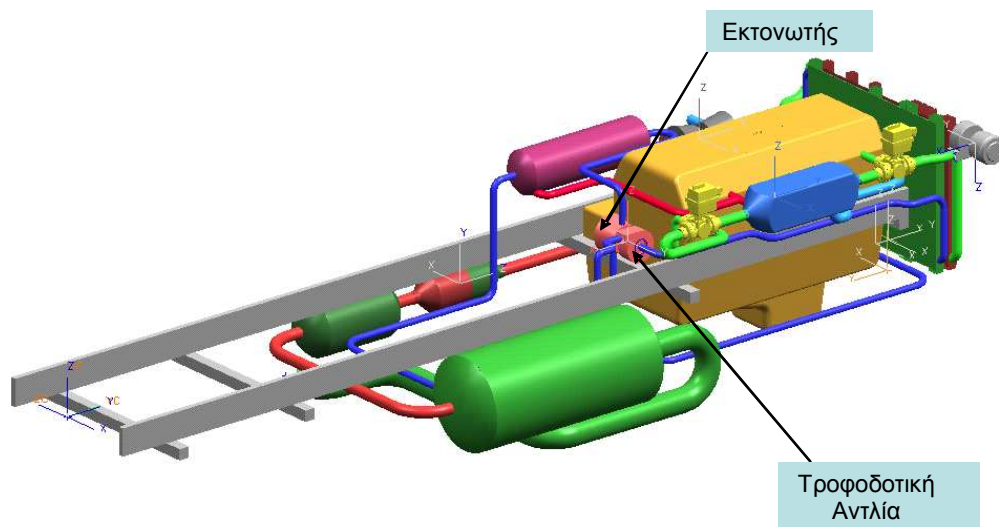
Σχήμα 15-15 Απεικόνιση του Συστήματος του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  Εγκατεστημένου σε Κινητήρα Diesel Βαρέως Οχήματος.

Στο σχήμα 15-16 δίνεται μια πρόσθετη όψη της τρισδιάστατης απεικόνισης του συστήματος από το πίσω μέρος του οχήματος, όπου είναι ευδιάκριτη η έξοδος του καυσαερίου από τον εναλλάκτη, καθώς και ο εκτονωτής του κύκλου Rankine σε σύζευξη με την τροφοδοτική αντλία.



Σχήμα 15-16 Όψη του Συστήματος του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  Εγκατεστημένου σε Κινητήρα Diesel από το Πίσω Μέρος Βαρέως Οχήματος.

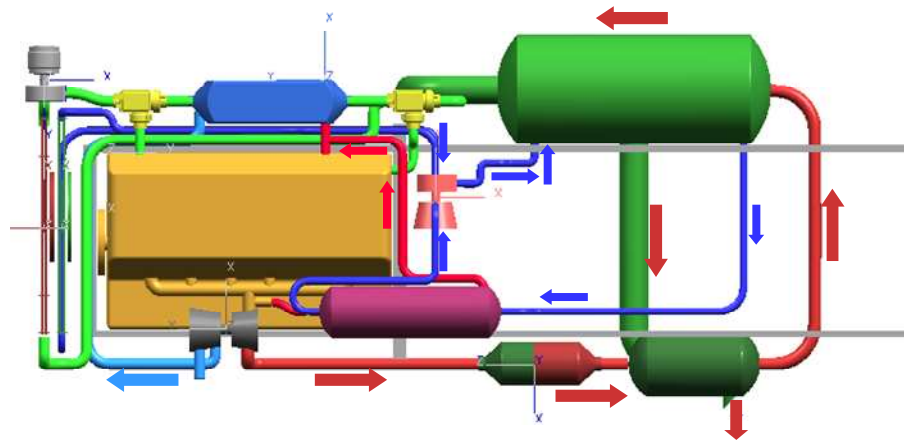
Η παρουσίαση των τρισδιάστατων σχεδίων της εγκατάστασης συνεχίζεται με την πλάγια όψη του σχήματος 15-17, όπου φαίνονται ξεκάθαρα η τροφοδοτική αντλία, οι εναλλάκτες θερμότητας του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου.



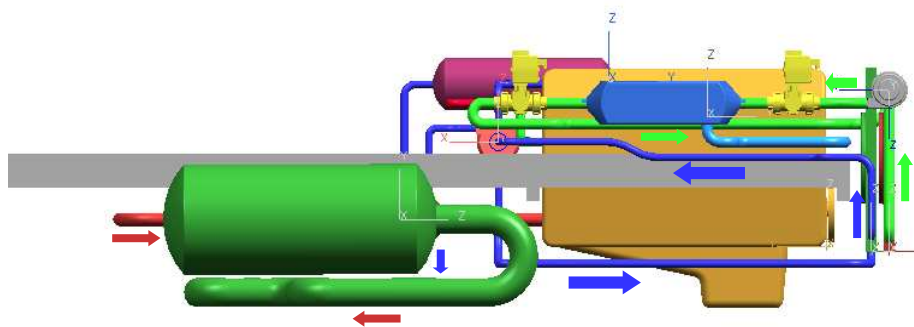
Σχήμα 15-17 Πλάγια Όψη του Συστήματος του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  Εγκατεστημένου σε Κινητήρα Diesel Βαρέως Οχήματος.

Η απεικόνιση του συστήματος ολοκληρώνεται με τα σχήματα 15-18 και 15-19, όπου απεικονίζονται τα κυκλώματα των ρευστών του συστήματος σε κάτοψη και πλάγια όψη της εγκατάστασης αντίστοιχα. Έτσι, στα σχέδια αυτά εμφανίζονται το ρεύμα του κύριου και του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, το ρεύμα του αέρα υπερπλήρωσης και του ψυκτικού μέσου του κινητήρα Diesel. Επιπροσθέτως, εμφανίζεται η ροή του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine. Στις δυο όψεις των σχημάτων αυτών είναι ευδιάκριτη η θέση των ψυγείων, που

συνθέτουν την ψυκτική διάταξη του συστήματος, η οποία βρίσκεται στο εμπρόσθιο τμήμα του οχήματος.



Σχήμα 15-18 Κάτοψη του Συστήματος του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  Εγκατεστημένου σε Κινητήρα Diesel Βαρέως Οχήματος με την Κατεύθυνση της Ροής σε Διαφορετικά Κυκλώματα.



Υπόμνημα Κυκλώματος	
<span style="color: red;">█</span>	Κύριο Ρεύμα Καυσαερίου
<span style="color: blue;">█</span>	Αέρας Εισαγωγής
<span style="color: green;">█</span>	Ψυκτικό Κύκλωμα Κινητήρα
<span style="color: red;">█</span>	Ρεύμα EGR
<span style="color: blue;">█</span>	Εργαζόμενο Μέσο Κύκλου Rankine

Σχήμα 15-19 Πλάγια Όψη του Συστήματος του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  Εγκατεστημένου σε Κινητήρα Diesel Βαρέως Οχήματος με την Κατεύθυνση της Ροής σε Διαφορετικά Κυκλώματα.

### 15.3.6 Εναλλακτικός Τρόπος Τρισδιάστατης Απεικόνισης του Συστήματος

Στη συνέχεια προτείνεται εναλλακτικός τρόπος εγκατάστασης του συστήματος του κύκλου Rankine για να ενσωματωθούν οι προαναφερθείσες (βλ. κεφάλαιο 13) τροποποιήσεις της



διάταξης για τη βελτίωση και προστασία της λειτουργίας του συστήματος περιστολής ρύπων του κινητήρα Diesel.

Στο σχήμα 15-20 δίνεται τρισδιάστατη απεικόνιση της εγκατάστασης, που περιλαμβάνει τις προτεινόμενες παρακάμψεις της ροής του καυσαερίου δια μέσου του κύριου εναλλάκτη θερμότητας του κύκλου Rankine, πριν το καυσαέριο εισέρθει στο σύστημα διαχείρισης των εκπεμπόμενων ρύπων του κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώνεται στο σχήμα 15-20, περιλαμβάνονται οι τριοδικές βαλβίδες για τον έλεγχο της ροής του καυσαερίου και η αντλία του ψυκτικού μέσου του κινητήρα Diesel.

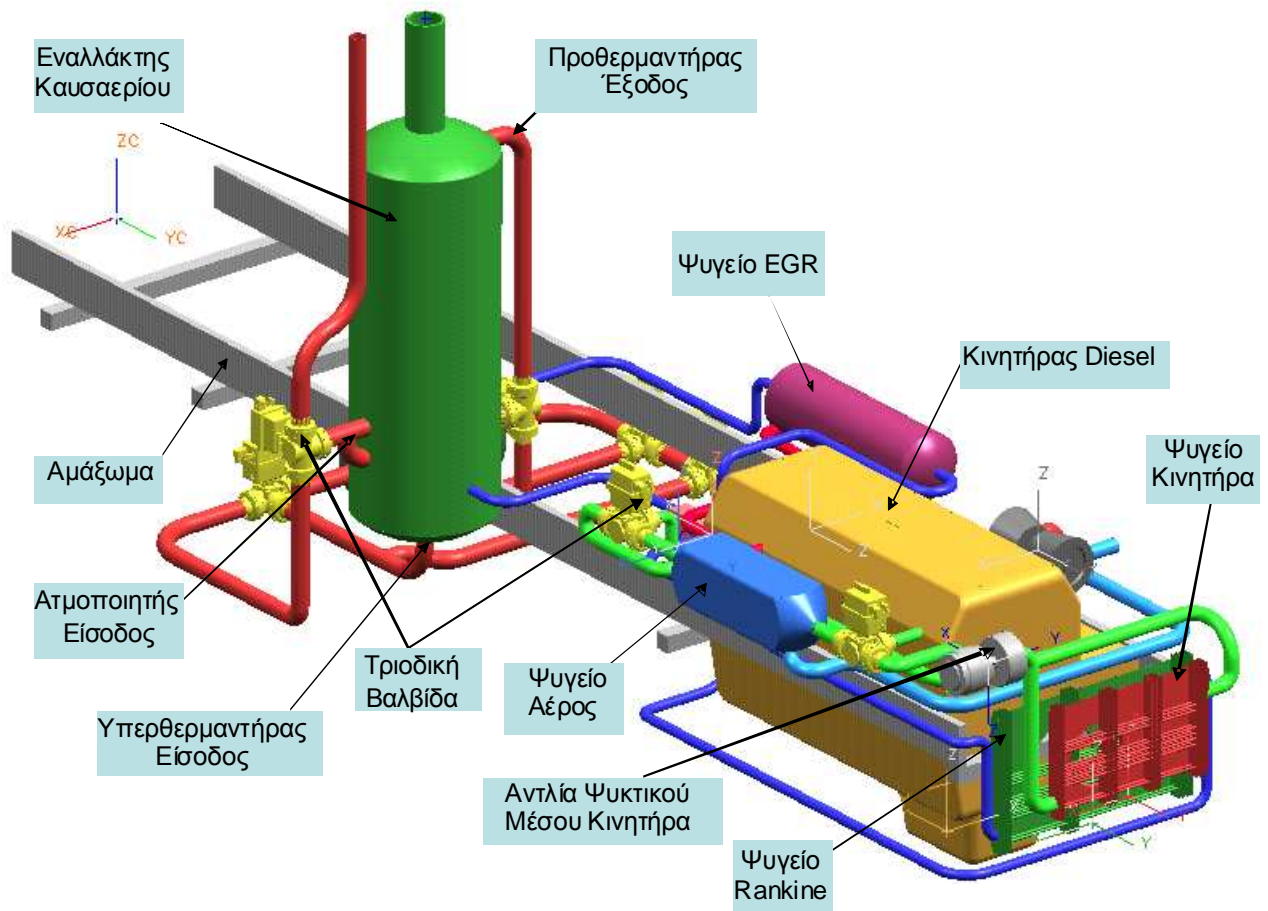
Η διάταξη περιέχει την προτεινόμενη παράκαμψη του συστήματος επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης SCR από το ρεύμα καυσαερίου κατά την αναγέννηση της παγίδας αιθάλης. Όπως απεικονίζεται στο σχήμα 15-20, το ρεύμα καυσαερίου διέρχεται από τον κύριο εναλλάκτη θερμότητας προκειμένου να ψυχθεί αρκετά και εξέρχεται από τον προθερμαντήρα, πριν εισέλθει στον καταλύτη SCR.

Στο τρισδιάστατο μοντέλο του σχήματος 15-20 περιλαμβάνεται η δεύτερη προτεινόμενη τροποποίηση της ροής του καυσαερίου για τη βελτίωση της απόδοσης του καταλύτη SCR κατά τη διάρκεια της κανονικής λειτουργίας του συστήματος. Όπως φαίνεται στην τρισδιάστατη απεικόνιση, το ρεύμα του καυσαερίου παρακάμπτει τον καταλύτη SCR, εισέρχεται στον κύριο εναλλάκτη θερμότητας, εξέρχεται από το τμήμα του υπερθερμαντήρα και επανέρχεται στην είσοδο του καταλύτη SCR με μικρότερη θερμοκρασία.

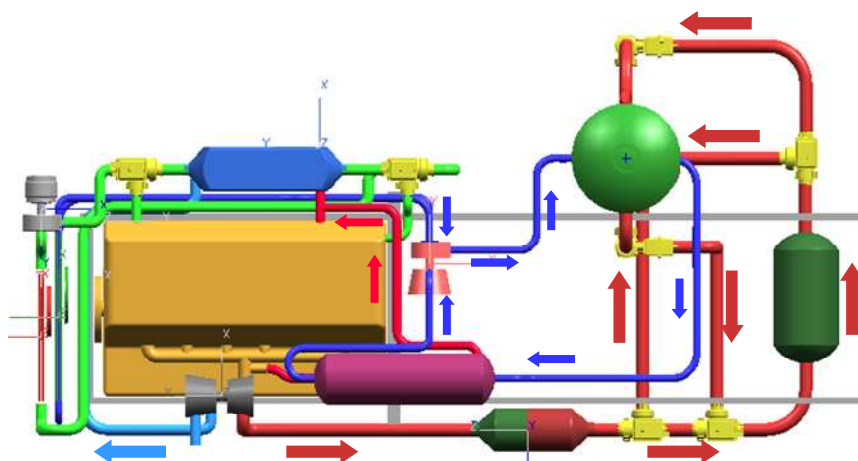
Στην προτεινόμενη διάταξη συμπεριλαμβάνεται η κανονική ροή του καυσαερίου μέσω του εναλλάκτη θερμότητας, όταν η τιμή της θερμοκρασίας του βρίσκεται στο επιθυμητό επίπεδο και δεν απαιτείται η παράκαμψη της ροής του. Επιπροσθέτως, στο σχήμα 15-20, ο εναλλάκτης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου είναι τοποθετημένος κάθετα ως προς τον άξονα συμμετρίας  $Y_c$  του αμαξώματος σε αντίθεση με τις προηγούμενες τρισδιάστατες απεικονίσεις, όπου ο εναλλάκτης είναι τοποθετημένος παράλληλα προς τον άξονα  $Y_c$ .

Στη συνέχεια ακολουθεί το σχήμα 15-21, όπου δίνεται η κάτοψη του συστήματος με την απεικόνιση των ρευμάτων καυσαερίου, εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine, ψυκτικού μέσου και αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel. Στην κάτοψη του σχήματος αυτού είναι εμφανείς οι προαναφερθείσες τροποποιήσεις της ροής του καυσαερίου για τη βελτίωση και προστασία του καταλύτη SCR.

Συνοψίζοντας, η πολυπλοκότητα της προτεινόμενης εγκατάστασης είναι εμφανής στα σχήματα 15-20 και 15-21, όπου απαιτείται μεγαλύτερο μήκος σωληνώσεων, καθώς και ένα σύνολο αισθητήρων και βαλβίδων ελέγχου. Επιπροσθέτως, σε όλα τα τρισδιάστατα μοντέλα του συστήματος διαπιστώνεται ότι το μεγαλύτερο σε διαστάσεις εξάρτημα του κύκλου Rankine είναι ο εναλλάκτης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου.



Σχήμα 15-20 Σχηματική Απεικόνιση της Εναλλακτικής Διάταξης του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  στο Βαρύ Όχημα, που προτείνεται για τη Βελτίωση της Απόδοσης του Καταλύτη SCR και της Προστασίας του Καταλύτη κατά τη διάρκεια της Αναγέννησης της Παγίδας Αιθάλης.



Σχήμα 15-21 Σχηματική Απεικόνιση της Ροής στην Εναλλακτική Διάταξη του Κύκλου Rankine με  $H_2O$  στο Βαρύ Όχημα, που προτείνεται για τη Βελτίωση της Απόδοσης του Καταλύτη SCR και της Προστασίας του Καταλύτη κατά τη διάρκεια της Αναγέννησης της Παγίδας Αιθάλης.

## 15.4 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό εξετάστηκαν τα εξαρτήματα του εκτονωτή και του κυκλοφορητή του κύκλου Rankine. Επιπλέον χρησιμοποιήθηκε λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης για τη διερεύνηση πιθανών τρόπων εγκατάστασης του συστήματος του κύκλου Rankine στο αμάξωμα βαρέως οχήματος. Τα συμπεράσματα και οι παρατηρήσεις, που προκύπτουν από την παραπάνω ανάλυση για τη συγκεκριμένη εφαρμογή, είναι τα ακόλουθα:

- Για τον κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο τον υδρατμό προτείνεται διβάθμιος εμβολοφόρος εκτονωτής με όγκο εμβολισμού 1.8lt, όπου η ταχύτητα περιστροφής του αυξάνεται με το φορτίο του κινητήρα από 1050rpm έως και 5000rpm. Για τη μείωση του απαιτούμενου όγκου εμβολισμού του εκτονωτή πρέπει να αυξηθεί σημαντικά η ταχύτητα περιστροφής του. Η δεύτερη βαθμίδα του εκτονωτή έχει όγκο εμβολισμού 1.55lt, που είναι μεγαλύτερος από τον όγκο εμβολισμού των 0.25lt της πρώτης βαθμίδας.
- Όταν η ταχύτητα περιστροφής του εμβολοφόρου εκτονωτή του υδρατμού διατηρείται σταθερή σε όλα τα φορτία του κινητήρα, τότε ο όγκος εμβολισμού του εκτονωτή ελαττώνεται με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα. Αν η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή διατηρηθεί σταθερή στις 5000rpm, τότε ο όγκος εμβολισμού πρέπει να μειωθεί από τα 1.80lt στο 100% του φορτίου στα 0.38lt στο 25% του φορτίου.
- Για το οργανικό μέσο R245ca εξετάστηκε διβάθμιος στρόβιλος με ταχύτητα περιστροφής στις 8000rpm και διάμετρο ρότορα 30cm. Ωστόσο, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης των δυο βαθμίδων είναι αρκετά χαμηλός, ώστε ο συγκεκριμένος εκτονωτής να προταθεί για την εφαρμογή του στον οργανικό κύκλο Rankine.
- Η αντλία του κύκλου Rankine με νερό λειτουργεί με παροχή όγκου, που αυξάνεται με το φορτίο από 2.2lt/min έως και 8.9lt/min. Ο λόγος πίεσης της αντλίας του νερού αυξάνεται με το φορτίο από 13 έως και 43. Η απαιτούμενη ισχύς της αντλίας νερού αυξάνεται με το φορτίο από 0.01kW έως και 0.13kW.
- Στην περίπτωση του κύκλου Rankine με R245ca η αντλία λειτουργεί με σχεδόν σταθερό λόγο πίεσης, ενώ η παροχή όγκου αυξάνεται από 11lt/min σε 50lt/min με την αύξηση του φορτίου. Η απαιτούμενη ισχύς της αντλίας του R245ca αυξάνεται με το φορτίο από 0.5kW έως και 2.1kW.
- Ο πρώτος τρόπος εγκατάστασης του κύκλου Rankine τοποθετεί τον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου παράλληλα προς το επίπεδο του αμαξώματος του οχήματος. Το ρεύμα καυσαερίου εξέρχεται από το στρόβιλο

του υπερπληρωτή και κατευθύνεται στο σύστημα διαχείρισης ρύπων πριν εισέρθει στον κύριο εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος.

- Ο δεύτερος τρόπος εγκατάστασης του κύκλου Rankine είναι πολυπλοκότερος από τον προηγούμενο περιλαμβάνοντας ένα σύνολο από αισθητήρες, τριοδικές βάνες και πρόσθετες σωληνώσεις προκειμένου να ενσωματωθούν οι τεχνικές βελτίωσης και προστασίας του συστήματος περιστολής ρύπων. Στη διάταξη αυτή ο κύριος εναλλάκτης θερμότητας τοποθετείται σε κατακόρυφη διεύθυνση ως προς το επίπεδο του αμαξώματος.
- Η τοποθέτηση της παγίδας αιθάλης πριν τον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου λειτουργεί αποτρεπτικά για τη δημιουργία επικαθίσεων αιθάλης στον εναλλάκτη.
- Σε όλες τις προτεινόμενες διατάξεις ο εναλλάκτης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου αποτελεί το ογκωδέστερο εξάρτημα του συστήματος. Τα υπόλοιπα εξαρτήματα φαίνεται ότι δεν αποτελούν σημαντικό πρόβλημα για την τοποθέτησή τους στο όχημα.

Στην παρούσα ανάλυση διαπιστώθηκε ότι είναι εφικτή η εγκατάσταση συστήματος κύκλου Rankine, που ανακτά θερμότητα από το κύριο καυσαέριο, το EGR και τον αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα, σε βαρέα οχήματα. Επιπροσθέτως, είναι δυνατή η υλοποίηση των προτεινόμενων τροποποιήσεων για τη βελτίωση και προστασία του συστήματος επεξεργασίας καυσαερίου. Ολοκληρώνοντας το παρόν κεφάλαιο και συνοψίζοντας όλα τα παραπάνω είναι σαφές ότι τα σημαντικότερα προβλήματα της εγκατάστασης του κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel βαρέως οχήματος είναι τα ακόλουθα:

- I. Οι διαστάσεις του συστήματος του κύκλου Rankine. Αυτές μπορούν να μειωθούν με τη συρρίκνωση του εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου χωρίς όμως τη μείωση της απόδοσης της λειτουργίας του και την αύξηση της αντίθλιψης στον κινητήρα Diesel.
- II. Η επιλογή κατάλληλου στροβίλου-εκτονωτή για τον οργανικό κύκλο Rankine. Σε μελλοντική διερεύνηση είναι απαραίτητο να δοθεί έμφαση στο σχεδιασμό αποδοτικότερου στροβίλου για την εκτόνωση του R245ca χρησιμοποιώντας εξειδικευμένο λογισμικό υπολογιστικής ρευστομηχανικής. Στην προσομοίωση του εκτονωτή πρέπει να ενσωματώνονται οι θερμοδυναμικές και ρευστομηχανικές ιδιότητες του R245ca, καθώς και η κατάλληλη καταστατική εξίσωση για πραγματικό αέριο. Το μοντέλο προσομοίωσης θα συμβάλλει στην καλύτερη εκτίμηση των διαστάσεων και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή.
- III. Ο σχεδιασμός του εμβολοφόρου εκτονωτή του υδρατμού πρέπει να βελτιωθεί με τη χρήση κατάλληλου λογισμικού για να εξεταστεί η μεταβολή του βαθμού

απόδοσης του εκτονωτή σε κάθε σημείο λειτουργίας του κύκλου Rankine. Η συγκεκριμένη ανάλυση είναι αναγκαία διότι η θεώρηση σταθερού βαθμού απόδοσης του εμβολοφόρου εκτονωτή κρίνεται αρκετά απλουστευτική.

### Σύμβολα Κεφαλαίου 15:

D	Χαρακτηριστική Διάμετρος	(m)
DOC	Καταλύτης Οξειδωσης του Καυσαερίου Κινητήρα Diesel	
DPF	Φίλτρο Σωματιδίων του Καυσαερίου Κινητήρα Diesel	
EGR	Ρεύμα Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου του Κινητήρα Diesel	
$EFF_{turb}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης	(-)
h	Ενθαλπία	(J/kg)
$h_{bl}$	Ύψος Πτερυγίου Στροβίλου	(m)
$\dot{m}_{wf}$	Παροχή Μάζας Εργαζόμενου Μέσου	(kg/s)
$\dot{N}_{rev}$	Ταχύτητα Περιστροφής	(rpm)
v	Ειδικός Όγκος	(m <sup>3</sup> /kg)
V	Όγκος Εμβολισμού του Εκτονωτή	(m <sup>3</sup> )
dt	Χρονικό Διάστημα	(sec)
SCR	Σύστημα Επιλεκτικής Καταλυτικής Μείωσης	

### Ελληνικά σύμβολα:

$\Delta[...]$	Μεταβολή	
$\rho$	Πυκνότητα	(kg/m <sup>3</sup> )

### Δείκτες:

exp	Εκτονωτής
in	Είσοδος
out	Έξοδος
s	Ανηγγεμένη Τιμή

**Βιβλιογραφία Κεφαλαίου 15:**

1. **Badr, O., O'Callaghan, P.W., Hussein, M. and Probert, S.D.**, "Multi-Vane Expanders as Prime Movers for Low-Grade, Energy Organic Rankine-Cycle Engines", Applied Energy 16 (1984) 129-146, School of Mechanical Engineering, Cranfield Institute of Technology, Cranfield, Bedford, MK43 0AL (Great Britain)
2. **Ammar Benguedouar**, "Types of Turbomachinery Best Suited for Space Missions Requiring Power Outputs in the Range of Few Kw to 1Mw", Department of Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Technology (MIT), Master Thesis, February 1988

## Κεφάλαιο 16

### Τελικά Συμπεράσματα και Στοιχεία Πρωτοτυπίας

#### 16.1 Συμπεράσματα

Στα προηγούμενα κεφάλαια παρουσιάστηκε μια εκτεταμένη θεωρητική διερεύνηση των κυριότερων τεχνολογιών ανακομιδής της θερμότητας καυσαερίου σε κινητήρα Diesel. Η διερεύνηση επεκτάθηκε και στις δυνατότητες ανάκτησης μέρους της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου και του αέρα υπερπλήρωσης. Στη συνέχεια συνοψίζονται τα σημαντικότερα συμπεράσματα και οι κυριότερες παρατηρήσεις, που προέκυψαν από την εκπόνηση της παρούσας διδακτορικής διατριβής.

##### 16.1.1 Τεχνολογίες Ανάκτησης Θερμότητας που Εξετάστηκαν

Στην παρούσα διατριβή εξετάστηκαν οι ακόλουθες τεχνικές εκμετάλλευσης της θερμότητας του καυσαερίου, που απορρίπτει ο κινητήρας Diesel βαρέως οχήματος στο περιβάλλον:

- I. Διάταξη στροβιλουπερπλήρωσης με ηλεκτρική γεννήτρια στον άξονα του υπερπληρωτή. Ο στρόβιλος του υπερπληρωτή ανακτά τμήμα της θερμότητας καυσαερίου καλύπτοντας την απαιτούμενη ισχύ του συμπιεστή και παράγοντας πρόσθετη ηλεκτρική ισχύ μέσω της γεννήτριας.
- II. Σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση, όπου στρόβιλος ισχύος συνδεδεμένος με ηλεκτρική γεννήτρια τοποθετείται μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Τμήμα της θερμότητας του απορριπτόμενου ρεύματος καυσαερίου ανακτάται μέσω εκτόνωσης στο στρόβιλο ισχύος και στη συνέχεια μετατρέπεται σε ηλεκτρική ισχύ στη γεννήτρια.
- III. Θερμοηλεκτρική γεννήτρια που εγκαθίσταται μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Η λειτουργία της γεννήτριας αυτής βασίζεται στο θερμοηλεκτρικό φαινόμενο για την απευθείας μετατροπή της αποσπώμενης θερμότητας του καυσαερίου σε ηλεκτρική ισχύ.
- IV. Κύκλος Rankine, που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο είτε  $H_2O$  είτε  $R245ca$ . Το σύστημα του κύκλου Rankine αποτελείται από εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου, αερόψυκτο συμπυκνωτή, αντλία και εκτονωτή. Στην περίπτωση του οργανικού μέσου χρησιμοποιείται ανακομιστής θερμότητας για την αύξηση του θερμοδυναμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine. Στην



πληρέστερη εκδοχή του συστήματος του κύκλου Rankine περιλαμβάνονται δυο πρόσθετοι εναλλάκτες για την ανάκτηση θερμότητας από το ρεύμα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου και τον αέρα υπερπλήρωσης. Η θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου χρησιμοποιείται για την υπερθέρμανση και σε μερικές περιπτώσεις για την ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου. Η ανάκτηση πρόσθετης θερμότητας από το ρεύμα του αέρα υπερπλήρωσης χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου, που εξέρχεται από την αντλία του συστήματος του κύκλου Rankine.

### 16.1.2 Βελτίωση της Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου

Η εφαρμογή των εξεταζόμενων τεχνικών ανάκτησης θερμότητας σε κινητήρα Diesel μεταβάλλει τη συνολικά παραγόμενη ισχύ του συστήματος. Η μεταβολή της ολικής απόδοσης του συστήματος λόγω της χρήσης των συγκεκριμένων τεχνολογιών αξιολογείται μέσω της σύγκρισης της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του συστήματος με την αντίστοιχη τιμή του αρχικού κινητήρα διατηρώντας την ίδια παροχή μάζας καυσίμου. Η βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου λόγω της χρήσης καθεμιάς από τις τεχνικές ανακομιδής της θερμότητας καυσαερίου του κινητήρα Diesel εκτιμάται ως ακολούθως:

#### **I. Υπερπληρωτής με Ηλεκτρική Γεννήτρια στον Άξονα του**

Η ανάκτηση τμήματος της θερμότητας του καυσαερίου μέσω της διάταξης υπερπληρωτή με εγκατεστημένη ηλεκτρογεννήτρια στον άξονα του επιφέρει μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 1.8%. Η αύξηση της πίεσης καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής δεν ξεπερνά τα 1bar διότι προκαλεί σημαντική αύξηση του λόγου εκτόνωσης στο στρόβιλο του υπερπληρωτή. Η περαιτέρω βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για την ίδια αύξηση της πίεσης εξαγωγής είναι εφικτή μόνο στην περίπτωση χρήσης υπερπληρωτή με αυξημένο βαθμό απόδοσης. Έτσι, η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου προσεγγίζει το 6.75%, όταν ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στρόβιλου βελτιώνεται κατά 20%.

#### **II. Σύνθετη Στροβιλουπερπλήρωση**

Η ανάκτηση θερμότητας καυσαερίου μέσω της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης διατηρώντας τον υπερπληρωτή του αρχικού κινητήρα επιφέρει βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 2%, 3.9%, 4.1% και 5.4% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όταν χρησιμοποιηθεί υπερπληρωτής με αυξημένο βαθμό απόδοσης συμπιεστή και στρόβιλου κατά 10% συγκριτικά με τον αρχικό υπερπληρωτή, τότε η μείωση

της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 8.7% και 4.6% στο 100% και 25% του φορτίου του κινητήρα αντίστοιχα. Επιπροσθέτως, διαπιστώθηκε ότι η μεγιστοποίηση της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου επιτυγχάνεται σε συγκεκριμένη τιμή του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος. Στην ανάλυση ο στρόβιλος ισχύος είχε σταθερό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης και ίσο με 85%. Όμως είναι προφανές ότι τα αποτελέσματα της ανάλυσης μπορούν να επεκταθούν άμεσα για να καλύψουν και άλλες τιμές του βαθμού απόδοσης.

Ο κινητήρας Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση εξετάστηκε περαιτέρω χρησιμοποιώντας μοντέλο προσομοίωσης με ενσωματωμένους τους χάρτες λειτουργίας του κατασκευαστή για τον υπερπληρωτή και το στρόβιλο ισχύος. Όπως διαπιστώθηκε, η μέγιστη τιμή της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης εκτιμάται σε 2%, 3.1% και 4.1% στο 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Οι βέλτιστες τιμές της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος εκτιμήθηκαν ως ακολούθως: 90 krpm, 85 krpm και 70 krpm στο 100%, 75% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.

### **III. Θερμοηλεκτρική Γεννήτρια**

Η τρίτη εξεταζόμενη τεχνολογία ανακομιδής θερμότητας είναι η εγκατάσταση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας σε κινητήρα Diesel. Όπως διαπιστώθηκε, η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου δεν είναι σημαντική, καθώς η μέγιστη τιμή της είναι 2% στο πλήρες φορτίο και με εξελιγμένο θερμοηλεκτρικό υλικό QW στη γεννήτρια. Η μειωμένη απόδοση της γεννήτριας οφείλεται στο χαμηλό βαθμό απόδοσης των χρησιμοποιούμενων θερμοηλεκτρικών υλικών αλλά και στη δυσκολία απορρόφησης της θερμότητας καυσαερίου. Όμως, όπως αναφέρθηκε, υπάρχουν σημαντικές προοπτικές βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου στην περίπτωση χρήσης υλικών με θερμοηλεκτρική ικανότητα από 3 έως και 4.

### **IV. Κύκλος Rankine**

Η μέγιστη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της εγκατάστασης επιτυγχάνεται σε συγκεκριμένη τιμή της υψηλής πίεσης του κύκλου, όταν ανακτάται η θερμότητα του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και του αέρα υπερπλήρωσης. Η βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για την περίπτωση χρήσης κύκλου Rankine με οργανικό εργαζόμενο μέσο R245ca εκτιμάται σε 10.7%, 10.3%, 10.1% και 10.4% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Όταν χρησιμοποιείται κύκλος Rankine με H<sub>2</sub>O, τότε η μέγιστη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου εκτιμάται σε 6.1%, 6.3%, 7.1% και 8% στο 25%, 50%, 75% και 100% του φορτίου αντίστοιχα. Συνεπώς, η αντικατάσταση του νερού με το οργανικό μέσο R245ca στον κύκλο Rankine επιφέρει

πρόσθετη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του συστήματος από 3.0% έως και 4.6%.

### 16.1.3 Επίδραση του Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας στη Λειτουργία του Κινητήρα Diesel και του Υπερπληρωτή

Η εφαρμογή των τεχνικών εκμετάλλευσης θερμότητας επηρεάζει τη λειτουργία των ακόλουθων τμημάτων του υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα Diesel:

#### I. Κινητήρας Diesel

Η ανάκτηση θερμότητας καυσαερίου με τη χρήση υπερπληρωτή με ηλεκτρογεννήτρια ή συνθέτης στροβιλουπερπλήρωσης έχει αρνητική επίπτωση στην πρωτογενώς παραγόμενη ισχύ του κινητήρα. Η μείωση της παραγόμενης ισχύος οφείλεται στην αυξημένη πίεση του καυσαερίου, η οποία αυξάνει το έργο εξώθησης.

Αντιθέτως, η επίδραση της λειτουργίας του κύκλου Rankine στην παραγόμενη ισχύ του κινητήρα Diesel είναι σχεδόν αμελητέα. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η μείωση της πίεσης της θερμής πλευράς στον εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου είναι ασήμαντη, οπότε δε δημιουργείται πρόσθετη αντίθλιψη στον κινητήρα Diesel.

#### II. Υπερπληρωτής

Από το σύνολο των εξεταζόμενων τεχνολογιών η λειτουργία του υπερπληρωτή επηρεάζεται ελαφρώς στην περίπτωση της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης. Ωστόσο στην περίπτωση του υπερπληρωτή με ηλεκτρογεννήτρια στον άξονα του ο λόγος πίεσης του στροβίλου αυξάνεται σημαντικά, οπότε τίθενται περιορισμοί για την τιμή του. Στη σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση διαπιστώθηκε ότι η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος δεν επιδρά στο βαθμό απόδοσης του συμπιεστή, ενώ μειώνει ελαφρά το βαθμό απόδοσης του στροβίλου του υπερπληρωτή. Επιπροσθέτως, η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου ισχύος μειώνει την ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή και την πίεση υπερπλήρωσης.

#### III. Κύκλωμα Ψύξης Κινητήρα Diesel και Κύκλου Rankine

Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα της εγκατάστασης του κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel είναι οι αυξημένες απαιτήσεις αποβολής θερμότητας του συστήματος συγκριτικά με τον αρχικό κινητήρα. Όπως προέκυψε από την ανάλυση, η λειτουργία του κύκλου Rankine σε υψηλές τιμές της ανώτερης πίεσης του κύκλου συμβάλλει στη μείωση της

απορριπτόμενης θερμότητας του συστήματος στο περιβάλλον. Η ψυκτική διάταξη της εγκατάστασης που προτείνεται αποτελείται από δυο ξεχωριστά ψυγεία για τον κύκλο Rankine και τον κινητήρα Diesel. Το ψυγείο του κινητήρα Diesel πρέπει να τοποθετηθεί πίσω από το ψυγείο του κύκλου Rankine, ώστε το ρεύμα του αέρα ψύξης να συναντά αρχικά το ψυγείο του συστήματος Rankine. Η προτεινόμενη διάταξη επηρεάζει τις διαστάσεις του ψυγείου του κινητήρα Diesel διότι η θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα ψύξης αυξάνεται κατά τη διέλευση του από το ψυγείο του κύκλου Rankine.

Οι διαστάσεις της απαιτούμενης ψυκτικής διάταξης είναι μεγαλύτερες, όταν χρησιμοποιείται το οργανικό μέσο R245ca σε σχέση με την περίπτωση του κύκλου Rankine με νερό. Στην παρούσα διδακτορική διατριβή προτάθηκε τροποποίηση της λειτουργίας του οργανικού κύκλου Rankine στο πλήρες φορτίο του κινητήρα με την οποία μειώθηκαν οι διαστάσεις της απαιτούμενης ψυκτικής διάταξης κατά 25% και 40% για τα ψυγεία του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel αντίστοιχα.

Συνοψίζοντας, η κάλυψη των ψυκτικών απαιτήσεων της συνδυασμένης λειτουργίας του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση ψυκτικής διάταξης με αυξημένη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας από 240 έως και 270% σε σχέση με την αντίστοιχη του αρχικού κινητήρα. Μεγαλύτερη συρρίκνωση της ψυκτικής διάταξης της εγκατάστασης είναι εφικτή, όταν αυξηθεί η παροχή μάζας του αέρα ψύξης, δηλαδή με τη χρήση κατάλληλης διάταξης ανεμιστήρων.

#### 16.1.4 Ειδικά Τεχνικά Θέματα

Στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής εξετάστηκαν πρόσθετες δυνατότητες, που προκύπτουν από τη χρήση του κύκλου Rankine ως τεχνικής ανακομιδής θερμότητας.

### **I. Επίδραση της Θερμοκρασίας Περιβάλλοντος στη Λειτουργία του Κύκλου Rankine**

Η τιμή της κατώτερης πίεσης του κύκλου Rankine επιλέγεται ώστε να επιτευχθεί η αποβολή θερμότητας κατά τη συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου, δηλαδή η θερμοκρασία συμπύκνωσης του μέσου πρέπει να είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά 20°C. Στις χαμηλές τιμές της θερμοκρασίας περιβάλλοντος είναι εφικτή η μείωση της πίεσης και της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του εργαζόμενου μέσου, οπότε η κατώτερη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine μπορεί να μειωθεί. Με αυτό τον τρόπο είναι δυνατή η αύξηση του λόγου πίεσης στον εκτονωτή και της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine, οπότε η ολική ειδική κατανάλωση καυσίμου της εγκατάστασης μειώνεται έως και 13%.

## **II. Βελτίωση Συστήματος Περιστολής Ρύπων μέσω του Κύκλου Rankine**

Ένα πρόσθετο πλεονέκτημα της εγκατάστασης του κύκλου Rankine είναι η δυνατότητα χρήσης του για τον έλεγχο της θερμοκρασίας του καυσαερίου κινητήρων Diesel, που φέρουν σύστημα περιστολής ρύπων. Συγκεκριμένα, εξετάσθηκε η προσωρινή παράκαμψη του καταλύτη SCR από το ρεύμα καυσαερίου, ώστε αυτό να ψυχθεί από το τμήμα του υπερθερμαντήρα του εναλλάκτη θερμότητας πριν επανέρθει στην είσοδο του καταλύτη. Αυτό αποδείχτηκε ιδιαίτερα χρήσιμο για τη βελτίωση της απόδοσης του καταλύτη SCR. Συγκεκριμένα, η μέγιστη ποσοστιαία αύξηση του βαθμού απόδοσης του καταλύτη SCR εκτιμάται σε 20%. Η δεύτερη τροποποίηση της ροής του καυσαερίου είναι η διοχέτευση του στον εναλλάκτη θερμότητας, ώστε να εξέλθει από αυτόν με μειωμένη θερμοκρασία και στη συνέχεια να κατευθυνθεί στον καταλύτη SCR. Αυτή η τροποποίηση προτάθηκε για την προστασία του καταλύτη SCR από τις υψηλές θερμοκρασίες καυσαερίου κατά την ενεργητική αναγέννηση της παγίδας αιθάλης.

### **16.1.5 Προτεινόμενη Τεχνολογία Ανακομιδής Θερμότητας**

Αξιολογώντας τις εξεταζόμενες τεχνικές ανάκτησης θερμότητας της παρούσας διδακτορικής διατριβής προκύπτει ότι ο κύκλος Rankine επιφέρει τη μεγαλύτερη βελτίωση της ολικής ειδικής κατανάλωσης καυσίμου παρέχοντας τη δυνατότητα αξιοποίησης θερμότητας από διάφορα τμήματα του κινητήρα αλλά και συνεισφέροντας στη βελτίωση και την προστασία της λειτουργίας του συστήματος περιστολής ρύπων του κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, προτείνεται η χρήση κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο R245ca, που ανακτά ταυτόχρονα τμήμα της θερμότητας του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και του ρεύματος του αέρα υπερπλήρωσης. Όπως προαναφέρθηκε, η μέγιστη και η μέση δυνατότητα εξοικονόμησης καυσίμου, που επιτυγχάνεται με την προτεινόμενη τεχνολογία ανακομιδής θερμότητας, είναι 10.7 % και 10.1% αντίστοιχα.

### **16.1.6 Βασικά Εξαρτήματα της Προτεινόμενης Τεχνικής Ανάκτησης Θερμότητας**

Στα πλαίσια της παρούσας διατριβής εξετάστηκαν επίσης τα ακόλουθα βασικά εξαρτήματα της προτεινόμενης διάταξης ανάκτησης θερμότητας:

## **I. Σύστημα Διαχείρισης και Αποθήκευσης της Παραγόμενης Ηλεκτρικής Ενέργειας**

Στο προτεινόμενο ηλεκτρικό σύστημα του οχήματος για την περίπτωση της εγκατάστασης του κύκλου Rankine στον κινητήρα Diesel, η ανακτώμενη θερμότητα μετατρέπεται σε

ηλεκτρική ενέργεια μέσω του στροβίλου ισχύος, που συνδέεται με ηλεκτρική γεννήτρια. Η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια χρησιμοποιείται για την κάλυψη των ηλεκτρικών φορτίων του οχήματος. Η πλεονάζουσα ηλεκτρική ενέργεια δεν αποθηκεύεται αλλά διοχετεύεται μέσω συστήματος υπερπυκνωτών και ηλεκτροκινητήρα στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης του οχήματος.

## **II. Εκτονωτής Κύκλου Rankine**

Για τον κύκλο Rankine με υδρατμό προτείνεται διβάθμιος εμβολοφόρος εκτονωτής, λόγω της μικρής παροχής μάζας του νερού. Η ενδεχόμενη ύπαρξη συμπυκνωμάτων στο τέλος της εκτόνωσης είναι αποδεκτή για τον εμβολοφόρο εκτονωτή. Ο υπολογισμός του εμβολοφόρου εκτονωτή βασίστηκε σε απλοϊκό υπολογισμό, όπου διαπιστώθηκε ότι απαιτείται ταχύτητα περιστροφής άνω των 5krpm για τη μείωση του απαιτούμενου όγκου εμβολισμού. Ο συγκεκριμένος υπολογισμός βασίστηκε στην παραδοχή ενός σταθερού βαθμού απόδοσης του εκτονωτή. Όμως, για να εκτιμηθεί η πραγματική μεταβολή του βαθμού απόδοσης του εκτονωτή σε κάθε σημείο λειτουργίας του κύκλου Rankine απαιτείται βελτιωμένος υπολογισμός με τη χρήση του κατάλληλου λογισμικού. Ωστόσο, σε κάθε περίπτωση τα εξαγόμενα αποτελέσματα είναι ποιοτικά ορθά.

Στην περίπτωση του οργανικού κύκλου Rankine προτείνεται διβάθμιος στρόβιλος για την εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου R245ca, λόγω της μεγάλης παροχής μάζας του. Από ένα προκαταρκτικό υπολογισμό του εκτονωτή-στροβίλου προέκυψε ότι είναι απαραίτητος ο σχεδιασμός του με στόχο την εξασφάλιση ενός ικανοποιητικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης κατάλληλου για τη συγκεκριμένη εφαρμογή.

## **III. Αντλία Κύκλου Rankine**

Η αντλία του κύκλου Rankine με νερό λειτουργεί με μεταβλητό λόγο πίεσης, ενώ στην περίπτωση του κύκλου Rankine με R245ca η αντλία λειτουργεί σχεδόν με σταθερό λόγο πίεσης. Οι τιμές της παροχής όγκου και της απαιτούμενης ισχύος της αντλίας του R245ca είναι σημαντικά μεγαλύτερες των αντιστοίχων τιμών της αντλίας του νερού λόγω της σημαντικής διαφοράς στην παροχή μάζας των δυο μέσων. Επιπροσθέτως, η ισχύς που καταναλώνει η αντλία του κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο είτε νερό είτε R245ca είναι ελάχιστη σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ στο στρόβιλο ισχύος.

### **16.1.7 Δυνατότητες Εφαρμογής της Προτεινόμενης Τεχνικής σε Βαρύ Όχημα**

Ο εναλλάκτης θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου αποτελεί το εξάρτημα του συστήματος Rankine με τις μεγαλύτερες διαστάσεις, οπότε η σημαντική συρρίκνωση της

εγκατάστασης μπορεί να επιτευχθεί μόνο με τη μείωση των διαστάσεων του. Όμως, από τη διερεύνηση της παρούσας διατριβής χρησιμοποιώντας πραγματικά στοιχεία για τις διαστάσεις των κυριότερων εξαρτημάτων του οχήματος, του κινητήρα και του κύκλου Rankine προκύπτει ότι είναι εφικτή η τοποθέτηση του συστήματος σε βαρύ όχημα.

Το ρεύμα καυσαερίου εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή και κατευθύνεται στο σύστημα διαχείρισης ρύπων πριν εισέρθει στον κύριο εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος. Η τοποθέτηση της παγίδας αιθάλης πριν τον εναλλάκτη θερμότητας του κύριου ρεύματος καυσαερίου λειτουργεί αποτρεπτικά για τη δημιουργία επικαθίσεων αιθάλης στον εναλλάκτη, που αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα αυτών των συστημάτων.

## 16.2 Στοιχεία Πρωτοτυπίας

Τα κύρια στοιχεία πρωτοτυπίας της παρούσας διδακτορικής διατριβής είναι:

- I. Αναπτύχθηκε πρωτότυπο μοντέλο προσομοίωσης του κινητήρα Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση χρησιμοποιώντας χάρτες λειτουργίας του κατασκευαστή για το συμπιεστή και το στρόβιλο του υπερπληρωτή, καθώς και το στρόβιλο ισχύος.
- II. Υλοποιήθηκε πρωτότυπη διερεύνηση για την επίδραση της λειτουργίας του στροβίλου ισχύος στην ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή, στην πίεση υπερπλήρωσης και στο λόγο αέρα καυσίμου του κινητήρα. Επιπροσθέτως, εξετάστηκε η επίδραση του στροβίλου ισχύος στο βαθμό απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου του υπερπληρωτή, καθώς και στην πίεση και στη θερμοκρασία του καυσαερίου στα διάφορα σημεία της διάταξης.
- III. Ανάπτυξη υπολογιστικού εργαλείου για την προσομοίωση της λειτουργίας θερμοηλεκτρικής γεννήτριας εγκατεστημένης σε κινητήρα Diesel αξιοποιώντας βιβλιογραφικά δεδομένα για τις θερμοηλεκτρικές ιδιότητες των υλικών της γεννήτριας. Η πρωτοτυπία του συγκεκριμένου μοντέλου έγκειται στη δυνατότητα του να υπολογίζει την παραγόμενη ισχύ, την ανακτώμενη θερμότητα, την ένταση του ηλεκτρικού ρεύματος και άλλων χαρακτηριστικών μεγεθών της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας σε κάθε σημείο λειτουργίας και για διάφορα θερμοηλεκτρικά υλικά.
- IV. Αναπτύχθηκε πρωτότυπο θερμοδυναμικό μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας κύκλου Rankine, που ανακτά τη θερμότητα του κύριου και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου, καθώς και του αέρα υπερπλήρωσης του κινητήρα Diesel. Η πρωτοτυπία του συγκεκριμένου μοντέλου οφείλεται στη δυνατότητα

προσομοίωσης του κύκλου Rankine με διάφορα εργαζόμενα μέσα σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα.

- V. Παραμετρική διερεύνηση της λειτουργίας κύκλου Rankine με υδρατμό ή R245ca, όπου παράμετρος της ανάλυσης είναι η υψηλή πίεση του κύκλου. Η πρωτοτυπία της ανάλυσης αυτής έγκειται στο γεγονός ότι εκτιμάται ο βέλτιστος θερμοδυναμικός κύκλος Rankine σε κάθε σημείο λειτουργίας προκειμένου να μεγιστοποιηθεί η παραγόμενη ισχύς αλλά και να περιοριστεί η απόρριψη θερμότητας από το σύστημα στο περιβάλλον.
- VI. Παραμετρική ανάλυση με στόχο τη διαστασιολόγηση της ψυκτικής διάταξης, που απαιτείται για τη συνδυασμένη λειτουργία του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine. Η προτεινόμενη τροποποίηση της λειτουργίας του κύκλου Rankine για τη μείωση των διαστάσεων της ψυκτικής διάταξης του συστήματος αποτελεί πρωτοτυπία της διερεύνησης.
- VII. Δυνατότητα χρήσης του κύκλου Rankine για την εξασφάλιση της αποδοτικής και ασφαλούς λειτουργίας του συστήματος περιστολής ρύπων του κινητήρα Diesel κατά τη διάρκεια της κανονικής λειτουργίας του και της αναγέννησης της παγίδας αιθάλης.
- VIII. Ανάπτυξη πρωτότυπης τρισδιάστατης απεικόνισης της εγκατάστασης του κύκλου Rankine στο αμάξωμα βαρέως οχήματος με όλους τους εναλλάκτες θερμότητας της διάταξης, τους προτεινόμενους αισθητήρες, τις τριοδικές βαλβίδες και τις πρόσθετες σωληνώσεις.

### 16.3 Προτεινόμενες Κατευθύνσεις Περαιτέρω Έρευνας

Η ολοκλήρωση του ερευνητικού έργου της διδακτορικής διατριβής αναδεικνύει τις ακόλουθες προτάσεις και προοπτικές για περαιτέρω έρευνα:

- Λειτουργία του κύκλου Rankine με οργανικό μίγμα βελτιωμένων θερμοδυναμικών ιδιοτήτων για να είναι εφικτή η αύξηση της παραγόμενης ισχύος του.
- Μείωση των θερμικών απωλειών του κινητήρα Diesel για να αυξηθεί η θερμοκρασία του καυσαερίου, που εξέρχεται από το στρόβιλο του υπερπληρωτή και κατευθύνεται στο περιβάλλον. Η συγκεκριμένη τροποποίηση αυξάνει τη διαθέσιμη θερμότητα καυσαερίου, που μπορεί να ανακτηθεί μέσω του κύκλου Rankine. Είναι προφανές ότι η μεγιστοποίηση της βελτίωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μπορεί να επιτευχθεί στην περίπτωση του αδιαβατικού κινητήρα Diesel, όπου όμως απαιτούνται υλικά υψηλότερης θερμικής αντοχής για



τα μεταλλικά μέρη του. Έτσι, η ενδεχόμενη ποσοστιαία βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ενδέχεται να κυμανθεί από 14% έως και 20%.

- Εξέταση νέου τύπου εναλλάκτη θερμότητας για το καυσαέριο, ώστε να μειωθεί το μέγεθος του και να αυξηθεί η απόδοση του.
- Εγκατάσταση υπερκρίσιμου κύκλου Rankine για την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου του κινητήρα Diesel.
- Προσομοίωση κινητήρα Diesel με διπλή υπερπλήρωση και στρόβιλο ισχύος τοποθετημένο μετά το στρόβιλο χαμηλής πίεσης.
- Πειραματική διάταξη κύκλου Rankine και κινητήρα Diesel για να διεξαχθούν οι απαραίτητες μετρήσεις για την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης του συστήματος.

## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

### A. Δημοσιεύσεις που προέκυψαν από την Διδακτορική Διατριβή

Σε διεθνή επιστημονικά περιοδικά με κρίση πλήρους κειμένου:

1. **Hountalas D.T., Katsanos C.O., Rogdakis E.D., Kouremenos D.**, “Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications”, International Journal of Alternative Propulsion, 2006, Vol. 1, No.2/3 pp. 228 - 249, IJAP.2007.013019.

Σε διεθνή επιστημονικά συνέδρια με κρίση πλήρους κειμένου:

1. **Hountalas D.T., Katsanos C.O., and Lamaris V.T.**, “Recovering Energy from the Diesel Engine Exhaust Using Mechanical and Electrical Turbocompounding”, SAE Paper No.011563, 2007.
2. **Katsanos C.O., Zannis T.C., Hountalas D.T., and Yfantis E.A.**, “Potentiality for Optimizing Operational Performance and Thermal Management of Diesel Truck Engine Rankine Cycle by Recovering Heat in EGR Cooler”, SAE Paper No. 010315, 2010.
3. **Katsanos C.O., Hountalas D.T., Zannis T.C., and Yfantis E.A.** “Thermodynamic Analysis of a Diesel Truck Engine Organic Rankine Cycle” , 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2010), 19-21 July 2010, Antalya, Turkey.