



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

‘Εκτίμηση της Επίδρασης της Θερμότητας του Ανακυκλοφορούντος Καυσαερίου σε Σύστημα Ανάκτησης Θερμότητας μέσω Κύκλου Rankine από Κινητήρες Ντήζελ Βαρέων Οχημάτων’

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

του

Δημητριάδη Φωτίου

Επιβλέπων : Δημήτριος Χουντάλας

Ημερομηνία : 07 / 10 / 09

Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	4
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	6
2. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	8
2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	8
2.2 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ ΤΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	9
3. ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΚΥΚΛΩΝ	14
3.1 ΚΥΚΛΟΣ CARNOT – ΚΥΚΛΟΣ ΑΝΑΦΟΡΑΣ	14
3.2 Ο ΚΥΚΛΟΣ RANKINE	15
3.2.1 Θερμοδυναμική ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine	16
3.2.2 Ενεργειακή ανάλυση του ιδανικού κύκλου του Rankine	17
3.2.3 Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου Rankine από τον αντίστοιχο ιδανικό	17
3.2.4 Δυνατότητες αύξησης του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine	19
3.2.4.1 Μείωση της πίεσης του συμπυκνωτή	19
3.2.4.2 Υπερθέρμανση του ατμού σε υψηλές θερμοκρασίες	20
3.2.4.3 Αύξηση της πίεσης του ατμοποιητή	21
3.2.5 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση	22
3.2.6 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναγέννηση (προθέρμανση)	23
4. ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	25
4.1 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL	25
4.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	26
4.3 ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΟΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ	27
4.3.1 Εναλλάκτης θερμότητας	27
4.3.2 Εκτονωτής	29
4.3.3 Συμπυκνωτής	29
4.3.4 Τροφοδοτική αντλία	29
4.3.5 Συνολικός ενεργειακός ισολογισμός κύκλου Rankine	30
5. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	31
5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	31
5.2 ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	31
5.2.1 Εισαγωγή των δεδομένων εισόδου στο μοντέλο προσομοίωσης	33
5.2.2 Εκτίμηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και των ιδιοτήτων μεταφοράς θερμότητας του εργαζόμενου μέσου	33
5.2.3 Εκτίμηση του μεγέθους του εναλλάκτη θερμότητας (όγκος, μήκος) και του βάρους του	34
5.2.4 Επιλογή των βέλτιστων σημείων λειτουργίας του κύκλου Rankine (υψηλή πίεση και θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού)	36
5.2.5 Ανάλυση και παρουσίαση των παραγόμενων αποτελεσμάτων	39
6. ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΠΟΥ ΠΡΟΚΥΠΤΟΥΝ ΑΠΟ ΤΗ ΧΡΗΣΗ Ή ΜΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΟΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΝ ΚΥΚΛΟ RANKINE	40
6.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	40

6.2 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙ- ΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΟΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΟΥ	42
6.2.1 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στο βαθμό απόδοσης και στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου και στην ανακτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια	42
6.2.2 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου, στην ανακτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια και στην απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα	50
6.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙ- ΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΟΤΑΝ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΕΙΤΑΙ Η ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΤΟΥ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΟΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΟΥ	59
6.3.1 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στο βαθμό απόδοσης και στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου και στην ανακτόμενη θερμότη- τα από τα καυσαέρια	59
6.3.2 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου, στην ανακτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια και στην απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα	66
6.4 ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗ- ΤΑΣ ΤΟΥ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΟΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΟΥ	75
7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	84
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	86

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου σε συνδυασμό με την μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων αποτελούν δύο από τα σημαντικότερα θέματα στα οποία έχει στραφεί η έρευνα στις αυτοκινητοβιομηχανίες σήμερα. Για το σκοπό αυτό αναζητούνται εναλλακτικές λύσεις μια από τις οποίες είναι η ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια κινητήρων Diesel και η μετατροπή της σε μηχανική ισχύ. Για την παραγωγή της επιπρόσθετης ισχύος στην παρούσα εργασία εξετάζεται δευτερεύον κύκλος Rankine που σκοπό έχει την αύξηση του συνολικού θερμικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης και συνεπώς τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων. Το σύστημα αυτό λειτουργεί παράλληλα με τον κινητήρα, προσθέτοντας την ισχύ του σε αυτόν. Ένα σημαντικό πλεονέκτημα του κύκλου Rankine είναι η σχεδόν μηδαμινή επίδραση στον κινητήρα.

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι ο προσδιορισμός των ωφελημάτων από τη χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων σε κινητήρα Diesel που φέρει σύστημα δευτερεύοντος κύκλου Rankine. Αυτό επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας υπολογιστικό κώδικα που προσομοιώνει δευτερεύοντα κύκλο Rankine σε κινητήρα βαρέως οχήματος.

Η διπλωματική εργασία οργανώνεται σε 7 κεφάλαια ως ακολούθως:

Στο 1^ο κεφάλαιο γίνεται μια εισαγωγή στο αντικείμενο που εξετάζει η παρούσα εργασία.

Στο 2^ο κεφάλαιο αναλύονται οι λόγοι που επιβάλλουν στις μέρες μας τη βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης των κινητήρων. Αναφέρονται μέθοδοι και αναλύονται συστήματα ανάκτησης θερμότητας.

Στο 3^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται αναλυτικά η θερμοδυναμική και ενεργειακή ανάλυση του κύκλου Rankine όπως και οι δυνατότητες αύξησης του βαθμού απόδοσης του κύκλου.

Στο 4^ο κεφάλαιο γίνεται αναλυτική περιγραφή του συστήματος που πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή της επιπρόσθετης ισχύος.

Στο 5^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται το υπολογιστικό πρόγραμμα προσομοίωσης του κύκλου Rankine που χρησιμοποιήθηκε.

Στο 6^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται και αξιολογούνται τα αποτελέσματα που προκύπτουν με τη χρήση του προγράμματος προσομοίωσης. Ειδικότερα

παρουσιάζονται αποτελέσματα από τη χρήση ή όχι της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.

Στο 7^ο κεφάλαιο δίνονται τα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Σε αυτό το σημείο θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους συνέβαλαν στη διεκπεραίωση αυτής της διπλωματικής εργασίας. Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή Δημήτριο Χουντάλα για τη βοήθειά του στην επιλογή και την ολοκλήρωση της εργασίας αυτής. Ευχαριστώ επίσης, τον Υποψήφιο Διδάκτορα κ. Χρήστο Κατσάνο για την παραχώρηση του υπολογιστικού κώδικα, την καθοδήγησή και τη συμβολή του στην επίλυση των δυσκολιών που αντιμετώπισα.

Τέλος θέλω να ευχαριστήσω τον συνάδελφο και συμφοιτητή Βαρέλη Αλέξανδρο για την βοήθειά του κατά την παράλληλη εκπόνηση της διπλωματικής αυτής εργασίας.

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η μείωση των αποθεμάτων των ορυκτών καυσίμων, η συνεχής αύξηση της τιμής τους και οι προσπάθειες που γίνονται για δημιουργία κινητήρων που είναι πιο φιλικοί προς το περιβάλλον, με μικρότερα επίπεδα εκπομπής ρύπων αποτελούν θέματα επίκαιρα και παγκοσμίου ενδιαφέροντος. Συγκεκριμένα στην Ελλάδα, όπου η ηλεκτροπαραγωγή βασίζεται κυρίως στα ορυκτά καύσιμα, η μείωση των αποθεμάτων τους έχει σημαντικό αντίκτυπο για τη χώρα μας. Στον πίνακα φαίνονται τα γνωστά μέχρι στιγμής αποθέματα ορυκτών καυσίμων παγκοσμίως και ο χρόνος μέσα στον οποίο αυτά θα καταναλωθούν, σύμφωνα με το μέσο τωρινό παγκόσμιο ρυθμό.

	Γνωστά αποθέματα	Διάρκεια ζωής (έτη)
Πετρέλαιο	170.08×10^9 tons	~42
Φυσικό Αέριο	185.02×10^9 m ³	~68
Λιγνίτες	826×10^9 tons	~150

Πίνακας 1-1. Αποθέματα και διάρκεια ζωής ορυκτών καυσίμων. (Πηγή BP Statistical review of world energy 2009)

Οι κύριες πηγές κατανάλωσης καυσίμων είναι η ηλεκτροπαραγωγή, η βιομηχανία και τα μέσα μαζικής μεταφοράς. Πιο συγκεκριμένα στην Ελλάδα το 50% της συνολικά διαθέσιμης ποσότητας καυσίμων καταναλώνεται από τους ηλεκτροπαραγωγικούς σταθμούς, το 18% από τη βιομηχανία και το 21% από τα μέσα μεταφοράς. Με σκοπό τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων στα μέσα μεταφοράς οι προσπάθειες εστιάζονται σε δύο κυρίως τομείς: την ανεύρεση εναλλακτικών καυσίμων και τη χρήση τεχνολογιών μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου των υπαρχόντων οχημάτων. Η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μπορεί να επιτευχθεί είτε με βελτίωση των κατασκευαστικών στοιχείων του ίδιου του οχήματος, όπως μείωση του συνολικού του βάρους και καλύτερη αεροδυναμική σχεδίαση, είτε με αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Οι μηχανές εσωτερικής καύσης έχουν μικρότερους θερμικούς βαθμούς απόδοσης σε σχέση με τον αντίστοιχο ιδανικό κύκλο, διότι μεγάλο μέρος της θερμότητας που αποδίδεται από την καύση, αποβάλλεται ανεκμετάλλευτο στο περιβάλλον. Το πόσο της θερμότητας που μετατρέπεται σε μηχανικό έργο στους βενζινοκινητήρες οχημάτων είναι συνήθως της τάξης του 30% -35%, ενώ στους κινητήρες Diesel οχημάτων είναι της τάξης του 40% -45%.

Επιγραμματικά οι σημαντικότερες τεχνικές αύξησης του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα είναι:

- i. Η μείωση των απωλειών τριβών του κινητήρα.
- ii. Η αύξηση του βαθμού συμπίεσης.
- iii. Η χρησιμοποίηση μέρους της αποβαλλόμενης θερμότητας από τον κινητήρα για την παραγωγή επιπρόσθετης μηχανικής ισχύος.

Η τελευταία τεχνική είναι αυτή που εξετάζεται στην παρούσα εργασία. Πιο συγκεκριμένα σκοπός της παρούσας εργασίας είναι ο προσδιορισμός των πλεονεκτημάτων από τη χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων σε κινητήρα Diesel που φέρει σύστημα δευτερεύοντος κύκλου Rankine. Η μελέτη θα πραγματοποιηθεί σε κινητήρα Diesel βαρέως οχήματος στον οποίο ανακυκλοφορεί το καυσαέριο για τον περιορισμό των εκπομπών NO_x . Τα ανακυκλοφορούντα καυσαέρια στην περίπτωση που οδηγούνται στον εναλλάκτη του δευτερεύοντος κυκλώματος αποβάλλουν μέρος της θερμότητάς τους σε αυτόν με αποτέλεσμα να επιτυγχάνεται τόσο μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα όσο και λιγότερη επιβάρυνση του ψυκτικού κυκλώματος αυτού. Επίσης λόγω της μεγάλης θερμοκρασίας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου επιτυγχάνεται μεγαλύτερη υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου και επομένως του θερμικού βαθμού απόδοσης του δευτερεύοντος κύκλου Rankine. Πρόκειται για μια τεχνολογία που μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κινητήρες παραγωγής ενέργειας και γενικότερα σε όλους τους κινητήρες που αποβάλλουν θερμότητα μέσω των καυσαερίων στο περιβάλλον. Τέλος για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων που θα αξιολογηθούν χρησιμοποιείται υπάρχων μοντέλο το οποίο προβλέπει τη λειτουργία του κύκλου Rankine και των λειτουργικών του παραμέτρων. Αξίζει να σημειωθεί ότι στις μέρες μας η βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα έχει φθάσει σε οριακά επίπεδα με αποτέλεσμα η δυνατότητα περαιτέρω βελτίωσης να είναι σχετικά μικρή. Κατά συνέπεια η αξιοποίηση της αποβαλλόμενης θερμότητας με τη χρήση δευτερεύοντος θερμοδυναμικού κύκλου να αποτελεί μία πολλά υποσχόμενη δυνατότητα.

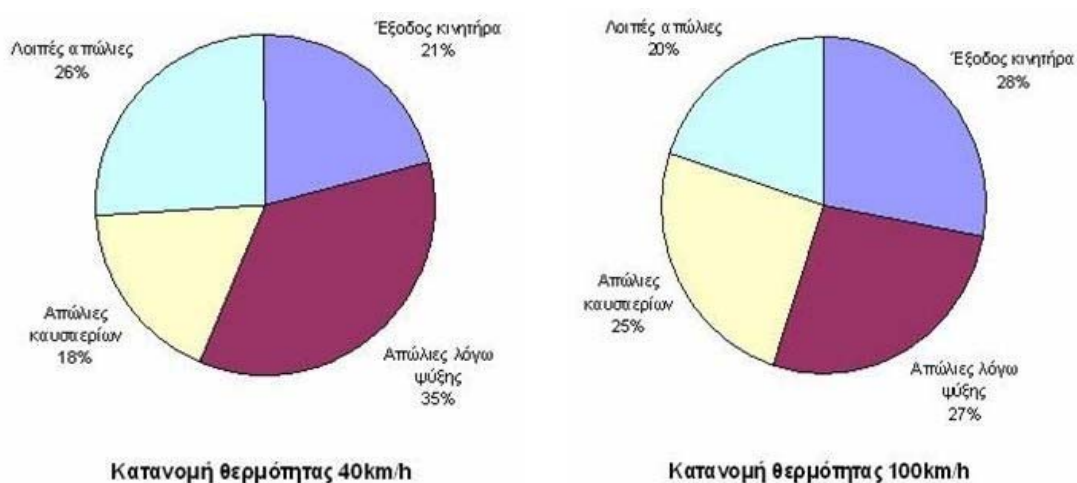
2. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΑ ΚΑΥΣΑΕΡΙΑ

2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η εξέλιξη στην οικονομία (κατανάλωση) καυσίμου στην αυτοκινητιστική βιομηχανία αποτελεί ένα κρίσιμο θέμα εξαιτίας της ενεργειακής κρίσης και του περιβαλλοντικού προβλήματος. Είναι γνωστό ότι η μείωση του βάρους του οχήματος και η αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα επιδρούν θετικά στην οικονομία καυσίμου. Έτσι για να αυξήσουμε το θερμικό βαθμό απόδοσης μπορούμε:

- i. Να μειώσουμε τις απώλειες τριβών.
- ii. Να αυξήσουμε τη συγκέντρωση ισχύος.
- iii. Να βελτιώσουμε το θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης
- iv. Να επανακτήσουμε την ενέργεια των καυσαερίων που αποτελεί απώλεια ενέργειας αφού απορρίπτεται στο περιβάλλον χωρίς να χρησιμοποιείται.

Όπως αναφέρθηκε οι κινητήρες αποβάλλουν μεγάλο ποσοστό της θερμότητας που εκλύεται από την καύση του καυσίμου στο περιβάλλον με συνέπεια τη μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Η θερμότητα αυτή αποβάλλεται μέσω του κυκλώματος ψύξης του κινητήρα και κυρίως μέσω των καυσαερίων στο περιβάλλον. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα κατανομής της θερμικής ενέργειας του καυσίμου σε επιβατικό όχημα φαίνεται στο σχήμα 2-1. Τα σχήματα αυτά αναφέρονται σε βενζινοκινητήρα οχήματος με όγκου εμβολισμού 1500cm³, το οποίο κινείται με σταθερή ταχύτητα. Στην 1^η περίπτωση η ταχύτητα είναι 40km/h και στη 2^η 100km/h [2].



Σχήμα 2-1. Κατανομή θερμικής ενέργειας καυσίμου σε κινητήρα Otto 1500 cm³ για δύο σταθερές ταχύτητες του οχήματος.

Η προσπάθεια εκμετάλλευσης της αποβαλλόμενης θερμικής ενέργειας από Μηχανές Εσωτερικής Καύσης δεν είναι νέα. Μελέτες για το σχεδιασμό τέτοιων συστημάτων έχουν εκπονηθεί από την δεκαετία του '50. Οι περισσότερες από τις μελέτες αποσκοπούσαν σε εφαρμογές σε φορτηγά αυτοκίνητα για μεταφορές μεγάλων αποστάσεων και παρά το γεγονός ότι σημείωναν την ευεργετική επίδραση στην οικονομία καυσίμου εντούτοις δεν βρήκαν εφαρμογή λόγω της πολυπλοκότητας και του μεγάλου μεγέθους των συστημάτων ανάκτησης θερμότητας, του μικρού κόστους καυσίμου και της μικρής αναγκαιότητας μείωσης των εκπομπών CO₂. Η εξέλιξη όμως της τεχνολογίας σε τομείς όπως αυτή των στροβιλομηχανών και των εναλλακτών θερμότητας σε συνδυασμό με την αύξηση των τιμών του πετρελαίου κάνει τη μελέτη και χρήση τους εκ νέου ελκυστική.

2.2 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ ΤΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ως ακολούθως:

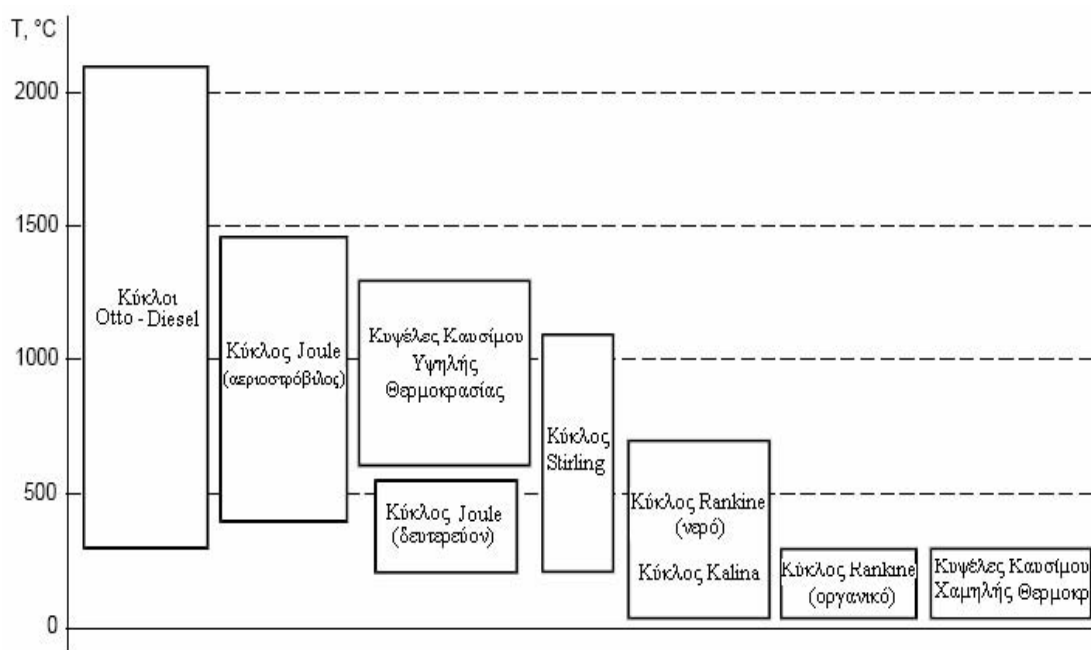
i. Ανάλογα με το είδος της θερμότητας που αξιοποιούν για την παραγωγή έργου. Οι πιο αποτελεσματικές μέθοδοι που χρησιμοποιούνται στα συστήματα αυτά είναι:

a. Αξιοποίηση της θερμότητας που αποβάλλεται από το σύστημα ψύξης: Πρόκειται για απλούστερα συστήματα που περιέχουν λιγότερους εναλλάκτες από τα υπόλοιπα που περιγράφονται στη συνέχεια. Επειδή όλοι οι υδρόψυκτοι κινητήρες έχουν κύκλωμα ψύξης, αποτελούμενο από την αντλία και τον εναλλάκτη θερμότητας, τα συστήματα αυτά μπορούν να εγκατασταθούν στον κινητήρα με μικρές αλλαγές και χωρίς σημαντικές προσθήκες. Μειονέκτημα αποτελεί η ανάγκη για λειτουργία τους σε χαμηλά θερμοκρασιακά επίπεδα, γεγονός που μειώνει το βαθμό απόδοσης. Αρκεί να αναφερθεί ότι το ψυκτικό μέσο, που στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι το νερό, δεν ξεπερνάει τους 95°C, θερμοκρασία πολύ χαμηλή για τη λειτουργία θερμοδυναμικού κύκλου παραγωγής ισχύος.

b. Αξιοποίηση της θερμότητας που αποβάλλεται από τα καυσαέρια: Η αξιοποίηση της θερμότητας των καυσαερίων διευκολύνεται από την υψηλή τους θερμοκρασία. Όμως τόσο η θερμοκρασία όσο και η παροχή τους έχουν μεγάλες διακυμάνσεις γεγονός του απαιτεί συστήματα με δυνατότητα ρύθμισης, υψηλότερης πολυπλοκότητας και όγκου.

c. Αξιοποίηση και των δύο παραπάνω ποσών θερμότητας: Πρόκειται για το αποδοτικότερο σύστημα μεγιστοποιώντας το θερμικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα και ελαχιστοποιώντας το ποσό θερμότητας που απορρίπτεται στον περιβάλλον και δεν αξιοποιείται ως ωφέλιμο έργο.

ii. Ανάλογα με το θερμοδυναμικό κύκλο που χρησιμοποιούν για τη μετατροπή αυτής της ενέργειας. Κριτήριο για την επιλογή του δευτερεύοντος κύκλου αποτελεί η δυνατότητα να λειτουργεί με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες.



Σχήμα 2-2. Θερμοκρασιακά πεδία εντός των οποίων λειτουργούν οι συνήθεις θερμοδυναμικοί κύκλοι παραγωγής ισχύος.

Στο σχήμα 2-2 φαίνονται τα θερμοκρασιακά πεδία εντός των οποίων λειτουργούν οι συνήθεις θερμοδυναμικοί κύκλοι σε πρακτικές εφαρμογές. Ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι ακόλουθοι συνδυασμοί κύκλων ισχύος:

a. Κύκλοι Otto (Diesel) – Κύκλος Rankine : Ο συνδυασμός των δύο κύκλων πραγματοποιείται ως εξής: Τοποθετείται στον κινητήρα ένας εναλλάκτης ο οποίος λαμβάνει θερμότητα από τα καυσαέρια, ατμοποιώντας το εργαζόμενο μέσο σε υψηλή πίεση. Ο ατμός υψηλής πίεσης εκτονώνεται σε στρόβιλο, ο οποίος συνδέεται με το στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα ή με μία γεννήτρια παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος. Ο ατμός μετά την αποτόνωσή του, σε χαμηλή πλέον πίεση οδηγείται στο συμπυκνωτή και εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό. Η τροφοδοτική αντλία αφού

συμπιέσει το υγρό, το επιστρέφει στον ατμοποιητή, ο οποίος μπορεί να λαμβάνει θερμότητα, όπως έχει τονιστεί, είτε από τα καυσαέρια είτε από το κύκλωμα ψύξης.

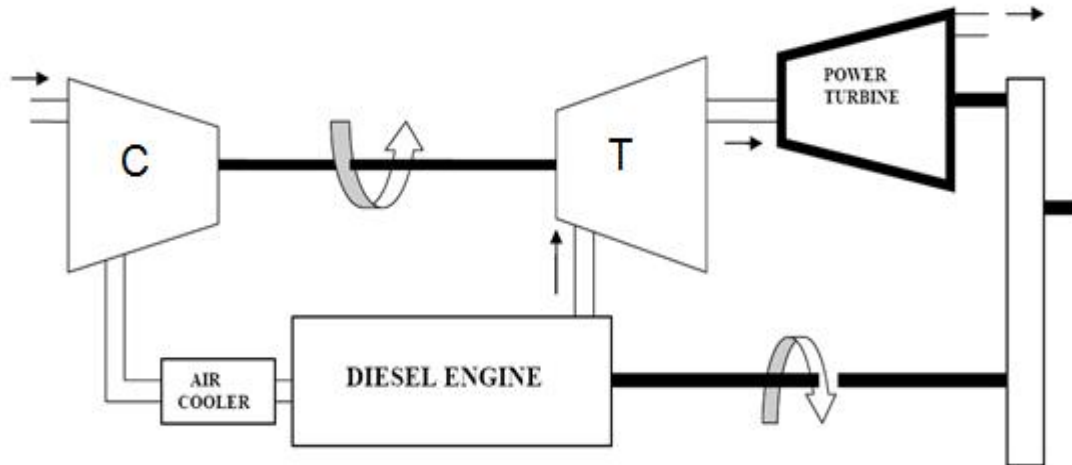
b. Κύκλοι Otto (Diesel) – Κύκλος Stirling : Η ανάκτηση της θερμότητας στον κύκλο αυτό πραγματοποιείται με έναν εναλλάκτη, που θερμαίνει το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Stirling. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο κύκλος Stirling έχει τη ιδιότητα να λειτουργεί με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης και σε μικρά θερμοκρασιακά πεδία, ο οποίος είναι ίσος με αυτόν του αντίστοιχου ιδανικού κύκλου. Επιπλέον το μικρό μέγεθος του κινητήρα Stirling κάνει δυνατή την τοποθέτηση του σε οχήματα και γενικότερα εφαρμογές με περιορισμένο χώρο. Η κατασκευή τους όμως είναι πολυπλοκότερη και απαιτούν μεγάλη προσοχή στη στεγάνωση τους. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι ταχύτητες περιστροφής των κινητήρων Stirling είναι ελάχιστα υψηλότερες από αυτές των κινητήρων Diesel, κάνοντας απλούστερο το σχεδιασμό του μειωτήρα για τη μετάδοση της ισχύος. Οι κινητήρες Stirling ελευθέρων εμβόλων δε μπορούν να έχουν μηχανική σύνδεση με τον κινητήρα και για το λόγο αυτό έχει προταθεί η μεταφορά της ισχύος από υδραυλικό σύστημα αντλίας-υδροστρόβιλου. Ένα τέτοιο σύστημα αποσυνδέει τη λειτουργία των δύο κινητήρων, αλλά αυξάνει την πολυπλοκότητα. Επιπλέον το μεγάλο μέγεθος του κινητήρα ελευθέρων εμβόλων κάνει μη ελκυστική την χρήση του.

c. Κύκλοι Otto (Diesel) – Κύκλος Joule – Brayton: Ο κύκλος Joule – Brayton δύναται να λειτουργεί ως δευτερεύον κύκλος σε κινητήρες οχημάτων. Το εργαζόμενο μέσο μπορεί να είναι το ίδιο το καυσαέριο ή κάποιο άλλο αέριο, π.χ. αέρας. Η χρησιμοποίηση του καυσαερίου ως εργαζόμενο μέσο δεν καθιστά απαραίτητη τη χρήση εναλλάκτη θερμότητας. Είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί ένας στρόβιλος στην εξαγωγή από τον οποίο τα καυσαέρια εξέρχονται σε πίεση περιβάλλοντος (turbocompound). Η επιπρόσθετη ισχύς λαμβάνεται από το στροφαλοφόρο άξονα μέσω ενός μειωτήρα στροφών. Στην κατηγορία αυτή θα μπορούσαμε να εντάξουμε και την στρόβιλουπερπλήρωση, όπου το έργο του στρόβιλου ισούται με το έργο που απορροφά ο συμπιεστής. Μελέτες έχουν συμπεράνει ότι υψηλή πίεση εξόδου των καυσαερίων και χαμηλή θερμοκρασία ευνοεί τον κύκλο Joule – Brayton ως δευτερεύοντα κύκλο σε σχέση με τον Rankine, ενώ σε χαμηλή πίεση εξόδου και υψηλή θερμοκρασία συμβαίνει το αντίθετο.

Τα σημαντικότερα συστήματα ανάκτησης θερμότητας που έχουν αναπτυχθεί είναι τα κάτωθι [3]:

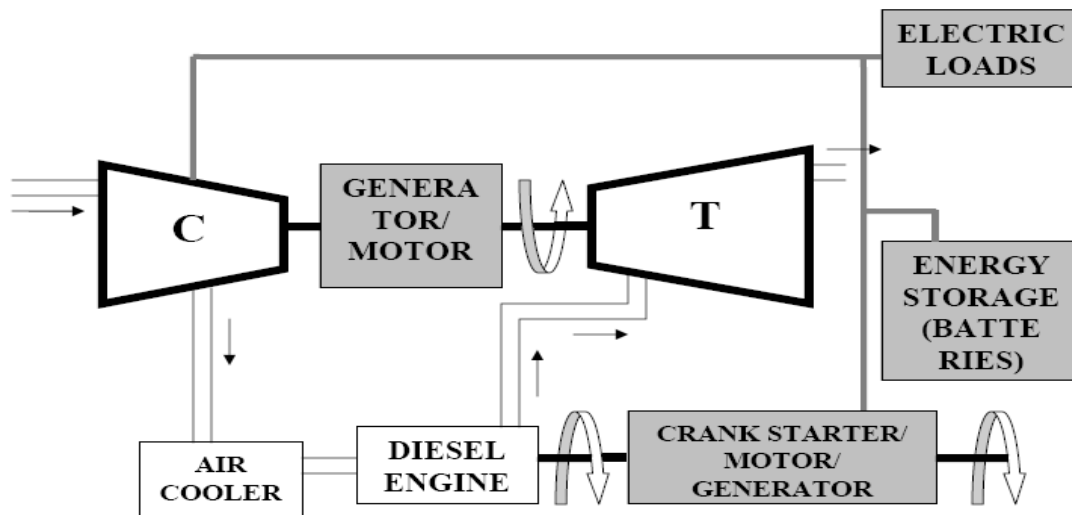
- i. Σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος (Turbocompounding):

a. Μηχανική: Στο σχήμα 2-3 παρουσιάζεται η σχηματική διάταξη της μηχανικής υπερπλήρωσης σε κινητήρα Diesel. Ο στρόβιλος ισχύος είναι τοποθετημένος κατάντι του στροβίλου της υπερπλήρωσης και συνδέεται μηχανικά με το στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα διαμέσου ενός μειωτήρα στροφών.



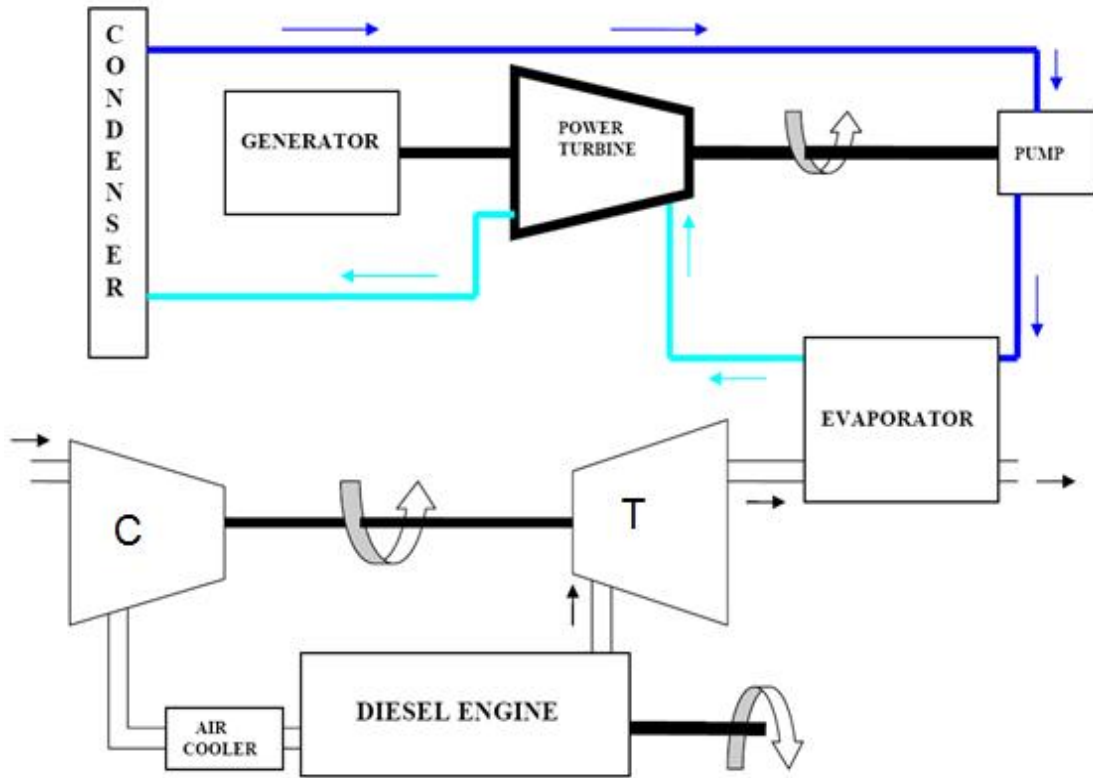
Σχήμα 2-3. Σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος (Mechanical Turbocharging).

b. Ηλεκτρική: Στο σύστημα αυτό ανακτάται μέρος της ενέργειας των καυσαερίων χρησιμοποιώντας γεννήτρια υψηλών στροφών. Η διάταξη του συστήματος φαίνεται στο ακόλουθο σχήμα.



Σχήμα 2-4. Ηλεκτρική στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος (Electrical Turbocharging).

ii. Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων κινητήρα μέσω κύκλου Rankine: Στην τεχνολογία αυτή τοποθετείται δευτερεύον κύκλος Rankine μετά τον υπερπληρωτή (σχήμα 2-5).



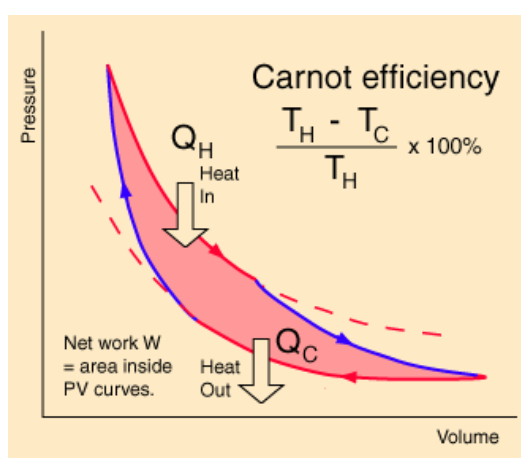
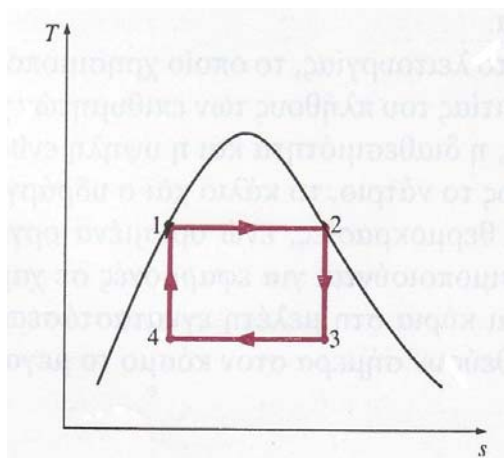
Σχήμα 2-5. Στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine (Rankine compounding)

3. ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΚΥΚΛΩΝ

3.1 ΚΥΚΛΟΣ CARNOT – ΚΥΚΛΟΣ ΑΝΑΦΟΡΑΣ

Ο πιο αποδοτικός κύκλος λειτουργίας μεταξύ δύο δεδομένων επιπέδων θερμοκρασίας είναι ο κύκλος του Carnot. Ο κύκλος αυτός εάν ήταν δυνατό θα επιλεγόταν σίγουρα ως ο ιδανικός κύκλος, όμως όπως εξηγείται στη συνέχεια, ο κύκλος Carnot δεν είναι πραγματοποιήσιμος και δεν χρησιμοποιείται στους κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό.

Θεωρείται ένας κύκλος Carnot με σταθεροποιημένη ροή, ο οποίος πραγματοποιείται μέσα στην καμπύλη κορεσμού μιας καθαρής ουσίας, λ.χ. του νερού, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 3-1. Το νερό θερμαίνεται με αναστρέψιμο τρόπο και ισόθερμα σ' έναν ατμοποιητή (διεργασία 1-2), εκτονώνεται ισεντροπικά σ' ένα στρόβιλο (διεργασία 2-3), στη συνέχεια συμπυκνώνεται αντιστρεπτά και ισόθερμα σ' ένα συμπυκνωτή (διεργασία 3-4) και τέλος συμπιέζεται ισεντροπικά μέσα σ' ένα συμπιεστή ως την αρχική κατάσταση (διεργασία 4-1).



Σχήμα 3-1. Διάγραμμα T-s, P-V κύκλου Carnot

Ο κύκλος αυτός δεν είναι πραγματοποιήσιμος για διάφορους λόγους. Μερικοί από αυτούς είναι οι ακόλουθοι:

i. Η ισόθερμη μεταφορά θερμότητας προς ή από το διφασικό σύστημα (διεργασίες 1-2 και 3-4) είναι δυνατό να προσεγγισθούν ικανοποιητικά πραγματοποιώντας διαδοχικές αναθερμάνσεις. Όμως περιορίζοντας τις διεργασίες μετάδοσης θερμότητας σε διφασικά συστήματα, περιορίζεται αυστηρά η μέγιστη θερμοκρασία που είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί στον κύκλο (πρέπει να παραμείνει

κάτω από την τιμή που αντιστοιχεί στο κρίσιμο σημείο, η οποία για το νερό είναι 374 °C).

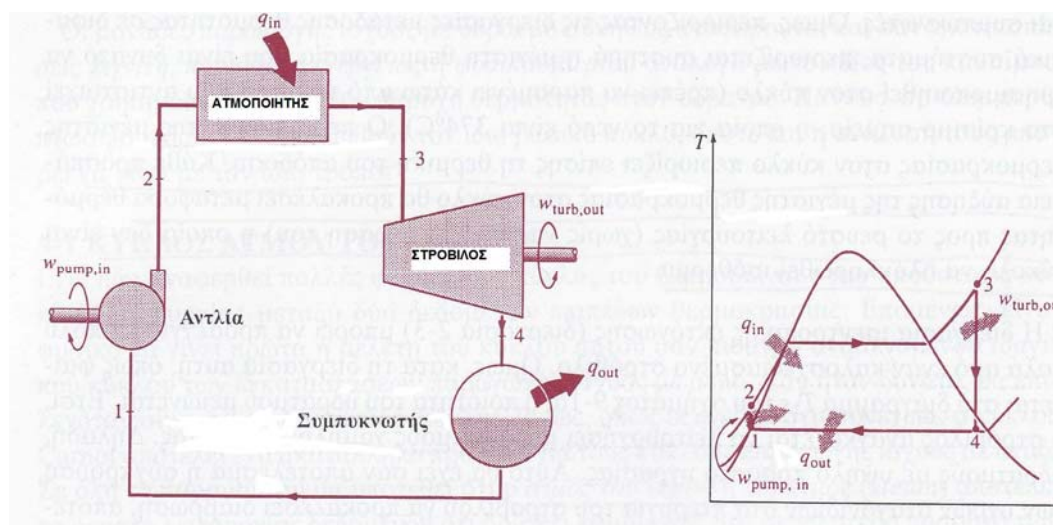
ii. Η ισεντροπική εκτόνωση (διεργασία 2-3) πραγματοποιείται στην υγρή περιοχή με συνέπεια η ποιότητα του υδρατμού να μειώνεται. Έτσι ο στρόβιλος αναγκάζεται να λειτουργήσει με υδρατμούς υψηλού ποσοστού υγρασίας. Αυτό θα έχει σαν αποτέλεσμα η σύγκρουση των υγρών σταγονιδίων στα πτερύγια του στρόβιλου να προκαλέσει διάβρωση, αποτελώντας σημαντική αιτία φθοράς τους.

iii. Η διεργασία ισεντροπικής συμπίεσης (διεργασία 4-1) προκαλεί τη συμπίεση του μίγματος υγρού-ατμού στην κατάσταση του κορεσμένου υγρού. Σχετικά με αυτή τη διεργασία υπάρχουν δύο δυσκολίες. Πρώτον, δεν είναι εύκολο να ελεγχθεί με ακρίβεια η διεργασία συμπύκνωσης, ώστε να τελειώσει με την επιθυμητή ποιότητα στην κατάσταση 4. Δεύτερον, δεν είναι πρακτικός ο σχεδιασμός ενός συμπιεστή που θα διαχειριστεί δύο φάσεις.

Έτσι, συμπεραίνεται ότι ο κύκλος Carnot δεν αποτελεί κατάλληλο πρότυπο σύγκρισης για τους κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό, επειδή παρουσιάζει πρακτικές δυσκολίες. Αντίθετα, το πρότυπο για κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό είναι ο κύκλος Rankine, ο οποίος δεν εμφανίζει εσωτερικές αντιστρεπτότητες.

3.2 Ο ΚΥΚΛΟΣ RANKINE

Πολλές από τις δυσκολίες εφαρμογής που σχετίζονται με τον κύκλο Carnot είναι δυνατό να εξαλειφθούν υπερθερμαίνοντας τον ατμό στον ατμοποιητή και συμπυκνώνοντάς τον πλήρως στο συμπυκνωτή, όπως φαίνεται σχηματικά στο διάγραμμα T-s του σχήματος 3-2.



Σχήμα 3-2. Διάγραμμα T-s κύκλου Rankine και σχηματική διάταξη

Ο κύκλος που προκύπτει είναι ο κύκλος του Rankine, ο οποίος δεν εμφανίζει εσωτερικές αναντιστρεπτότητες και αποτελεί το πρότυπο για κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό.

3.2.1 Θερμοδυναμική ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine

Ο ιδανικός κύκλος Rankine αποτελείται από τις ακόλουθες τέσσερις διεργασίες:

- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση σε αντλία
- 2-3 Προσθήκη θερμότητας στον ατμοποιητή υπό σταθερή πίεση (P_H)
- 3-4 Ισεντροπική εκτόνωση σ' ένα στρόβιλο
- 4-1 Απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή υπό σταθερή πίεση (P_L)

Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στην αντλία στην κατάσταση 1 με τη μορφή κορεσμένου υγρού και συμπιέζεται ισεντροπικά στην υψηλή πίεση του κύκλου. Η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου, κατά τη διάρκεια αυτής της ισεντροπικής συμπίεσης αυξάνεται λίγο εξαιτίας της ελαφριάς μείωσης του ειδικού όγκου του εργαζόμενου μέσου.

Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον ατμοποιητή στην κατάσταση 2 ως συμπιεσμένο υγρό και εξέρχεται στην κατάσταση 3 ως υπέρθερμος ατμός. Ο ατμοποιητής είναι βασικά ένας μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας στον οποίο η θερμότητα μεταδίδεται στο νερό ουσιαστικά υπό σταθερή πίεση.

Στην κατάσταση 3, ο υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στο στρόβιλο στον οποίο εκτονώνεται ισεντροπικά και παράγει έργο. Κατά τη διεργασία αυτή, η πίεση και η θερμοκρασία των ατμών μειώνονται στις τιμές της κατάστασης 4 στην οποία οι ατμοί εισέρχονται στο συμπυκνωτή. Ο ατμός συμπυκνώνεται σε σταθερή πίεση στο συμπυκνωτή, ο οποίος είναι βασικά ένας μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας, απορρίπτοντας τη θερμότητα σ' ένα ψυκτικό μέσο. Ο ατμός αφήνει το συμπυκνωτή με τη μορφή κορεσμένου υγρού και εισέρχεται στην αντλία, ολοκληρώνοντας έτσι τον κύκλο.

Η επιφάνεια κάτω από την καμπύλη διεργασίας σ' ένα διάγραμμα T-s παριστάνει τη θερμότητα που μεταφέρεται για εσωτερικά αντιστρεπτές διεργασίες. Η περιοχή κάτω από την καμπύλη της διεργασίας 2-3 παριστάνει τη θερμότητα που μεταφέρεται στο νερό μέσα στον ατμοποιητή, ενώ η περιοχή κάτω από την καμπύλη της διεργασίας 4-1 παριστάνει τη θερμότητα που απορρίπτεται στο συμπυκνωτή. Η διαφορά μεταξύ αυτών των δύο (δηλαδή η περιοχή που περιβάλλεται από τον κύκλο) είναι το καθαρό έργο που παράγεται στη διάρκεια του κύκλου.

3.2.2 Ενεργειακή ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine

Και οι τέσσερις συσκευές που εμπλέκονται στον κύκλο Rankine (η αντλία, ο ατμοποιητής, ο στρόβιλος και ο συμπυκνωτής) είναι συσκευές μόνιμης ροής και επομένως και οι τέσσερις διεργασίες που συνιστούν τον κύκλο Rankine είναι δυνατόν να αναλυθούν σαν διεργασίες μόνιμης ροής. Οι μεταβολές της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας του ατμού είναι συνήθως μικρές σε σχέση με τους όρους του έργου και της θερμότητας που μεταφέρεται, με αποτέλεσμα να θεωρούνται συνήθως αμελητέες. Έτσι η εξίσωση ενέργειας της σταθεροποιημένης ροής ανά μονάδα μάζας ατμού απλοποιείται στην ακόλουθη σχέση:

$$(\dot{q}_{in} - \dot{q}_{out}) + (\dot{w}_{in} - \dot{w}_{out}) = h_e - h_i \quad (\text{KJ/Kg}) \quad (3-1)$$

Ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής δεν παράγουν έργο, ενώ η αντλία και ο στρόβιλος υποτίθεται ότι λειτουργούν ισεντροπικά. Η διατήρηση της ενέργειας για κάθε συσκευή μπορεί να εκφρασθεί από τις ακόλουθες σχέσεις:

- Αντλία (q=0): $\dot{w}_{pump,in} = h_2 - h_1$ (3-2)

- Ατμοποιητής (w=0): $\dot{q}_{in} = h_3 - h_2$ (3-3)

- Στρόβιλος (q=0): $\dot{w}_{turb,out} = h_3 - h_4$ (3-4)

- Συμπυκνωτής (w=0): $\dot{q}_{out} = h_4 - h_1$ (3-5)

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (3-6)$$

όπου:

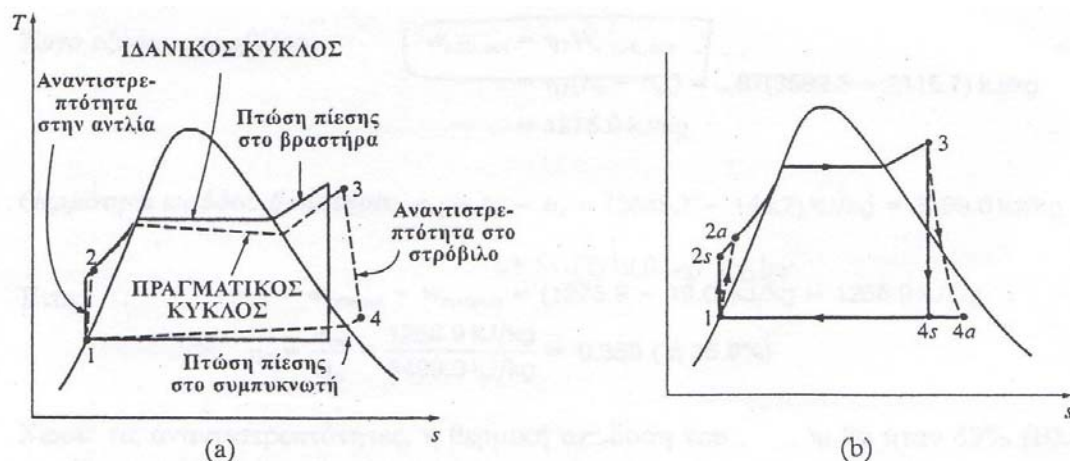
$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_{turb,out} - w_{pump,in} \quad (3-7)$$

Σ' ένα διάγραμμα T-s, ο βαθμός απόδοσης μπορεί επίσης να εκφρασθεί από το λόγο της επιφάνειας που περιβάλλεται από τον κύκλο προς την επιφάνεια κάτω από τη διεργασία προσθήκης θερμότητας.

3.2.3 Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου Rankine από τον αντίστοιχο ιδανικό

Η συμπεριφορά του πραγματικού κύκλου παραγωγής ισχύος με ατμό διαφέρει από αυτήν του ιδανικού κύκλου Rankine, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 3-3,

εξαιτίας των αναντιστρεπτοτήτων που εμφανίζονται στις διάφορες συσκευές του. Ιδιαίτερης σημασίας είναι οι αναντιστρεπτότητες που εμφανίζονται στην αντλία και στο στρόβιλο. Εξαιτίας των αναντιστρεπτοτήτων μια αντλία θα απαιτεί περισσότερο έργο εισόδου, ενώ ένας στρόβιλος θα παράγει λιγότερο έργο εξόδου. Σε ιδανικές συνθήκες η ροή διαμέσου αυτών των συσκευών είναι ισεντροπική.



Σχήμα 3-3. (a) Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου από τον ιδανικό κύκλο Rankine. (b) Η επίδραση των μη-αντιστρεπτών διεργασιών της αντλίας και του στρόβιλου στον ιδανικό και κύκλο Rankine [4].

Η τριβή του ρευστού και οι ανεπιθύμητες θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον είναι επίσης δύο συνηθισμένες αιτίες εμφάνισης αναντιστρεπτότητας.

Η τριβή του ρευστού προκαλεί πτώση πίεσης στον ατμοποιητή, στο συμπυκνωτή και στις σωληνώσεις σύνδεσης των διαφόρων συσκευών. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο ατμός να εξέρχεται από τον ατμοποιητή σε χαμηλότερη πίεση. Επίσης, η πίεση στην είσοδο του στρόβιλου είναι λίγο πιο χαμηλή από εκείνη στην έξοδο του ατμοποιητή λόγω της πτώσης πίεσης στους σωλήνες σύνδεσής τους. Η πτώση πίεσης στο συμπυκνωτή είναι συνήθως μικρή.

Για να αντισταθμιστούν αυτές οι πτώσεις πίεσης, το εργαζόμενο μέσο πρέπει να αντληθεί σε υψηλότερη πίεση από αυτή που προβλέπεται από τον ιδανικό κύκλο. Αυτό απαιτεί τη χρήση μιας μεγαλύτερης αντλίας και επομένως την κατανάλωση μεγαλύτερης ισχύος στην αντλία.

Η άλλη βασική πηγή εμφάνισης αναντιστρεπτοτήτων είναι οι απώλειες θερμότητας από τον ατμό προς το περιβάλλον, καθώς ο ατμός ρέει διαμέσου των διαφόρων συσκευών. Για να διατηρηθεί το καθαρό έργο εξόδου του κύκλου στο ίδιο επίπεδο, χρειάζεται να μεταφερθεί περισσότερη θερμότητα στον ατμό μέσα στον ατμοποιητή, ώστε να αντισταθμιστούν αυτές οι ανεπιθύμητες απώλειες. Αυτό θα έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση της απόδοσης του κύκλου.

Για την ανάλυση των πραγματικών κύκλων χρειάζεται να ληφθούν υπόψη και άλλοι παράγοντες. Στους πραγματικούς συμπυκνωτές το υγρό είναι συνήθως υπόψυκτο, ώστε να αποφεύγεται η δημιουργία σπηλαιώσεων, δηλαδή ραγδαίων εξατμίσεων και συμπυκνώσεων του ρευστού στην πλευρά χαμηλής πίεσης του πτερυγίου της αντλίας, που μπορούν τελικά να το καταστρέψουν. Ο ατμός που πιθανόν να διαρρέει κατά τη διάρκεια του κύκλου και ο αέρας που πιθανόν να εισρέει στο συμπυκνωτή αποτελούν δύο επιπλέον πηγές απωλειών. Τέλος, στον υπολογισμό της απόδοσης των πραγματικών εγκαταστάσεων παραγωγής ισχύος θα πρέπει να λαμβάνεται επίσης υπόψη η ισχύς που καταναλώνεται από το βοηθητικό εξοπλισμό.

3.2.4 Δυνατότητες αύξησης του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine

Οι μονάδες παραγωγής ισχύος με ατμό είναι υπεύθυνες για την παραγωγή μεγάλου μέρους ηλεκτρικής ισχύος παγκοσμίως. Ακόμη και μικρές αυξήσεις της θερμικής απόδοσης μπορεί να σημαίνουν μεγάλη εξοικονόμηση ενεργειακών και οικονομικών πόρων. Έτσι, γίνεται κάθε δυνατή προσπάθεια να βελτιωθεί η απόδοση του κύκλου σύμφωνα με τον οποίο λειτουργεί η κάθε μονάδα παραγωγής ισχύος με ατμό.

Πίσω από όλες τις τροποποιήσεις για αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου ισχύος, η βασική ιδέα είναι η ίδια:

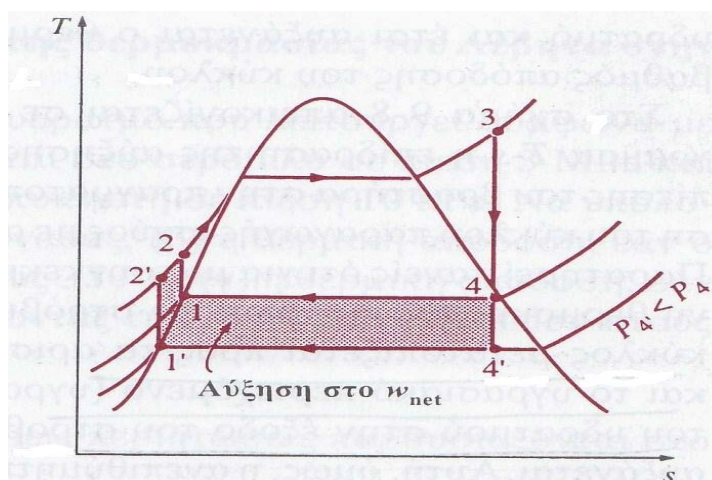
- i. Αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία η θερμότητα μεταφέρεται από τον ατμοποιητή στο εργαζόμενο μέσο.
- ii. Μείωση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία η θερμότητα απορρίπτεται από το ρευστό λειτουργίας μέσα στο συμπυκνωτή.

Αυτό σημαίνει ότι η μέση θερμοκρασία του ρευστού θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερη κατά τη διάρκεια προσθήκης θερμότητας και κατά το δυνατό χαμηλότερη κατά τη διάρκεια της απόρριψης θερμότητας. Στη συνέχεια αναφέρονται τρεις τρόποι σύμφωνα με τους οποίους είναι δυνατό να επιτευχθούν τα παραπάνω για τον απλό ιδανικό κύκλο Rankine [4].

3.2.4.1 Μείωση της πίεσης του συμπυκνωτή

Στη θερμοκρασία κορεσμού, που αντιστοιχεί στην πίεση που επικρατεί στο εσωτερικό του συμπυκνωτή, ο ατμός βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου μίγματος. Επομένως, μειώνοντας την πίεση λειτουργίας του συμπυκνωτή, αυτόματα μειώνεται

η θερμοκρασία του ατμού και επομένως η θερμοκρασία στην οποία απορρίπτεται η θερμότητα.

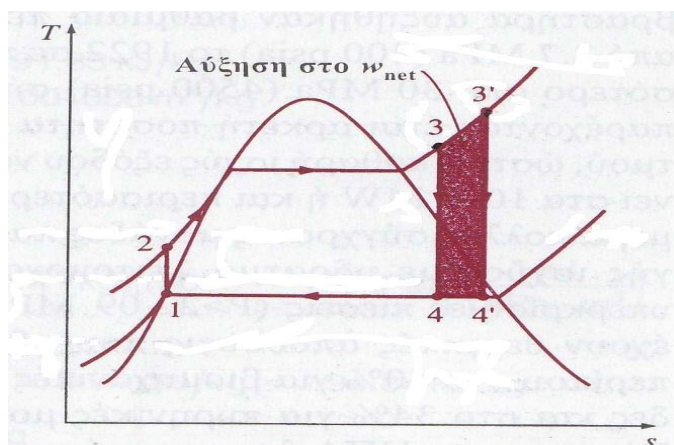


Σχήμα 3-4. Η επίδραση της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή σ' έναν ιδανικό κύκλο Rankine.

Η επίδραση της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή στο βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine παρουσιάζεται στο διάγραμμα T-s του σχήματος 3-4. Για λόγους σύγκρισης, η κατάσταση εισόδου στο στρόβιλο έχει διατηρηθεί η ίδια. Η σκιαγραφημένη περιοχή του διαγράμματος αυτού παριστά την αύξηση του καθαρού έργου εξόδου εξαιτίας της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή από P_4 σε P'_4 . Επίσης, αυξάνουν οι ανάγκες για προσθήκη θερμότητας (παριστάνονται από την περιοχή κάτω από την καμπύλη $2'-2$), αλλά αυτή η αύξηση είναι πολύ μικρή. Έτσι, το συνολικό αποτέλεσμα της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή είναι μια αύξηση της θερμικής απόδοσης του κύκλου.

3.2.4.2 Υπερθέρμανση του ατμού σε υψηλές θερμοκρασίες

Είναι δυνατόν να αυξηθεί η μέση θερμοκρασία στην οποία η θερμότητα προστίθεται στον ατμό. Αυτό πετυχαίνεται, υπερθερμαίνοντας τον ατμό σε υψηλές θερμοκρασίες χωρίς να αυξηθεί η πίεση του ατμοποιητή. Η επίδραση της υπερθέρμανσης στην εκτέλεση των κύκλων ισχύος με ατμό παρουσιάζεται στο διάγραμμα T-s του σχήματος 3-5. Η χρωματισμένη περιοχή παριστάνει την αύξηση του καθαρού έργου. Η συνολική περιοχή κάτω από την καμπύλη διεργασίας $3-3'$ παριστάνει την αύξηση της θερμότητας εισόδου. Έτσι, τόσο το καθαρό έργο όσο και η θερμότητα εισόδου αυξάνονται λόγω της υπερθέρμανσης του ατμού σε υψηλότερη θερμοκρασία. Η τελική επίδραση είναι η αύξηση του βαθμού απόδοσης, αφού αυξάνεται η μέση θερμοκρασία στην οποία προστίθεται θερμότητα.

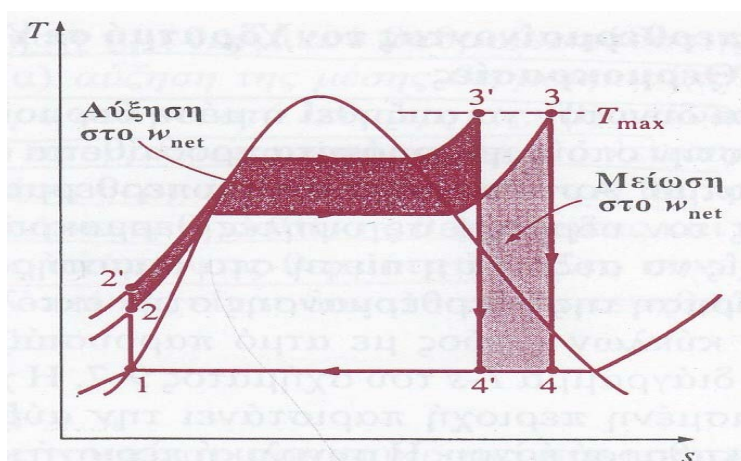


Σχήμα 3-5. Η επίδραση της υπερθέρμανσης του ατμού σε υψηλότερες θερμοκρασίες στον ιδανικό κύκλο Rankine.

Η υπερθέρμανση του ατμού σε υψηλότερες θερμοκρασίες έχει ένα άλλο επιθυμητό αποτέλεσμα: μειώνει το υγρασιακό περιεχόμενο του ατμού στην έξοδο του στροβίλου, όπως μπορεί κανείς να δει από το διάγραμμα T-s (η ποιότητα στην κατάσταση 4' είναι υψηλότερη από εκείνη της κατάστασης 4). Βέβαια, η θερμοκρασία στην οποία ο ατμός μπορεί να υπερθερμανθεί περιορίζεται και από κατασκευαστικούς παράγοντες.

3.2.4.3 Αύξηση της πίεσης του ατμοποιητή

Ένας άλλος τρόπος για να αυξηθεί η μέση θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της διεργασίας προσθήκης θερμότητας είναι ν' αυξηθεί η πίεση λειτουργίας του ατμοποιητή, η οποία αυτόματα αυξάνει τη θερμοκρασία στην οποία διεξάγεται ο βρασμός. Αυτό, κατά συνέπεια, αυξάνει τη μέση θερμοκρασία στην οποία η θερμότητα προστίθεται στον ατμό και έτσι αυξάνεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου.



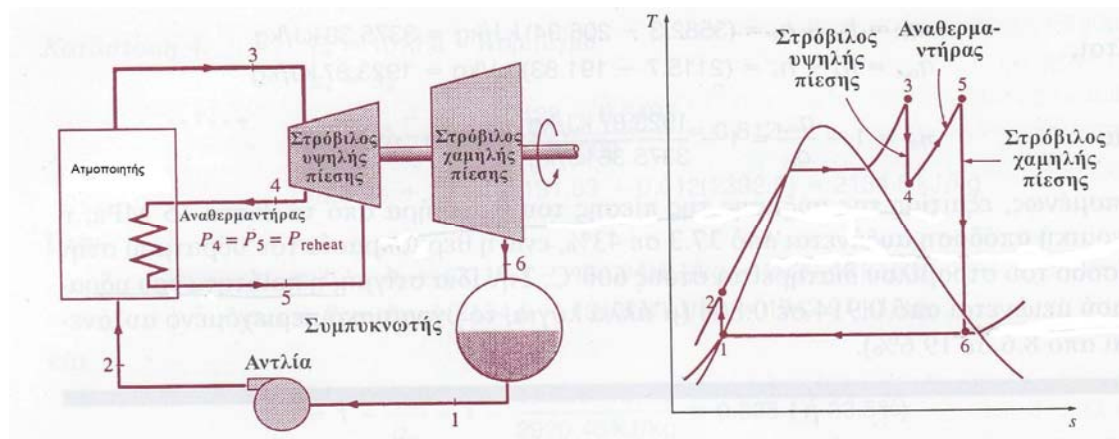
Σχήμα 3-6. Η επίδραση της αύξησης της πίεσης του ατμοποιητή στον ιδανικό κύκλο Rankine.

Στο σχήμα 3-6 απεικονίζεται σε διάγραμμα T-s η επίδραση της αύξησης της πίεσης του ατμοποιητή στην πραγματοποίηση του κύκλου παραγωγής ισχύος με ατμό. Παρατηρείται ότι για μια συγκεκριμένη θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο ο κύκλος μετατοπίζεται προς τα αριστερά και η υγρότητα του ατμού στην έξοδο του στρόβιλου αυξάνεται. Αυτή, όμως, η ανεπιθύμητη παρενέργεια μπορεί να διορθωθεί αναθερμαίνοντας τον ατμό σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω.

3.2.5 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση

Μια πρακτική λύση για ν' αυξηθεί ο θερμοκός βαθμός απόδοσης του κύκλου και ν' αποφευχθεί η υγρασία στο στρόβιλο είναι η εκτόνωση του ατμού στο στρόβιλο σε δύο στάδια με ενδιάμεση αναθέρμανση.

Το διάγραμμα T-s του ιδανικού κύκλου Rankine με αναθέρμανση και η σχηματική παράσταση της μονάδας απεικονίζονται στο σχ. 3-7.



Σχήμα 3-7. Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση.

Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση διαφέρει από τον απλό ιδανικό κύκλο Rankine στο ότι η διεργασία της εκτόνωσης πραγματοποιείται σε δύο στάδια. Στο πρώτο στάδιο (στο στρόβιλο υψηλής πίεσης), ο ατμός εκτονώνεται ισεντροπικά σε μια ενδιάμεση πίεση και στέλνεται ξανά στον ατμοποιητή όπου αναθερμαίνεται σε μια σταθερή πίεση, συνήθως στη θερμοκρασία εισόδου του πρώτου σταδίου του στρόβιλου. Στη συνέχεια, ο ατμός εκτονώνεται ισεντροπικά στο δεύτερο στάδιο (στο στρόβιλο χαμηλής πίεσης), στην πίεση του συμπυκνωτή. Έτσι, για ένα κύκλο με αναθέρμανση, η συνολική προσθήκη θερμότητας και το συνολικό έργο εξόδου των στρόβιλων γίνονται:

$$Q_{in} = Q_{primary} + Q_{reheat} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (3-8)$$

και:

$$w_{\text{turb,out}} = w_{\text{turb,I}} + w_{\text{turb,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (3-9)$$

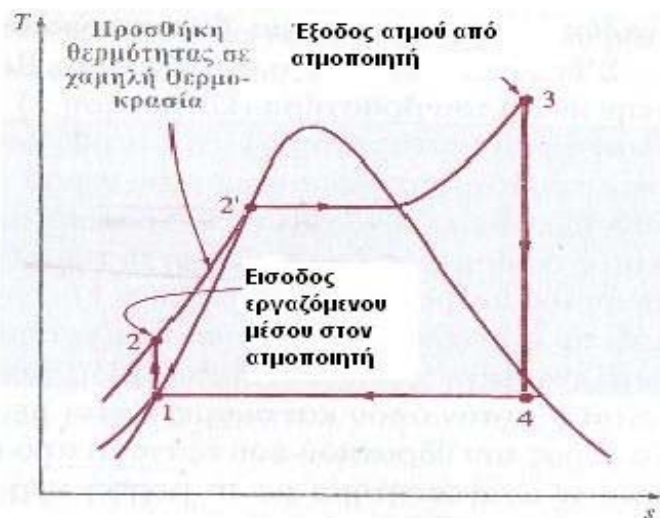
Η ενσωμάτωση της απλής αναθέρμανσης σε μια σύγχρονη μονάδα παραγωγής ισχύος με ατμό βελτιώνει την απόδοση κύκλου κατά 4 έως 5%, με αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία η θερμότητα προστίθεται στον ατμό.

Υπενθυμίζεται ότι μοναδικός στόχος του κύκλου με αναθέρμανση είναι η μείωση του υγρασιακού περιεχομένου του ατμού στα τελικά στάδια της εκτόνωσης. Εάν υπήρχαν διαθέσιμα υλικά που θα μπορούσαν να ανταπεξέλθουν ικανοποιητικά σε θερμοκρασίες, δε θα υπήρχε ανάγκη χρήσης του κύκλου αναθέρμανσης.

3.2.6 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναγέννηση (προθέρμανση)

Από μια προσεκτική εξέταση των διαγραμμάτων T-s του κύκλου Rankine που παρατίθενται στο σχήμα 3-8, διαπιστώνεται ότι κατά τη διάρκεια της διεργασίας 2-2' προστίθεται θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο σε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία. Αυτό προκαλεί τη μείωση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία προστίθεται θερμότητα και κατά συνέπεια και του βαθμού απόδοσης του κύκλου.

Για να διορθωθεί αυτό το μειονέκτημα αναζητούνται τρόποι αύξησης της θερμοκρασίας του υγρού που εγκαταλείπει την αντλία (νερού τροφοδοσίας) πριν εισέλθει στον ατμοποιητή. Μια πρακτική διεργασία αναγέννησης, σε μονάδες παραγωγής ισχύος με ατμό, επιτυγχάνεται αφαιρώντας ατμό από το στρόβιλο σε διαφορετικά σημεία. Ο ατμός αυτός, ο οποίος θα μπορούσε να παράγει επιπλέον έργο, εάν εκτονωνόταν στο στρόβιλο, χρησιμοποιείται για τη θέρμανση του νερού τροφοδοσίας. Η συσκευή στην οποία πραγματοποιείται η θέρμανση αυτή με αναγέννηση ονομάζεται αναγεννητήρας ή θερμαντήρας του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 3-8. Το πρώτο τμήμα της διεργασίας προσθήκης θερμότητας στον ατμοποιητή πραγματοποιείται σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες.

Η αναγέννηση δε βελτιώνει μόνο την απόδοση του κύκλου, αλλά επιπλέον παρέχει μέσα εξαέρωσης του εργαζόμενου μέσου (αφαιρώντας τον αέρα που εισρέει στο συμπυκνωτή) για να αποφευχθεί η διάβρωση στον ατμοποιητή. Επιπλέον, βοηθά στον έλεγχο της μεγάλης ογκομετρικής παροχής του ατμού στα τελικά στάδια (βαθμίδες) του στροβίλου (εξαιτίας των υψηλών ειδικών όγκων στις χαμηλές πιέσεις). Έτσι η αναγέννηση χρησιμοποιείται σε όλες τις σύγχρονες μονάδες παραγωγής ισχύος με ατμό από τις αρχές τη δεκαετίας του '20, οπότε και πρωτοεμφανίστηκε.

Ο θερμαντήρας του εργαζόμενου μέσου είναι βασικά ένας εναλλάκτης θερμότητας με τη βοήθεια του οποίου η θερμότητα μεταφέρεται από τον ατμό στο εργαζόμενο μέσο τροφοδοσίας, είτε αναμιγνύοντας τα ρεύματα ροής των δύο ρευστών (ανοικτοί θερμαντήρες), είτε χωρίς ανάμιξή τους (κλειστοί θερμαντήρες).

4. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

4.1 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL

Πριν προχωρήσουμε στην μελέτη του συστήματος ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων κινητήρων Diesel μέσω κύκλου Rankine θα γίνει μια σύντομη περιγραφή του κινητήρα Diesel (πήρε το όνομά του από τον εφευρέτη του Rudolf Diesel), ο οποίος επιπλέον καλείται και κινητήρας έναυσης με συμπίεση (αυτανάφλεξη) διότι έχουμε πάντοτε αυτανάφλεξη, λόγω της κατάλληλης εισαγωγής του καυσίμου στον κύλινδρο τη στιγμή κατά την οποία το περιεχόμενό του έχει ήδη θερμανθεί σε επαρκώς υψηλή θερμοκρασία.

Ο κινητήρας Diesel [1] αναρροφά πάντα ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί ως καύσιμα τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων (που είναι λιγότερα πτητικά και φθηνότερα), όπως το αεριέλαιο (καύσιμο Diesel) ή ακόμη, στους μέσους και μεγάλων διαστάσεων κινητήρες, το ελαφρό ή βαρύ καύσιμο λεβήτων. Για το σχηματισμό του μείγματος το πετρέλαιο εισάγεται στο θάλαμο καύσης διασκορπιζόμενο στη μάζα του ήδη συμπιεσμένου αέρα, με τη βοήθεια μηχανικής συμπίεσεως δηλαδή υπό την επίδραση της ισχυρής πίεσεως που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου-εγχυτήρα. Έχουμε δηλαδή καύση ετερογενούς μείγματος αέρα καυσίμου (φλόγα διαχύσεως).

Η έναυση και ο ρυθμός καύσεως ελέγχονται από τη στιγμή της εγχύσεως και το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου, σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο τύρβης του συμπιεσμένου αέρα, παρότι επηρεάζονται από την πίεση και τη θερμοκρασία. Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μείγματος είναι σχετικά μικρός, είναι πάντοτε αναγκαία μια περίσσεια αέρα (ελάχιστος λόγος μαζών αέρα-καυσίμου 18:1 έως 25:1) για την επίτευξη της τέλει καύσης, πράγμα όμως που οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος.

Η ρύθμιση της ισχύος του κινητήρα Diesel είναι ποιοτική δηλαδή η αυξομείωση της ισχύος επιτυγχάνεται δια της μεταβολής της ποιότητας του μείγματος (δηλαδή του λόγου καυσίμου-αέρα), προκαλούμενης πρωτογενώς δια της μεταβολής της ανά κύκλο εγχυομένης ποσότητας καυσίμου ενώ η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα παραμένει πρακτικώς ίδια, για όλα τα φορτία, εφόσον τηρείται σταθερή ταχύτητα περιστροφής. Το μέγιστο φορτίο στον κινητήρα Diesel τίθεται από την καύση (περίσσεια αέρα), δηλαδή αντιστοιχεί στο φορτίο πέραν του οποίου αρχίζουμε

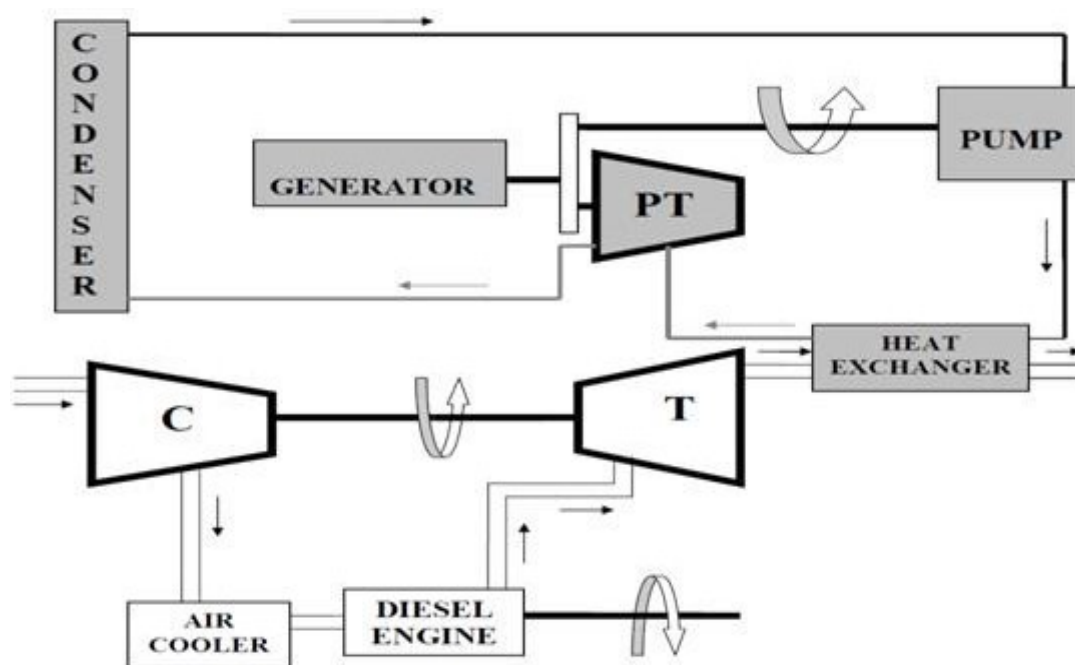
να έχουμε απαράδεκτο, πλέον του ‘ελαφρού’ καπνό (άκαυστος άνθρακας) στην εξαγωγή.

Η ικανοποιητική λειτουργία του κινητήρα Diesel εξαρτάται από τον κατάλληλο έλεγχο της εγχύσεως του καυσίμου και της κινήσεως του αέρα στον θάλαμο καύσεως. Ιδανικά είναι επιθυμητή μία καλή ποιότητα εγχύσεως του καυσίμου και ένα υψηλό επίπεδο κινήσεως του αέρα στον κύλινδρο, με σκοπό την καλή ανάμειξη καυσίμου με τον αέρα του θαλάμου καύσης.

4.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

Η στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine (Rankine compounding) φαίνεται στο σχήμα 4-1. Το δευτερεύον αυτό κύκλωμα αποτελείται από:

- i. Το εργαζόμενο μέσο (Working fluid)
- ii. Τον εναλλάκτη θερμότητας (Heat Exchanger)
- iii. Τον εκτονωτή ή στρόβιλο ισχύος (Expander or Power Turbine)
- iv. Το συμπυκνωτή (Condenser)
- v. Την τροφοδοτική αντλία (Pump)



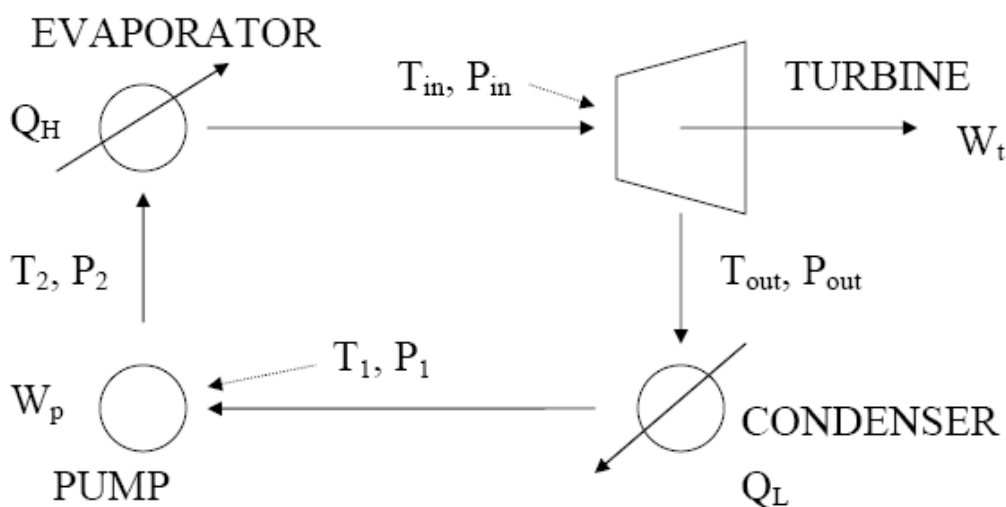
Σχήμα 4-1. Στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine (Rankine compounding).

Το εργαζόμενο μέσο μορφοποιεί ένα ξεχωριστό κύκλωμα με το δικό του ατμοποιητή και συμπυκνωτή. Τα καυσαέρια εξερχόμενα από τον κινητήρα Diesel

εκτονώνονται στο στρόβιλο του υπερπληρωτή, από τον οποίο εξέρχονται με υψηλή θερμοκρασία. Επομένως τα καυσαέρια αυτά αποτελούν πηγή θερμότητας, ανάκτηση της οποίας πραγματοποιείται με την τοποθέτηση δευτερεύοντος κύκλου Rankine. Για το λόγο αυτό οδηγούνται στον εναλλάκτη θερμότητας όπου θα πραγματοποιηθεί η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ρεύματος αυτού (θερμό ρεύμα) και του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine (ψυχρό ρεύμα). Το εργαζόμενο μέσο προθερμαίνεται, ατμοποιείται και υπερθερμαίνεται στον εναλλάκτη για να εκτονωθεί τελικά στο στρόβιλος ισχύος ή εκτονωτή. Η παραγόμενη ισχύς είτε μεταφέρεται μέσω ενός μειωτήρα στροφών στον στροφαλοφόρο άξονα είτε γίνεται ηλεκτρική με τη βοήθεια μιας γεννήτριας (σχήμα 4-1).

4.3 ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΟΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ

Στο σημείο αυτό γίνεται ενεργειακή ανάλυση των επιμέρους συστημάτων που αποτελούν το δευτερεύων κύκλωμα. Οι πιέσεις και θερμοκρασίες του εργαζόμενου μέσου κατά την είσοδο και έξοδο από αυτά φαίνεται στο σχήμα 4-2:



Σχήμα 4-2. Μονογραμμικό διάγραμμα δευτερεύοντος κύκλου Rankine.

4.2.1 Εναλλάκτης θερμότητας

Όπως προαναφέρθηκε ο εναλλάκτης θερμότητας αποτελείται από τρεις διακριτούς τομείς: τον προθερμαντήρα, τον ατμοποιητή και τον υπερθερμαντήρα. Σε πρώτη προσέγγιση η ενεργειακή ανάλυση που θα γίνει θεωρεί τον εναλλάκτη ως ενιαίο στοιχείο. Το ποσό της ενέργειας που αφαιρείται από τα καυσαέρια υπολογίζεται από την επόμενη σχέση:

$$Q_{exh} = \dot{m}_{exh} C_p (T_{exh,in} - T_{exh,out}) \quad (4-1)$$

όπου: Q_{exh} : ενέργεια που εξάγεται από τα καυσαέρια $\left(\frac{J}{kg}\right)$

\dot{m}_{exh} : παροχή καυσαερίων $\left(\frac{kg}{sec}\right)$

C_{pG} : ειδική θερμοχωρητικότητα $\left(\frac{J}{kg * K}\right)$

T_{exh} : θερμοκρασία καυσαερίου (K)

Επιπλέον η θερμοκρασία του καυσαερίου μετά τον εναλλάκτη πρέπει να είναι συμβατή με το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη (pitch point). Σύμφωνα με αυτή την απαίτηση η θερμοκρασία των θερμών καυσαερίων μετά των εναλλάκτη πρέπει να είναι το λιγότερο 10°C υψηλότερη από την θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη δηλαδή:

$$T_{exh,out} \geq T_2 + 10 \text{ } ^\circ C \quad (4-2)$$

όπου T_2 είναι η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη.

Προφανώς για να διασφαλιστεί η μεταφορά θερμότητας από την θερμή στη κρύα πλευρά του εναλλάκτη, η θερμοκρασία του θερμού ρευστού θα πρέπει να είναι υψηλότερη από αυτή του κρύου καθ'όλη τη διάρκεια της διαδικασίας. Στα μικρά φορτία του κινητήρα, όπου η θερμοκρασία του καυσαερίου είναι μικρή, η συναλλαγή θερμότητας διασφαλίζεται μειώνοντας την πίεση στην τροφοδοτική αντλία του δευτερεύοντος κυκλώματος επιτυγχάνοντας με αυτό τον τρόπο μικρότερη θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου. Στον ατμοποιητή το υπόψυκτο νερό μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό και κατόπιν υπερθερμαίνεται για να εισέλθει στον εκτονωτή σε κατάσταση T_{in}, P_H . Ο ενεργειακός ισολογισμός έχει ως ακολούθως:

$$Q_H = \dot{m}_w (h_{in} - h_2) \quad (4-3)$$

όπου:

Q_H : ανακτηθείσα ενέργεια και ισούται με την ενέργεια που εξάγεται από τα καυσαέρια Q_{exh}

h_{in}, h_2 : ειδική ενθαλπία του νερού εισόδου και του ατμού αντίστοιχα $\left(\frac{J}{kg}\right)$

4.2.2 Εκτονωτής

Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται στον στρόβιλο ισχύος ή στον εμβολοφόρο εκτονωτή στη χαμηλότερη πίεση p_{out} και εξέρχεται από αυτόν με θερμοκρασία T_{out} . Η ισχύς που δίνει ο εκτονωτής $P_{eT,R}$ δίδεται από τη σχέση :

$$P_{eT,R} = \dot{m}_w (h_{in} - h_{out}) \eta_{isT} \eta_{mT,R} \quad (4-4)$$

όπου :

η_{isT} : ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή

$\eta_{mT,R}$: μηχανικός βαθμός απόδοσης

Για τον υπολογισμό της ενθαλπίας εξόδου του εκτονωτή ισχύει η σχέση, η οποία προέρχεται από τον ορισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης:

$$h_{out} = h_{in} - \eta_{is,T} (h_{in} - h_{is,out}) \quad (4-5)$$

Όπου h_{in} , h_{out} είναι η ειδική ενθαλπία του ατμού στην είσοδο και στην έξοδο του εκτονωτή ενώ $h_{is,out}$ είναι η ειδική ενθαλπία του ατμού στην έξοδο του εκτονωτή εάν η μεταβολή ήταν ισεντροπική.

Ένας περιορισμός που προκύπτει από τον εκτονωτή είναι ότι κατά την αποτόνωσή του, το εργαζόμενο μέσο δεν πρέπει να εισέλθει στη διαφασική περιοχή. Συγκεκριμένα, σε στρόβιλο δυναμικής ροής ο ατμός στην έξοδό του πρέπει να είναι τουλάχιστον κορεσμένος, ενώ εάν η αποτόνωση γίνει σε εμβολοφόρο εκτονωτή η ξηρότητα του ατμού δεν πρέπει να υπερβαίνει το 95%.

4.2.3 Συμπυκνωτής

Ο υγρός ατμός απορρίπτει την λανθάνουσα θερμότητα στο περιβάλλον διαμέσου του αερόψυκτου συμπυκνωτή φτάνοντας σε κορεσμένη κατάσταση. Η συμπύκνωση του ατμού πραγματοποιείται κάτω από σταθερή πίεση. Η πίεση του εργαζόμενου μέσου εσωτερικά του συμπυκνωτή είναι ίση με τη χαμηλή πίεση του κύκλου Rankine και η θερμοκρασία του είναι ίση με την αντίστοιχη θερμοκρασία κορεσμού T_L . Το θερμικό φορτίο του συμπυκνωτή Q_{out} υπολογίζεται από τη σχέση:

$$Q_{out} = \dot{m}_w (h_{out} - h_1) \quad (4-6)$$

4.2.4 Τροφοδοτική αντλία

Η τροφοδοτική αντλία είναι ο κινητήριος μηχανισμός του συστήματος. Το εργαζόμενο μέσο (κορεσμένο νερό) στην έξοδο του συμπυκνωτή έχει πίεση ίση με p_1 (χαμηλή πίεση κύκλου Rankine) συμπιέζεται στην πίεση p_2 (υψηλή πίεση του

κύκλου Rankine) και εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας. Η ισχύς που καταναλώνεται από την τροφοδοτική αντλία $P_{e,pump}$ για αύξηση της πίεσης από την χαμηλή p_1 στην υψηλή p_2 δίδεται από τη παρακάτω σχέση:

$$P_{e,pump} = \frac{(p_2 - p_1) * \dot{m}_w}{\rho * \eta_{pump}} \quad (4-7)$$

όπου ρ, η_{pump} είναι η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου (σε κατάσταση κορεσμού) και ο αδιαβατικός βαθμός απόδοσης της τροφοδοτικής αντλίας αντίστοιχα.

Η ειδική ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο της τροφοδοτικής αντλίας h_2 υπολογίζεται: $h_2 = h_1 + \frac{P_{e,pump}}{\dot{m}_w}$ όπου h_1 είναι η ειδική ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο της αντλίας.

4.2.5 Συνολικός ενεργειακός ισολογισμός κύκλου Rankine

Η απαιτούμενη ισχύς για τη λειτουργία της τροφοδοτικής αντλίας προέρχεται από αυτή του εκτονωτή. Έτσι η καθαρή ισχύς εξόδου P_{eRC} του δευτερεύοντος συστήματος με κύκλο Rankine δίδεται από τη σχέση:

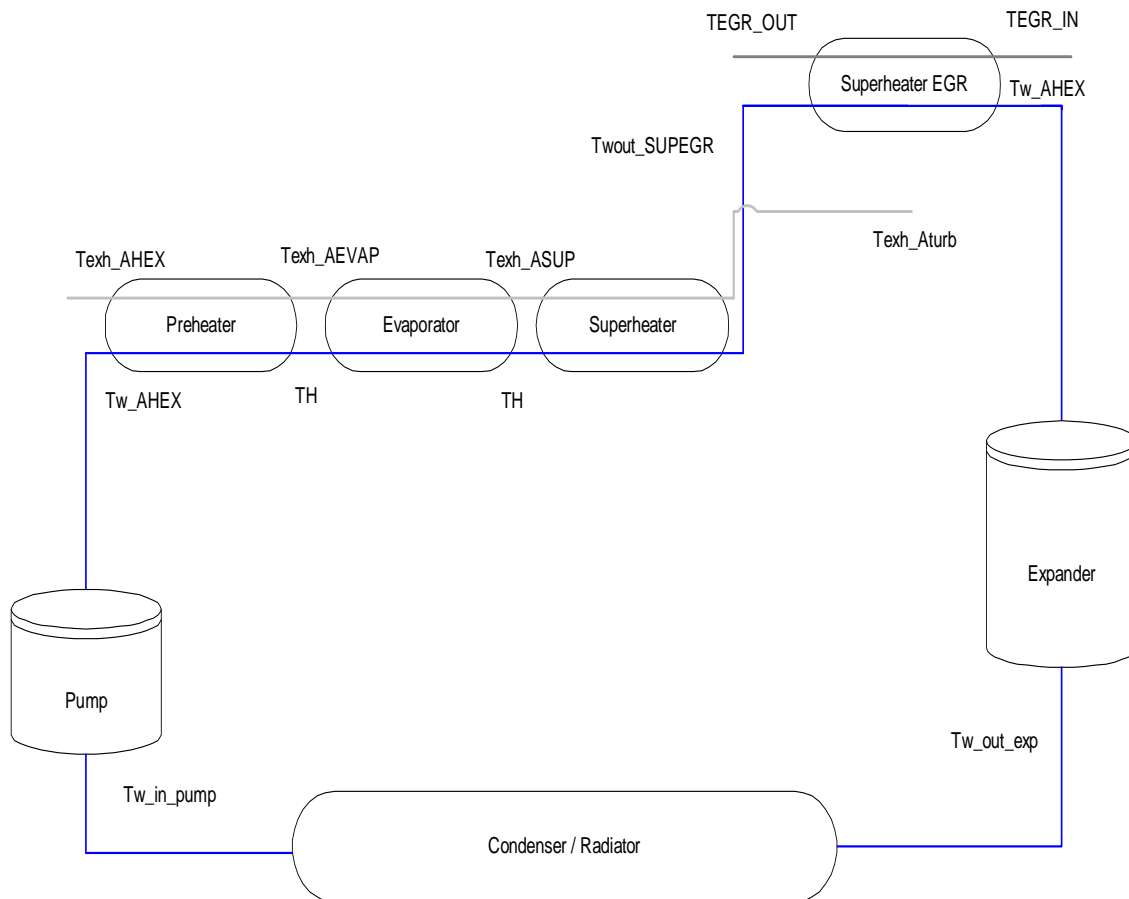
$$P_{eRC} = P_{eT,R} * \eta_{GT,R} - \frac{P_{e,pump}}{\eta_{m,p}} \quad (4-8)$$

όπου $\eta_{m,p}$ και $\eta_{GT,R}$ ο βαθμός απόδοσης της αντλίας και της γεννήτριας παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος αντίστοιχα που είναι συζευγμένες με τον εκτονωτή. Οι τιμές των βαθμών αυτών απόδοσης είναι περίπου σταθερές και ίση με 92% και 96% αντίστοιχα.

5. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Όπως αναφέρθηκε σκοπός της εργασίας αυτής είναι να εκτιμηθούν τα πλεονεκτήματα από τη χρήση της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου σε κινητήρα Diesel που φέρει σύστημα δευτερεύοντος κύκλου Rankine. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε υπολογιστικό πρόγραμμα προσομοίωσης που αναπτύχθηκε στο εργαστήριο των Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. στα πλαίσια διδακτορικής διατριβής. Το πρόγραμμα αυτό προσομοιώνει τον κύκλο Rankine. Στο σχήμα 5-1 φαίνεται μονογραμμικό διάγραμμα αυτού του κύκλου.

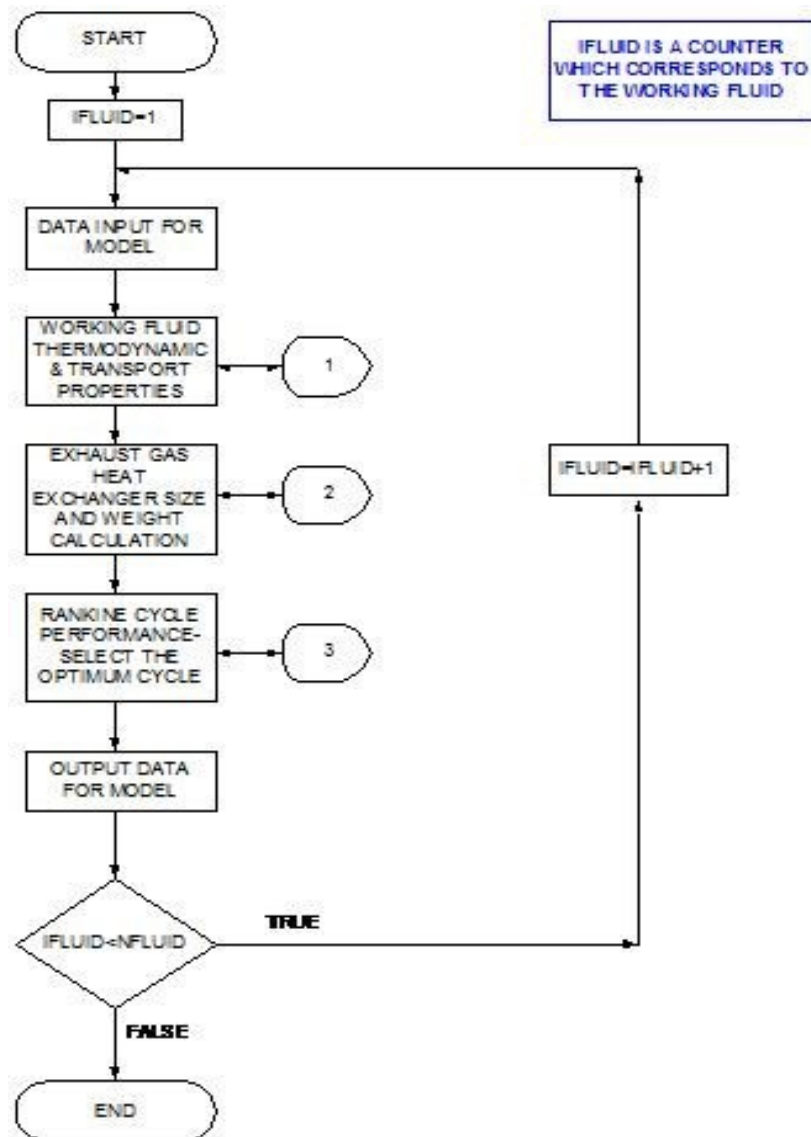


Σχήμα 5-1. Μονογραμμικό διάγραμμα κύκλου Rankine.

5.2 ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

Πρόκειται για ένα μοντέλο το οποίο προβλέπει τη λειτουργία του κύκλου Rankine και των λειτουργικών του παραμέτρων. Το μοντέλο περιλαμβάνει τη δυνατότητα χρήσης ή μη του εναλλάκτη ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων

(Exhaust Gas Reheat) για την υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου του δευτερεύοντος κύκλου.. Η θερμότητα που ανακτάται από τα ανακυκλοφορούντα καυσαέρια μπορεί να καλύψει εξ' ολοκλήρου τη φάση υπερθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου και τμηματικά ένα μέρος της φάσης ατμοποίησης του. Ο χρήστης του μοντέλου έχει τη δυνατότητα να καθορίσει αν ο κύκλος θα είναι υποκρίσιμος ή υπερκρίσιμος για συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας της μηχανής.



Σχήμα 5-2. Γενικό διάγραμμα ροής της προσομοίωσης του κύκλου Rankine.

Το μοντέλο όπως φαίνεται και στο σχήμα 5-2 είναι χωρισμένο σε πέντε τμήματα:

- i. Εισαγωγή των δεδομένων εισόδου στο μοντέλο προσομοίωσης.

ii. Εκτίμηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και των ιδιοτήτων μεταφοράς θερμότητας του εργαζόμενου μέσου και καθορισμός των σημείων λειτουργίας του κύκλου Rankine για διάφορες τιμές της υψηλής πίεσης (PH) του κύκλου.

iii. Εκτίμηση του μεγέθους του εναλλάκτη θερμότητας (όγκος, μήκος) και του βάρους του.

iv. Επιλογή των βέλτιστων σημείων λειτουργίας του κύκλου Rankine (υψηλή πίεση και θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού).

v. Αποθήκευση των αποτελεσμάτων.

5.2.1 Εισαγωγή των δεδομένων εισόδου στο μοντέλο προσομοίωσης

Στο τμήμα αυτό το μοντέλο διαβάζει τα παρακάτω δεδομένα από τα αντίστοιχα αρχεία:

i. Δεδομένα των χαρακτηριστικών του κινητήρα και του καυσαερίου.

ii. Δεδομένα που απαιτούνται για τον υπολογισμό του εναλλάκτη.

iii. Δεδομένα του εκτονωτή.

iv. Δεδομένα της τροφοδοτικής αντλίας.

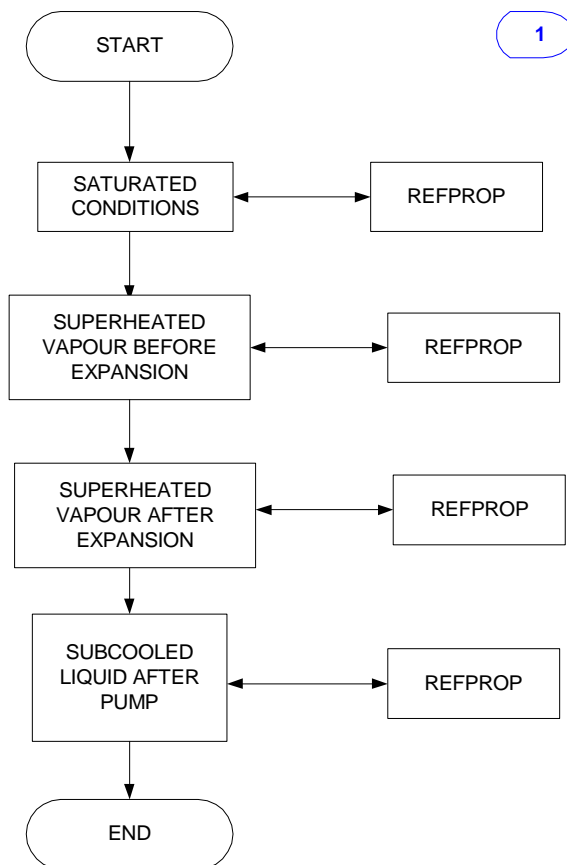
v. Δεδομένα για τα ποσά θερμότητας της μηχανής.

vi. Δεδομένα του εργαζόμενου μέσου.

5.2.2 Εκτίμηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και των ιδιοτήτων μεταφοράς θερμότητας του εργαζόμενου μέσου

Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες και οι ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας του εργαζόμενου μέσου υπολογίζονται χρησιμοποιώντας μια ηλεκτρονική βιβλιοθήκη από το NIST (National Institute of Standard and Technology). Σ' αυτό το τμήμα της προσομοίωσης υπολογίζονται οι θερμοδυναμικές ιδιότητες (ενθαλπία, εντροπία, θερμοκρασία, πυκνότητα) και οι ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας (θερμική αγωγιμότητα, ειδική θερμοχωρητικότητα, ιξώδες) κάνοντας χρήση της υπορουτίνας 1 της οποίας το διάγραμμα ροής φαίνεται στο σχήμα 5-3.

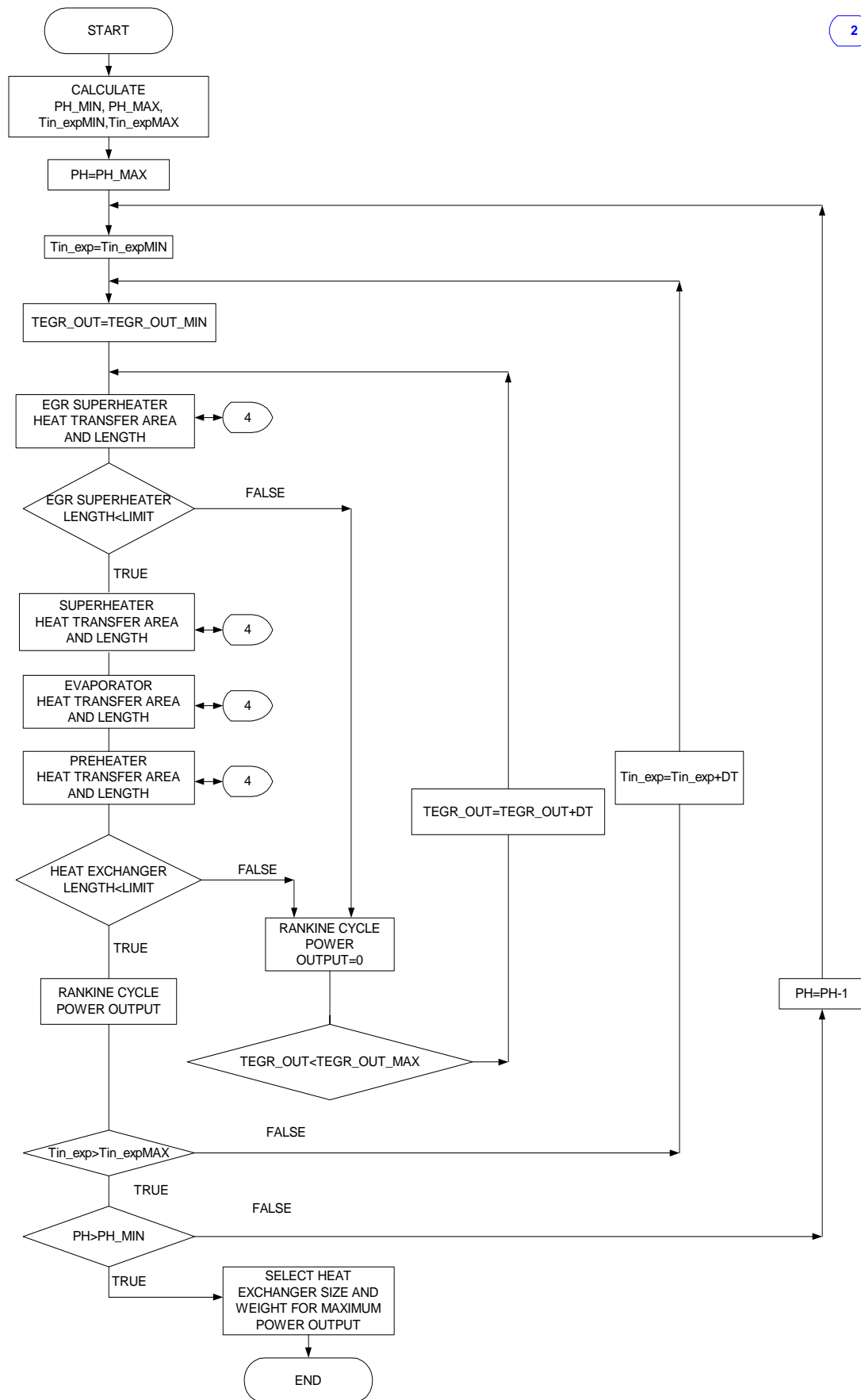
Αρχικά, αυτές οι ιδιότητες εκτιμώνται για τη φάση του κορεσμένου ατμού και τη φάση του κορεσμένου υγρού. Ο υπολογισμός προχωρά με τον υπέρθερμο ατμό στην υψηλή πίεση (πριν την εκτόνωση) και στη χαμηλή πίεση (μετά την εκτόνωση). Οι ιδιότητες του υγρού υπολογίζονται στην υπόψυκτη περιοχή. Η χαμηλή πίεση του κύκλου (PL) υπολογίζεται από την ατμοσφαιρική θερμοκρασία. Η χαμηλότερη τιμή της υψηλής πίεσης είναι τρεις φορές μεγαλύτερη από την τιμή της χαμηλότερης πίεσης (PL) του κύκλου Rankine. Η υψηλότερη τιμή για την υψηλή πίεση είναι ίση με 80 bar ή μεγαλύτερη της κρίσιμης πίεσης κατά 20 bar.



Σχήμα 5-3. Διάγραμμα ροής θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και ιδιοτήτων μεταφοράς θερμότητας (υπορουτίνα 1).

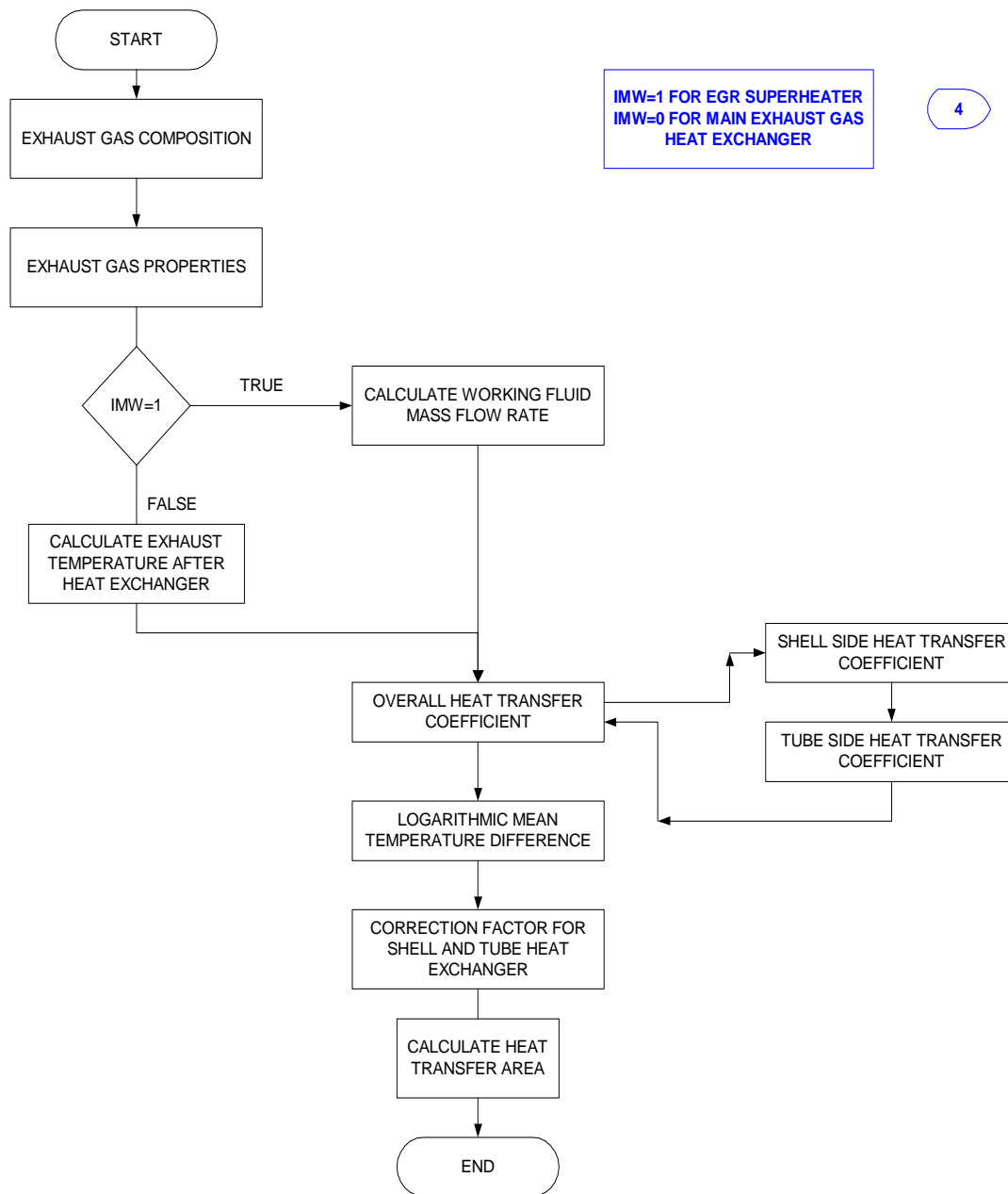
5.2.3 Εκτίμηση του μεγέθους του εναλλάκτη θερμότητας (όγκος, μήκος) και του βάρους του

Το τμήμα αυτό υπολογίζει τον τύπο του εναλλάκτη θερμότητας. Η διαδικασία υπολογισμού εφαρμόζεται για ένα συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας, το οποίο καθορίζεται από τον χρήστη. Σκοπός είναι να καθοριστούν τα όρια για το μήκος του εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων (EGR) και το μήκος του νέου υπερθερμαντή (EGR). Εκτιμάται η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη θερμότητας για διάφορες τιμές της υψηλής πίεσης και της θερμοκρασίας υπέρθερμου ατμού. Η επιλεγόμενη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας αντιστοιχεί στη μέγιστη καθαρή ισχύ του κύκλου. Το μήκος υπολογίζεται από την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας για μια δεδομένη γεωμετρία του εναλλάκτη θερμότητας. Το βάρος του εναλλάκτη θερμότητας εκτιμάται από το μέγεθός του και από το υλικό του. Στο σχήμα 5-4 φαίνεται το διάγραμμα ροής της υπορουτίνας 2 που χρησιμοποιείται για το σκοπό αυτό.



Σχήμα 5-4. Διάγραμμα ροής υπολογισμού του μεγέθους του εναλλάκτη θερμότητας (υπορουτίνα 2).

Τέλος τόσο στο τμήμα αυτό όσο και στο επόμενο γίνεται χρήση της υπορουτίνας 4 η οποία προσομοιώνει τον εναλλάκτη θερμότητας.

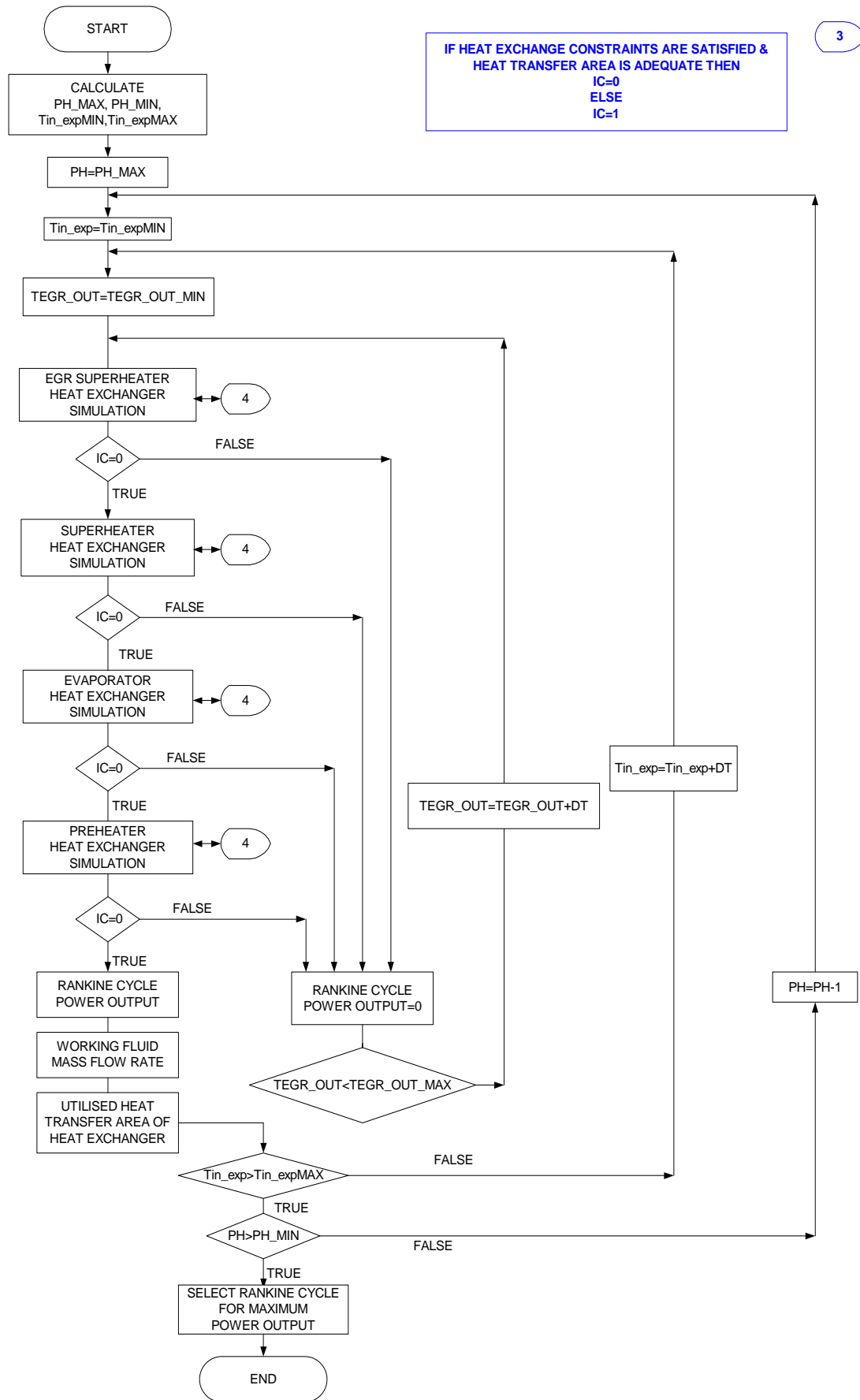


Σχήμα 5-5. Διάγραμμα ροής για την προσομοίωση του εναλλάκτη θερμότητας (υπορουτίνα 4).

5.2.4 Επιλογή των βέλτιστων σημείων λειτουργίας του κύκλου Rankine (υψηλή πίεση και θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού)

Το παρών τμήμα αποτελεί τον πυρήνα ολόκληρης της διαδικασίας προσομοίωσης. Το κύριο κομμάτι είναι η προσομοίωση της λειτουργίας του εναλλάκτη θερμότητας (υπορουτίνα 3), η οποία περιλαμβάνει θερμοκρασιακούς περιορισμούς για τη συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και των

καυσαερίων. Η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του ρεύματος καυσαερίων και του εργαζόμενου μέσου πρέπει να είναι μεγαλύτερη από 10 °C (απαίτηση κρίσιμου σημείου εναλλάκτη). Αυτοί οι περιορισμοί καθορίζουν τις μέγιστες τιμές για την υψηλή πίεση και τη θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Η διαδικασία ξεκινά με την προσομοίωση του υπερθερμαντή EGR. Η τιμή της θερμοκρασίας του EGR (TEGR_OUT) στην έξοδο του υπερθερμαντή EGR ποικίλει από μια ελάχιστη σε μια μέγιστη τιμή. Για κάθε τιμή της TEGR_OUT υπολογίζονται η παροχή του εργαζόμενου μέσου και η ποιότητα του ατμού στην είσοδο του υπερθερμαντή EGR. Αν αυτή η τιμή της ποιότητας του ατμού είναι μικρότερη από 1 τότε ο υπερθερμαντής EGR καλύπτει πλήρως την φάση υπερθέρμανσης και τμηματικά τη φάση ατμοποίησης. Όταν το εργαζόμενο μέσο στην είσοδο του υπερθερμαντή EGR έχει ατμό ποιότητας ίσο προς τη μονάδα και θερμοκρασία ίση με αυτή της κορεσμένης θερμοκρασίας, ο EGR καλύπτει πλήρως την υπέρθερμη φάση. Το μοντέλο προσομοίωσης συνεχίζει με τον εναλλάκτη του κυρίου ρεύματος καυσαερίων. Η υπερθέρμανση (αν δεν έχει καλυφθεί από τη θερμότητα του EGR), η ατμοποίηση και η προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου στον κύκλο Rankine καλύπτεται από το κύριο ρεύμα καυσαερίων. Σ' αυτό το τμήμα του μοντέλου, υπολογίζεται ξεχωριστά η απαιτούμενη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας για την υπερθέρμανση, την ατμοποίηση και την προθέρμανση. Υπάρχει ένας πρώτος έλεγχος για την απαίτηση του κρίσιμου σημείου για κάθε τμήμα της διαδικασίας θέρμανσης (υπερθέρμανση, ατμοποίηση, προθέρμανση). Ελέγχεται επίσης, αν ο εναλλάκτης θερμότητας καυσαερίων έχει επαρκή επιφάνεια μεταφοράς. Αν παραβιαστεί μια από αυτές τις δύο απαιτήσεις τότε αλλάζει η τιμή του TEGR_OUT και ο υπολογισμός αρχίζει από την αρχή. Όταν ολοκληρωθεί αυτό το τμήμα υπολογισμού, η προσομοίωση επιστρέφει στην επόμενη τιμή της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού και μετά στην επόμενη τιμή της υψηλής πίεσης. Υπολογίζεται η ισχύς εξόδου του κύκλου Rankine για τις τιμές της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού και της υψηλής πίεσης. Όταν ο αλγόριθμος ολοκληρωθεί υπολογίζεται η μέγιστη ισχύς εξόδου. Οι βέλτιστες τιμές της υψηλής πίεσης, της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού και της παροχής του εργαζόμενου μέσου αντιστοιχούν στη μέγιστη ισχύ εξόδου του κύκλου Rankine. Τελικά το τμήμα αυτό παρέχει το βέλτιστο κύκλο Rankine για κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Στο σχήμα 5-6 φαίνεται το διάγραμμα ροής της υπορουτίνας 3 που χρησιμοποιείται στο τμήμα αυτό.



Σχήμα 5-6. Διάγραμμα ροής ανάλυσης λειτουργίας του κύκλου Rankine (υπορουτίνα 3).

5.2.5 Αποθήκευση των παραγόμενων αποτελεσμάτων

Τέλος στο πέμπτο τμήμα αποθηκεύονται αναλυτικά σε αρχεία τα αποτελέσματα που προκύπτουν και αφορούν τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου, τα συναλλασσόμενα ποσά θερμότητας, τα χαρακτηριστικά του κύκλου Rankine και του εναλλάκτη θερμότητας.

6. ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΠΟΥ ΠΡΟΚΥΠΤΟΥΝ ΑΠΟ ΤΗΝ ΑΞΙΟΠΟΙΗΣΗ Η΄ ΜΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΟΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΟΥ ΣΤΟΝ ΚΥΚΛΟ RANKINE

6.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο κεφάλαιο αυτό αξιολογούνται τα πιθανά οφέλη από την αξιοποίηση ή μη της θερμότητας του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου μετά τον κινητήρα Diesel στην παραγόμενη ισχύ του συστήματος κινητήρα Diesel - κύκλου Rankine και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα για ένα εύρος πιέσεων κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας από 2 bar έως 50 bar. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε το υπολογιστικό πρόγραμμα προσομοίωσης που αναπτύχθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.

Στο πρόγραμμα αυτό τα χαρακτηριστικά του κινητήρα Diesel όπως η ταχύτητα περιστροφής, το φορτίο, η ισχύς, η παροχή και η θερμοκρασία των καυσαερίων και ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου λ έχουν τις τιμές που παρουσιάζονται στον πίνακα 6-1. Τα κύρια χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα που χρειάζονται είναι η παροχή μάζας και η θερμοκρασία των καυσαερίων, διότι δίνουν το μέγεθος της διαθέσιμης θερμότητας προς αξιοποίηση.

ΦΟΡΤΙΟ (%)	ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ (RPM)	ΙΣΧΥΣ (KW)	ΠΑΡΟΧΗ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ (Kg/sec)	λ	ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ (°C)
100	1300	361.8	0.4337	1.4024	430.9
75	1300	277.8	0.3351	1.416	416.1
50	1300	190.8	0.2327	1.3794	385.3
25	1300	93	0.1418	1.5532	315.7
100	1700	366.6	0.4945	1.5404	397.8
75	1700	277.8	0.4058	1.641	354.3
50	1700	183.6	0.2993	1.693	306.6
25	1700	90	0.1784	1.7781	285.3
100	2100	251.4	0.4635	1.9256	337.8
75	2100	193.8	0.4007	2.0407	314.9
50	2100	126.6	0.3074	2.1021	278.7
25	2100	61.2	0.1897	2.1632	263.2

Πίνακας 6-1. Χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα Diesel.

Όσον αφορά το δευτερεύοντα κύκλο Rankine θα μελετηθεί η λειτουργία του στα παραπάνω σημεία λειτουργίας του κινητήρα Diesel μεταβάλλοντας την πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας. Η αύξηση όμως της πίεσης αυτής προκαλεί δυσλειτουργίες στον εναλλάκτη θερμότητας. Αυτό συμβαίνει διότι αύξηση της πίεσης συνεπάγεται αύξηση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου με αποτέλεσμα τη μείωση της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ αυτού και του ρεύματος των καυσαερίων. Το ζητούμενο είναι η εύρεση του ζεύγους πίεσης και θερμοκρασίας υπέρθερμου ατμού που δίνουν μέγιστη ισχύ εξόδου στο δευτερεύον σύστημα Rankine, χωρίς να αίρονται οι ακόλουθοι περιορισμοί:

- i. Η πίεση εισόδου στο στρόβιλο περιορίζεται από την ικανότητα της τροφοδοτικής αντλίας και τη συνολική σχεδίαση των διαφόρων συνιστωσών.
- ii. Η ξηρότητα του ατμού στην έξοδο του στροβίλου πρέπει να είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζεται η ομαλή λειτουργία του.
- iii. Το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη (pinch point).

6.2 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΟΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΟΥ

Αρχικά μελετάται η λειτουργία του δευτερεύοντος κύκλου Rankine σε διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα Diesel μεταβάλλοντας την πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας από 2 bar έως 50 bar και διατηρώντας τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή σταθερό για την περίπτωση χωρίς χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Σκοπός είναι να εκτιμηθεί η επίδραση της μεταβολής της πίεσης τόσο στο βαθμό απόδοσης όσο και στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine διότι η θερμοκρασία του καυσαερίου είναι διαφορετική στα υψηλά φορτία του κινητήρα από ότι στα μερικά. Συνεπώς πρέπει να αναπροσαρμόζεται η υψηλή πίεση του κύκλου ώστε η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου να μην είναι αρκετά υψηλή και παρεμποδίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη. Επομένως σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα αναζητείται η πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για την οποία μεγιστοποιείται η παραγόμενη ισχύς η οποία δίνεται από την εξίσωση:

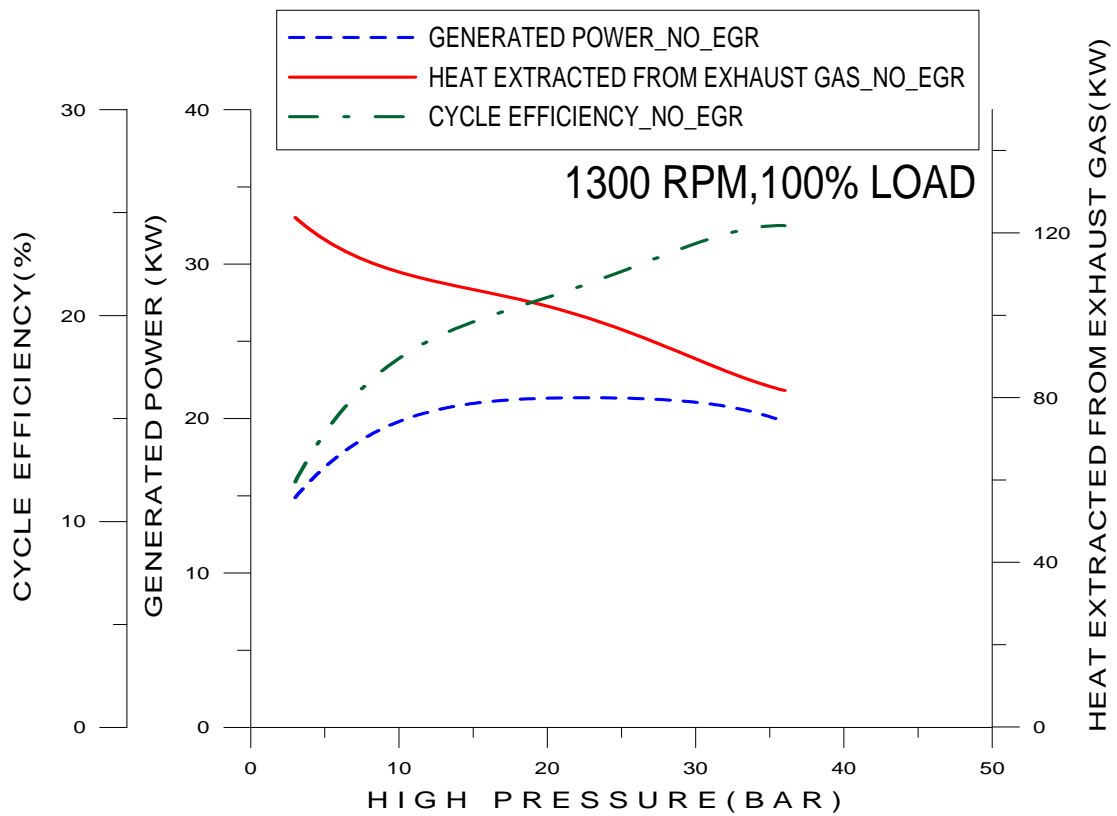
$$P = \eta_{\text{Rankine}} \times Q_{\text{καυσαερίων}} \quad (6-1)$$

Καθώς αυξάνεται υψηλή πίεση του κύκλου αυξάνεται και ο βαθμός απόδοσης αυτού ενώ ταυτόχρονα μειώνεται η θερμότητα των καυσαερίων. Τελικά αυτό που ενδιαφέρει είναι η μεγιστοποίηση του γινομένου της εξίσωσης 6-1.

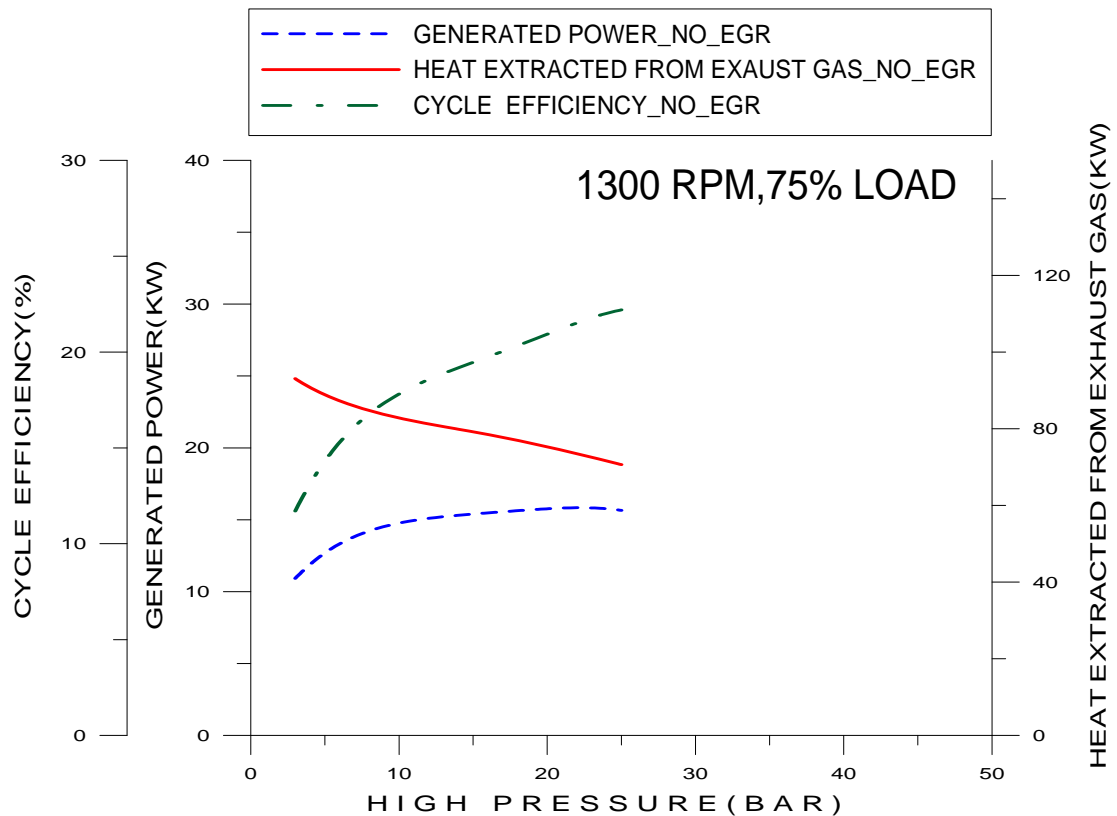
Στην επιλογή της βέλτιστης πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας σημαντικό κριτήριο αποτελεί η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη. Για το λόγο αυτό η παραπάνω διερεύνηση επεκτείνεται και στα ποσά θερμότητας που συναλλάσσει ο εναλλάκτης θερμότητας. Διευκρινίζεται ότι όπου συναντάται η έκφραση ανακτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια πρόκειται για την θερμότητα που απορροφάται από τα καυσαέρια μέσω του κύκλου Rankine και μετατρέπεται σε μηχανική ισχύ.

6.2.1 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στο βαθμό απόδοσης και στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου και στην ανακτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια

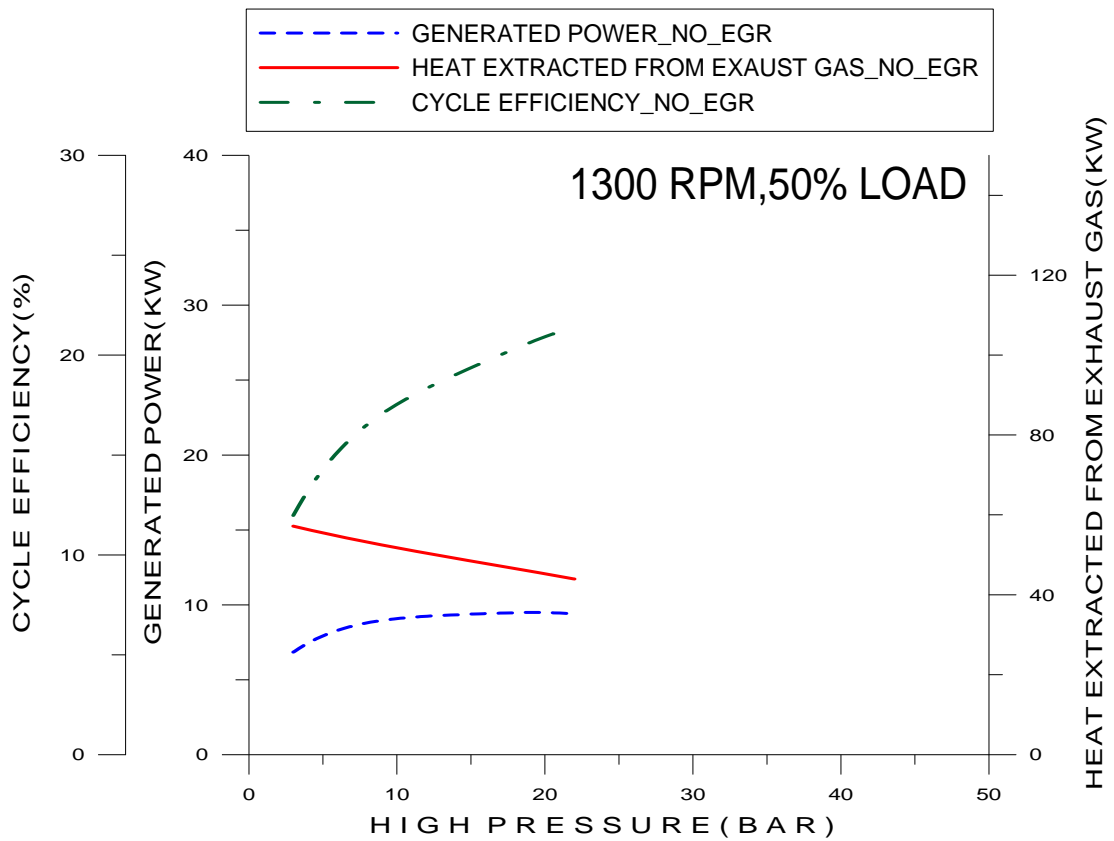
Με χρήση του προγράμματος που προαναφέρθηκε γίνεται σάρωση των πιέσεων κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας σε διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Από τα σχήματα 6-1 έως 6-12 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης και της παραγόμενη ισχύος του κύκλου Rankine καθώς και της ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια συναρτήσει της υψηλής πίεσης.



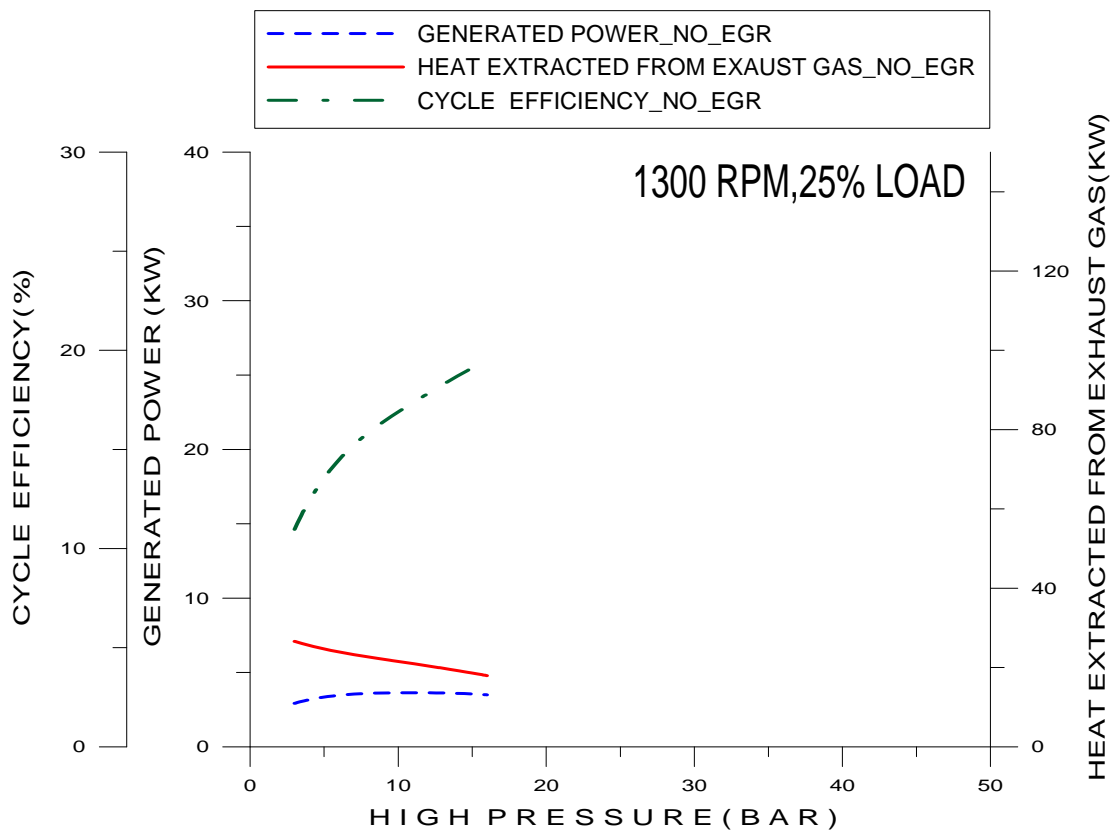
Σχήμα 6-1. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 100% LOAD.



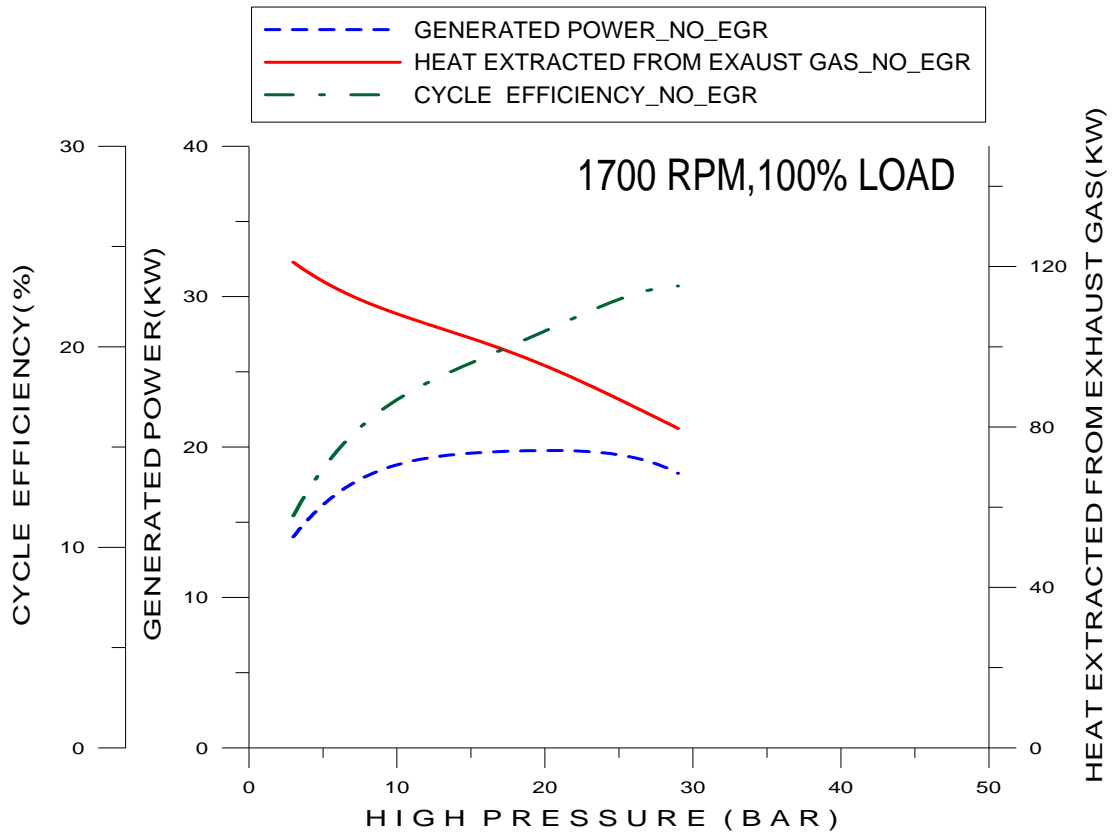
Σχήμα 6-2. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 75% LOAD.



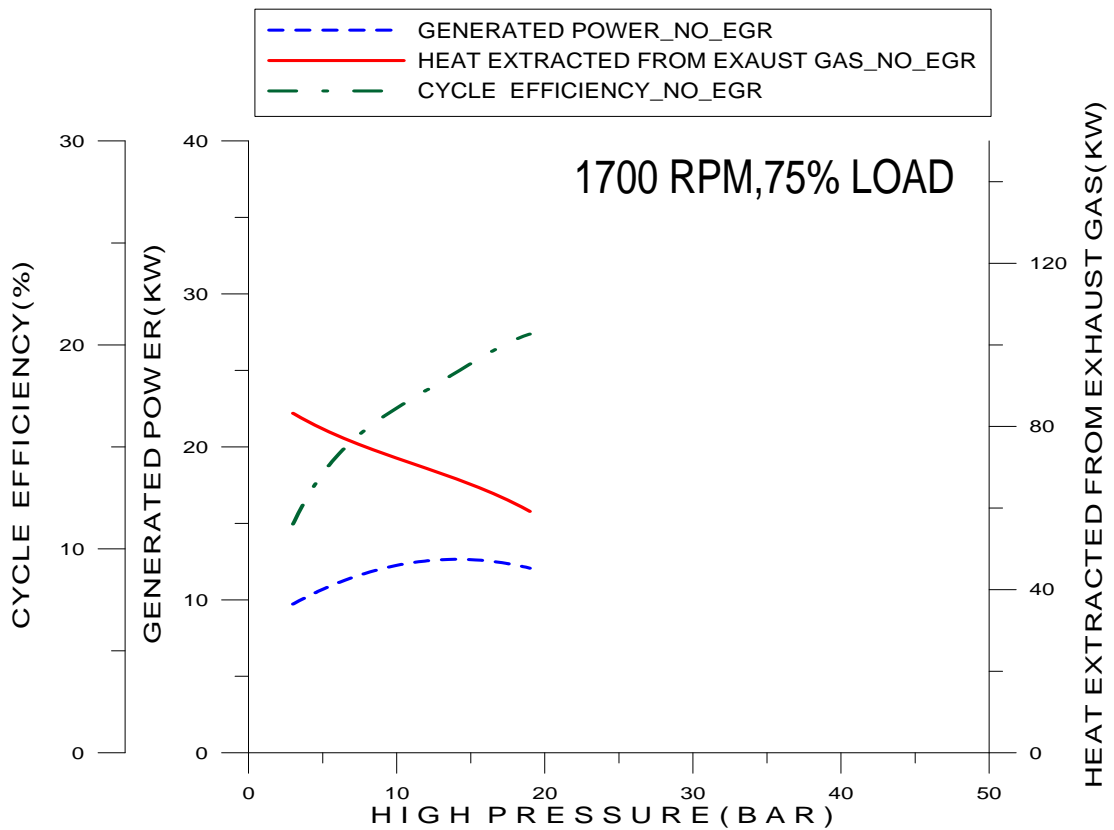
Σχήμα 6-3. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 50% LOAD.



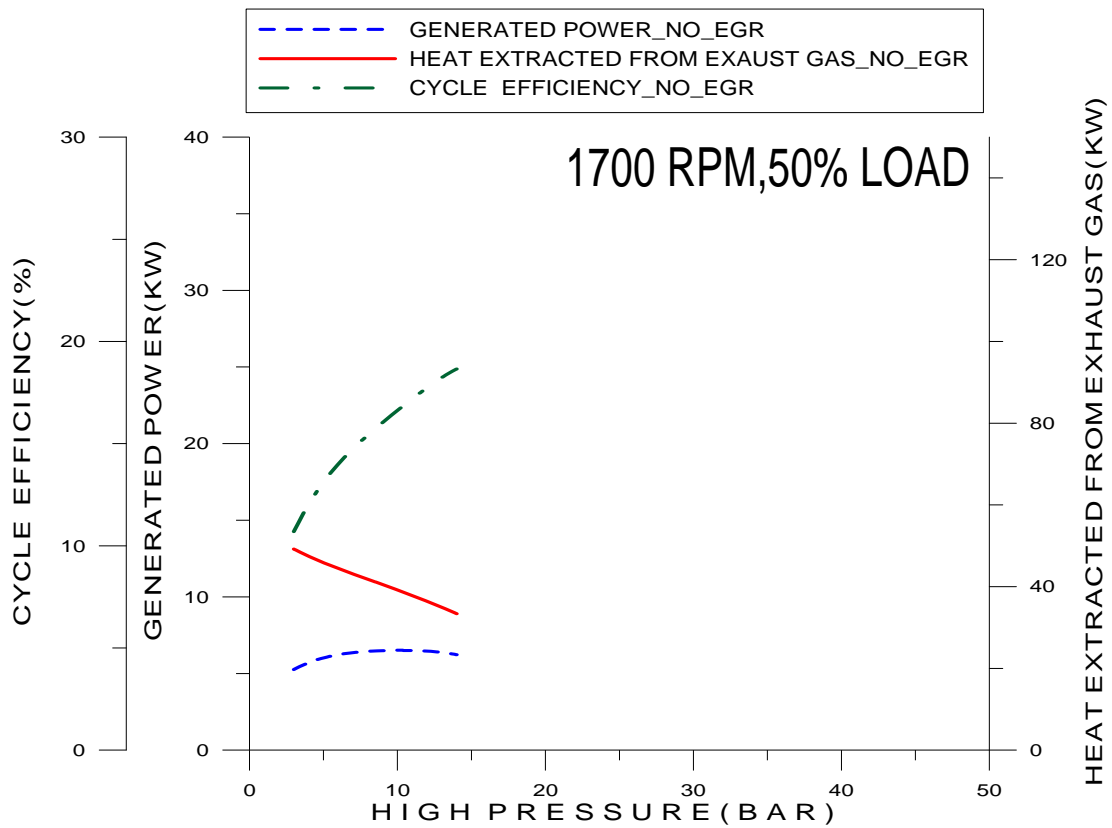
Σχήμα 6-4. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 25% LOAD.



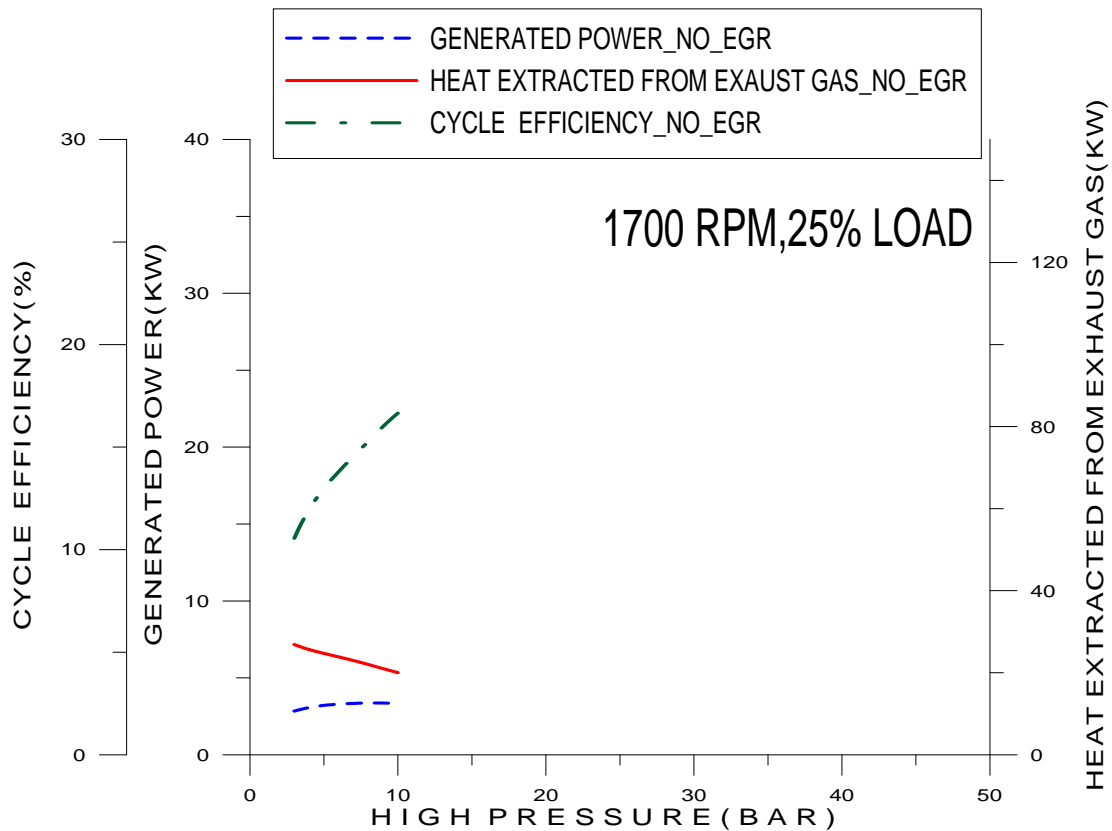
Σχήμα 6-5. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 100% LOAD.



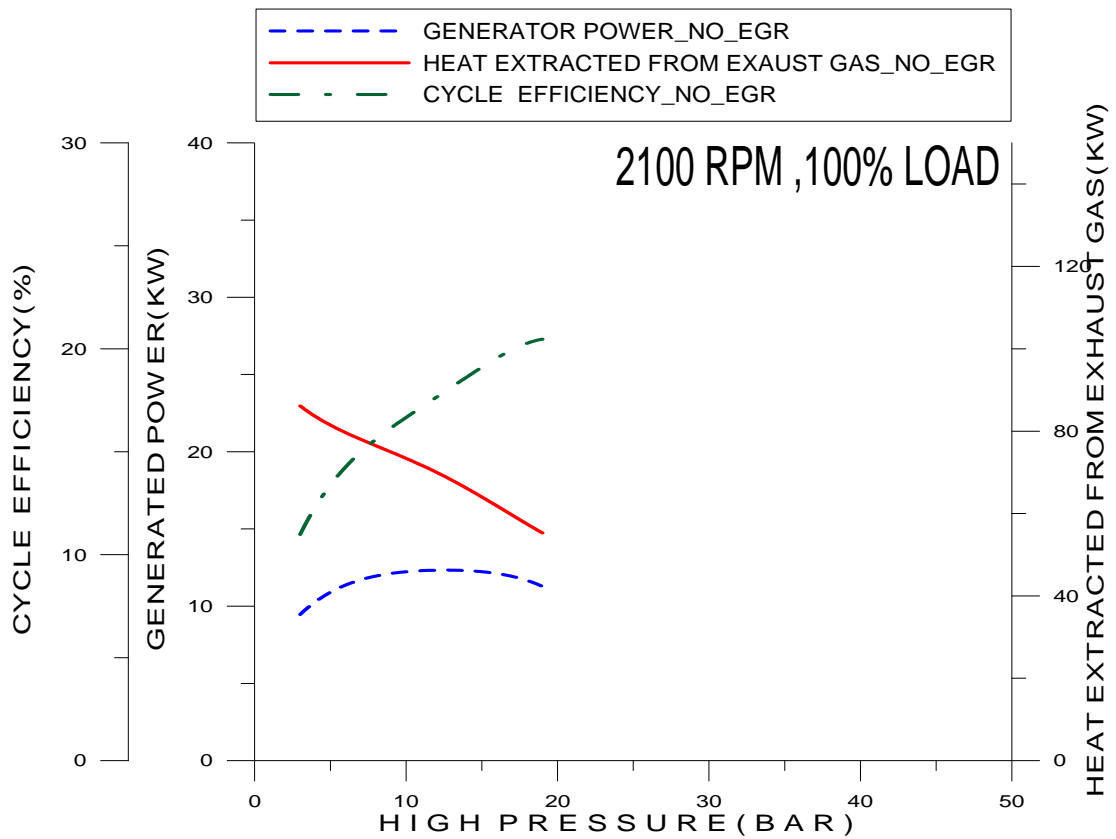
Σχήμα 6-6. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 75% LOAD.



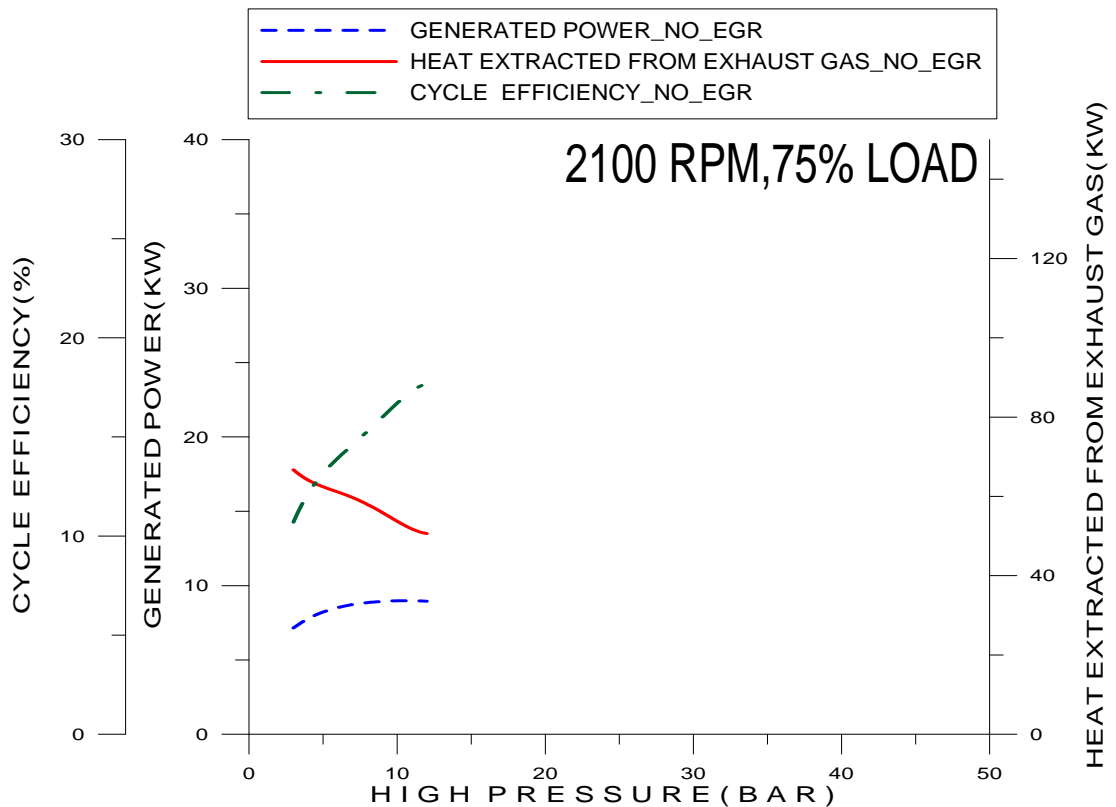
Σχήμα 6-7. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, θερμότητας ανάκτησης καυσαερίων κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 50% LOAD.



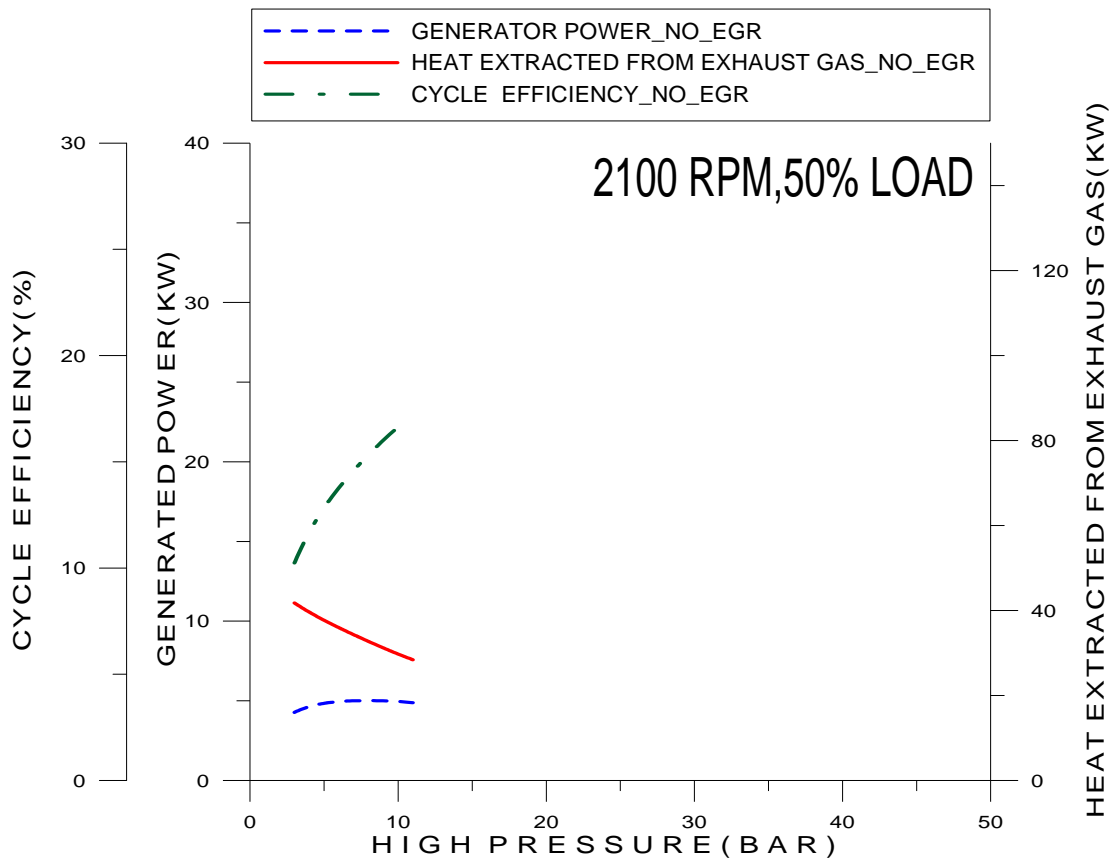
Σχήμα 6-8. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 25% LOAD.



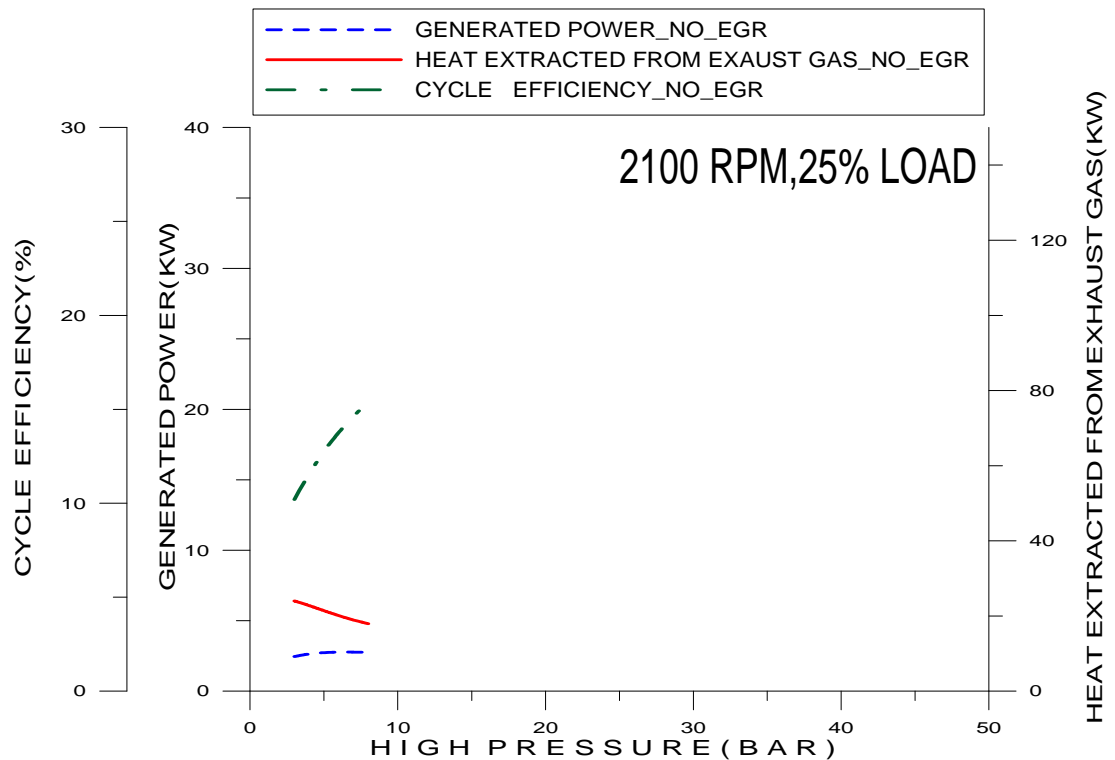
Σχήμα 6-9. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 6-10. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 6-11. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 50% LOAD.



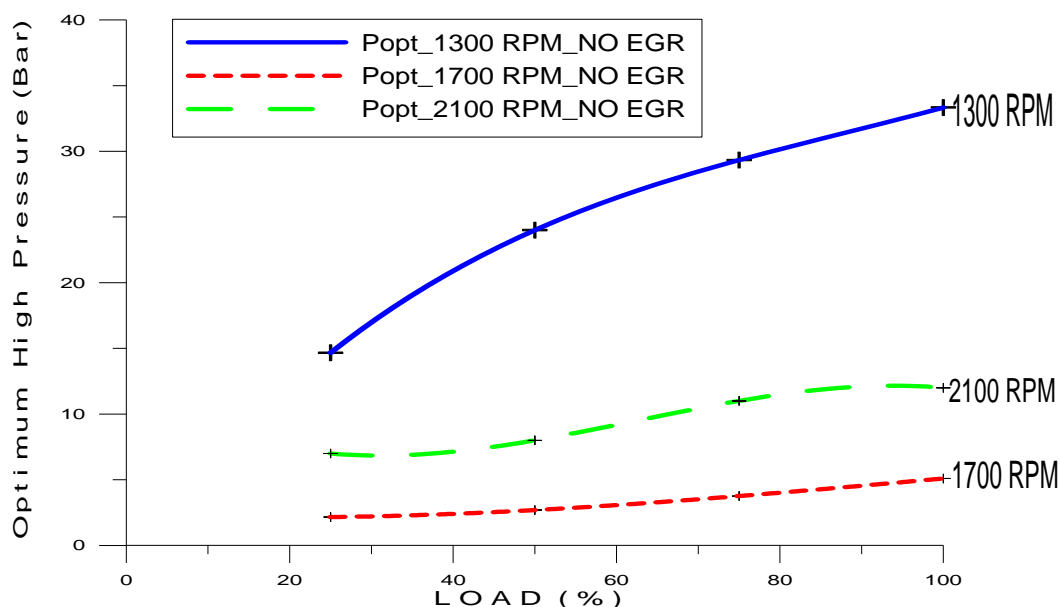
Σχήμα 6-12. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 25% LOAD.

Παρατηρείται από όλα τα διαγράμματα ότι το εύρος της πίεσης λειτουργίας κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας είναι διαφορετικό σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα γεγονός που έχει να κάνει με την συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ρεύματος των καυσαερίων και του ρεύματος του εργαζόμενου μέσου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμοκρασία των καυσαερίων σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα είναι διαφορετική ενώ παράλληλα διαφοροποιείται (αυξάνεται) και η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου με την αύξηση της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας. Αυτό έχει ως συνέπεια να μειώνεται η θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευμάτων μέχρι του σημείου που παραβιάζεται ο περιορισμός που έχει να κάνει με το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη και το οποίο τελικά είναι αυτό που καθορίζει το εύρος της πίεσης λειτουργίας κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας.

Η ισχύς που παράγεται στον δευτερεύοντα κύκλο σε όλα τα σημεία λειτουργίας με αύξηση της πίεσης λειτουργίας του κύκλου φτάνει σε ένα μέγιστο, διαφορετικό για κάθε περίπτωση, οπότε αρχίζει πέραν της πίεσης αυτής να μειώνεται. Μια επιπλέον παρατήρηση που μπορούμε να κάνουμε είναι ότι στο πλήρες φορτίο του κινητήρα (100% LOAD) και σε όλες τις στροφές (1300, 1700, 2100 RPM) η ισχύς παραμένει σταθερή για ένα εύρος πιέσεων από 15 bar έως περίπου 25 bar μέσα στο οποίο παρουσιάζει και το μέγιστό της. Στα μερικά φορτία (75%, 50%, 25% LOAD) η ισχύς παραμένει σταθερή σε μικρότερο εύρος πιέσεων. Αυτό μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι στο πλήρες φορτίο μπορεί να υπάρξει μια συγκεκριμένη πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για όλες τις στροφές κάτι που δεν μπορεί να πραγματοποιηθεί στα μερικά φορτία. Η πίεση αυτή όπως προκύπτει από τα διαγράμματα είναι της τάξης των ~22 bar.

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine αυξάνει διαρκώς με την αύξηση της πίεσης διότι από τη θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου γνωρίζουμε ότι ο βαθμός απόδοσης αυξάνει όταν έχουμε πρόσδοση θερμότητας σε υψηλότερη θερμοκρασία. Όμως η θερμότητα που αφαιρείται από τα καυσαέρια μειώνεται με την αύξηση της πίεσης διότι η συναλλαγή θερμότητας στον εναλλάκτη περιορίζεται από το κρίσιμο σημείο αυτού. Αυτό που ενδιαφέρει, όπως ειπώθηκε παραπάνω, είναι το γινόμενο των δύο παραπάνω μεγεθών. Στο πλήρες φορτίο και σε όλες τις στροφές η ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια είναι μεγαλύτερη λόγω περισσότερης διαθέσιμης ενέργειας των καυσαερίων από ότι στα μερικά φορτία, γεγονός που συνεπάγεται αύξηση της παραγόμενης ισχύος και βελτίωση του βαθμού απόδοσης.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται διάγραμμα της βέλτιστης πίεσης, δηλαδή της πίεσης που έχω την μέγιστη ισχύ, συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας το οποίο δείχνει μια εποπτική εικόνα για το που μπορεί να δουλέψει βέλτιστα το σύστημα αυτό (Σχήμα 6-13, Πίνακας 6-2).

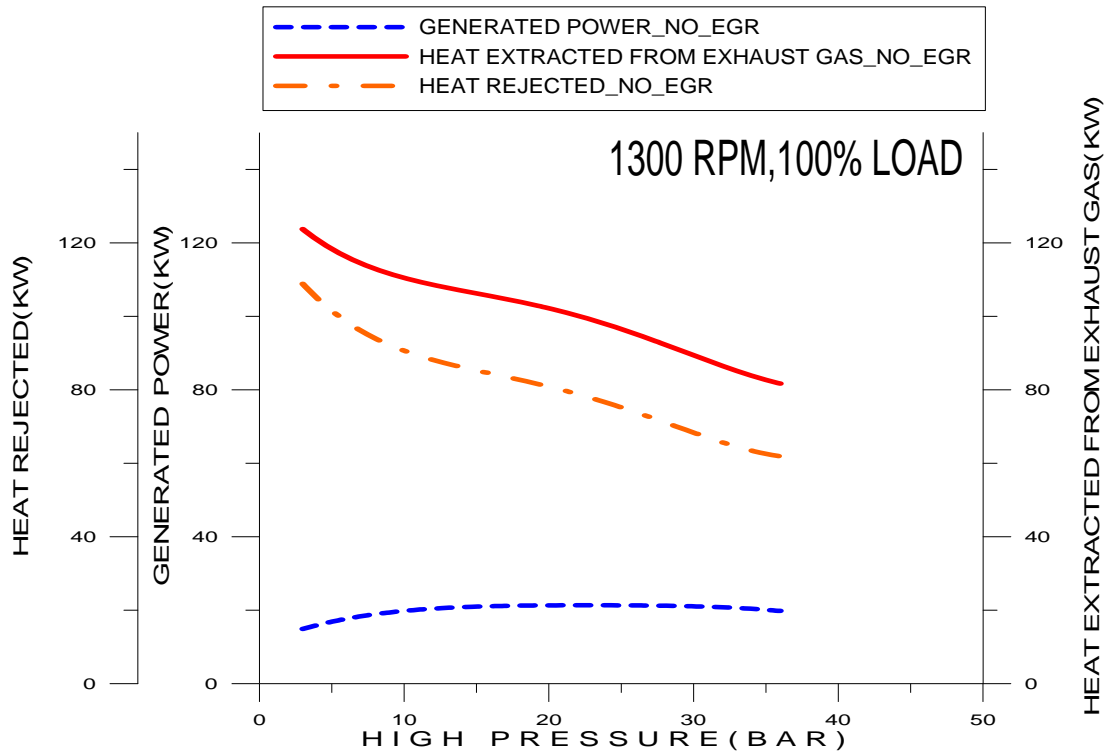


Σχήμα 6-13. Διάγραμμα βέλτιστης πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.

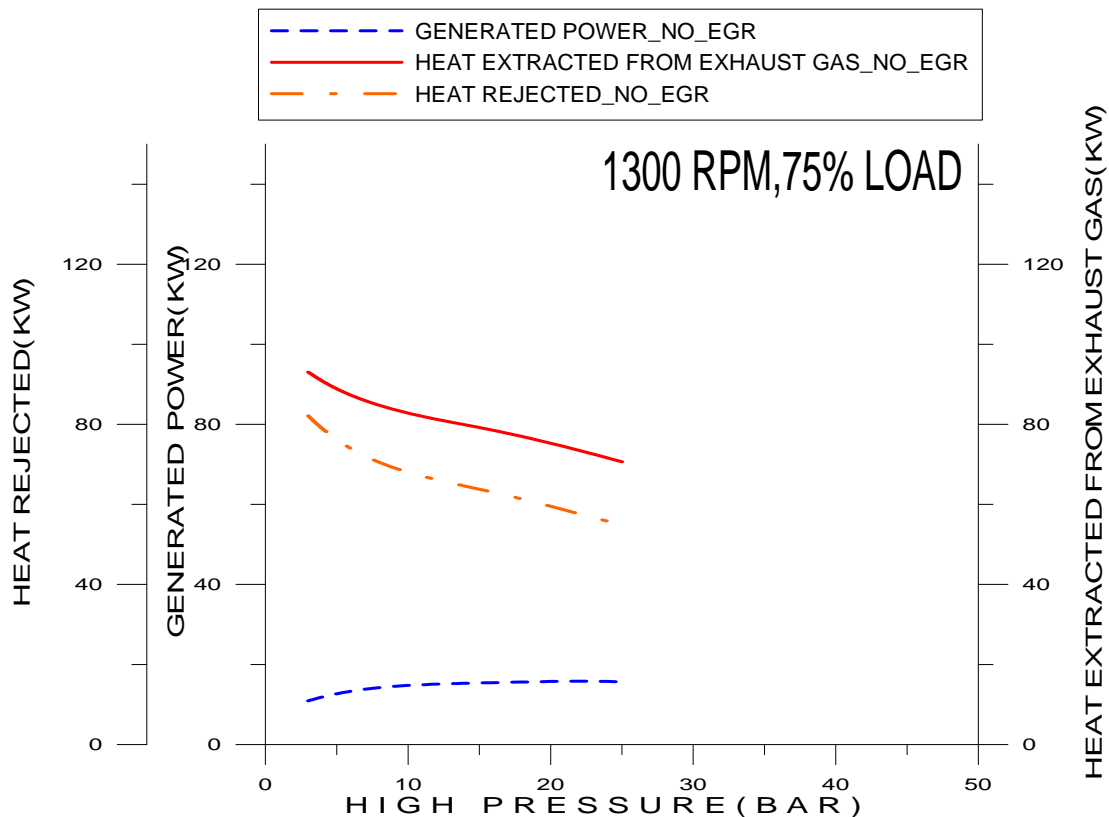
6.2.2 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου, στην ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια και στην απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα

Με χρήση του προγράμματος που προαναφέρθηκε γίνεται σάρωση των πιέσεων κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας σε διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Από τα σχήματα 6-14 έως 6-25 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή της παραγόμενης από τον κύκλο Rankine ισχύος, της ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια και της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας.

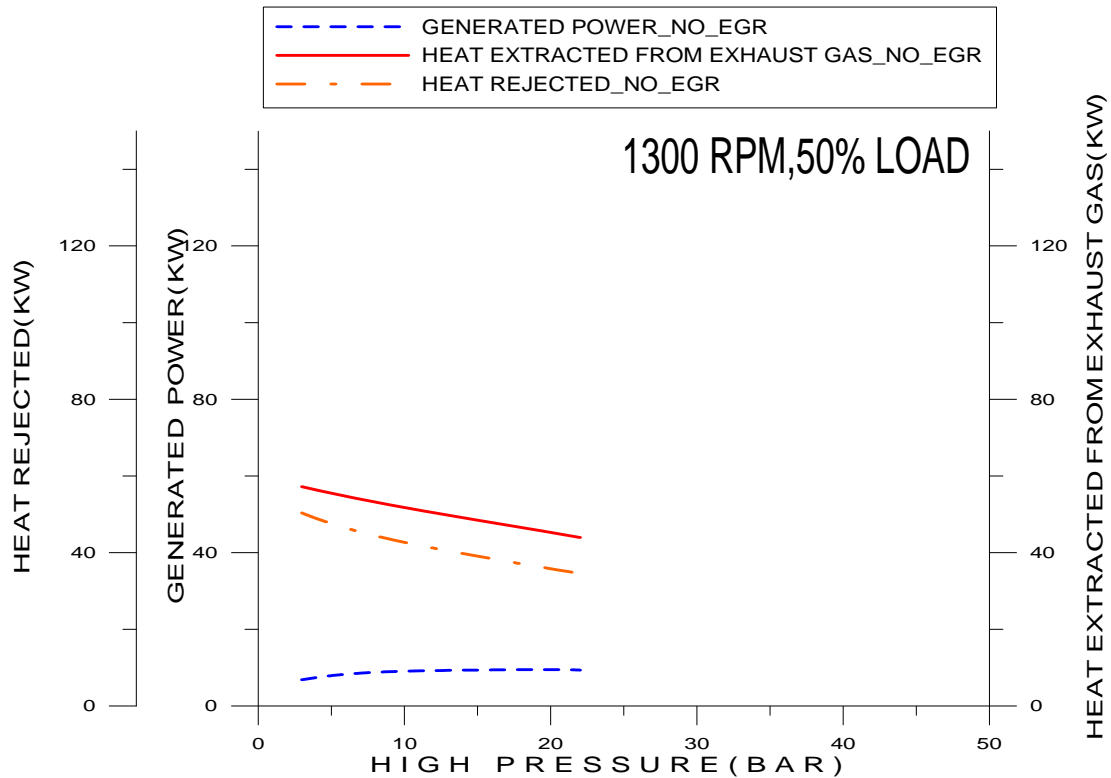
Η μελέτη αυτή γίνεται για να συγκριθούν τα ποσά ενέργειας τα οποία συμμετέχουν στην ενεργειακή ανάλυση του προβλήματος και επιπλέον για να εξεταστούν οι δυνατότητες για περαιτέρω μείωση των ποσών θερμότητας που αποβάλλονται στο περιβάλλον. Η μείωση τους είναι σημαντική διότι όσο μεγαλύτερα είναι τα ποσά θερμότητας που πρέπει να αποβληθούν στο περιβάλλον τόσο περισσότερο επιβαρύνεται το ψυκτικό κύκλωμα του κινητήρα και έτσι τμήμα της ενέργειας που ανακτήθηκε χάνεται στον ανεμιστήρα. Για το λόγο αυτό ίσως χρειασθεί να αυξηθεί η μέγιστη πίεση παρά το γεγονός ότι η μέγιστη ισχύς δεν αυξάνει ώστε να μειωθούν οι απώλειες.



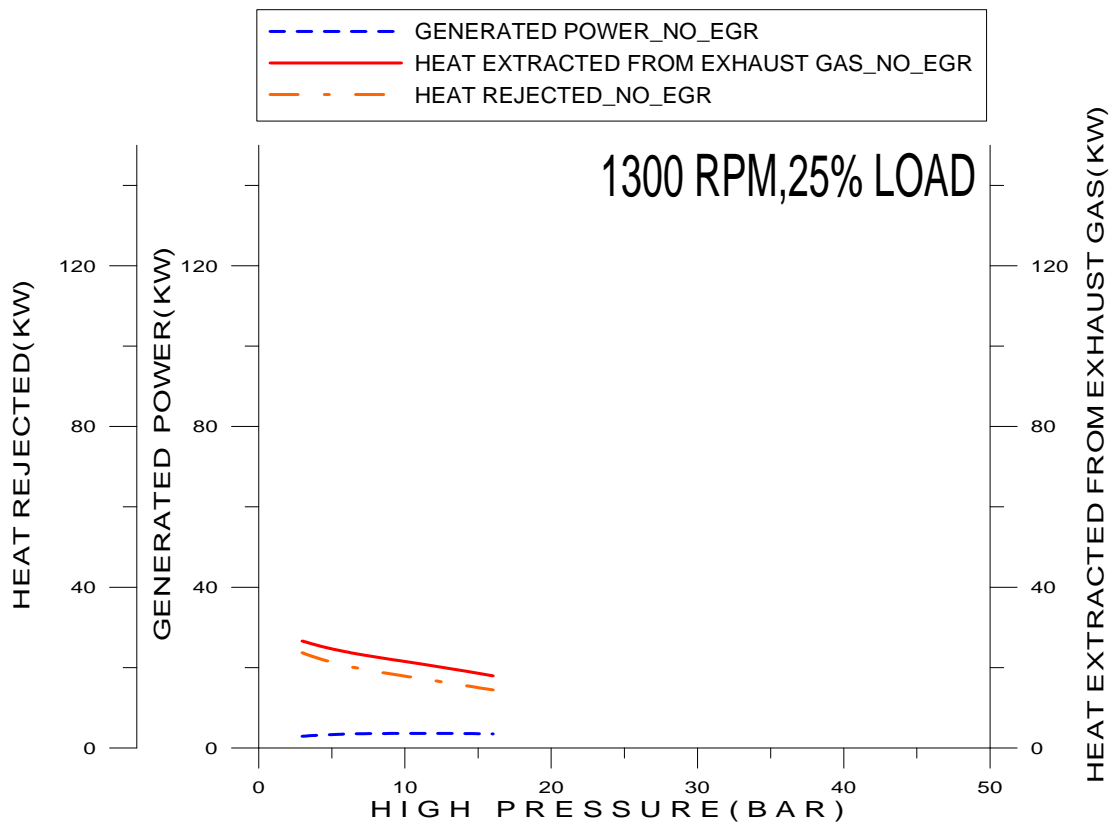
Σχήμα 6-14. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 100% LOAD.



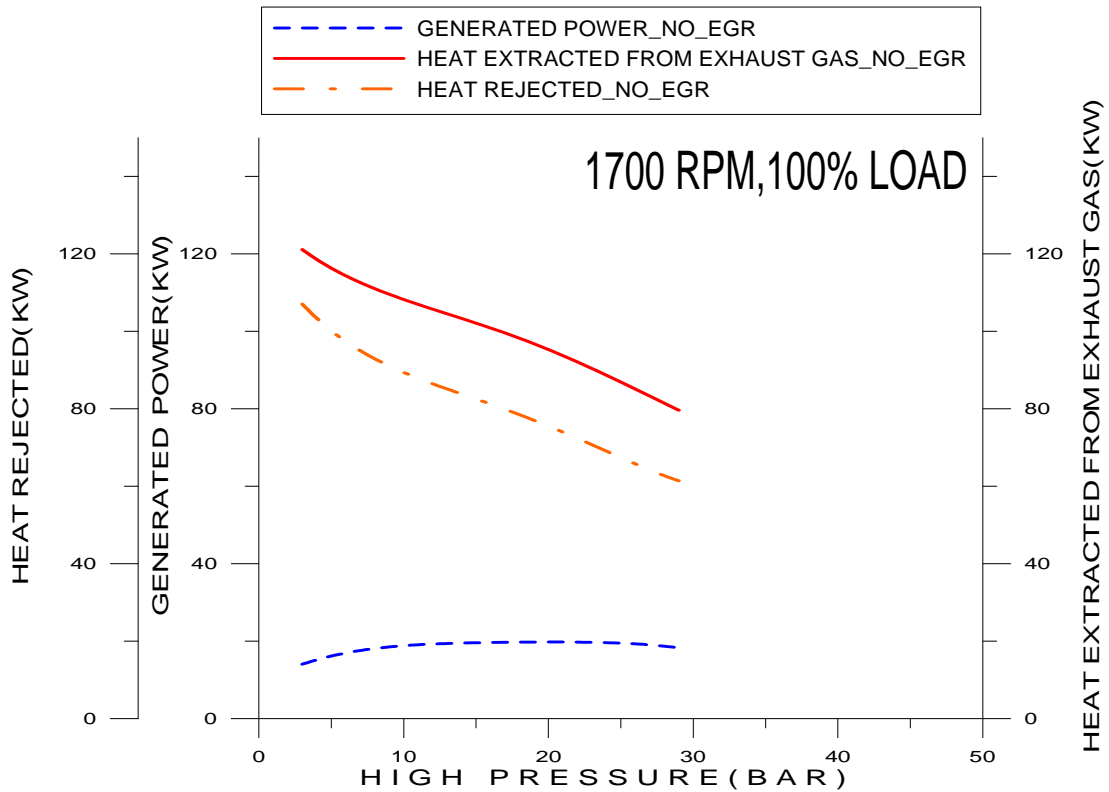
Σχήμα 6-15. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 75% LOAD.



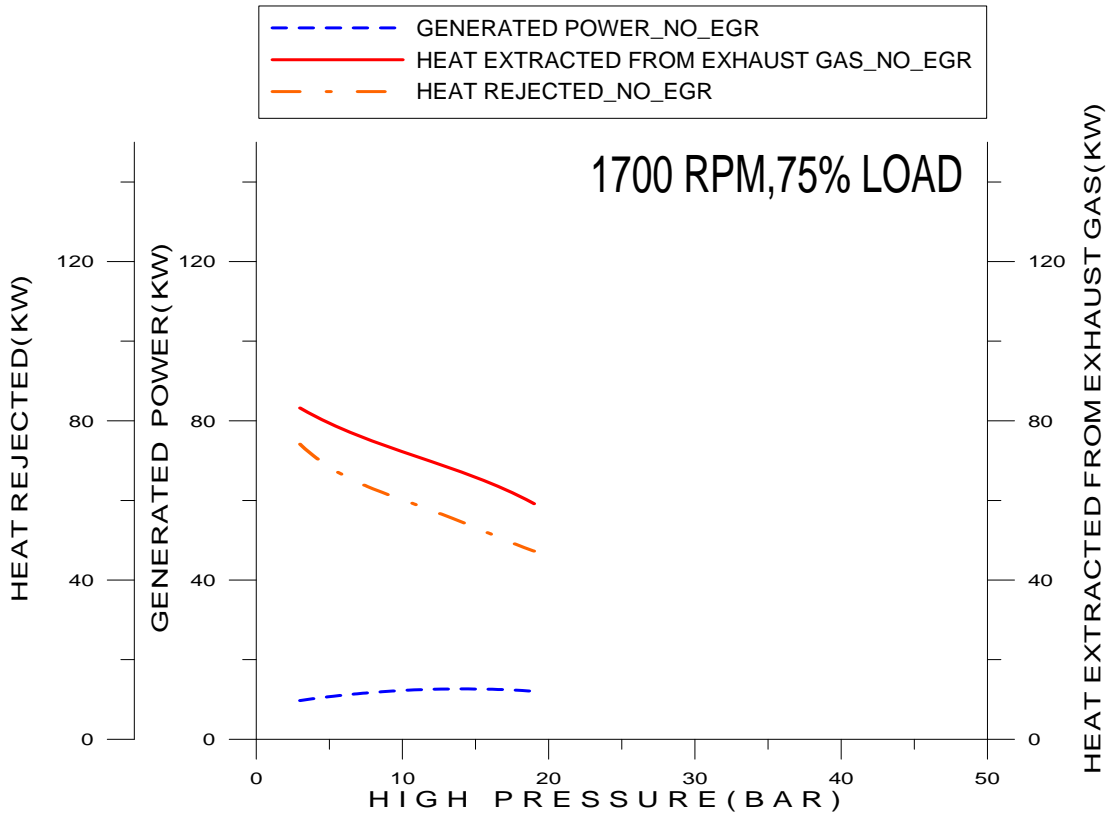
Σχήμα 6-16. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 50% LOAD.



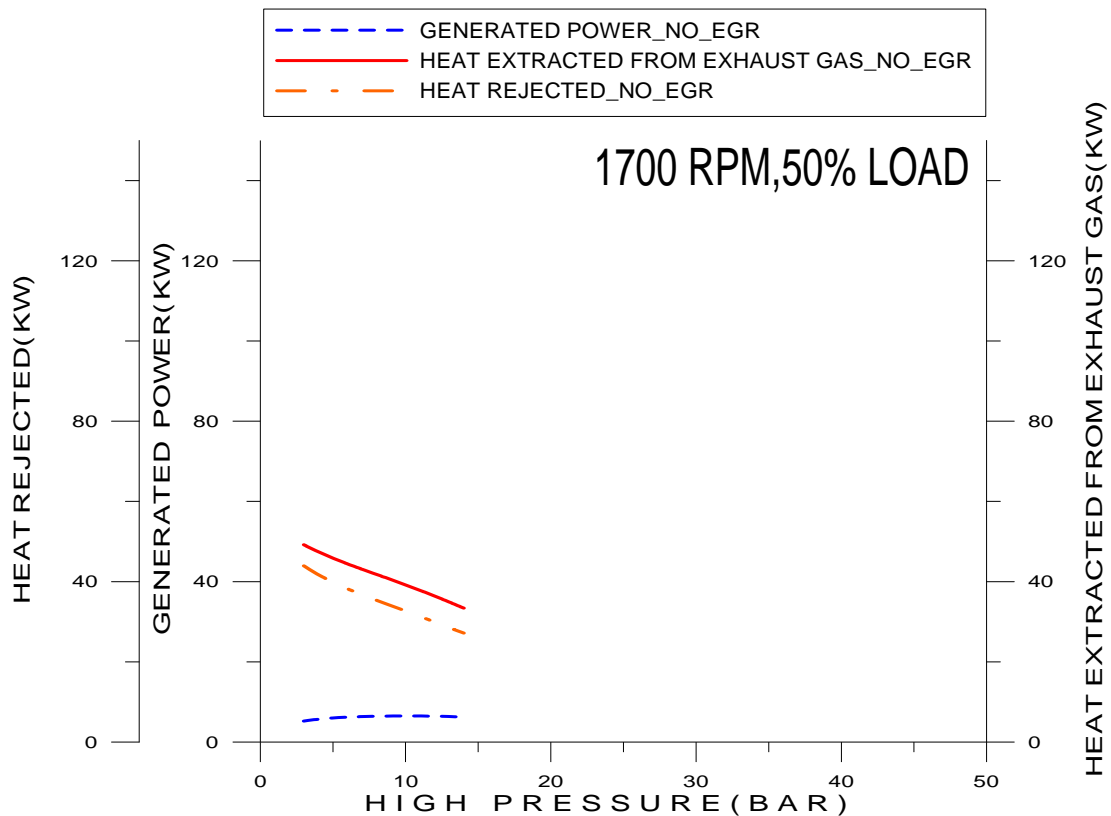
Σχήμα 6-17. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 25% LOAD.



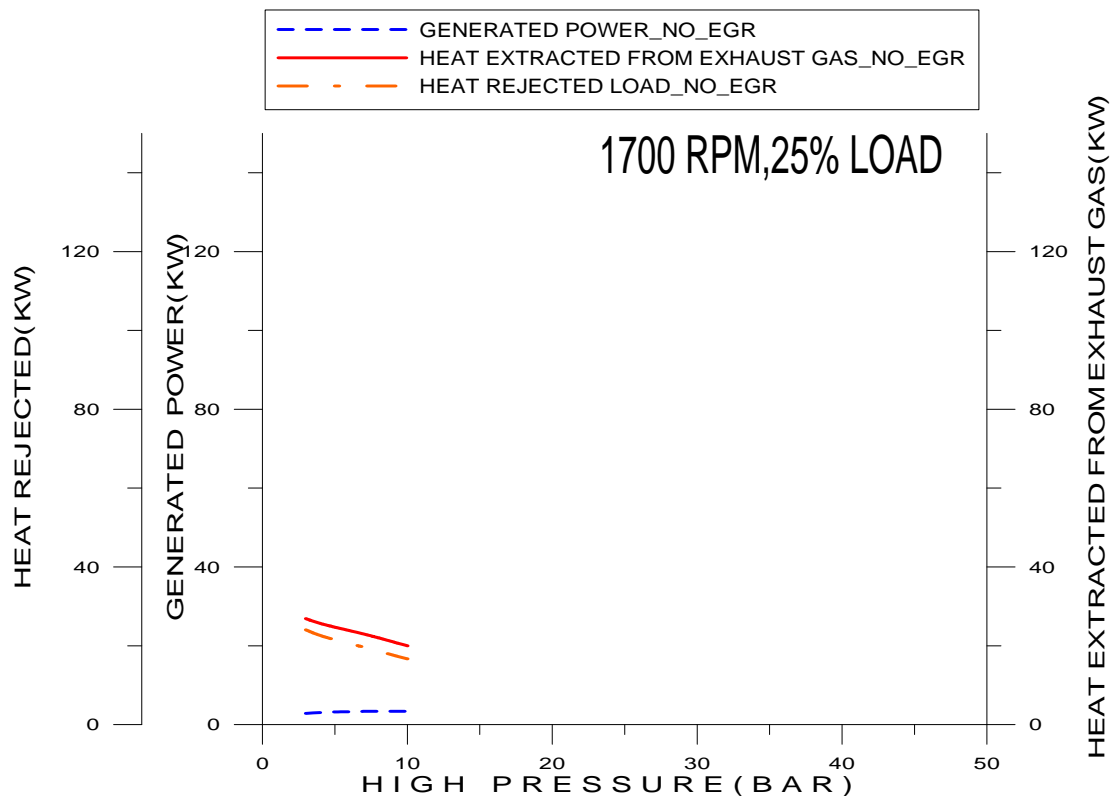
Σχήμα 6-18. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 100% LOAD.



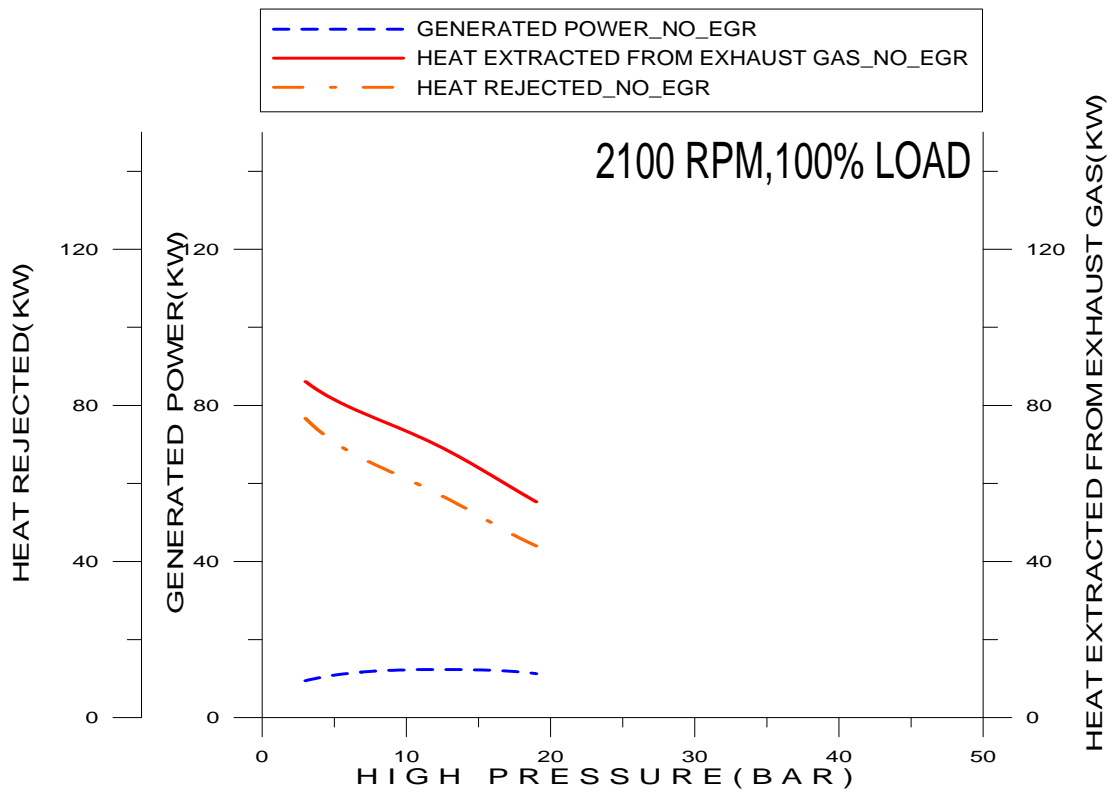
Σχήμα 6-19. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 75% LOAD.



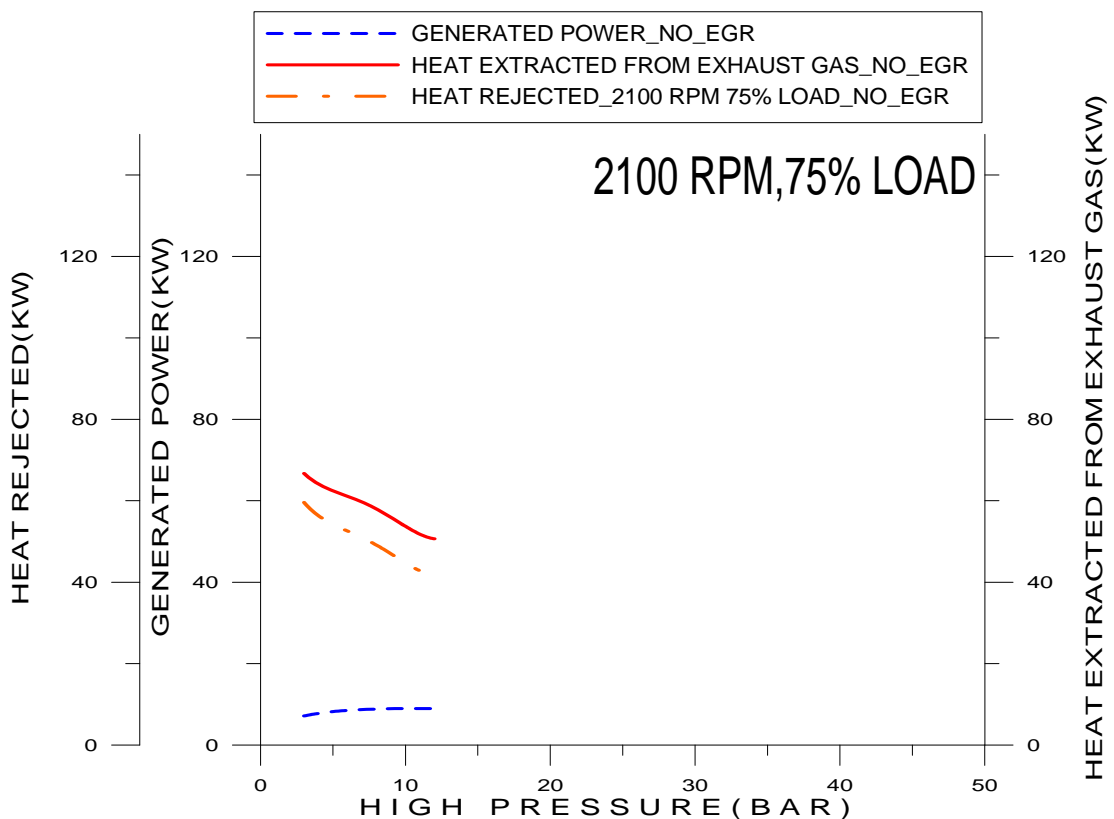
Σχήμα 6-20. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 50% LOAD.



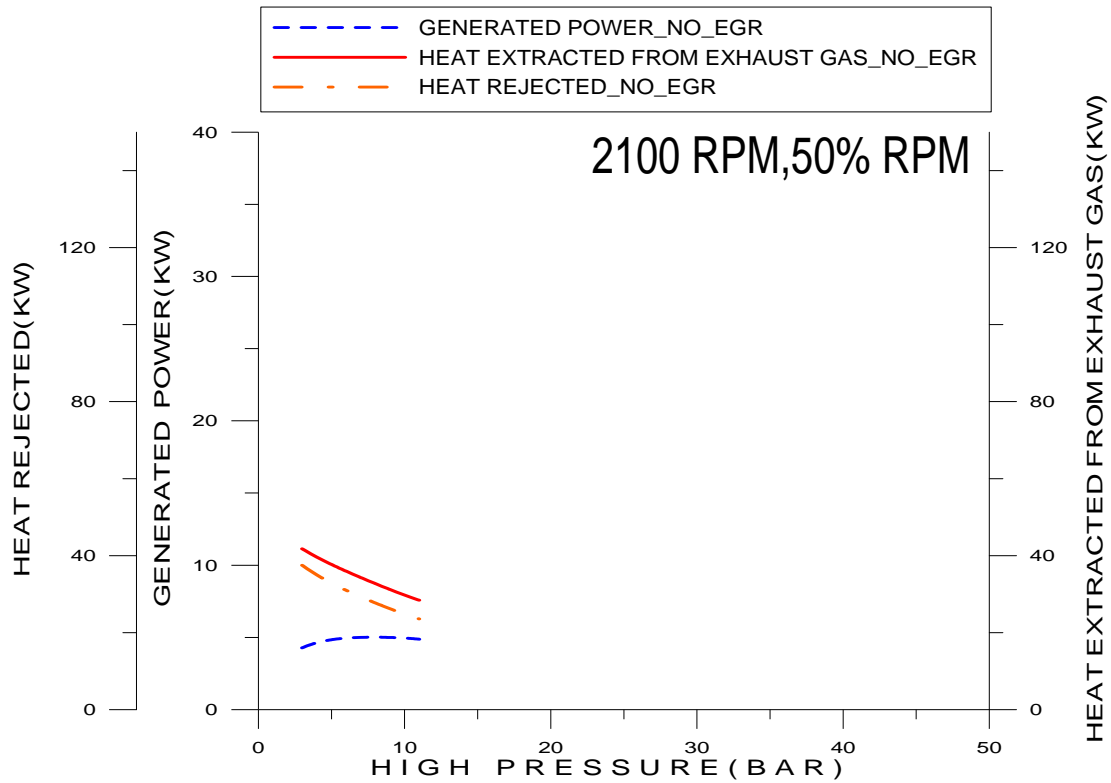
Σχήμα 6-21. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 25% LOAD.



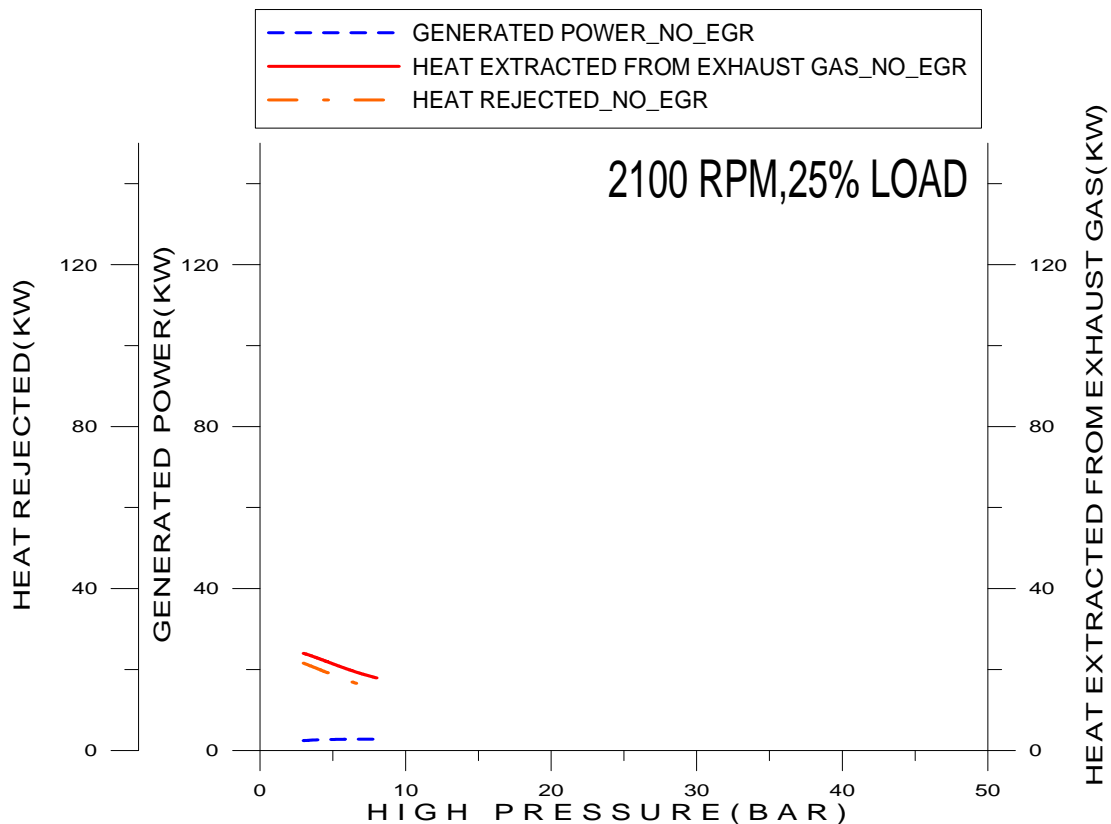
Σχήμα 6-22. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 6-23. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 6-24. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 50% LOAD.



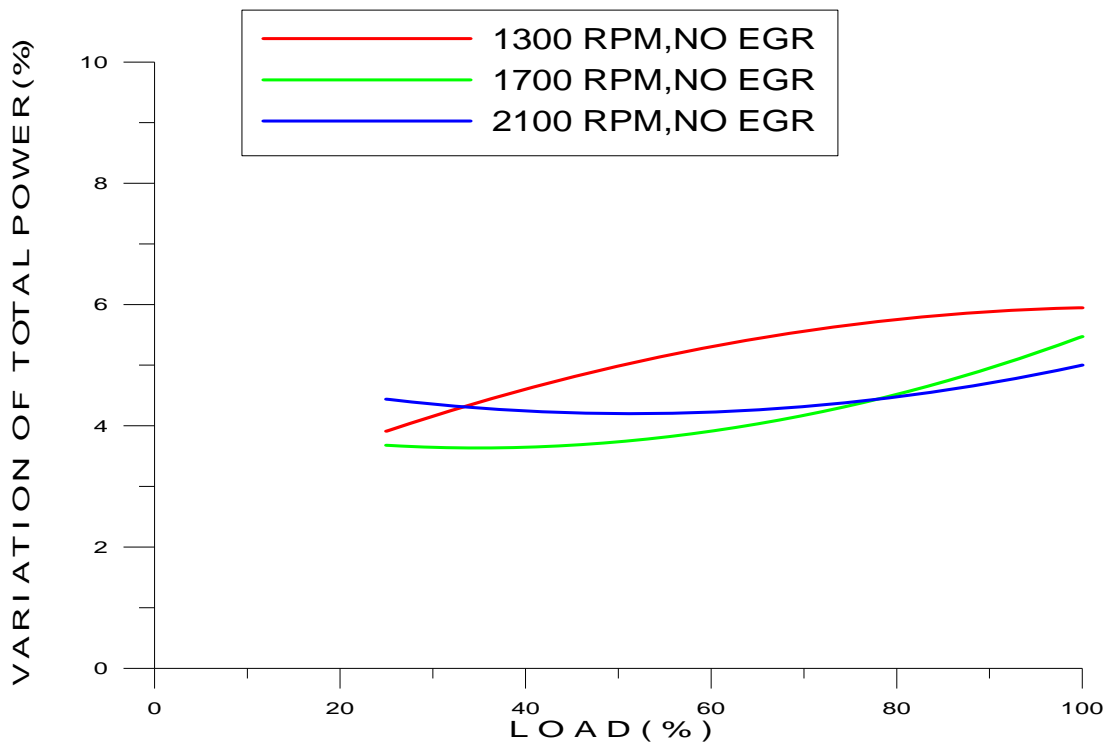
Σχήμα 6-25. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 25% LOAD.

Παρατηρείται ότι μετά την πίεση στην οποία εμφανίζεται η μέγιστη παραγόμενη ισχύς αυτή παραμένει πρακτικώς σταθερή (μικρή μείωση της ισχύος) ενώ η απορριπτόμενη προς το περιβάλλον θερμότητα μειώνεται σημαντικά. Συνέπεια του γεγονότος αυτού είναι ότι καθίσταται δυνατή η χρήση μικρότερου σε μέγεθος εναλλάκτη θερμότητας επιβαρύνοντας παράλληλα λιγότερο το ψυκτικό κύκλωμα του κινητήρα. Έτσι αποφεύγεται ο κίνδυνος να χαθεί σημαντικό μέρος της ισχύος που κερδήθηκε στον ανεμιστήρα. Επομένως η πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας συμφέρει να είναι μεγαλύτερη αυτής στην οποία παρατηρείται η μέγιστη παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine.

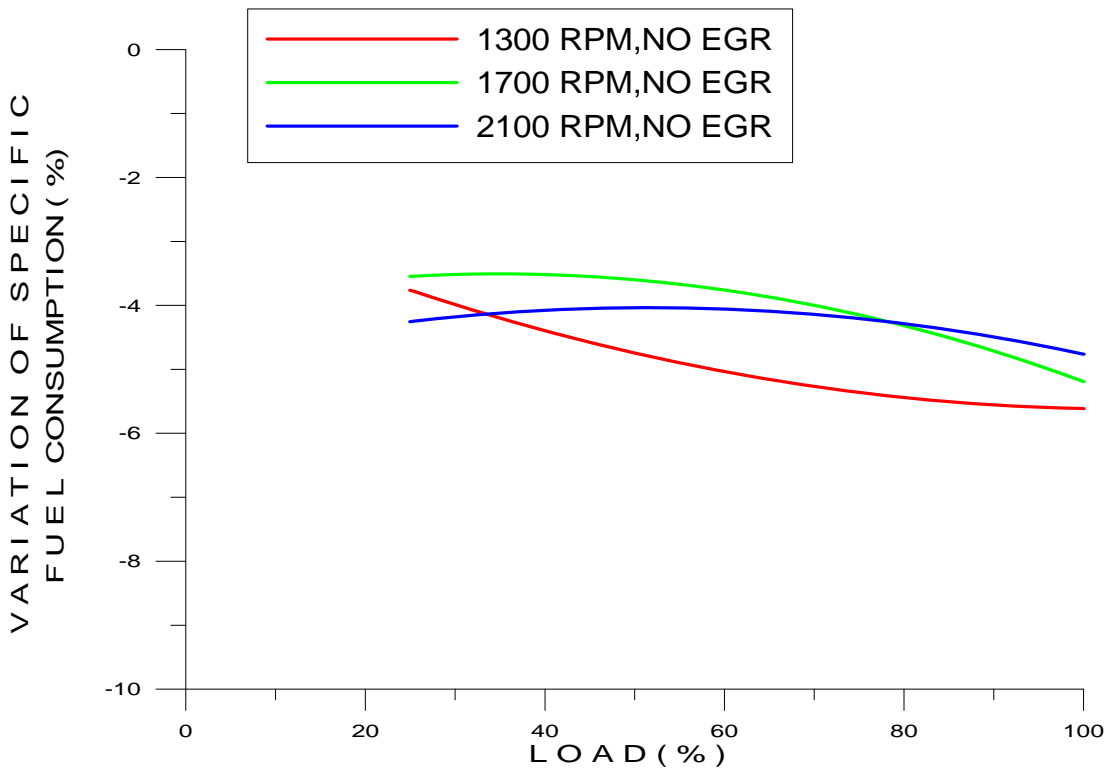
Η βελτίωση που επιτυγχάνεται στην κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα για την πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για την οποία έχω την μέγιστη παραγωγή ισχύος από τον κύκλο σε όλα τα φορτία του κινητήρα δίνεται στον πίνακα 6-2. Γίνεται φανερό ότι η συνολική ισχύς του συστήματος και η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα παρουσιάζουν μικρή βελτίωση για την περίπτωση που δεν χρησιμοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Τα σχήματα 6-26 έως 6-27 που ακολουθούν δείχνουν την ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του συστήματος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM σε όλα τα φορτία του κινητήρα και για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου. Όπως παρατηρείται η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης είναι της τάξης του 6%.

ΦΟΡΤΙΟ (%)	ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ (RPM)	ΠΑΡΟΧΗ ΜΑΖΑΣ ΝΕΡΟΥ (Kg/h)	ΙΣΧΥΣ ΚΥΚΛΟΥ (KW)	ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΥΚΛΟΥ (%)	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ (%)
100	1300	124.4	21.49	22.24	5.61
75	1300	95.69	15.8	21.48	5.38
50	1300	61.48	9.46	20.31	4.73
25	1300	28.75	3.64	17.35	3.77
100	1700	127.62	19.83	20.54	5.13
75	1700	91.5	12.55	18.66	4.32
50	1700	54.52	6.51	16.66	3.43
25	1700	31.27	3.36	15.3	3.6
100	2100	96.4	12.37	17.71	4.69
75	2100	72.17	8.98	17.23	4.43
50	2100	46.2	5.02	15.35	3.81
25	2100	26.8	2.77	14.62	4.33

Πίνακας 6-2. Βελτίωση στην κατανάλωση καυσίμου με τη χρήση κύκλου Rankine χωρίς τη χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.



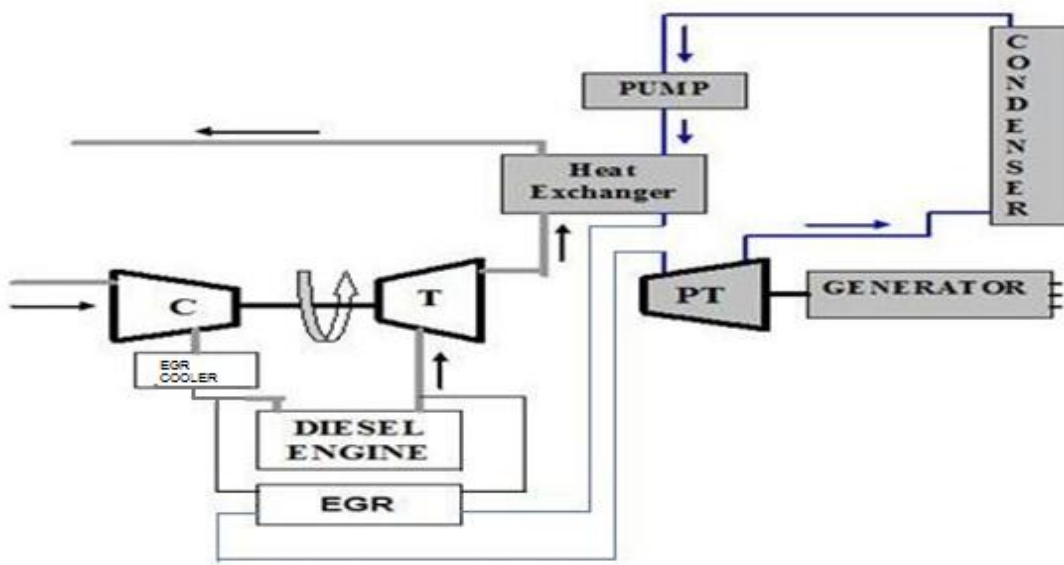
Σχήμα 6-26. Ποσοστιαία μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσεως του φορτίου του κινητήρα για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine.



Σχήμα 6-27. Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσεως του φορτίου του κινητήρα για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine.

6.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΟΤΑΝ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΕΙΤΑΙ Η ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΤΟΥ ΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΟΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΟΥ

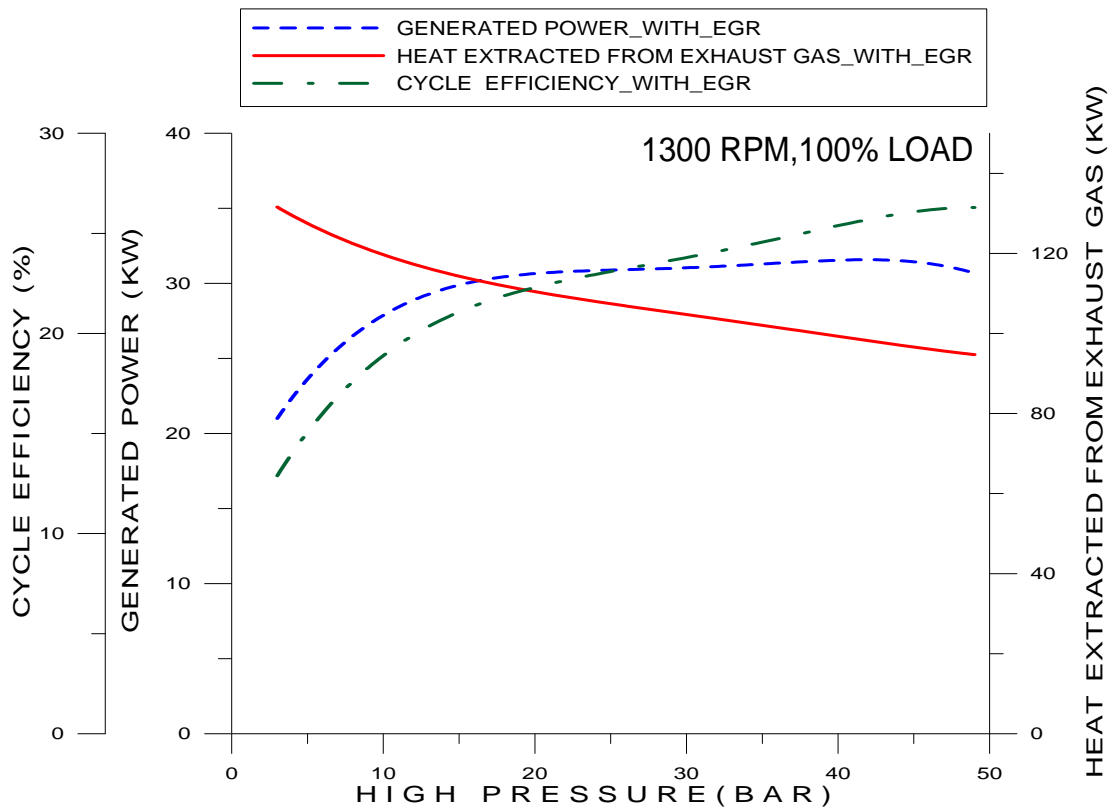
Στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων κινητήρων μέσω κύκλου Rankine η χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων χρησιμεύει στην επιπλέον αύξηση της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού. Αυτό συνεπάγεται την αύξηση της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού και επομένως αύξηση της ενθαλπικής πτώσεως στον εκτονωτή. Από την άλλη το ανακυκλοφορούν καυσαέριο ψύχεται. Στο σχήμα 6-28 φαίνεται το σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine με ανακυκλοφορία καυσαερίων. Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα θεωρούνται για την παραμετρική αυτή ανάλυση ίδια με αυτά της περίπτωσης που δεν αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων ενώ το καυσαέριο που απομαστεύεται είναι περίπου το 10% του συνολικού καυσαερίου.



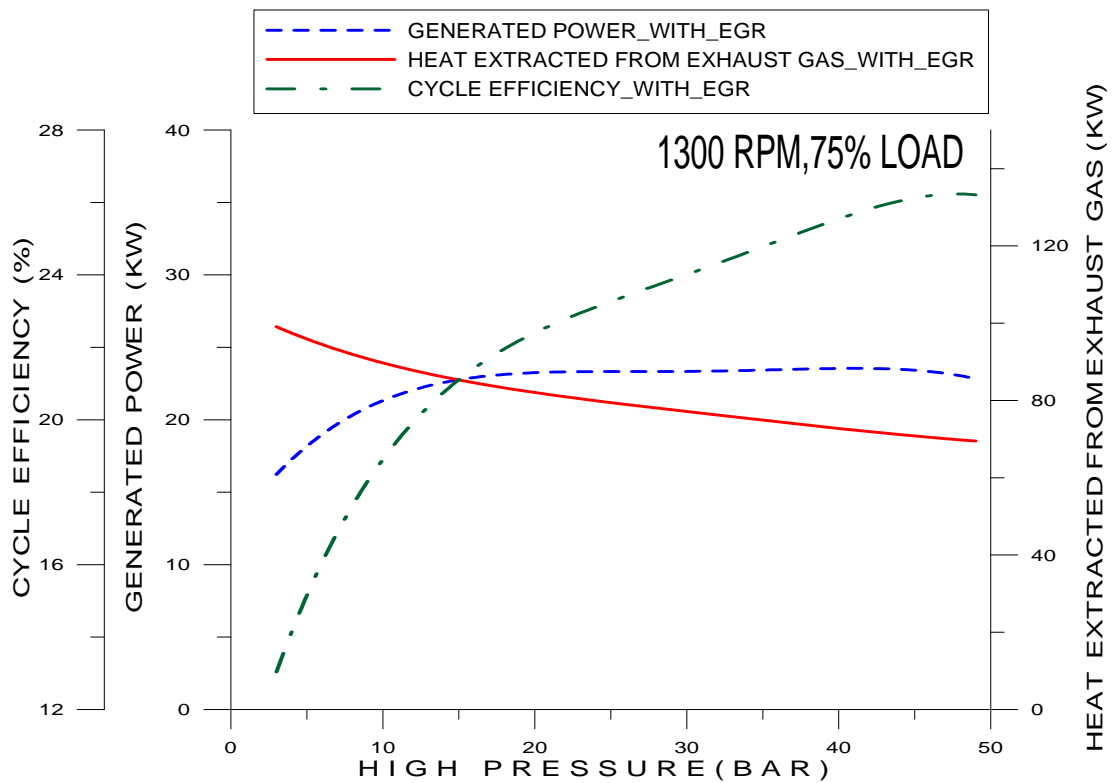
Σχήμα 6-28. Σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωσης σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine με χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.

6.3.1 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στο βαθμό απόδοσης και στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου και στην ανακτόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια

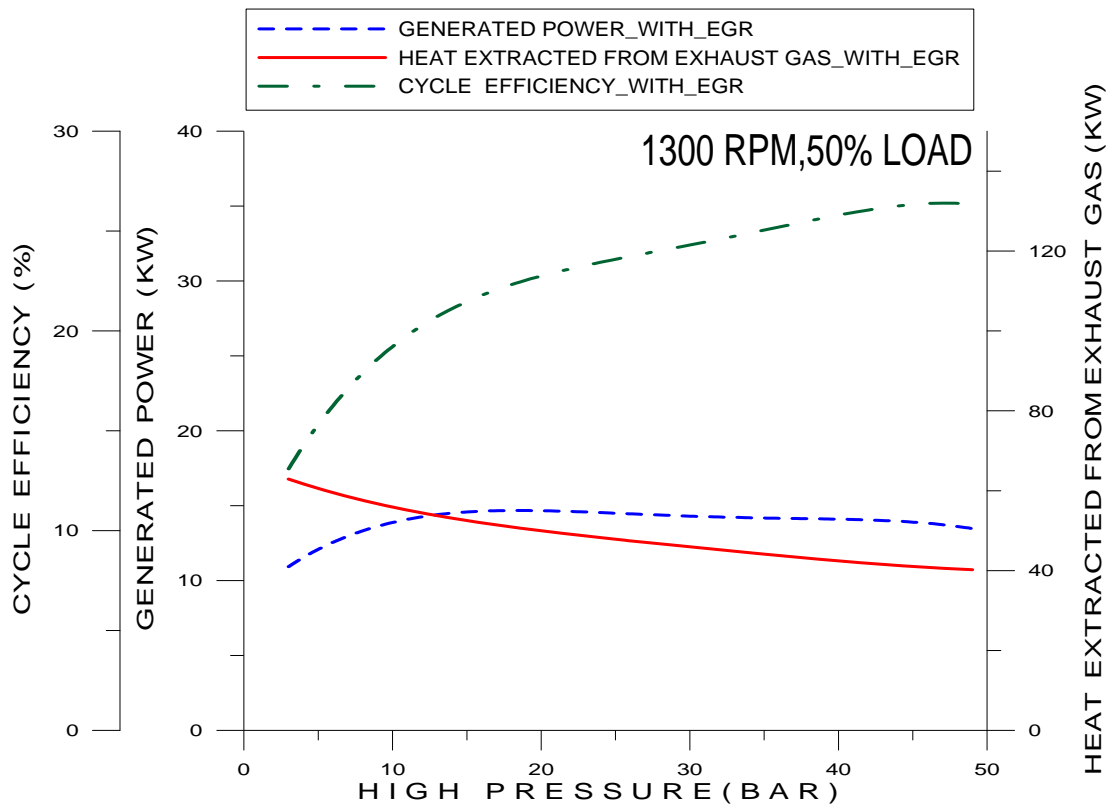
Με την ίδια διαδικασία και για την περίπτωση που γίνεται χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων προέκυψαν τα σχήματα 6-29 έως 6-41 στα οποία φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης και της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine καθώς και της ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια συναρτήσει της υψηλής πίεσης.



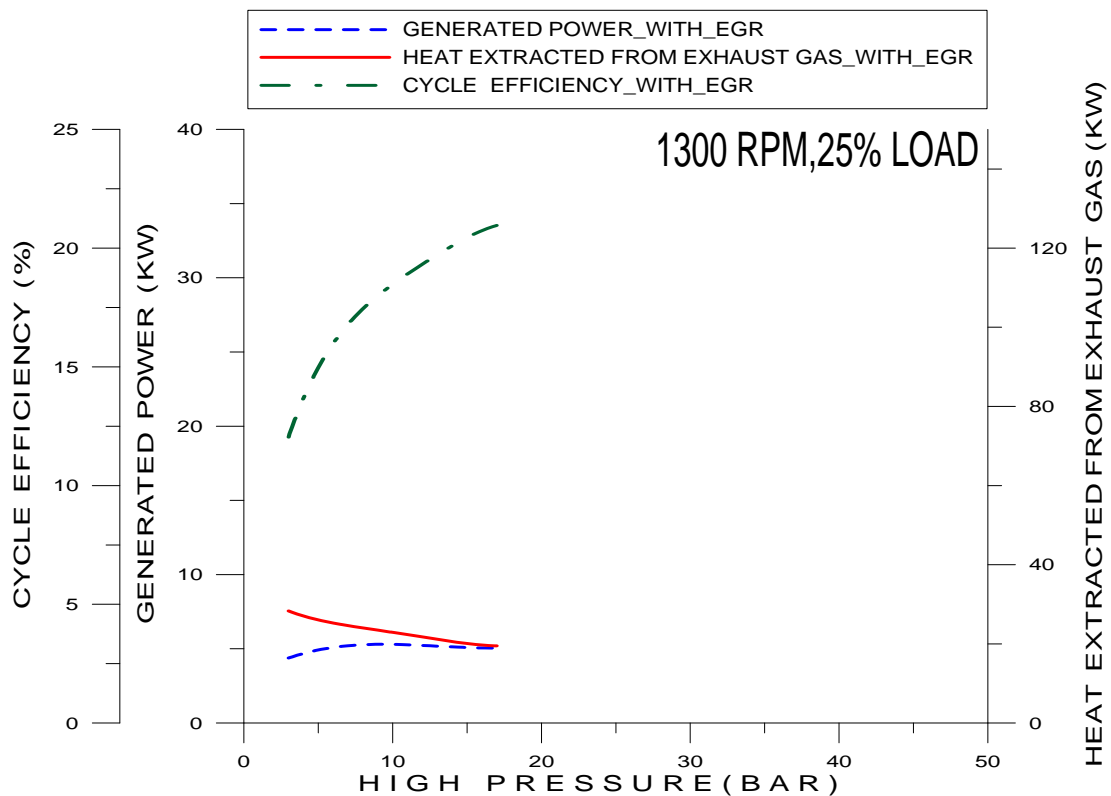
Σχήμα 6-29. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 100% LOAD.



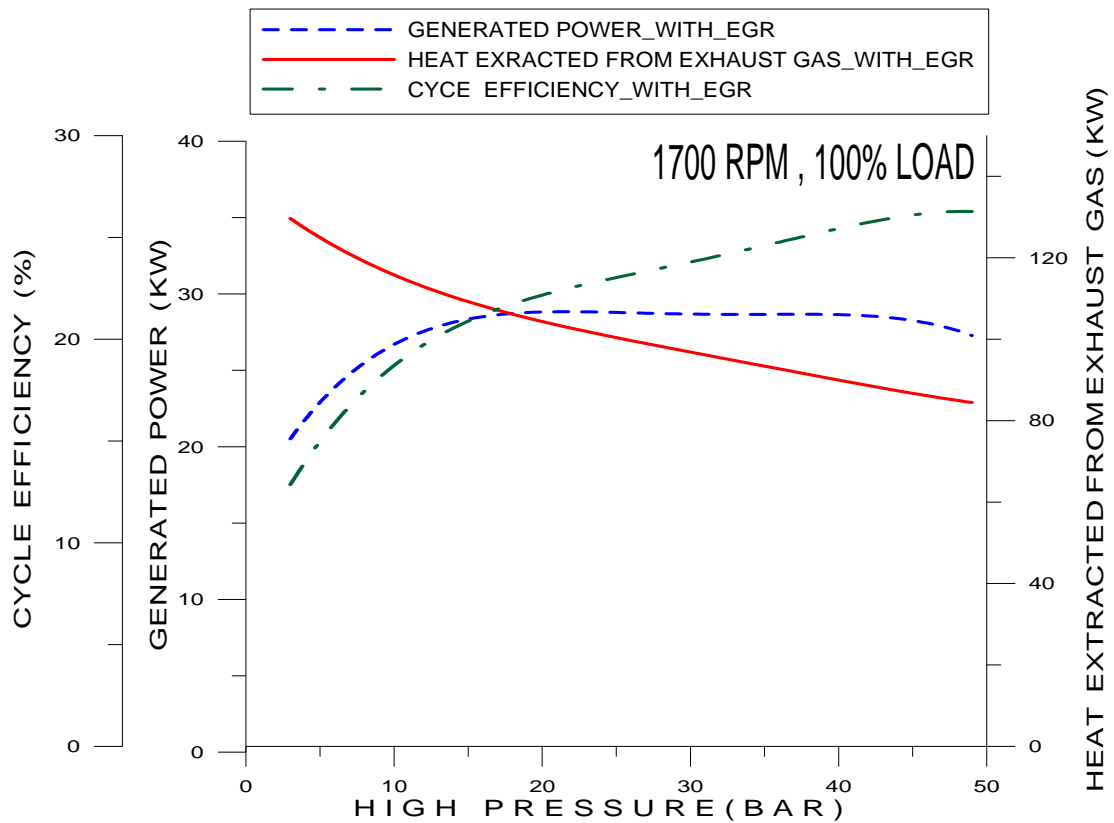
Σχήμα 6-30. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 75% LOAD.



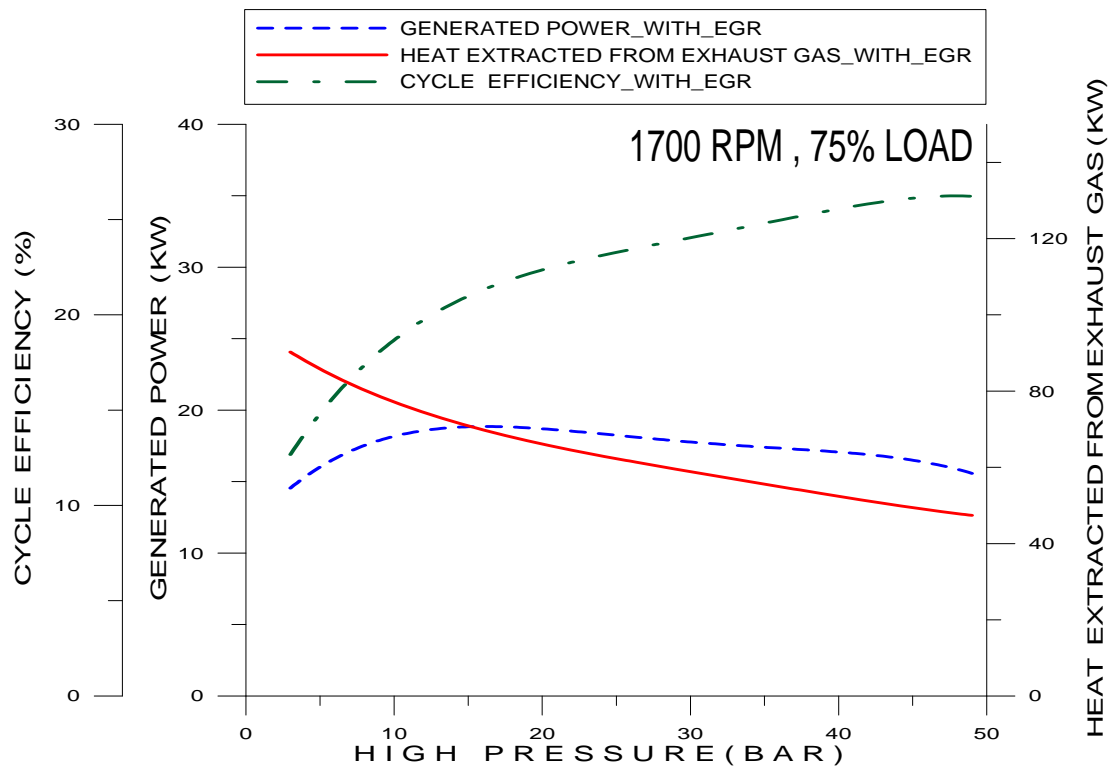
Σχήμα 6-31. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 50% LOAD.



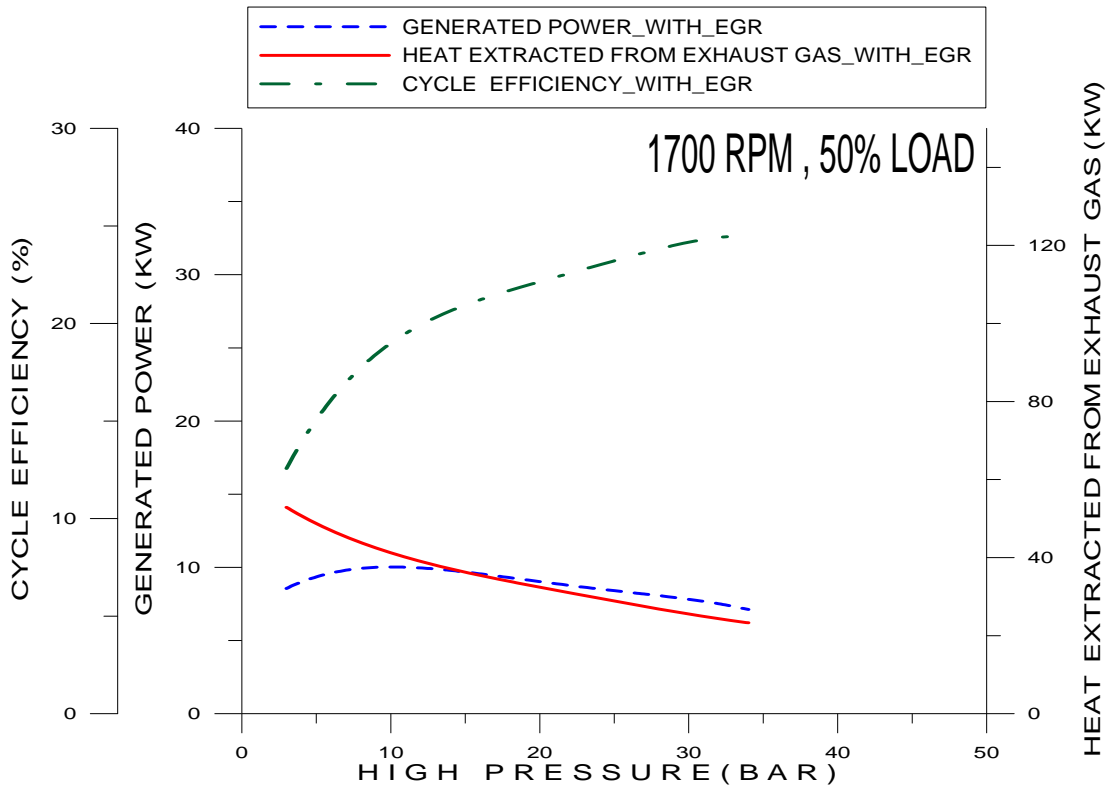
Σχήμα 6-32. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 25% LOAD.



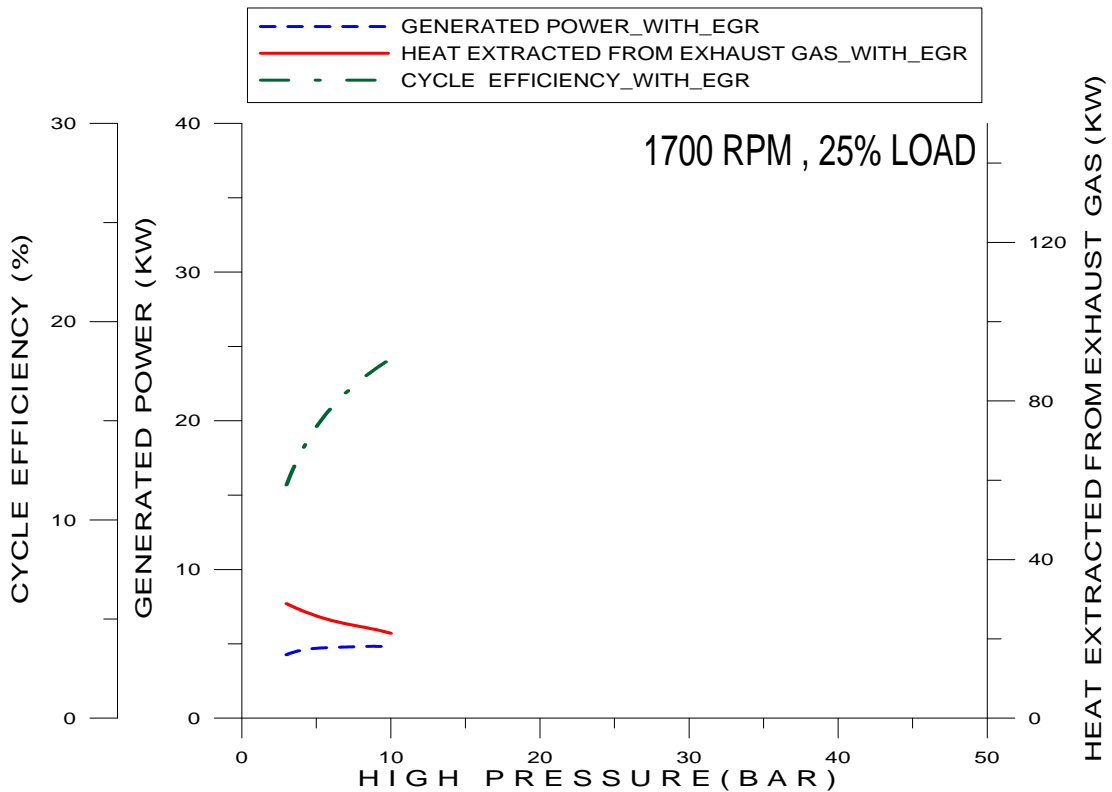
Σχήμα 6-33. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 100% LOAD.



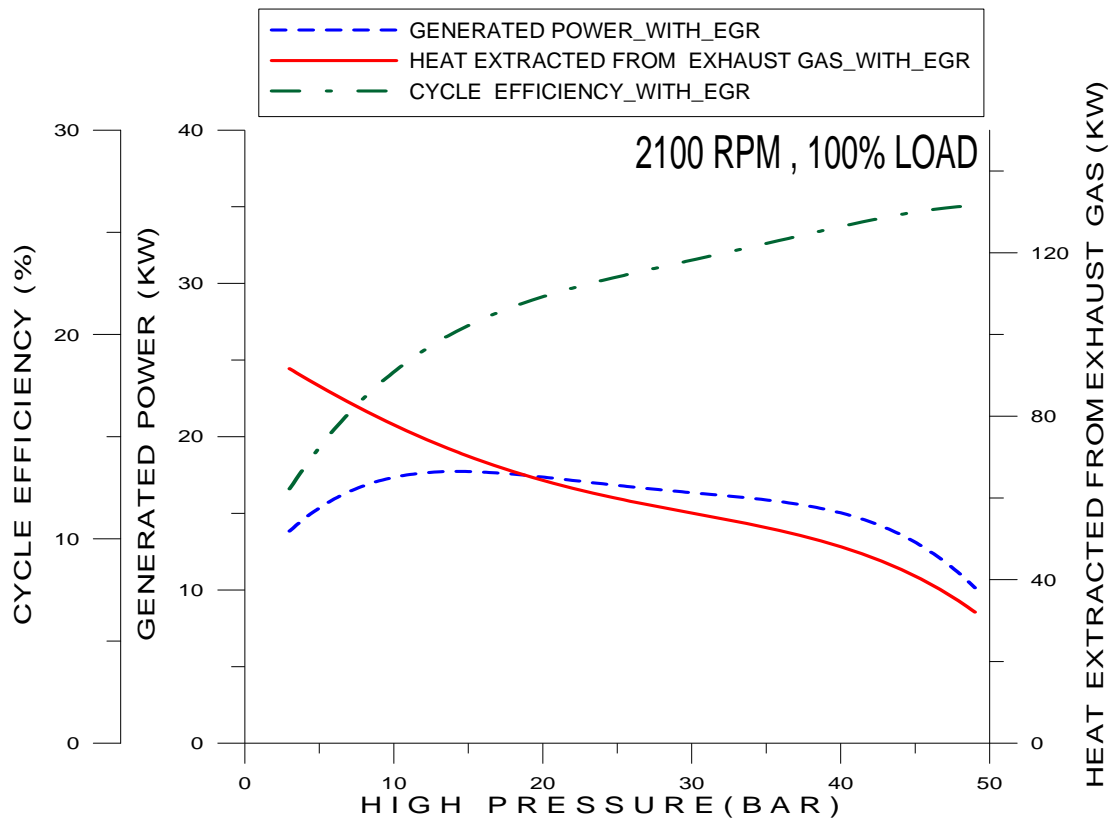
Σχήμα 6-34. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 75% LOAD.



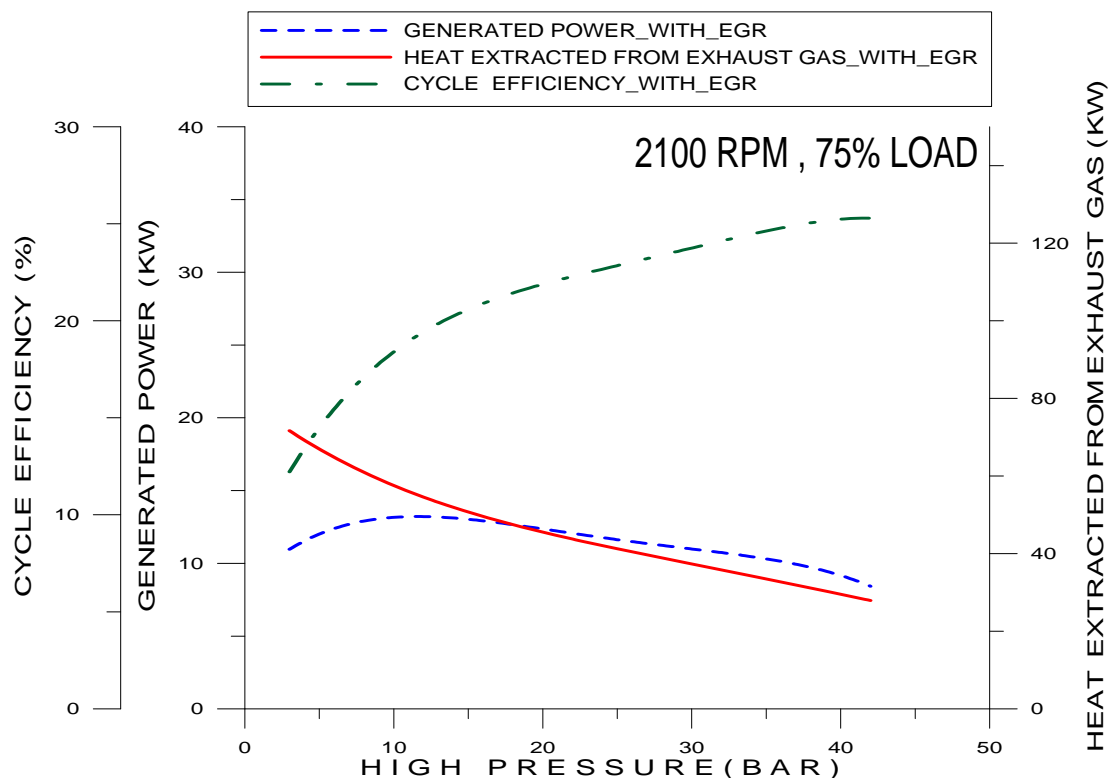
Σχήμα 6-35. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 50% LOAD.



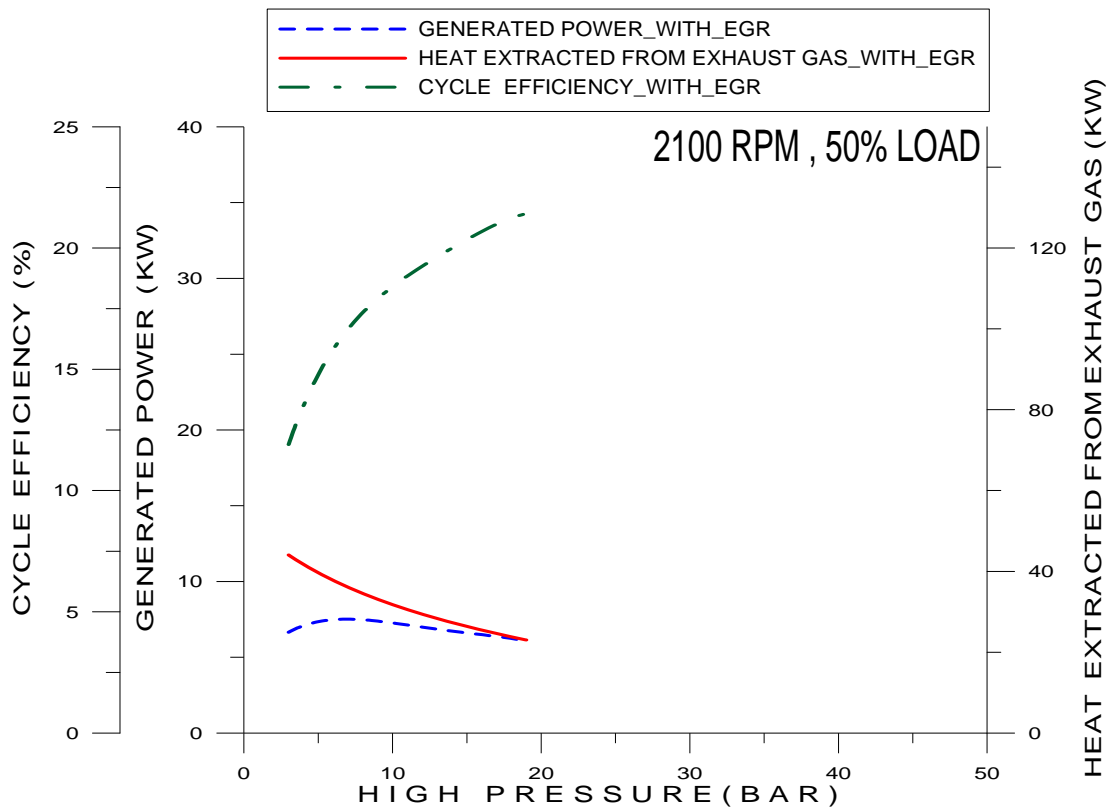
Σχήμα 6-36. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 25% LOAD.



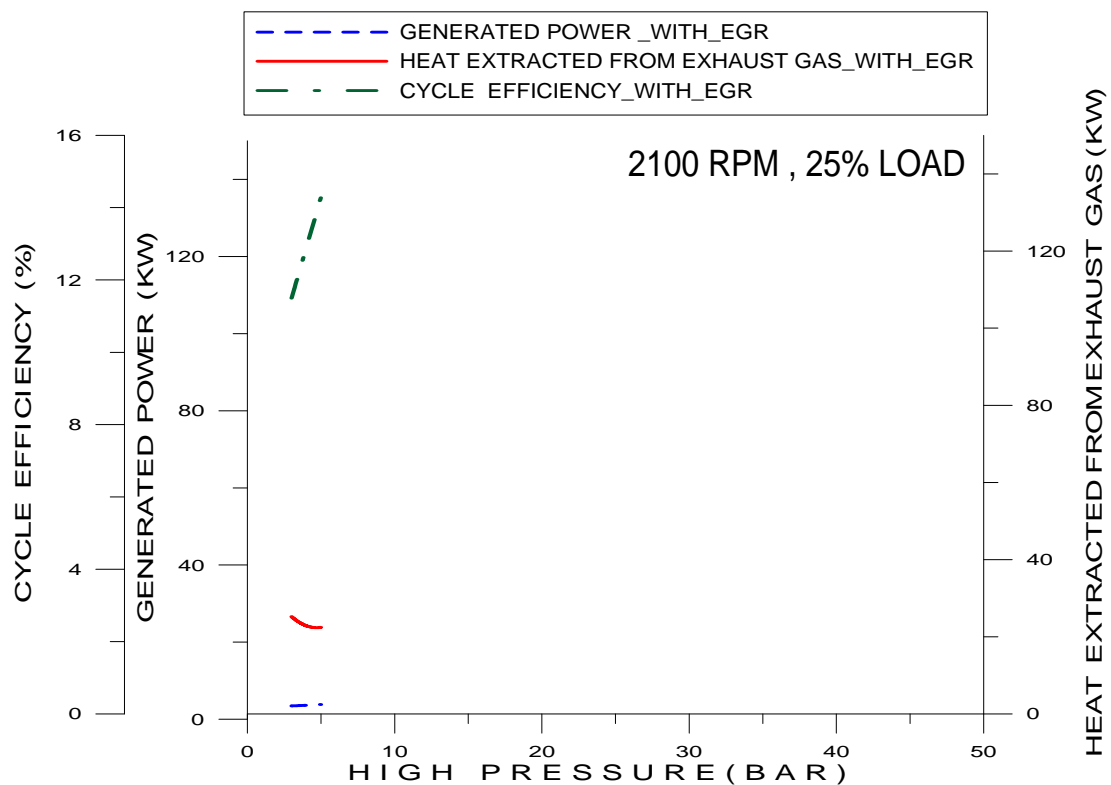
Σχήμα 6-37. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 6-38. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 6-39. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 50% LOAD.

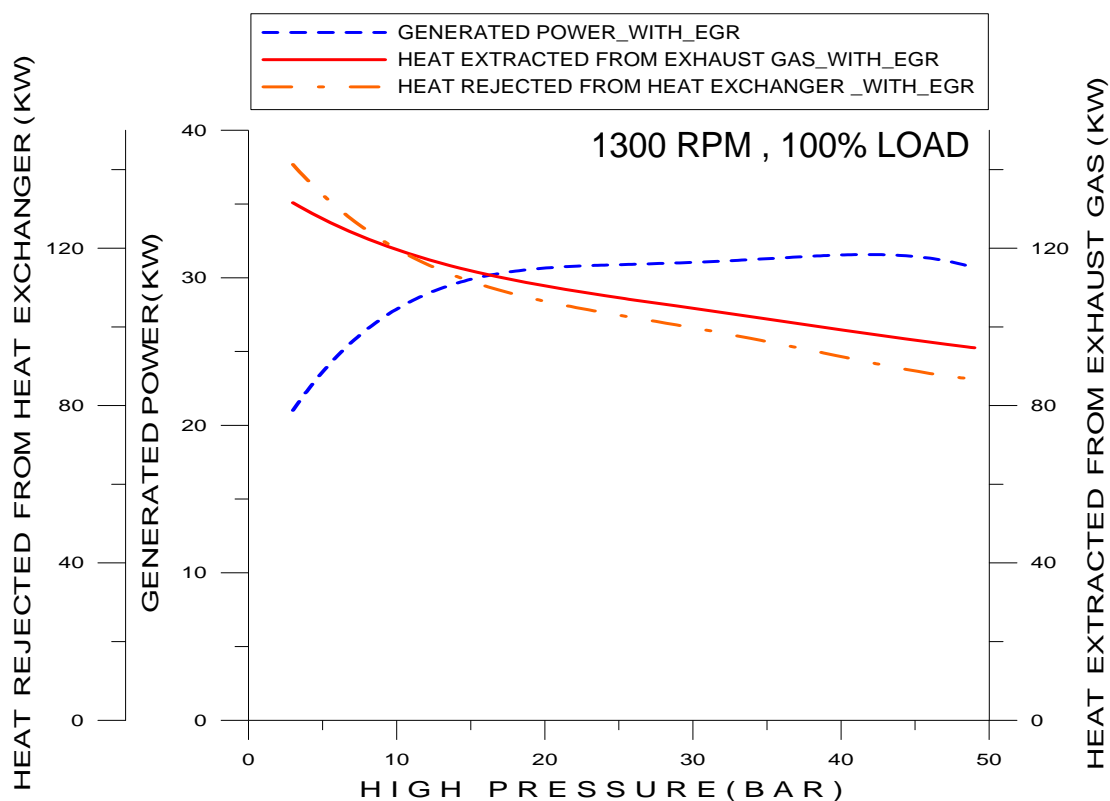


Σχήμα 6-40. Μεταβολή ισχύος και βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 25% LOAD.

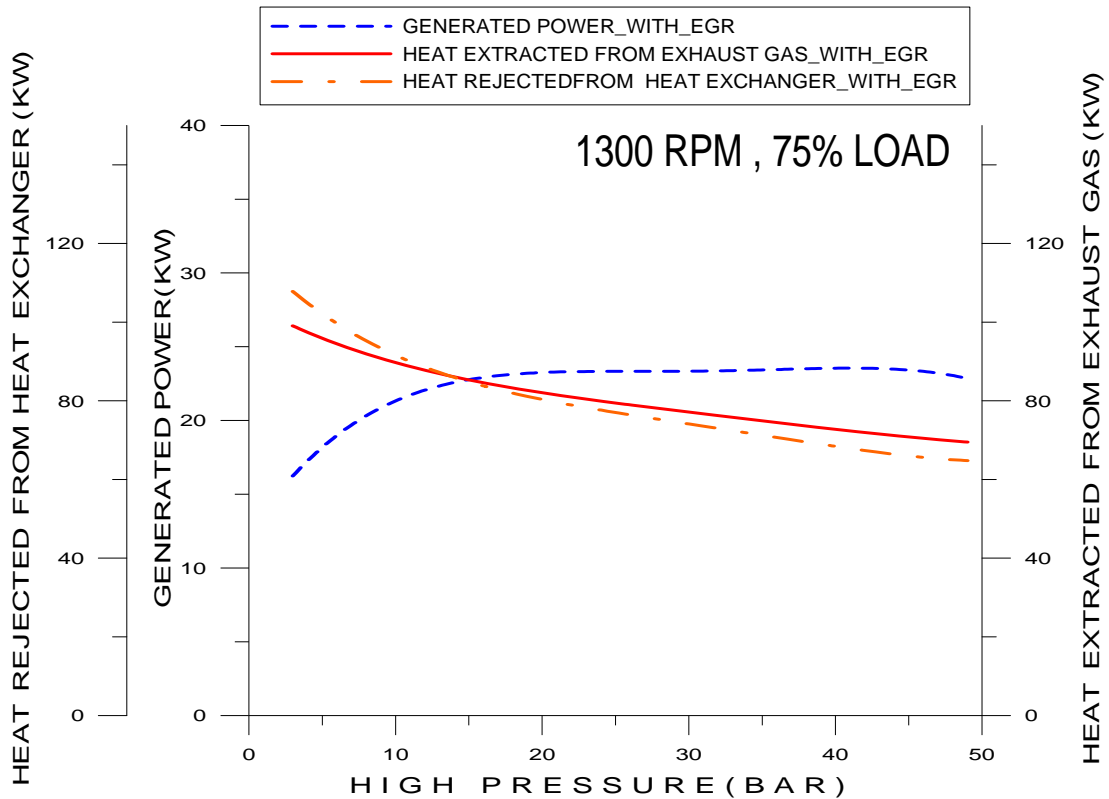
Η μελέτη γίνεται και σε αυτή την περίπτωση στα σημεία λειτουργίας του κινητήρα που εξετάστηκαν και στην περίπτωση χωρίς χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Παρατηρούμε ότι αυξάνεται το εύρος πιέσεων στο οποίο μπορεί να λειτουργήσει ο εναλλάκτης θερμότητας. Αυτό οφείλεται στο ότι με τη χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων επιτυγχάνονται μεγαλύτερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ του θερμού ρεύματος των καυσαερίων και του ψυχρού ρεύματος του εργαζόμενου μέσου του δευτερεύοντος κύκλου γεγονός που αυξάνει το εύρος πιέσεων λειτουργίας της τροφοδοτικής αντλίας χωρίς να παραβιάζεται το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη. Επιπλέον είναι μεγαλύτερα η βέλτιστη ισχύς αλλά και ο βαθμός απόδοσης του κύκλου.

6.3.2 Επίδραση της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου, στην ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια και στην απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα

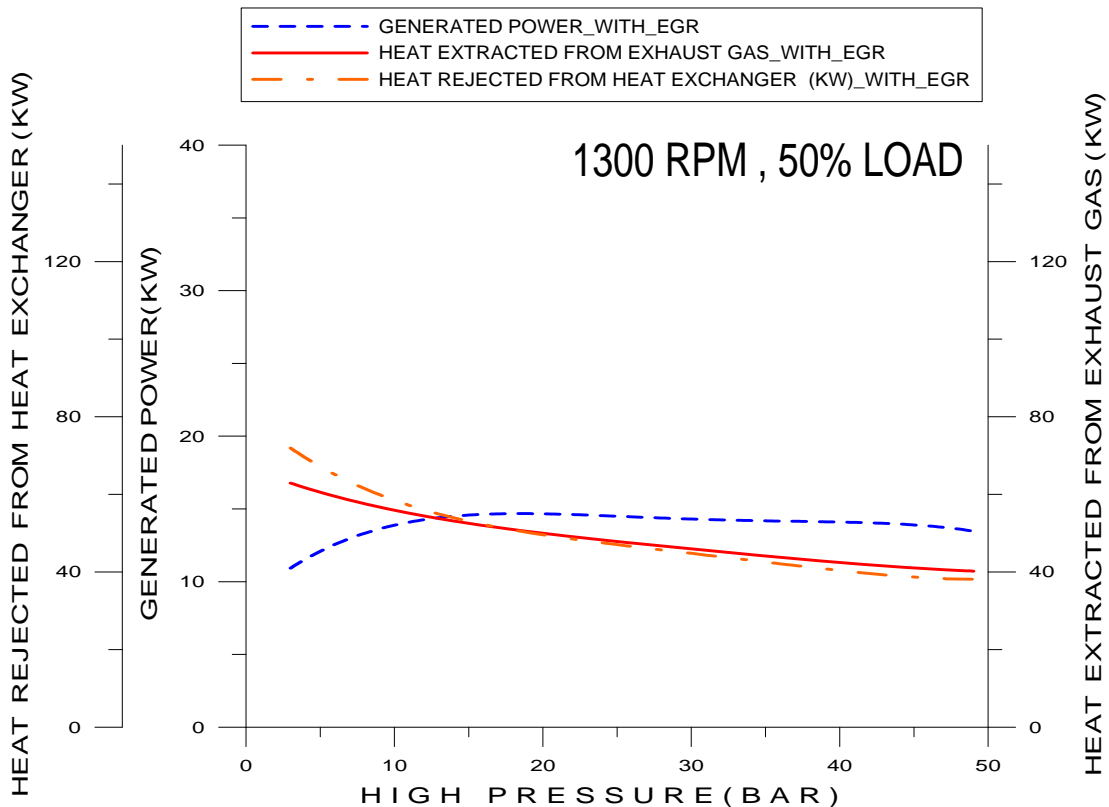
Στα σχήματα 6-41 έως 6-52 που ακολουθούν φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή της παραγόμενης από τον κύκλο Rankine ισχύος, της ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια και της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για την περίπτωση που γίνεται χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.



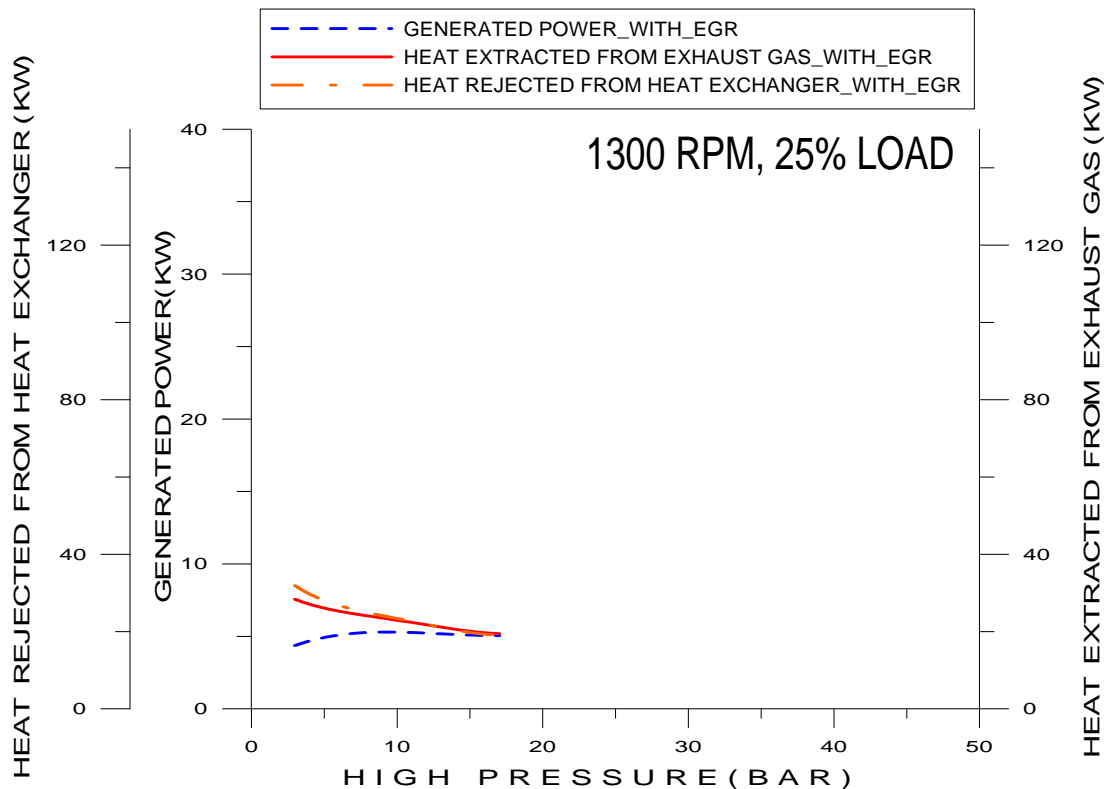
Σχήμα 6-41. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300RPM και 100%LOAD.



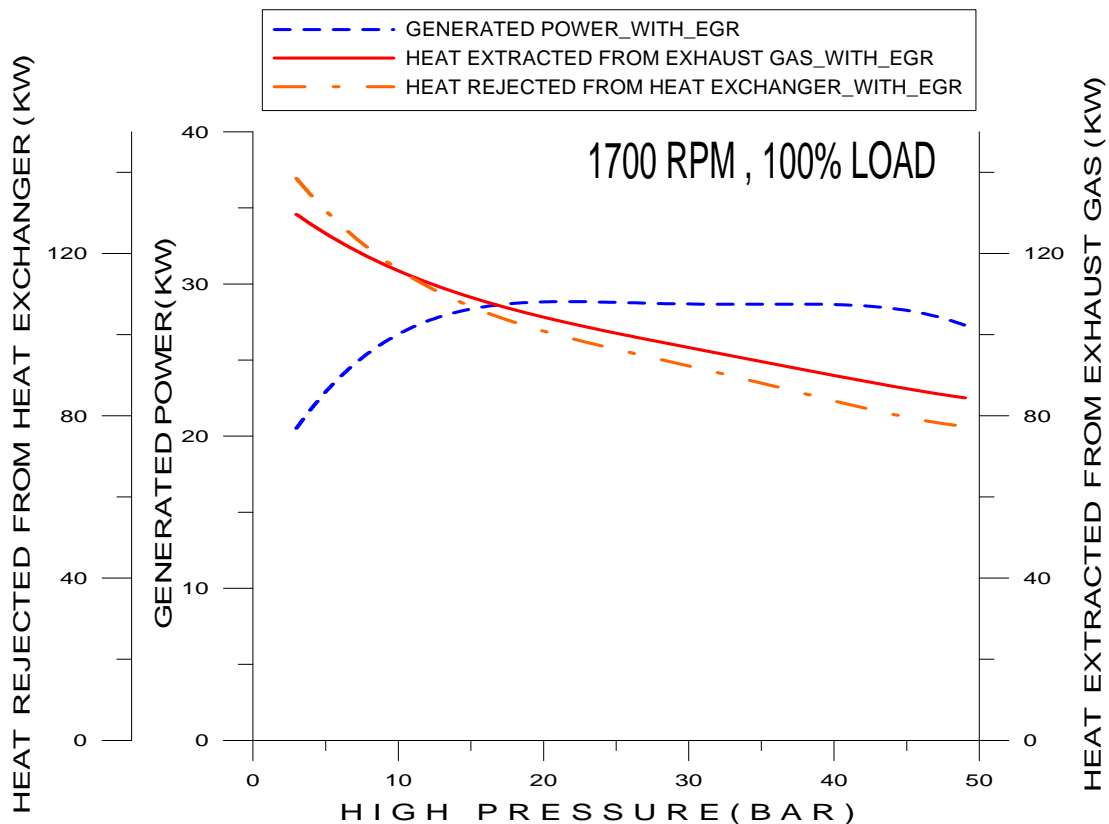
Σχήμα 6-42. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 75% LOAD.



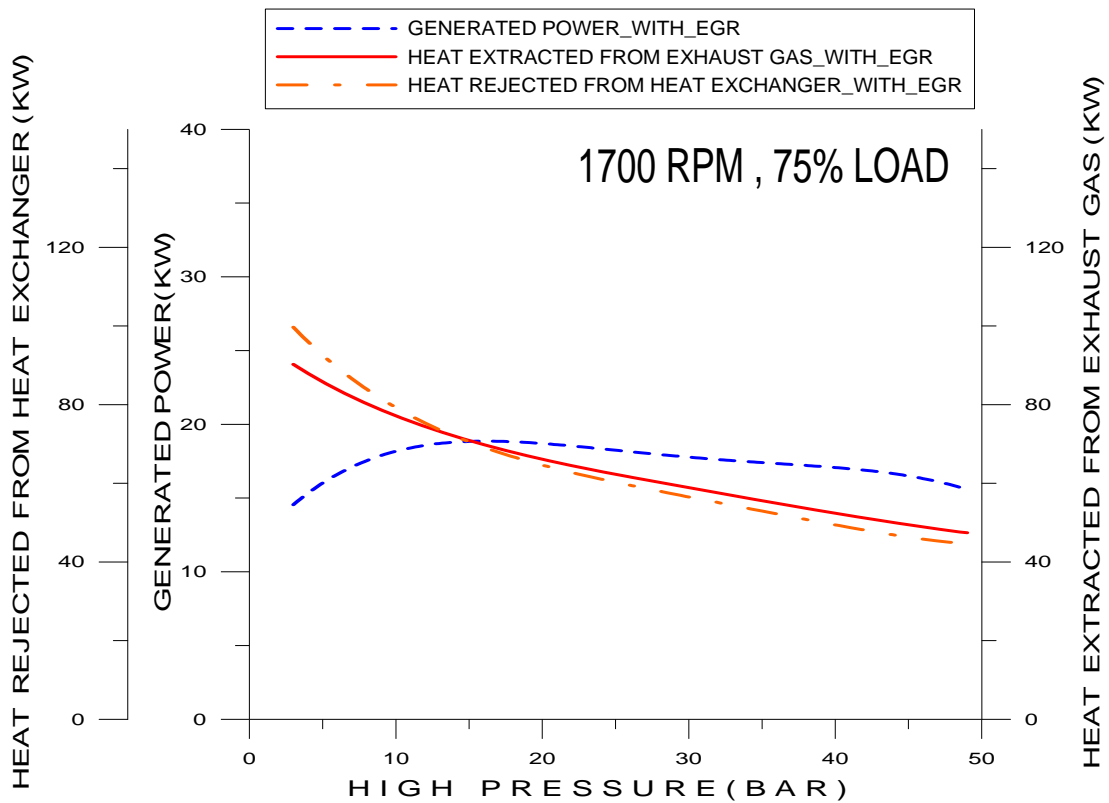
Σχήμα 6-43. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 50% LOAD..



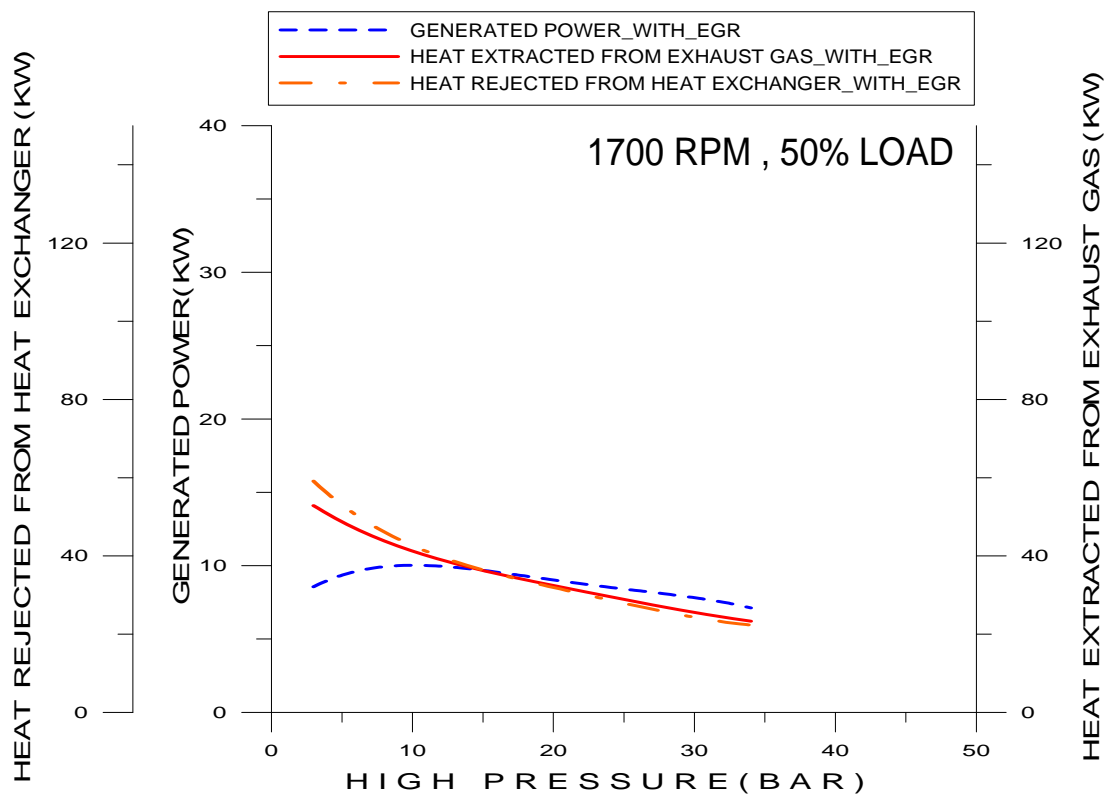
Σχήμα 6-44. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1300 RPM και 25% LOAD..



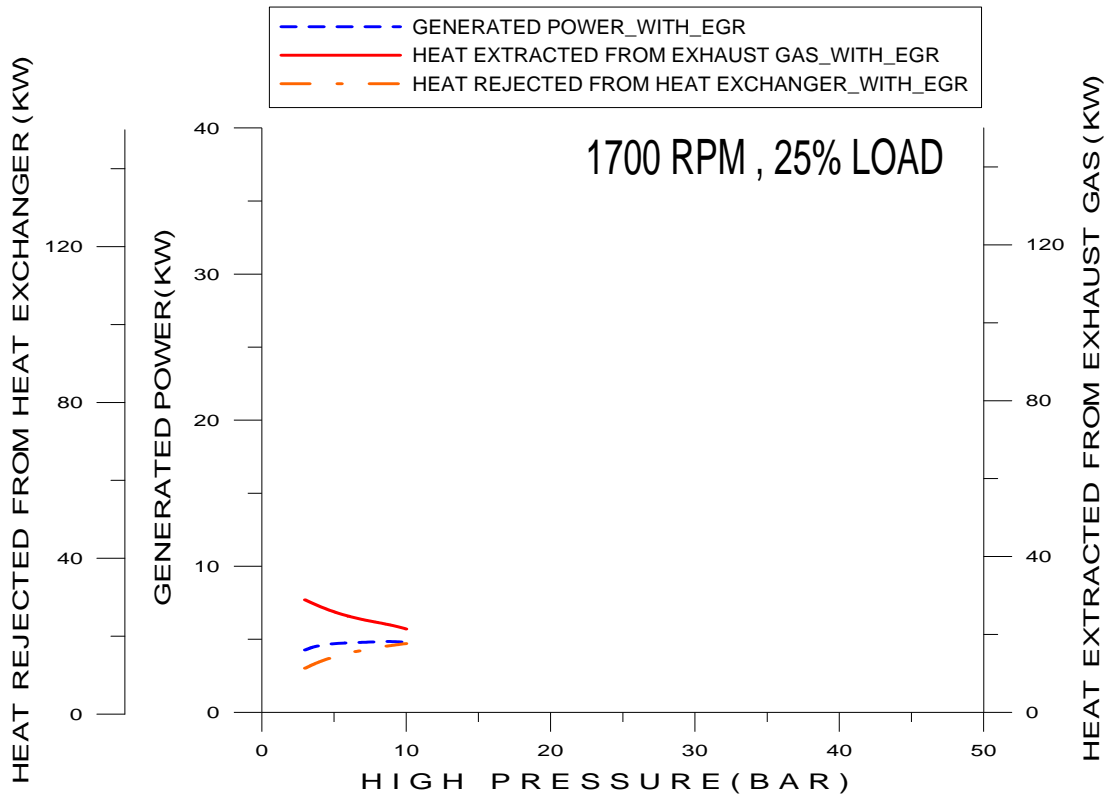
Σχήμα 6-45. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 100% LOAD.



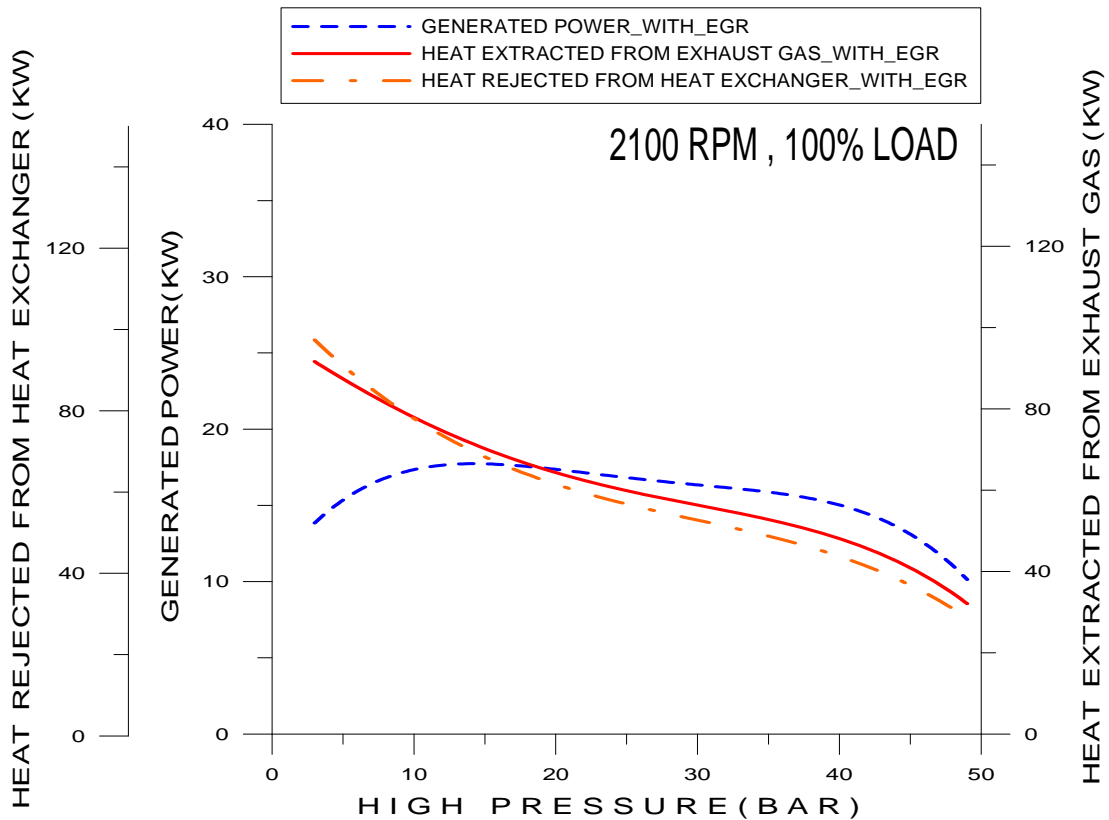
Σχήμα 6-46. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 75% LOAD.



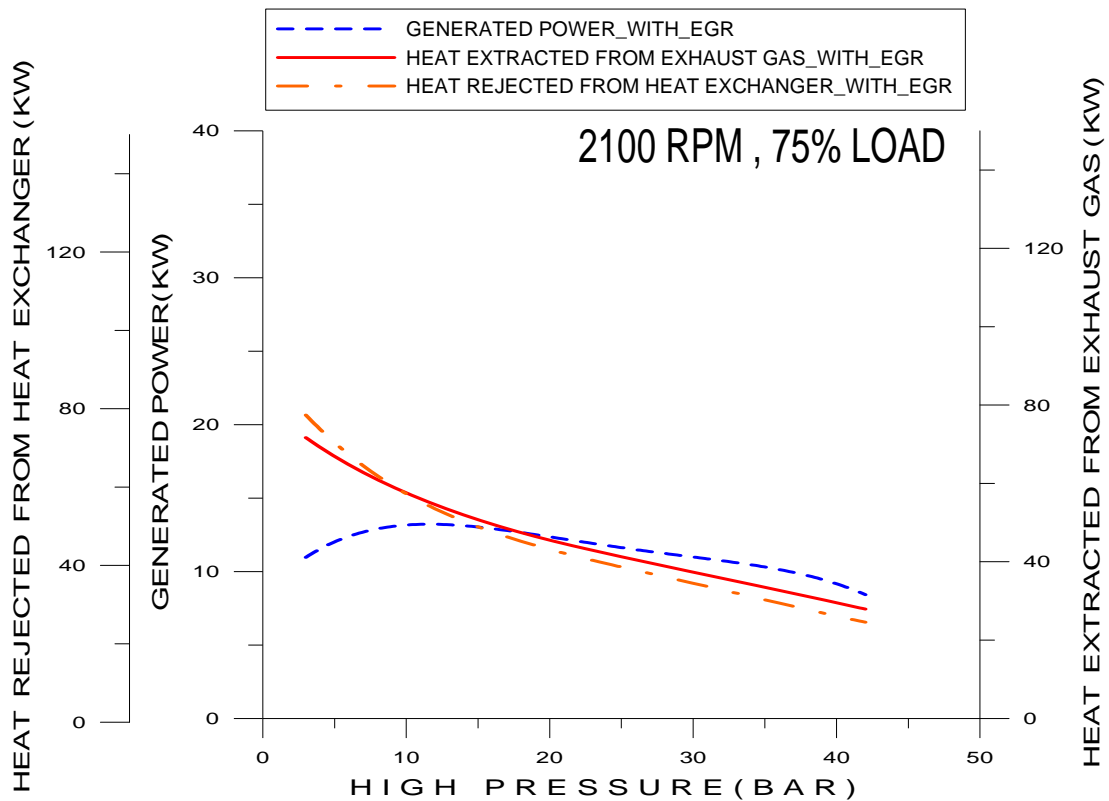
Σχήμα 6-47. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 50% LOAD.



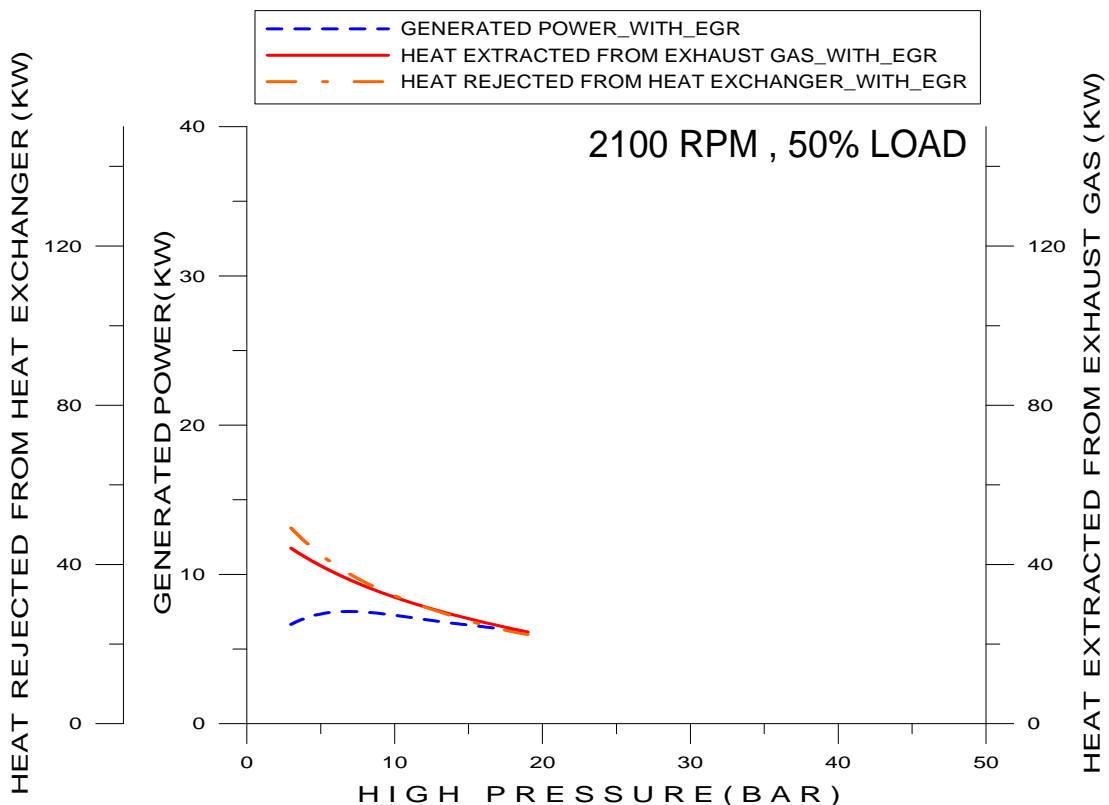
Σχήμα 6-48. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 1700 RPM και 25% LOAD.



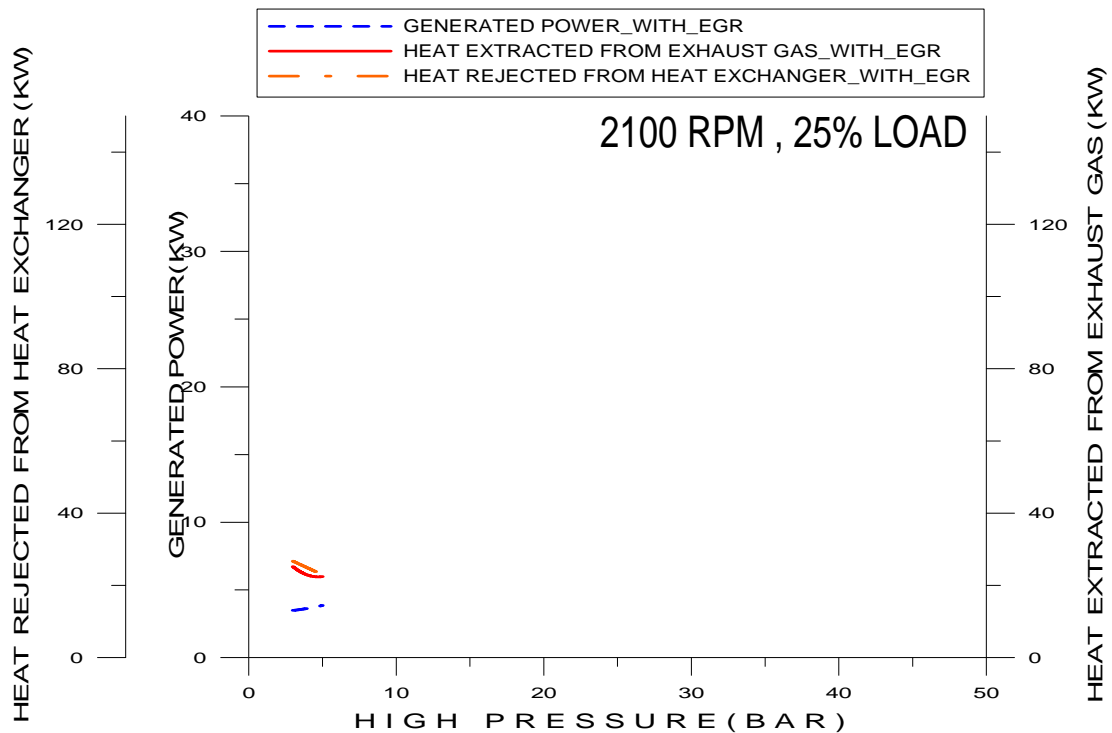
Σχήμα 6-49. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 6-50. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 6-51. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 50% LOAD.



Σχήμα 6-52. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου, ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα και απορριπτόμενης θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για 2100 RPM και 25% LOAD.

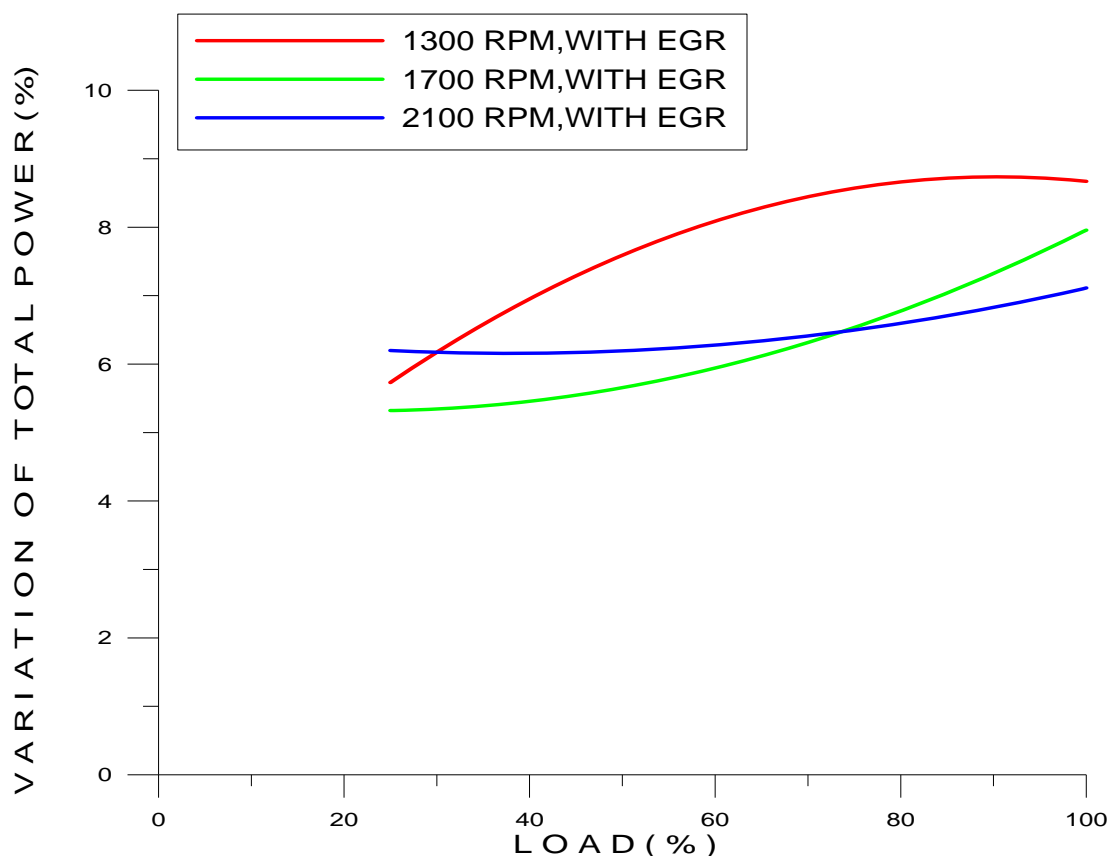
Όπως αναφέρθηκε και στην περίπτωση χωρίς τη χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων το εύρος λειτουργίας περιορίζεται από τον περιορισμό του κρίσιμου σημείου του εναλλάκτη. Το γεγονός αυτό είναι ιδιαίτερα ορατό στα χαμηλά φορτία όπου η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι μικρή.

ΦΟΡΤΙΟ (%)	ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ (RPM)	ΠΑΡΟΧΗ ΜΑΖΑΣ ΝΕΡΟΥ (Kg/h)	ΙΣΧΥΣ ΚΥΚΛΟΥ (KW)	ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΥΚΛΟΥ (%)	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ (%)
100	1300	152.7	31.48	25.23	8.00
75	1300	116.11	23.57	24.56	7.82
50	1300	73.82	14.65	23.62	7.13
25	1300	37.83	5.30	17.41	5.39
100	1700	149.25	28.92	23.75	7.31
75	1700	105.06	18.71	21.68	6.31
50	1700	64.48	10.01	18.92	5.17
25	1700	34.78	4.85	17.63	5.11
100	2100	109.08	17.65	20.27	6.56
75	2100	89.53	13.18	18.39	6.37
50	2100	59.58	7.51	15.81	5.60
25	2100	35.09	3.85	14.22	5.92

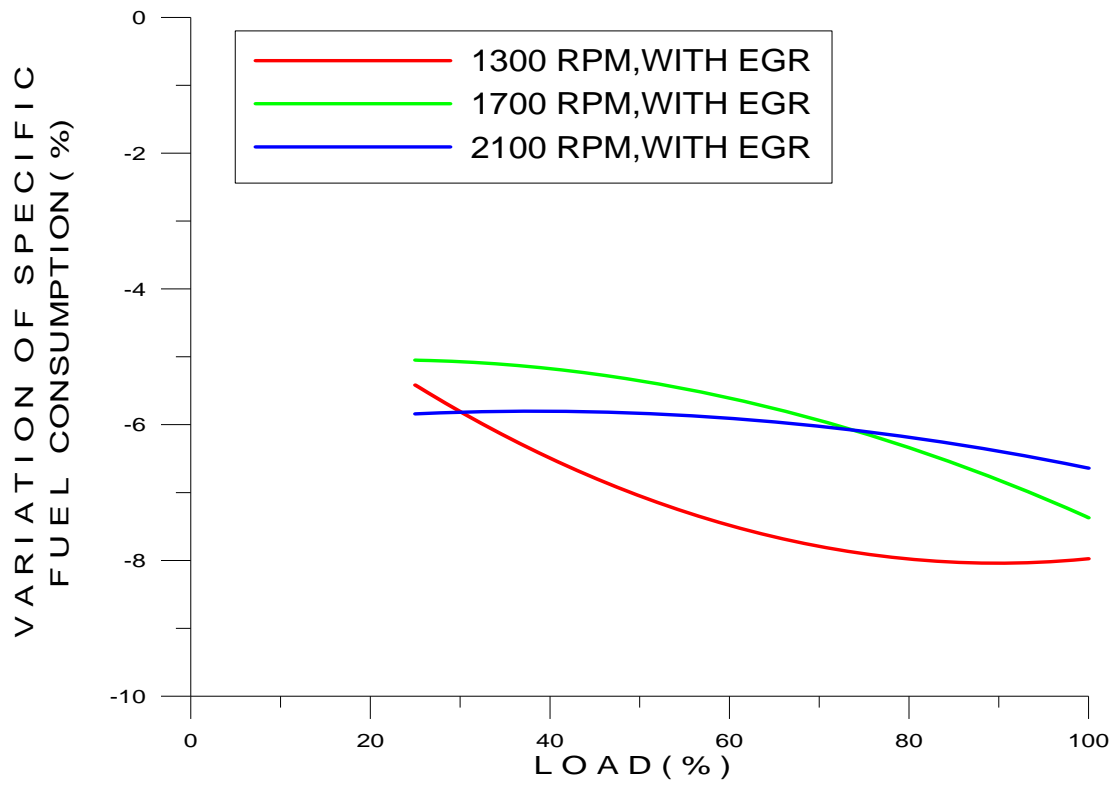
Πίνακας 6-3. Βελτίωση στην κατανάλωση καυσίμου με τη χρήση κύκλου Rankine και χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.

Στον πίνακα 6-3 παρουσιάζεται η βελτίωση που επιτυγχάνεται στην κατανάλωση καυσίμου του συστήματος κινητήρα – κύκλου Rankine για την πίεση κατάθλιξης της τροφοδοτικής αντλίας για την οποία έχω την μέγιστη παραγωγή ισχύος από τον κύκλο σε όλα τα φορτία του κινητήρα. Όπως φαίνεται η ισχύς που προστίθεται από το δευτερεύοντα κύκλο στη συνολική ισχύ του συστήματος είναι τώρα μεγαλύτερη. Αυτό έχει ως συνέπεια η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης να είναι της τάξης του 8%.

Γίνεται φανερό ότι η συνολική ισχύς του συστήματος και η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα παρουσιάζουν βελτίωση στην περίπτωση που γίνεται εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Τα σχήματα 6-65 έως 6-66 που ακολουθούν δείχνουν την ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του συστήματος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM σε όλα τα φορτία του κινητήρα και για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου.



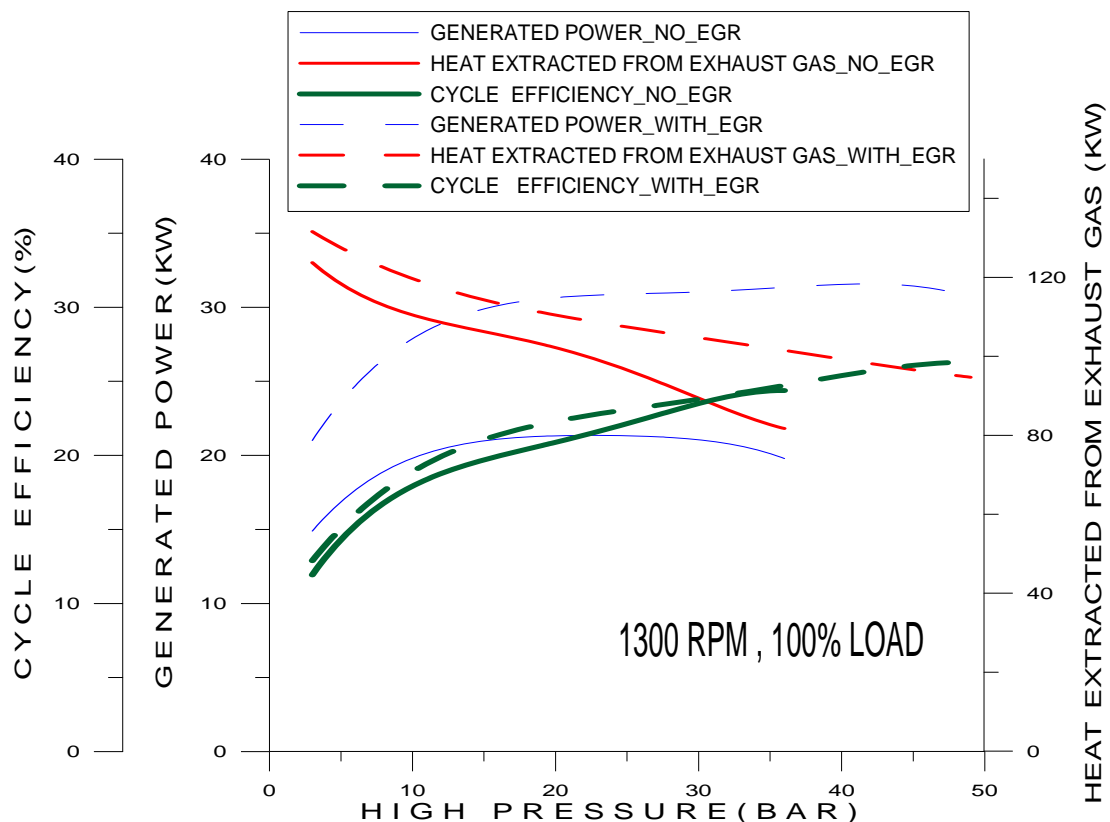
Σχήμα 6-53. Ποσοστιαία μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσεως του φορτίου του κινητήρα για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine.



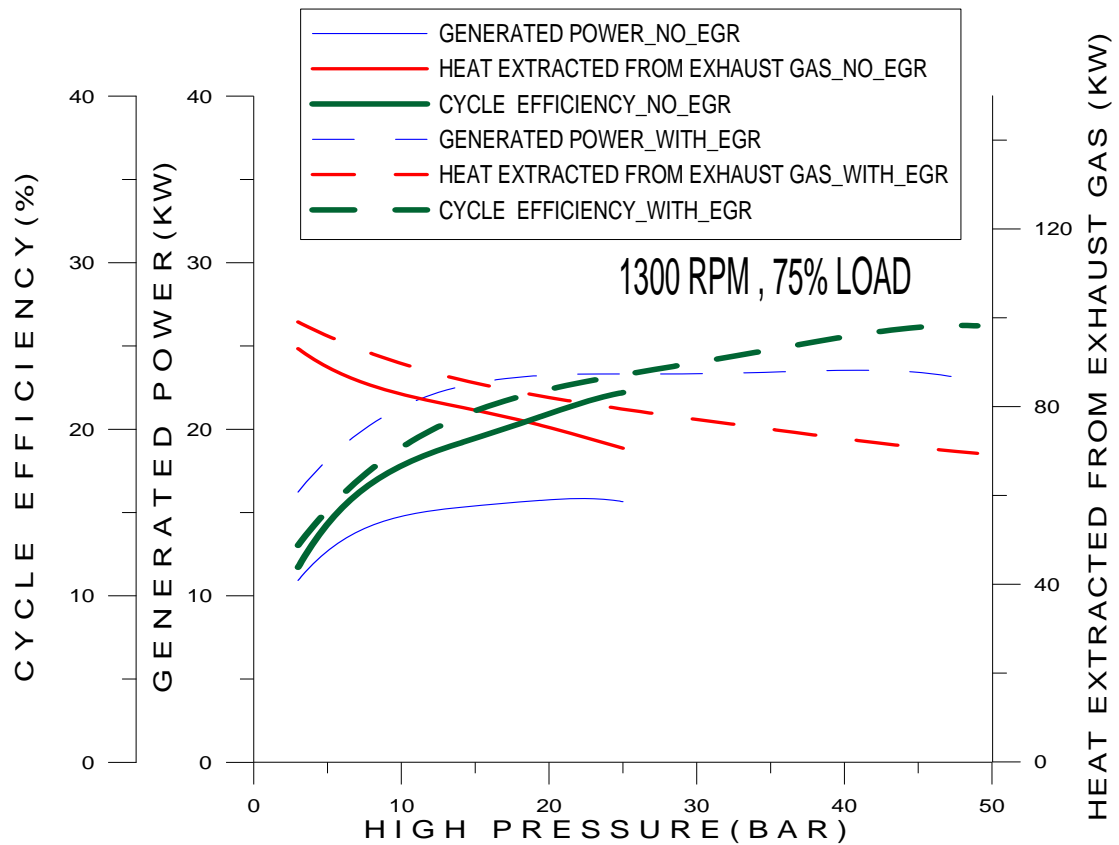
Σχήμα 6-54. Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine.

6.4 ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΡΤΗΤΑΣ ΤΩΝ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΟΥΝΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ

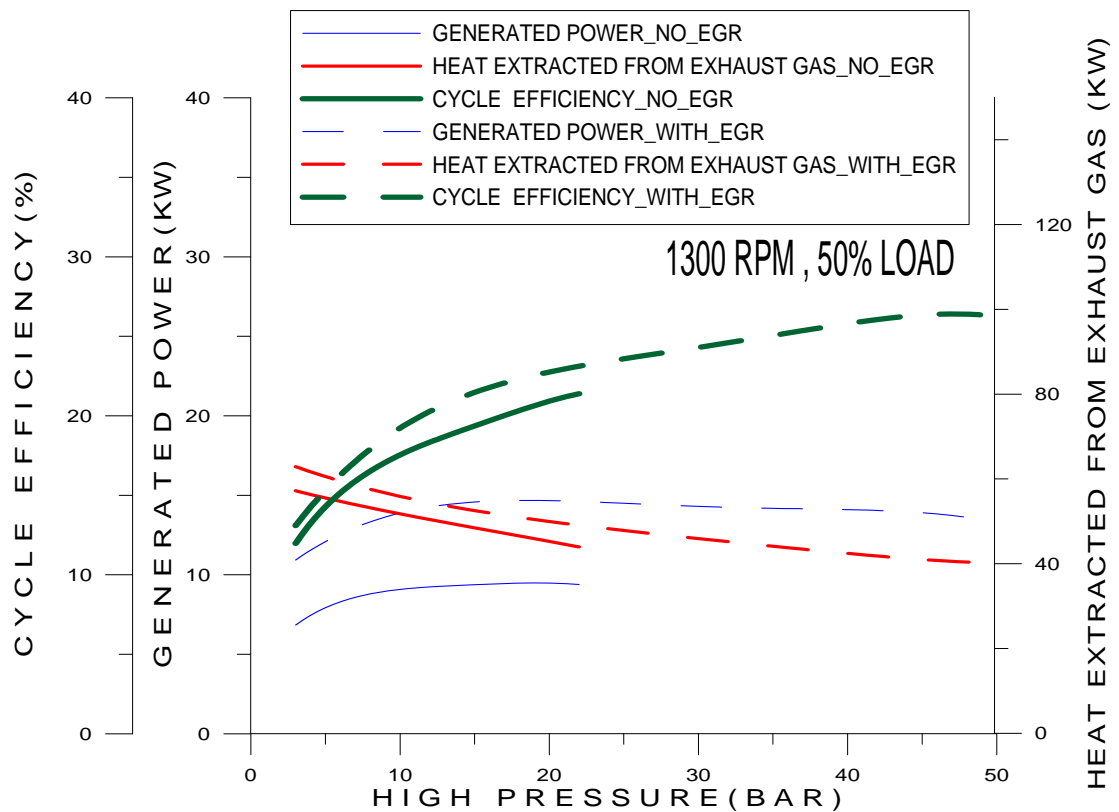
Για να είναι πιο σαφή τα αποτελέσματα δίνεται σε μορφή σχημάτων (σχήματα 6-55 έως 6-66) η συγκριτική αξιολόγηση της μεταβολής του βαθμού απόδοσης και της παραγόμενης ισχύος του κύκλου Rankine καθώς και της ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια.



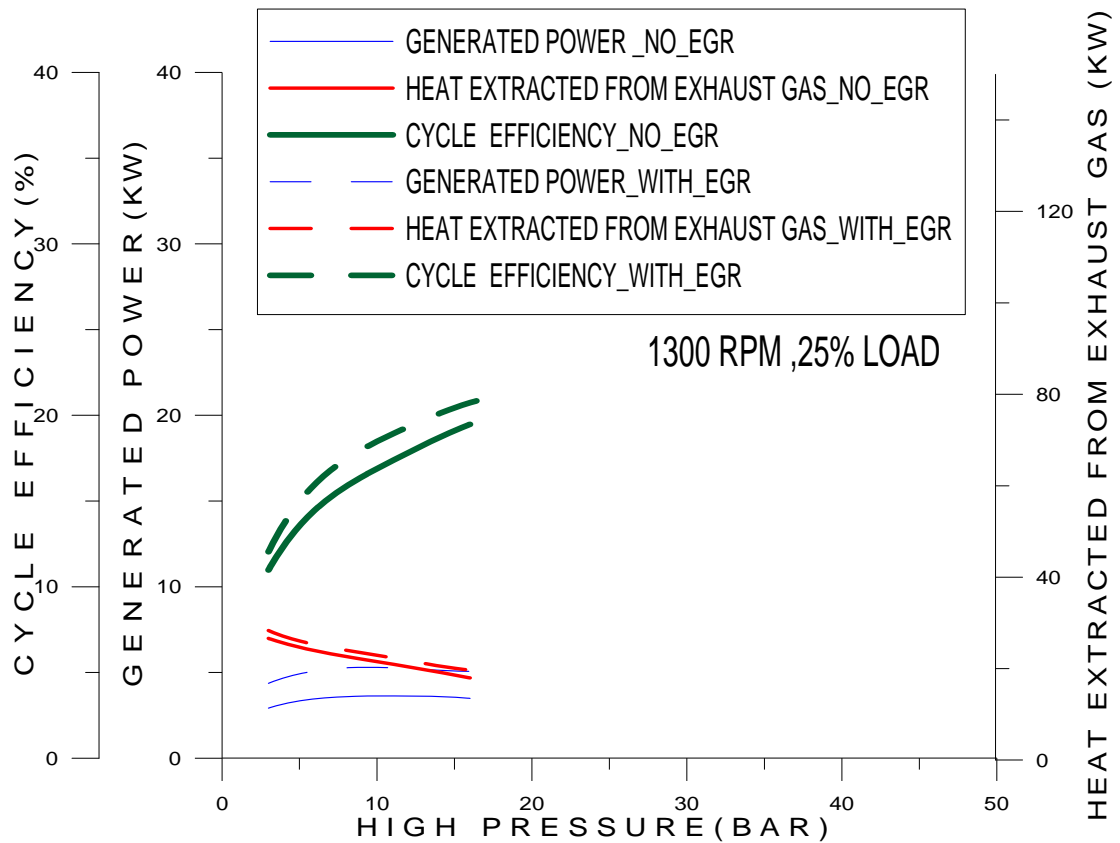
Σχήμα 6-55. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1300 RPM και 100% LOAD.



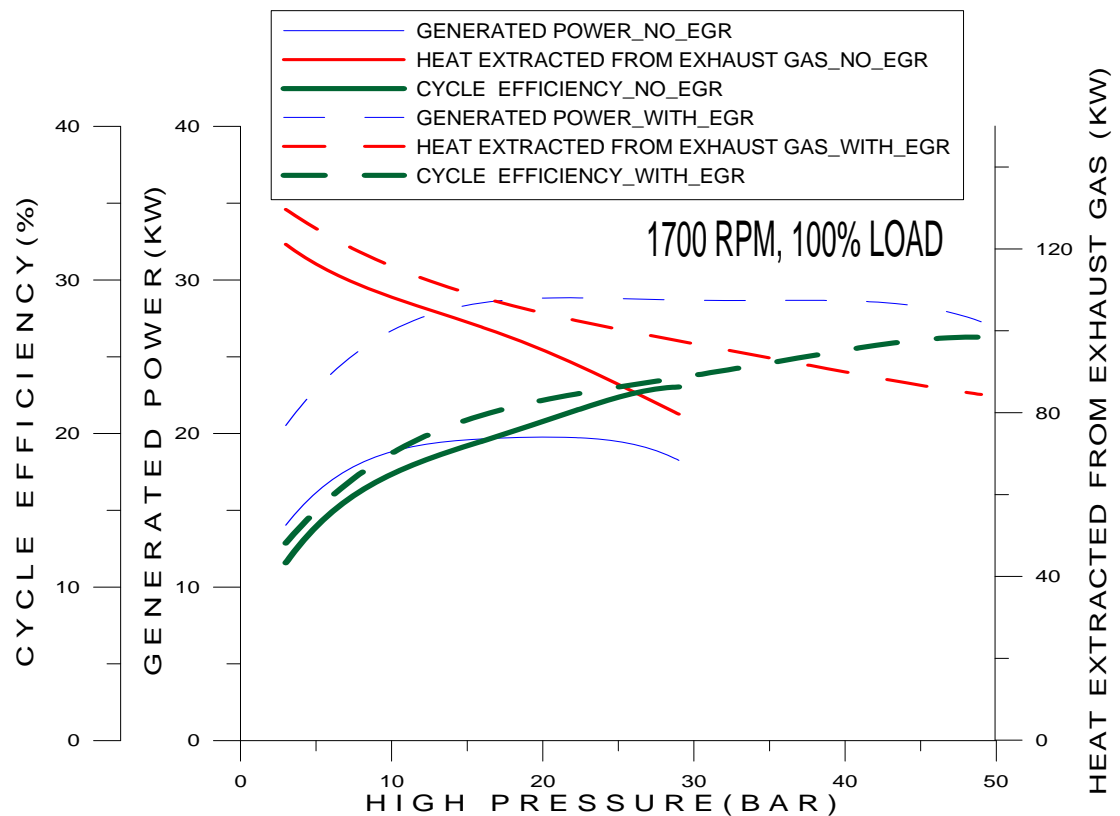
Σχήμα 6-56. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1300 RPM και 75% LOAD.



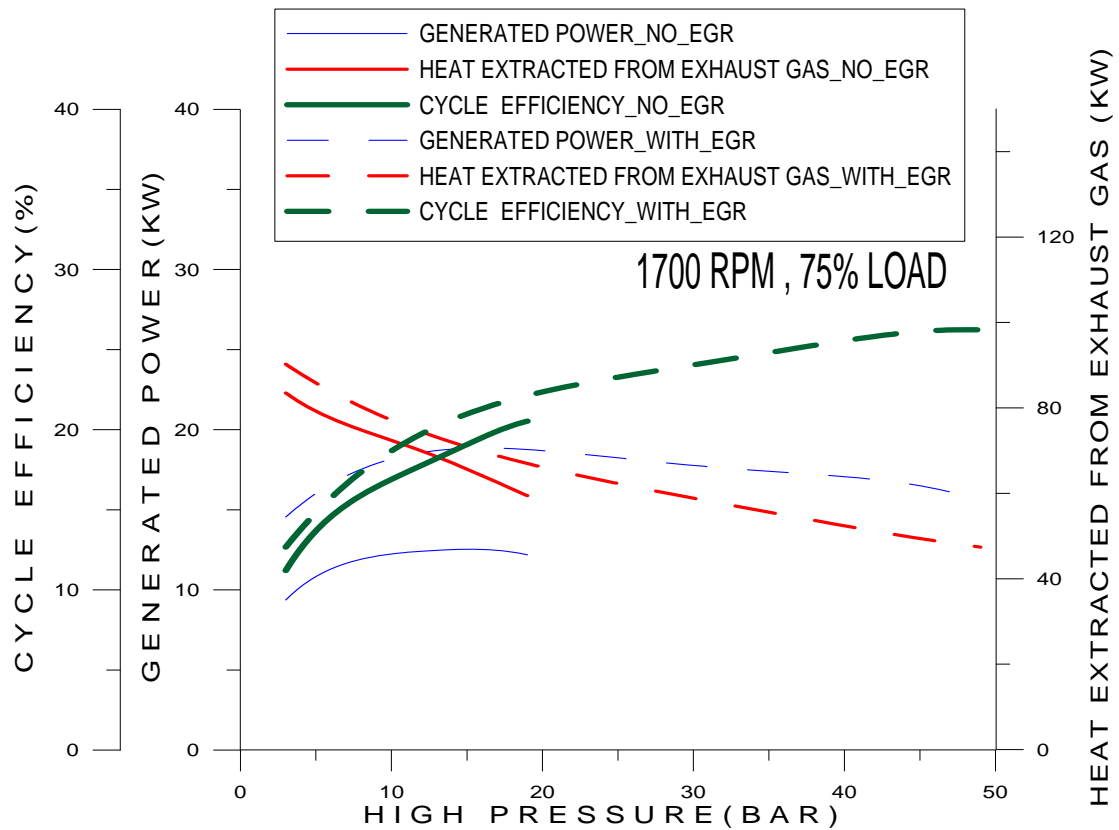
Σχήμα 6-57. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1300 RPM και 50% LOAD.



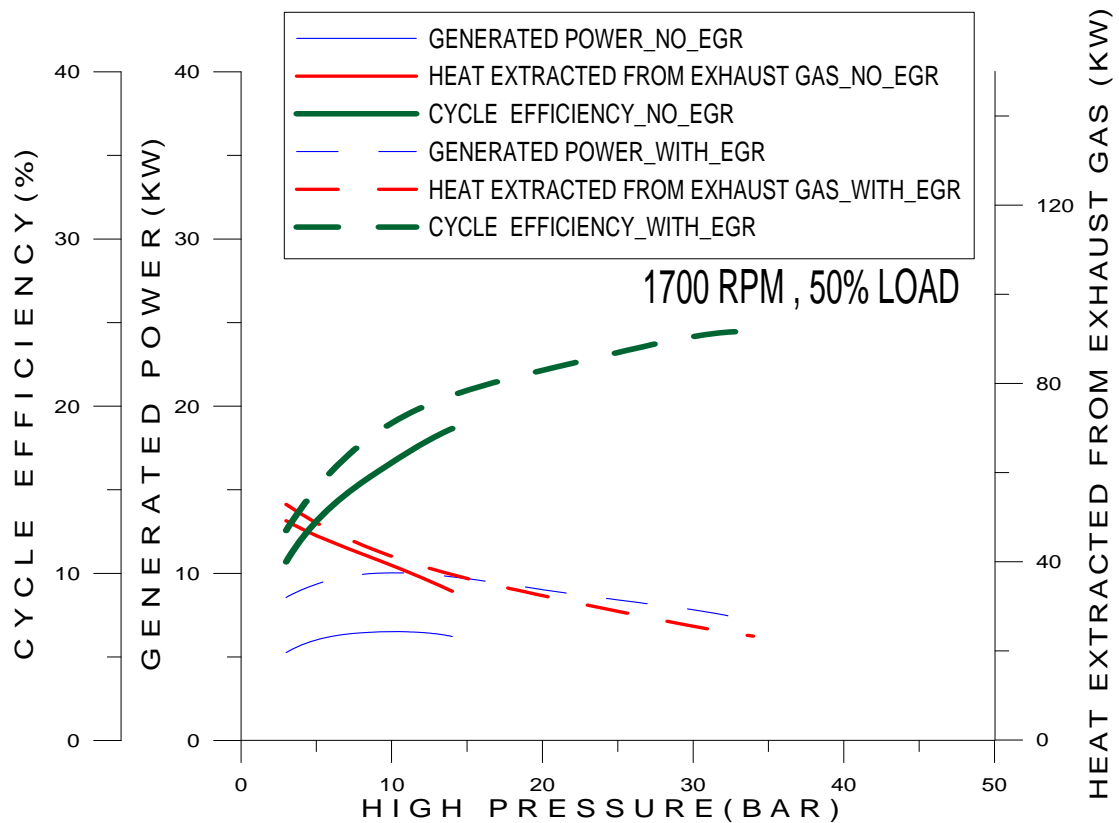
Σχήμα 6-58. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1300 RPM και 25% LOAD.



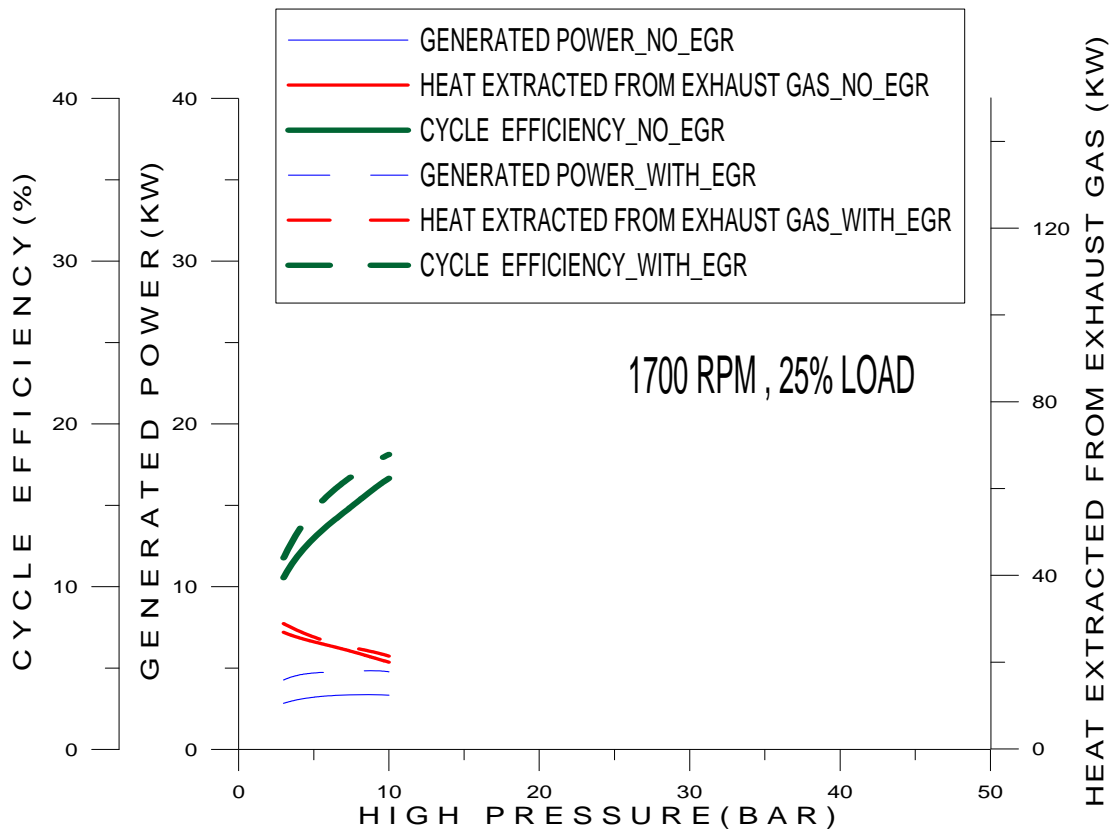
Σχήμα 6-59. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1700 RPM και 100% LOAD.



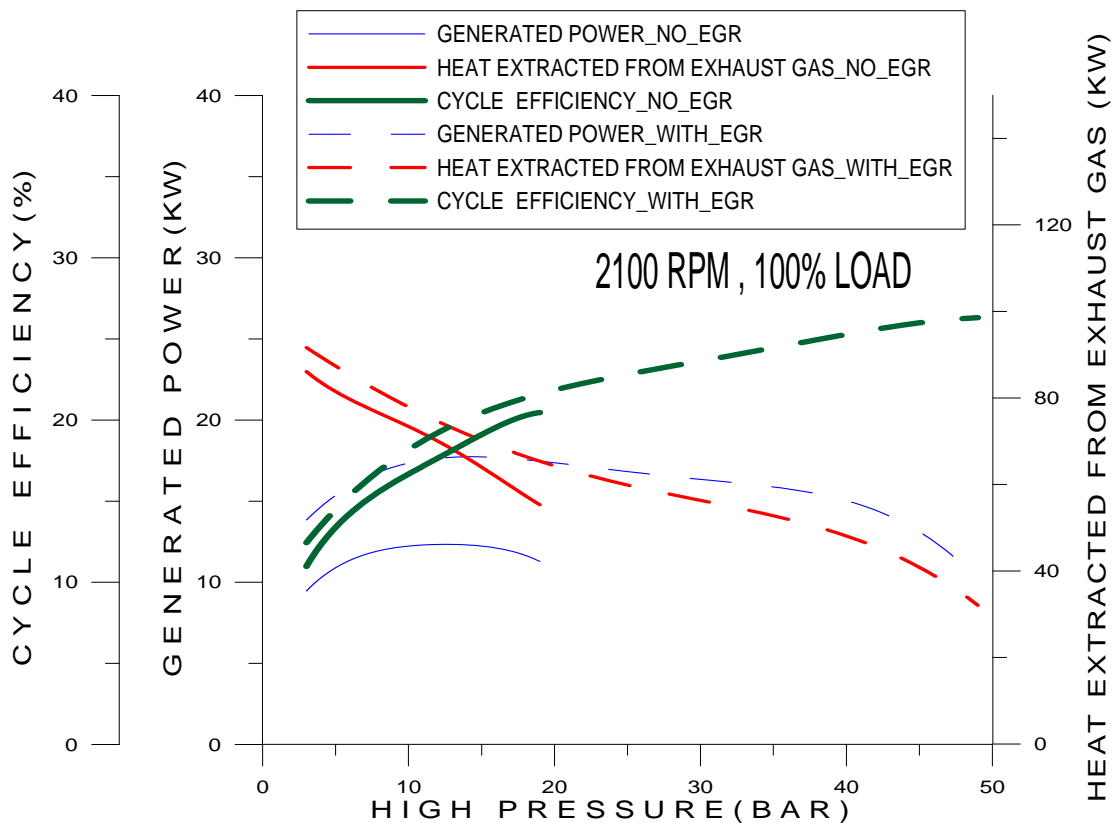
Σχήμα 6-60. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσάερια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1700 RPM και 75% LOAD.



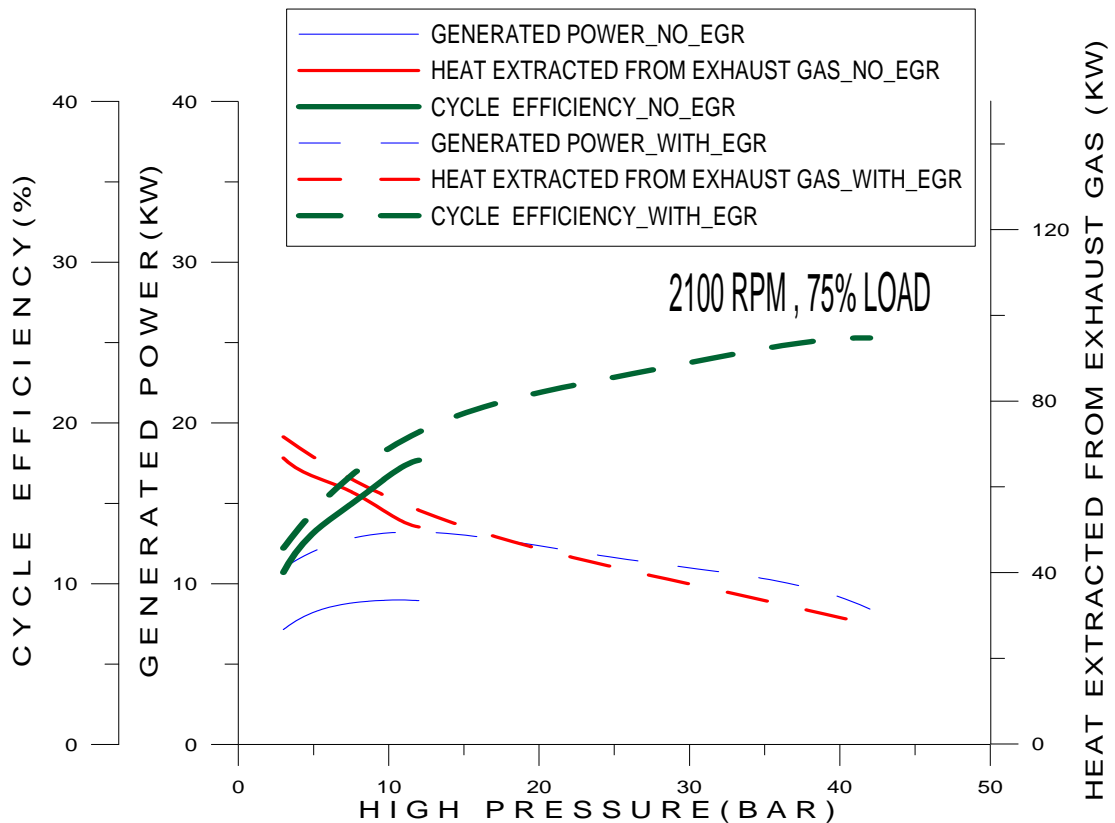
Σχήμα 6-61. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσάερια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1700 RPM και 50% LOAD.



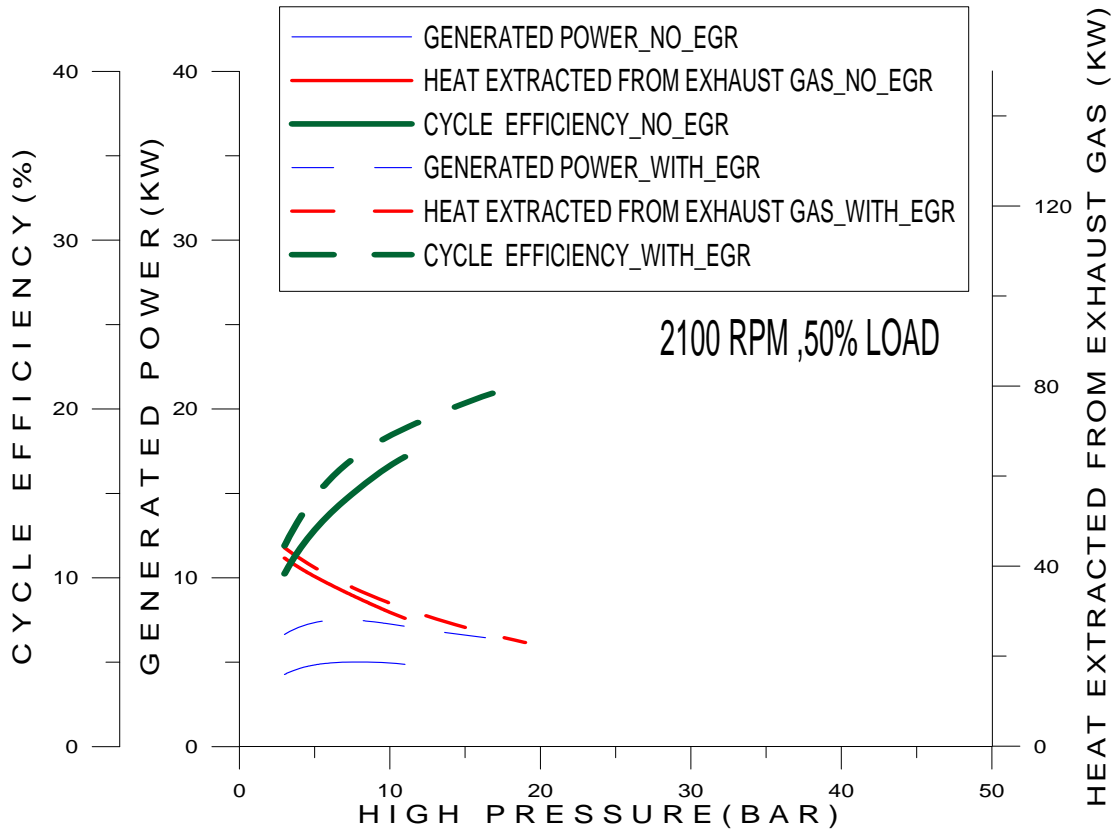
Σχήμα 6-62. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 1700 RPM και 25% LOAD.



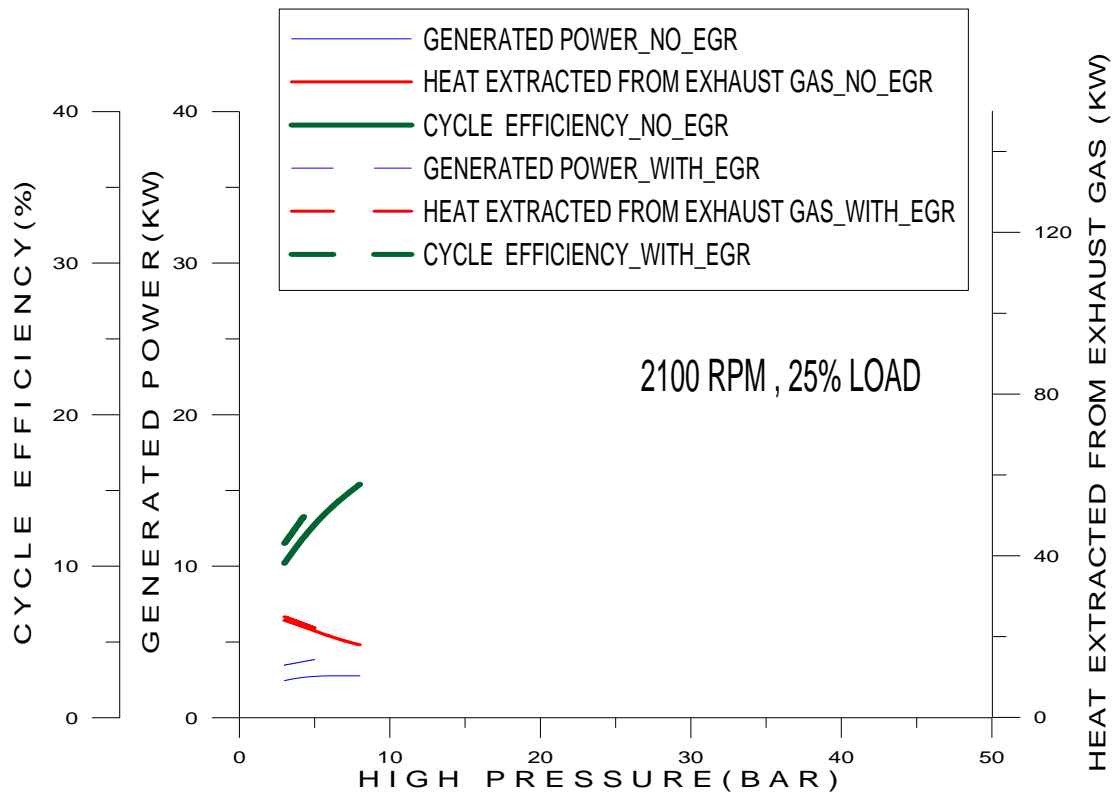
Σχήμα 6-63. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτώμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 6-64. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 2100 RPM και 75% LOAD.

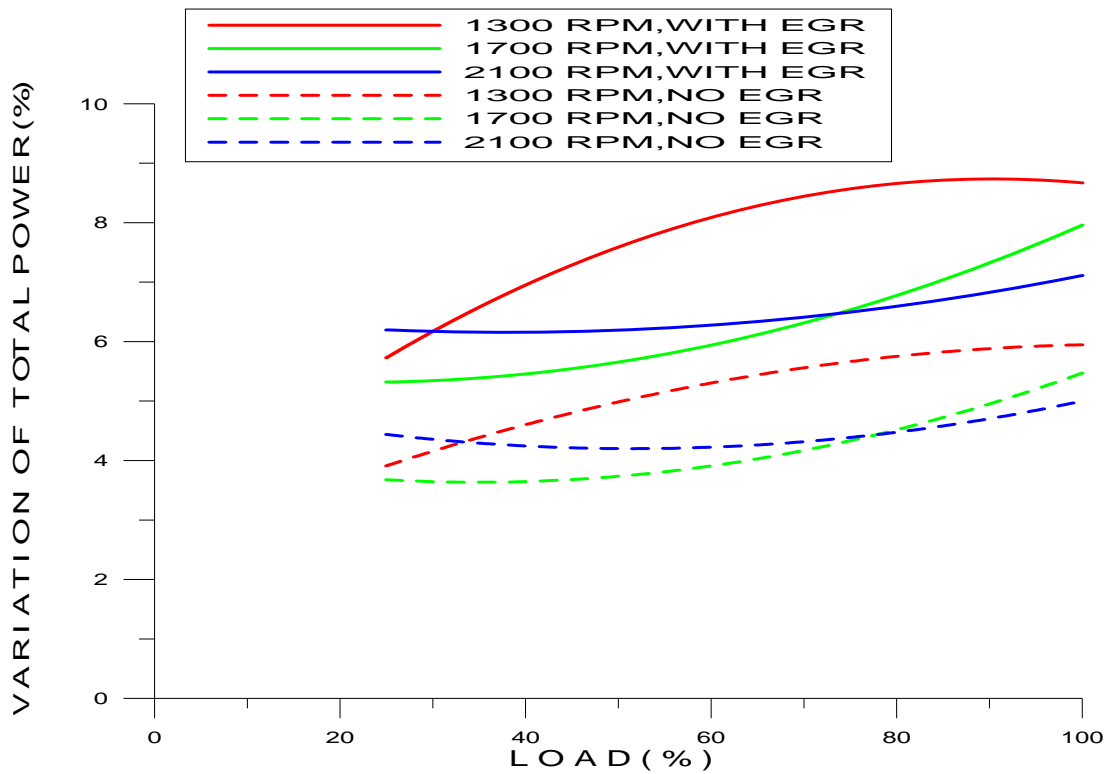


Σχήμα 6-65. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 2100 RPM και 50% LOAD.

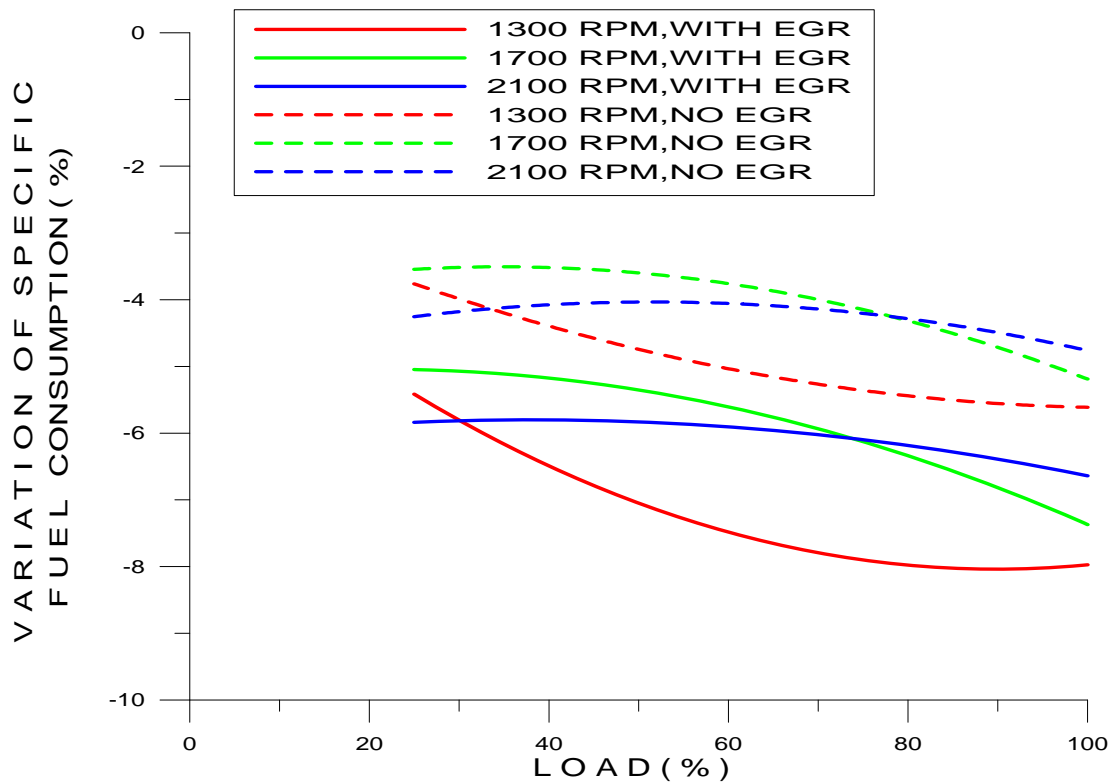


Σχήμα 6-66. Σύγκριση ισχύος-βαθμού απόδοσης δευτερεύοντος κύκλου και ανακτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια του κινητήρα με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων για 2100 RPM και 25% LOAD.

Παρατηρείται ότι τόσο στην ισχύ όσο και στο βαθμό απόδοσης έχουμε βελτίωση των μεγεθών αυτών στην περίπτωση που έχω εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Το ίδιο συμβαίνει και για τη συνολική ισχύ του συστήματος και την ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα. Τα σχήματα 6-67 έως 6-68 που ακολουθούν δείχνουν την ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος του συστήματος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM σε όλα τα φορτία του κινητήρα για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου.



Σχήμα 6-67. Ποσοστιαία μεταβολή ισχύος του συστήματος κνητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσεως του φορτίου του κνητήρα για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine.



Σχήμα 6-68. Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κνητήρα Diesel συναρτήσεως του φορτίου του κνητήρα για 1300 RPM, 1700 RPM, 2100 RPM για τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine.

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι η εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων συμβάλει στην αύξηση της συνολικής ισχύος του συστήματος και κατά συνέπεια στη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα. Η αύξηση αυτή είναι περισσότερο αισθητή στα μερικά φορτία (75%, 50%) από ότι στο πλήρες φορτίο του κινητήρα (100%).

7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Σκοπός της παρούσας εργασίας ήταν να αξιολογήσει την επίδραση της χρήσης της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων στη συνολικά παραγόμενη ισχύ και τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του συστήματος κινητήρα Diesel - κύκλου Rankine.

Τα βασικά συμπεράσματα της παραμετρικής διερεύνησης στην περίπτωση χωρίς χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων είναι:

i. Η ισχύς που παράγεται στον δευτερεύοντα κύκλο σε όλα τα σημεία λειτουργίας αυξάνει με την αύξηση της πίεσης λειτουργίας του κύκλου ως ένα μέγιστο, διαφορετικό για κάθε περίπτωση, οπότε αρχίζει πέραν της πίεσης αυτής να μειώνεται.

ii. Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine αυξάνει διαρκώς με την αύξηση της πίεσης.

iii. Η θερμότητα που αφαιρείται από τα καυσαέρια μειώνεται με την αύξηση της πίεσης.

iv. Η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης είναι της τάξης του 6%.

v. Παρατηρείται ότι μετά την πίεση στην οποία εμφανίζεται η μέγιστη παραγόμενη ισχύς αυτή παραμένει πρακτικώς σταθερή (μικρή μείωση της ισχύος) ενώ η απορριπτόμενη προς το περιβάλλον θερμότητα μειώνεται σημαντικά με συνέπεια τη χρήση μικρότερου σε μέγεθος εναλλάκτη θερμότητας επιβαρύνοντας παράλληλα λιγότερο το ψυκτικό κύκλωμα του κινητήρα.

vi. Η υψηλή πίεση του κύκλου πρέπει να αναπροσαρμόζεται ώστε η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου να μην είναι αρκετά υψηλή και παρεμποδίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη.

Για την περίπτωση που γίνεται εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων εξακολουθούν να ισχύουν τα παραπάνω συμπεράσματα ενώ επιπρόσθετα:

i. Η συνολική ισχύς που παράγει το σύστημα αυξάνει με συνέπεια η μέγιστη μείωση της ειδικής κατανάλωσης να είναι της τάξης του 8%.

ii. Το εύρος των πιέσεων λειτουργίας του δευτερεύοντα κύκλου είναι μεγαλύτερο.

Τέλος από τη συγκριτική αξιολόγηση των παραπάνω περιπτώσεων προέκυψαν τα εξής συμπεράσματα:

i. Τόσο στην ισχύ όσο και στο βαθμό απόδοσης έχουμε βελτίωση των μεγεθών αυτών στην περίπτωση που έχω εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.

ii. Η χρήση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων συμβάλει στην αύξηση της συνολικής ισχύος του συστήματος και κατά συνέπεια στη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα κατά επιπλέον 2,0-2,5%.

Η ανάπτυξη και εφαρμογή συστημάτων ανάκτησης θερμότητας είναι σήμερα σημαντική διότι όπως γίνεται φανερό από την παραπάνω μελέτη τα συστήματα αυτά συμβάλλουν στην εξοικονόμηση καυσίμου γεγονός ιδιαίτερα σημαντικό σε μια εποχή που η τιμή των καυσίμων αυξάνεται ενώ τα αποθέματα συνεχώς μειώνονται.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Κωνστ. Δ. Ρακόπουλος: “Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. ”
- [2] Hideyo Oomori, Shigeru Ogino: “Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative cooling system.”, Toyota Motor Corp.
- [3] C.J.Leising, G.P.Purohit, S.P.DeGrey and J.G.Finegold: “Waste Heat Recovery In Truck Engines”, Jan 2005
- [4] Yunus A. Cengel and Michael A. Boles : “Θερμοδυναμική για Μηχανικούς ”
- [5] Ho Teng, Gerhard Regner and Chris Cowland: “Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines Part II”, Apr 2007
- [6] Raj Sekar, Roger L. Cole: “Integrated Rankine bottoming cycle for Diesel truck engines.”, Energy and environmental systems division center for transportation research, September 1987
- [7] Ho Teng, Gerhard Regner and Chris Cowland: “Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines Part I”, Apr 2007
- [8] Sandra Hounsham and Richard Stobart: “Energy Recovery Systems for Engines”, Apr 2008
- [9] E. Hay, N. Hay: “Thermal Energy Retrieval (TER) system for road vehicles.”, Nisymco Inc, Canada