



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**«ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΑ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ –
ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΕ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΕΣ
ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ»**

υπό

ΣΑΜΑΡΑ ΠΑΡΑΣΚΕΥΑ

Διπλωματική Εργασία

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των απαιτήσεων για
την απόκτηση του μεταπτυχιακού Διπλώματος

« Ανάλυση και διαχείριση ενεργειακών συστημάτων »

Βόλος, 2023



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

«ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΑ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ –
ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΕ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ»

υπό

ΣΑΜΑΡΑ ΠΑΡΑΣΚΕΥΑ

Διπλωματική Εργασία

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των απαιτήσεων για
την απόκτηση του μεταπτυχιακού Διπλώματος

« Ανάλυση και διαχείριση ενεργειακών συστημάτων »

Βόλος, 2023

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής (Επιβλέπων)	Δρ. Βασίλειος Μποντόζογλου Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Δεύτερος Εξεταστής	Δρ. Νικόλαος Ανδρίτσος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Τρίτος Εξεταστής	Δρ. Αναστάσιος Σταματέλος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να εκφράσω τις ειλικρινείς ευχαριστίες μου στον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου, Καθηγητή κ. Βασίλειο Μποντόζογλου για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγησή που προσέφερε κατά τη διάρκεια της υλοποίησης της εργασίας μου.

Επίσης , είμαι ευγνώμων στους γονείς μου, Χρήστο και Ευδοξία Σαμαρά για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια, καθώς και στην σύζυγό μου και κόρη μου Ουρανία Σαμαρά και Χριστίνα Σαμαρά για την ανοχή των πολλών ωρών απουσίας προκειμένου να ολοκληρωθεί η παρούσα εργασία.

ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΑ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ – ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΕ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ

Σαμαράς Παρασκευάς

Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, 2023

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Βασίλειος Μποντόζογλου

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η ανασκόπηση των διάφορων μηχανολογικών συστημάτων που χρησιμοποιούνται στον σιδηρόδρομο με περαιτέρω έμφαση σε τεχνολογίες ανάκτησης θερμότητας. Αρχικά γίνεται ιστορική αναδρομή και στην συνέχεια τεχνική περιγραφή των θερμικών κινητήρων των τρένων, δηλαδή των ατμομηχανών και των πετρελαιομηχανών, καθώς και των συστημάτων θέρμανσης – κλιματισμού των επιβατικών αμαξοστοιχιών. Επιπλέον αναλύονται και τα συστήματα μετάδοσης κίνησης από τους πετρελαιοκινητήρες στους τροχούς. Επίσης γίνεται και μια σύντομη αναφορά στα συστήματα πέδησης. Έπειτα αναλύεται ο ενεργειακός ισολογισμός ενός κινητήρα και γίνεται αναφορά σε τρόπους ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμικής ενέργειας από κινητήρες diesel. Στην συνέχεια ακολουθούν κάποια στοιχεία της θεωρίας της μεταφοράς θερμότητας καθώς και των συσκευών που χρησιμοποιούνται στον τομέα αυτό, τους εναλλάκτες θερμότητας και τέλος εκπονείται ένας αναλυτικός υπολογισμός δύο τέτοιων συστημάτων για τη συνεισφορά στη θέρμανση των επιβατικών βαγονιών. Αρχικά γίνεται συλλογή των απαραίτητων πληροφοριών όπως οι φυσικές ιδιότητες των ρευστών που θα χρησιμοποιηθούν στο σύστημα από online υπολογιστικά εργαλεία και στην συνέχεια για τους αναλυτικούς θερμορευστοδυναμικούς υπολογισμούς των εναλλακτών το πρόγραμμα Microsoft Excel.

Λέξεις-κλειδιά: μηχανές diesel, εναλλάκτες θερμότητας

MECHANICAL RAILWAY SYSTEMS – WASTE HEAT RECOVERY IN RAILWAY APPLICATIONS

Samaras Paraskevas

Department of mechanical engineering, University of Thessaly, 2023

Supervisor : Dr Vasileios Bontozoglou

SUMMARY

The purpose of this thesis is the analysis of the various mechanical systems, that are used in the railway, with a further emphasis on heat recovery technologies. At first, there is a history retrospective and then a technical description of the heat engines used in trains, such as steam and diesel engines as well as the heating and ventilating systems of the passenger trains. Secondly, the power transmission systems used in diesel locomotives are analysed. There is also a brief mention of the braking systems. Additionally, the energy balance of diesel engines is analysed and, there is a reference in waste heat recovery systems from diesel engines. Then, some theory of heat transfer and of the devices used in its applications , the heat exchangers is presented and finally an analytical calculation of two of such systems for the contribution to the heating of the passenger cars. Initially, the necessary information is gathered from online calculation tools , such as the physical properties of the fluids that will be used in the system, and then for the analytical thermofluid – dynamic calculations , the Microsoft Office Excel program is used .

Key words: Diesel engines, heat exchangers

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

Κεφάλαιο 1. ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΩΝ.....	9
1.1 Ιστορικά στοιχεία των ατμομηχανών.....	9
1.2 Ιστορικά στοιχεία των μηχανών ντήζελ.....	12
Κεφάλαιο 2. ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ , ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΠΕΔΗΣΗΣ.....	15
2.1 Αρχές λειτουργίας και τεχνολογία ατμομηχανών.....	15
2.2 Αρχές λειτουργίας και τεχνολογία μηχανών ντήζελ.....	18
2.3 Συστήματα πέδησης.....	28
Κεφάλαιο 3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΣΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ ΣΤΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΚΙΝΗΤΑ ΤΡΕΝΑ.....	29
3.1 Μηχανικό σύστημα μετάδοσης.....	29
3.2 Υδραυλικό σύστημα μετάδοσης.....	30
3.3 Ηλεκτρικό σύστημα μετάδοσης.....	32
Κεφάλαιο 4. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ – ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΕΠΙΒΑΤΙΚΩΝ ΤΡΕΝΩΝ.....	34
4.1 Ιστορική αναδρομή.....	34
4.2 Κατάταξη συστημάτων θέρμανσης – ψύξης και κλιματισμού.....	35
Κεφάλαιο 5. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΑΠΟΡΡΙΠΤΟΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL.....	38
5.1 Ενεργειακός ισολογισμός κινητήρα diesel.....	38
5.2 Πηγές ανάκτησης θερμότητας σε έναν κινητήρα.....	40
5.3 Τεχνικές ανάκτησης θερμότητας από καυσάερια.....	41
Κεφάλαιο 6. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	43
6.1 Τι είναι ο εναλλάκτης ;.....	43

6.2	Ταξινόμηση εναλλακτών θερμότητας.....	43
6.3	Θερμική ανάλυση εναλλακτών θερμότητας.....	50
6.4	Αρχές σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας.....	57

Κεφάλαιο 7. ΜΕΛΕΤΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ : ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΝΤΗΖΕΛ.....

7.1	Αρχικά δεδομένα καυσαερίου.....	61
7.2	Περιγραφή διαδικασίας σχεδιασμού εναλλάκτη.....	68
7.3	Περιγραφή υπολογιστικού excel.....	75
7.4	Παρουσίαση και σχολιασμός αποτελεσμάτων.....	87

Κεφάλαιο 8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....

Κεφάλαιο 9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....

Κεφάλαιο 10. ONLINE ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ / ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΕΣ ΓΙΑ ΤΙΣ ΦΥΣΙΚΟΧΗΜΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ.....

1) ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΩΝ

1.1 Ιστορικά στοιχεία των ατμομηχανών:

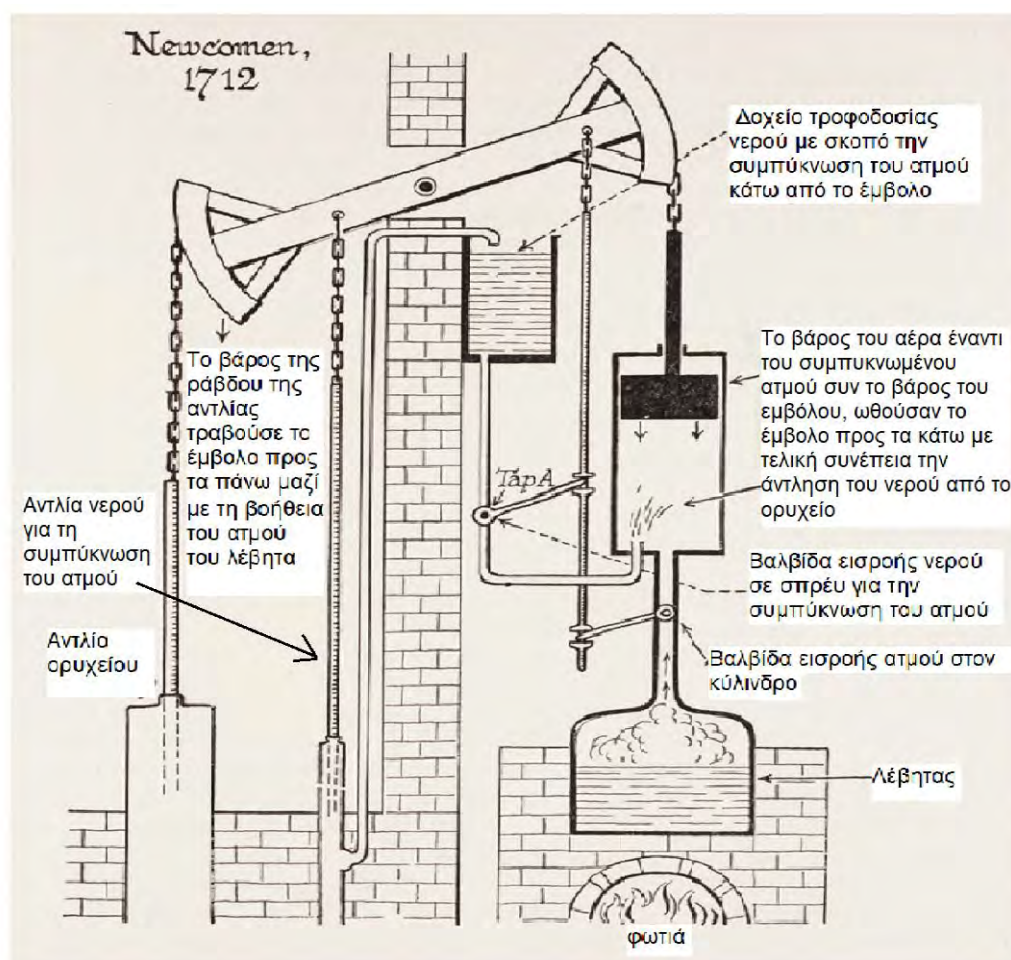
Για πολλούς αιώνες ο άνθρωπος έκανε προσπάθειες να ‘δαμάσει’ την μηχανική ισχύ που προσέφερε η θερμότητα του ατμού. Η πρώτη ατμομηχανή στον κόσμο κατασκευάστηκε από τον Έρωνα της Αλεξάνδρειας , η γνωστή «Αιολόσφαιρα». Αποτελούνταν από μία σφαίρα η οποία ήταν τοποθετημένη πάνω από ένα καζάνι γεμάτο νερό το οποίο με την θέρμανση από τη φωτιά κάτω από το καζάνι μετατρεπόταν σε ατμό. Ο ατμός στη συνέχεια μεταφερόταν μέσω των στηριγμάτων της σφαίρας στο εσωτερικό της και έπειτα διέφευγε από δύο αντιδιαμετρικούς εφαπτομενικά τοποθετημένους στη σφαίρα σωλήνες προκαλώντας την περιστροφή της η οποία έφτανε μέχρι και τις 3500 στροφές το λεπτό.



Εικόνα 1.1 . Η αιολόσφαιρα του Έρωνα(Henry, 1876)

Ωστόσο την εποχή εκείνη δεν βρήκε κάποια πρακτική εφαρμογή. Πέρασαν πολλά χρόνια μετά μέχρι να αρχίσει η ατμομηχανή να αλλάζει τόσο το πρόσωπο της βιομηχανίας όσο και τη σχέση του ανθρώπου με την εργασία.

Φυσικά μιλάμε για τη βιομηχανική επανάσταση του 18^{ου} αιώνα. Το 1712 ο Thomas Newcomen σχεδίασε και κατασκεύασε την πρώτη πρακτικά χρήσιμη και εμπορική ατμομηχανή η οποία χρησιμοποιούνταν για να κινήσει μια αντλία. Η θερμική απόδοσή της ήταν πολύ χαμηλή (περίπου 2%).



Εικόνα 1.1.1 Αναπαράσταση και περιγραφή λειτουργίας της ατμοκίνητης αντλίας του Newcomen (Csele, 2007)

Αργότερα ο James Watt βελτίωσε κατά πολύ την απόδοσης της μηχανής του Newcomen, την μετέτρεψε επίσης σε μηχανή διπλής εκτονώσεως (δηλαδή ο ατμός επενεργούσε πλέον και από τις δύο μεριές του εμβόλου). Επίσης έβγαλε τον συμπυκνωτή εκτός του κυλίνδρου σαν ξεχωριστή συσκευή.

Ως επακόλουθο των βελτιώσεων του Watt ήταν η διεύρυνση της χρήσης της ατμομηχανής, ιδιαίτερα στον τομέα των μεταφορών. Το 1802 κατασκευάζεται από τον Richard Trevithic η 1^η ατμομηχανή τρένου στον κόσμο η οποία λειτουργούσε σε υψηλή πίεση ατμού. Μπορούσε να μεταφέρει βάρος δέκα τόνων με ταχύτητα λίγο μεγαλύτερη από 3,62 χιλιόμετρα την ώρα. Το 1829 ο George Stephenson κατασκεύασε την διάσημη μηχανή “rocket” η οποία ήταν η πρώτη στον κόσμο που ήταν εφοδιασμένη με ατμολέβητα πολλών σωλήνων ο οποίος είχε πολύ μεγαλύτερη απόδοση από τους ατμολέβητες μονού σωλήνα λόγω της μεγαλύτερης επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας μεταξύ των καυσαερίων και του νερού. Αυτός ο τύπος ατμολέβητα συνέχισε να χρησιμοποιείται και μέχρι το τέλος της εποχής του ατμού.

(Gibbs, 2009)



Εικόνα 1.1.2 Η ατμομηχανή Rocket (Urmelbeauftragter, 2010)

Οι μετέπειτα ατμομηχανές αποτελούνταν πλέον από οριζόντιους κυλινδρικούς φλογαυλωτούς ατμολέβητες, 2 κυλίνδρους ισχύος στα πλαινά τμήματα της μηχανής και ένα ή 2 ακόμα μεταξύ των τροχών (κάτω από το λέβητα), 2 τουλάχιστον κινητήριους τροχούς και θάλαμο καύσης με ελαφριά κλίση.

1.2 Ιστορικά στοιχεία μηχανών Ντήζελ:

Ο μηχανολόγος μηχανικός Rudolf Diesel είχε στρέψει την προσοχή του στην εξάλειψη του σπινθηριστή (μπουζί) που είχαν οι βενζινοκινητήρες. Σκοπός του επίσης ήταν η μηχανή που θα σχεδίαζε και κατασκεύαζε να έχει πολύ υψηλότερη απόδοση και από τις ατμομηχανές της εποχής το οποίο το κατάφερε.

(Karl-Heinz Dietsche, 2014)

Η ιδέα του Diesel ήταν η υψηλή συμπίεση του εισερχόμενου στον κύλινδρο αέρα σε αρκετά υψηλή θερμοκρασία και πίεση, υψηλότερη της θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου ούτως ώστε όταν εισέλθουν στον κύλινδρο λεπτά σταγονίδια (νέφος) του τελευταίου, να αυταναφλέγονται. Λόγω των υψηλών θερμοκρασιών καθώς και των λεπτών σταγονιδίων, η καύση ήταν πιο πλήρης και πιο αποδοτική από τον βενζινομηχανών ακόμα και με πιο παχύρευστα καύσιμα. Σημαντικό ακόμα πλεονέκτημα ήταν ότι και άλλοι τύποι “ελαίων” πέραν του πετρελαίου diesel, όπως το φυσικέλαιο και το καστορέλαιο μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν στον κινητήρα.

Το 1893 κατασκευάστηκε η πρώτη πετρελαιομηχανή στον κόσμο από αυτόν. Η μηχανή ήταν μονοκύλινδρη, είχε ισχύ δεκατρείς ίππους και είχε πολύ υψηλότερη θερμική απόδοση από αυτής των ατμομηχανών που έφταναν την εποχή εκείνη 15% κατά μέγιστο. Το μειονέκτημά της ωστόσο ήταν το μεγάλο βάρος της σε σχέση με την ισχύ που παρήγαγε τομέας στον οποίο η ατμομηχανή ακόμα υπερτερούσε την εποχή εκείνη. Από την αρχή οι μηχανές diesel εμφάνισαν υψηλή θερμική απόδοση της τάξεως του 30% με βασική αιτία τον υψηλό λόγο συμπίεσης.

Crew(1940)

Η πρώτη σιδηροδρομική πετρελαιομηχανή κατασκευάστηκε από την εταιρεία “SULZER” το 1912 για την Ρωσία με την οποία ο Diesel είχε υπογράψει συμβόλαιο για την κατασκευή των μηχανών του.

Είχε ισχύ 1184 ίππους στις 304 στροφές ανά λεπτό και η μέγιστη ταχύτητα έφτανε τα 100 km/h και είχε απευθείας σύνδεση στους τροχούς (δηλαδή είχε ακολουθηθεί η ίδια λογική σύνδεσης με τους τροχούς όπως στις ατμομηχανές), ενώ ο κινητήρας ήταν τοποθετημένος εγκάρσια.

Ο κινητήρας ήταν τετρακύλινδρος και είχε αναγκαστικά δυνατότητα αναστροφής της φοράς περιστροφής του , ούτως ώστε η μηχανή να μπορεί να κινείται και προς τις 2 κατευθύνσεις. Η απευθείας σύνδεση του κινητήρα με τους τροχούς δημιουργούσε πολλά μειονεκτήματα όπως για παράδειγμα το ότι ο κινητήρας έπρεπε να σβήνει κατά την στάση σε σταθμό και να επανεκκινεί ξανά κατά την αναχώρηση . Επιπροσθέτως η κατανάλωση καυσίμου ήταν υψηλή λόγω του ότι ο κινητήρας δεν λειτουργούσε στην αποδοτική του περιοχή στροφών παρά μόνο όταν η μηχανή ανέπτυξε υψηλή ταχύτητα. Όλα αυτά ανάγκασαν τους κατασκευαστές να στραφούν σε άλλες τεχνολογίες κυρίως μεταδόσεως της παραγόμενης μηχανικής ισχύος του κινητήρα στους τροχούς. Δοκιμάστηκε επίσης και η μηχανική μετάδοση με κιβώτιο ταχυτήτων η οποία επίσης είχε μικρή επιτυχία , ιδίως στις μεγάλες ιπποδυνάμεις , και παρέμεινε μόνο σε πολύ μικρής ισχύος μηχανές.

Ο πετρελαιοκινητήρας άρχισε να κερδίζει έδαφος έναντι της ατμομηχανής , κυρίως όταν χρησιμοποιήθηκε ως ηλεκτροπαραγωγό ζεύγος για την κίνηση της αμαξοστοιχίας (diesel-electric).

Ωστόσο σε αυτήν την τεχνολογία όντας σε πρώιμο στάδιο , ο κινητήρας diesel και οι ηλεκτροκινητήρες απαιτούσαν ξεχωριστά χειριστήρια , πράγμα το οποίο περιέπλεκε τον χειρισμό της μηχανής.

Οι πρώτες νηζελο-ηλεκτρικές μηχανές ήταν κυρίως μηχανές ελιγμών , όπου πλεονεκτούσαν σε μεγάλο βαθμό έναντι των ατμομηχανών, λόγω και της οικονομίας καυσίμου που είχαν στο ρελαντί.

Σημαντική εξέλιξη σε αυτήν την τεχνολογία, πυροδότησε το 1914 ο Hermann Lemp ο οποίος σχεδίασε και κατασκεύασε ένα σύστημα στο οποίο ο πετρελαιοκινητήρας και οι ηλεκτροκινητήρες ελέγχονταν με έναν μόνο μοχλό.

Το τελειωτικό χτύπημα στις ατμομηχανές ήρθε με τον κινητήρα EMD 567 της General Motors το 1948, που κατασκευάστηκε κυρίως για σιδηροδρομικές εφαρμογές , με πρώτη εφαρμογή την GP7 νηζελο-ηλεκτρική μηχανή, η οποία ήταν ελαφρύτερη , πολύ πιο οικονομική σε καύσιμο, πιο ευκολοχειρίστη και απαιτούσε πολύ λιγότερη συντήρηση από τις ατμομηχανές. Ακόμα σημαντικά πλεονεκτήματα των μηχανών diesel ήταν ο ελάχιστος χρόνος προετοιμασίας για την εκκίνηση , σε σχέση με την

ατμομηχανή που απαιτούσε προετοιμασία μέχρι και οχτώ ώρες σε ορισμένες περιπτώσεις, οι πολύ λιγότεροι εκλυόμενοι ρύποι , αιθάλη με συνέπεια το πιο ασφαλές και υγιεινό περιβάλλον εργασίας για τους μηχανοδηγούς, η απαίτηση για λιγότερο προσωπικό αφενός μεν επειδή οι ατμομηχανές απαιτούσαν πέραν του μηχανοδηγού και θερμαστή, αφετέρου δε σε περιπτώσεις πολλαπλής σύζευξης μηχανών λόγω της δυνατότητας ηλεκτρικής σύνδεσης μεταξύ των και ελέγχου των από ένα άτομο και μόνο στις πετρελαιομηχανές. Το μερίδιο των ατμομηχανών στην αγορά είχε πλέον πέσει από το 30% του 1945 στο 2% το 1950.

Ένα επιπλέον μειονέκτημα των ατμομηχανών έναντι των πετρελαιομηχανών ήταν η αρκετά υψηλότερη μηχανική καταπόνηση και φθορά των σιδηροτροχιών λόγω του ότι οι κραδασμοί του παλινδρομικού κινητηρίου μηχανισμού των ατμομηχανών μεταφέρονταν μέσω των τροχών (με τους οποίους συνδεόνταν άμεσα) στις ράγες.

Σήμερα ο σιδηρόδρομος αποτελεί το πιο φιλικό ως προς το περιβάλλον μέσο μετακίνησης , πετυχαίνοντας εξοικονόμηση ενέργειας έως και 200% σε σχέση με τις μετακινήσεις με οχήματα δρόμου. Αυτό οφείλεται πρωτίστως στον χαμηλότερο συντελεστή τριβής που έχουν οι μεταλλικοί τροχοί πάνω στις μεταλλικές ράγες και κατά 2ον στους πιο αποδοτικούς κινητήρες σε σχέση με τα οχήματα δρόμου.

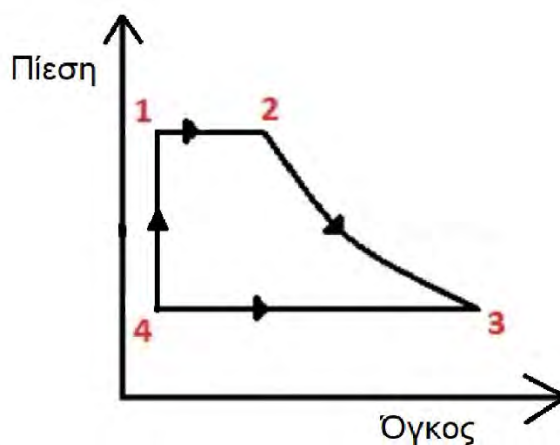


Εικόνα 1.2.1 (Marlin, 2008) Η νηξελο-ηλεκτρική μηχανή της General Motors GP7 ισχύος 1500 ίππων (1119 kW) στις 800 RPM (Bachand, 2006)

2) ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΑΙ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΚΙΝΗΤΗΡΙΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

2.1 Αρχές λειτουργίας και τεχνολογία ατμομηχανών

Η λειτουργία των ατμομηχανών βασίζεται στον θερμοδυναμικό κύκλο του Rankine που απεικονίζεται παρακάτω :



Εικόνα 2.1.1 Διάγραμμα πίεσης – όγκου θερμοδυναμικού κύκλου Rankine (Saif, 2022)

Τα θερμά καυσαέρια από το θάλαμο καύσης περνούσαν μέσα από τους αυλούς του λέβητα θερμαίνοντας το νερό και μετατρέποντάς το αρχικά σε κεκορεσμένο ατμό. Στην συνέχεια ο ατμός περνούσε από τον υπερθερμαντήρα όπου μετατρέποταν σε υπέρθερμο ατμό και η θερμότητα προσδιδόταν υπό σταθερό όγκο αρχικά και στην συνέχεια υπό σταθερή πίεση.

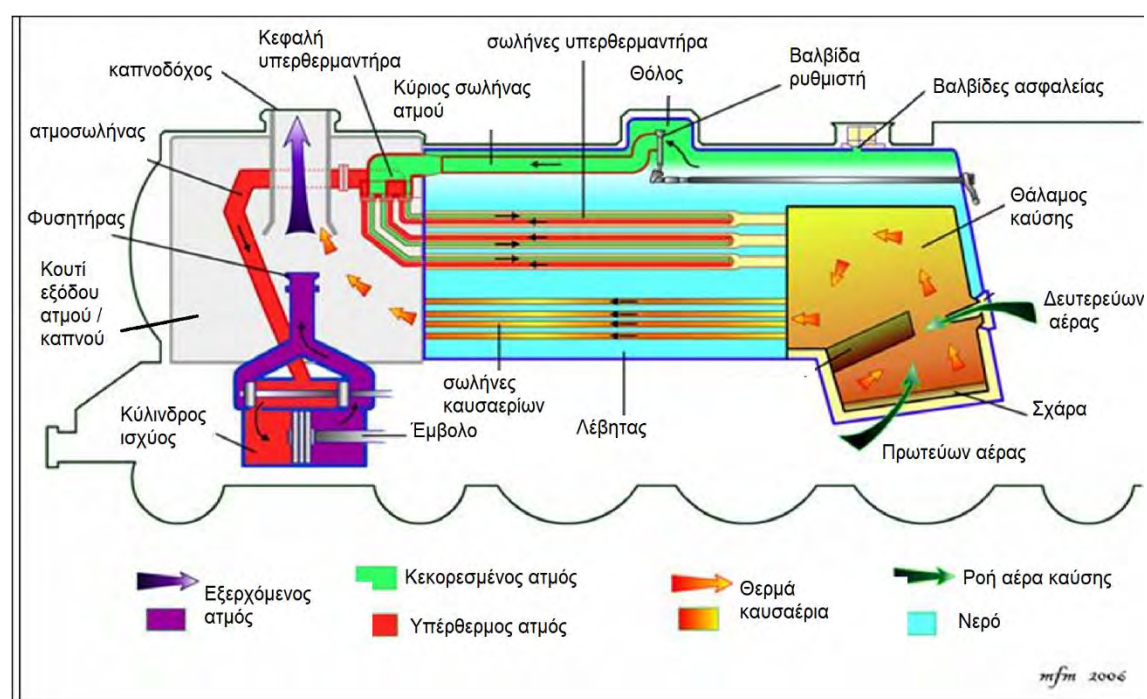
Η εισαγωγή του υπερθερμαντήρα αύξησε την απόδοση της ατμομηχανής κατά 20% σε σχέση με τις πρώτες ατμομηχανές που δούλευαν με κεκορεσμένο ατμό και οι οποίες είχαν προβλήματα διαβρώσεων στα μέταλλα λόγω των πολλών υγροποιήσεων. Έπειτα ο ατμός στην πορεία του συναντούσε την βαλβίδα του ρυθμιστή ο οποίος ουσιαστικά αυξομείωνε την παροχή του ατμού στους κυλίνδρους ισχύος.

Ο υπέρθερμος ατμός τροφοδοτούνταν εναλλάξ των 2 πλευρών του εμβόλου και εκτονωνόταν αδιαβατικά. (McGonigal , 2006)

Καθώς ο ατμός εξερχόταν μετά την εκτόνωσή του στους κυλίνδρους ισχύος της μηχανής, διέφευγε από ένα μικρής διατομής στόμιο και παρέσυρε μαζί του τα σχετικά ψυχρά καυσαέρια από τους φλογοσωλήνες, δημιουργώντας κενό, και άρα ένα ελκυσμό στην καπνοδόχο της μηχανής, ο οποίος και βοηθούσε στην εισαγωγή φρέσκου αέρα και έτσι στην διατήρηση και ενίσχυση της καύσης στο θάλαμο.

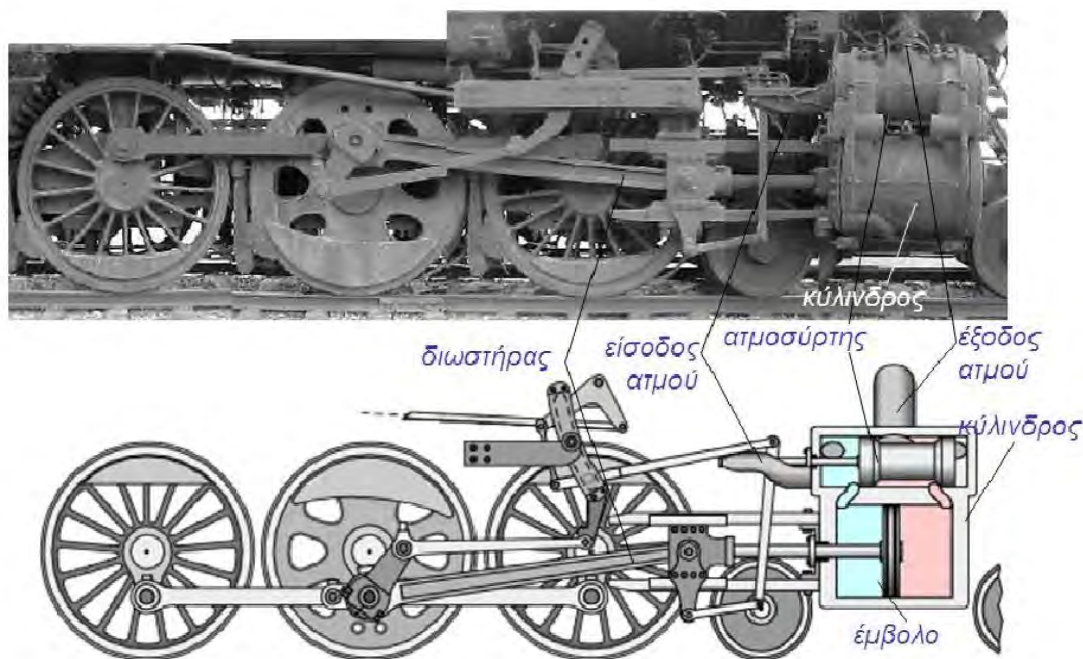
Αυτό βέβαια ήταν και ένας από τους λόγους που οι ατμομηχανές αυτές είχαν χαμηλότερη απόδοση από τους ατμοστροβίλους.

Ο ατμός διέφευγε από την καμινάδα χωρίς να υπάρχει συμπυκνωτής όπως στις ατμοστροβιλοεγκαταστάσεις και έτσι δεν υπήρχε μείωση της πίεσης εξόδου η οποία θα μείωνε τις απώλειες εξώθησης του ατμού και θα αύξανε τον βαθμό αποδόσεως του κύκλου.



Εικόνα 2.1.2 Ατμομηχανή σε τομή με περιγραφή των μερών / εξαρτημάτων της
(Mustaffa,nodate)

Η μετάδοση της κίνησης γινόταν στο 99% των περιπτώσεων απευθείας στους τροχούς μέσω των διωστήρων. Υπήρχαν μεμονωμένες περιπτώσεις όπου υπήρξε μηχανική μετάδοση με γρανάζια.



Εικόνα 2.1.3 Κινητήριος μηχανισμός τυπικής ατμομηχανής (Bradley, 2018)

Οι σωλήνες του λέβητα συνήθως κατασκευάζονταν από χαλκό ή χάλυβα αν και συνηθέστερος ήταν ο χαλκός λόγω της υψηλής θερμικής αγωγιμότητας. Το τοίχωμα του λέβητα κατασκευαζόταν από χάλυβα υψηλής αντοχής αλλά είχε ενσωματωμένη και κάποια μόνωση για τον περιορισμό των απωλειών θερμότητας στο περιβάλλον. Τα έμβολα και οι κύλινδροι κατασκευάζονταν από χάλυβα.

Συνήθως η πίεση του υπέρθερμου ατμού κυμαινόταν από 13,8 μέχρι το όριο των 20,6 bar αλλά τα μεταγενέστερα χρόνια αυξήθηκε και σε κάποιες περιπτώσεις έφτανε τα 58,6 bar (Η αύξηση της πίεσης ήταν ένα μέτρο για την αύξηση της θερμικής απόδοσης του κύκλου rankine).

(McGonigal , 2006)

Στο πάνω μέρος του λέβητα υπήρχε και μία βαλβίδα ασφαλείας η οποία σε περίπτωση που η πίεση του ατμού υπερέβαινε μια συγκεκριμένη τιμή , άνοιγε και επέτρεπε την εκροή του ατμού στην ατμόσφαιρα. Η θερμοκρασία του ατμού κυμαινόταν από 300 και αργότερα έφτανε το μέγιστο των 400 °C.

Η αύξηση της θερμοκρασίας με την επιπλέον εισαγωγή του υπερθερμαντήρα επίσης επέφερε αύξηση του θερμικού βαθμού αποδόσεως του κύκλου.

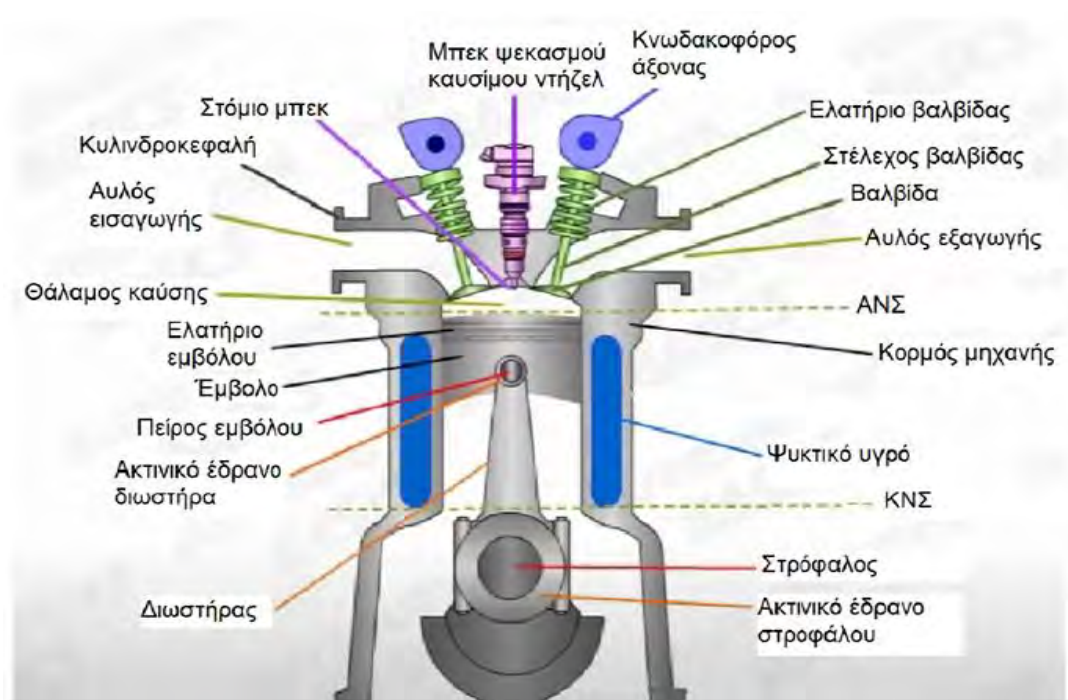


Εικόνα 2.1.4 Η αγγλική ατμομηχανή “Flying Scotsman”(Flickr, 2017)

Τα συνηθέστερα καύσιμα των ατμομηχανών ήταν κυρίως οι γαιάνθρακες με πιο κύριο τον ανθρακίτη. Σε μερικές περιπτώσεις χρησιμοποιούνταν και ξύλα. Προς το τέλος της εποχής του ατμού οι περισσότερες ατμομηχανές είχαν εφοδιαστεί και με καυστήρα πετρελαίου diesel.

2.2 Αρχές λειτουργίας και τεχνολογία μηχανών diesel

Οι μηχανές diesel είναι μηχανές εσωτερικής καύσης στις οποίες το καύσιμο όπως προαναφέραμε αυταναφλέγεται λόγω του υψηλού λόγου συμπίεσης, επακόλουθο του οποίου είναι η υψηλή θερμοκρασία και πίεση μέσα στο θάλαμο καύσης.



Εικόνα 2.2.1 τετράχρονος κινητήρας diesel σε εγκάρσια τομή με περιγραφή των εξαρτημάτων του (Diesel, 2021)

Α) Αρχή λειτουργίας τετράχρονου πετρελαιοκινητήρα:

Ο πρώτος χρόνος είναι η εισαγωγή όπου ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής και καθώς το έμβολο κατεβαίνει από το ΑΝΣ δημιουργεί κενό και αναρροφά αέρα στο θάλαμο καύσης.

Στην συνέχεια στον δεύτερο χρόνο που είναι η συμπίεση το έμβολο ανεβαίνει συμπιέζοντας τον αέρα εντός του θαλάμου και με τις 2 βαλβίδες κλειστές, αυξάνοντας σε μεγάλο βαθμό την θερμοκρασία του περίπου στους 700 με 800°C.

Ακολουθεί ο τρίτος χρόνος όπου εγχύεται το πετρέλαιο υπό υψηλή πίεση , μέχρι και πάνω από 2000 bar πλέον, το οποίο ερχόμενο σε επαφή με τον καυτό αέρα αυταναφλέγεται. Η θερμοκρασία της καύσης φτάνει περίπου τους 2000 °C και η πίεση από 60 μέχρι 100 bar.

(Μαυρίδης,2007)

Τα καυσαέρια εκτονώνονται και παράγουν έργο στην επιφάνεια του εμβόλου μετακινώντας το προς τα κάτω ενώ οι βαλβίδες συνεχίζουν να είναι κλειστές.

Η καύση πραγματοποιείται υπό συνθήκες σχεδόν σταθερής πίεσης , αφού η έγχυση συνεχίζεται για λίγο χρόνο και μετά την έναρξη της καύσης. Στον τέταρτο χρόνο το έμβολο ανεβαίνει από το ΚΝΣ εξωθώντας τα καυσαέρια από την βαλβίδα εξαγωγής που ανοίγει.

Β) Αρχή λειτουργίας δίχρονου πετρελαιοκινητήρα:

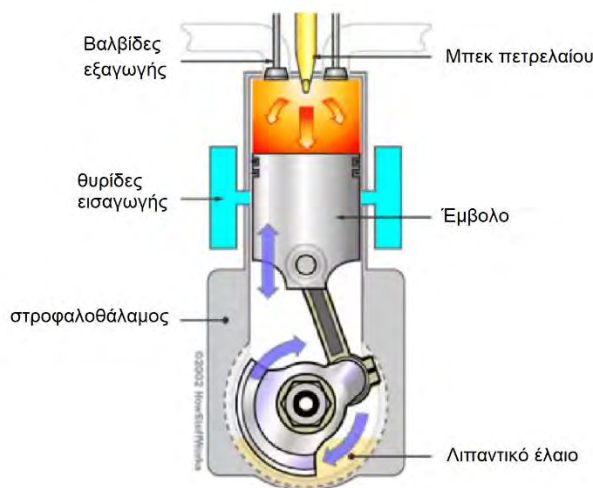
Ο πρώτος χρόνος ξεκινάει με την έγχυση του καυσίμου στον θάλαμο καύσης που περιέχει συμπιεσμένο αέρα υψηλής θερμοκρασίας , με συνέπεια την αυτανάφλεξή του και την καύση του.

Στην συνέχεια , στον δεύτερο χρόνο τα καυσαέρια εκτονώνονται και ωθούν το έμβολο προς το ΚΝΣ, και πριν το τέλος της διαδρομής του ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής στην κυλινδροκεφαλή.

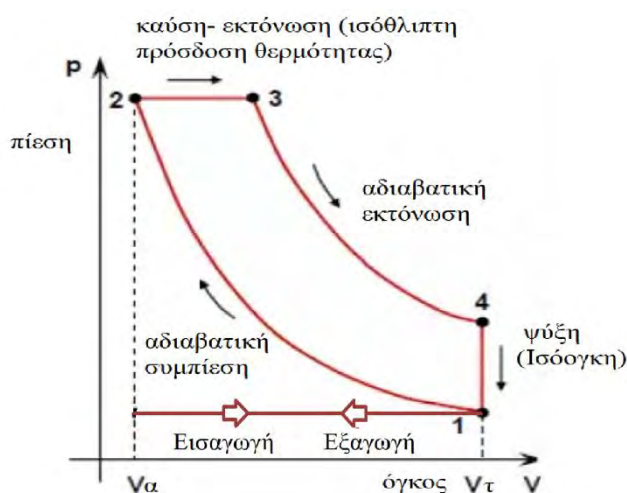
Καθώς το έμβολο συνεχίζει την κάθοδό του ,αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής του χιτωνίου , μέσω των οποίων φρέσκος αέρας αρχίζει να εισέρχεται στον κύλινδρο και να βοηθάει επιπλέον στην καλύτερη απόπλυση από τα καυσαέρια μέσω των βαλβίδων.

(Χασιώτης, 2006)

Στον 2^ο χρόνο ολοκληρώνεται η είσοδος του φρέσκου αέρα στον κύλινδρο και το έμβολο ανεβαίνει προς το πάνω κλείνοντας θυρίδες εισαγωγής ενώ οι βαλβίδες εξαγωγής έχουν κλείσει από τον κνωδακοφόρο άξονα, και συμπιέζοντας τον αέρα. Όταν το έμβολο έχει σχεδόν φτάσει το ΑΝΣ , αρχίζει η έγχυση και έναυση του καυσίμου.



Εικόνα 2.2.2 δίχρονος κινητήρας diesel σε εγκάρσια τομή με περιγραφή των εξαρτημάτων του (Brain, 2000)



Εικόνα 2.2.3 διάγραμμα πίεσης – όγκου όπου απεικονίζεται ο θερμοδυναμικός κύκλος του diesel (Planas, 2009)

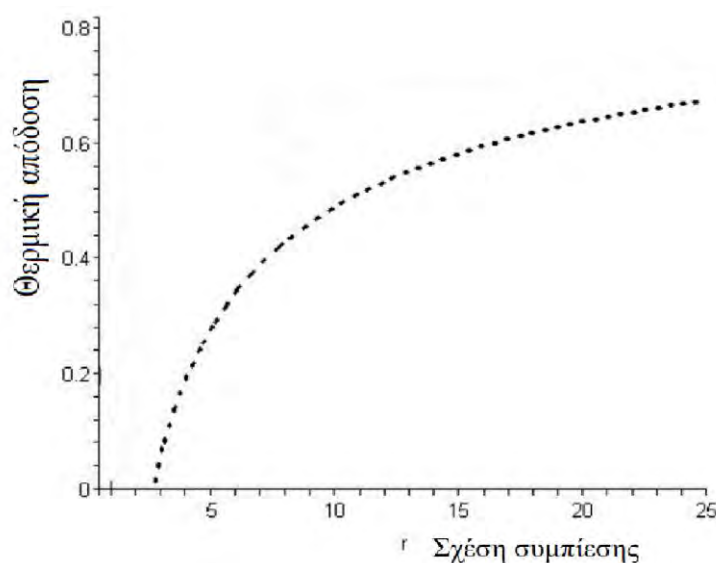
Τα έμβολα των σιδηδρομικών μηχανών είναι κατασκευασμένα συνήθως από χυτοχάλυβα ή σφυρίλατο χάλυβα, έναντι κράματος αλουμινίου όπως είναι των μικρότερων μηχανών diesel, καθότι οι απαιτήσεις για υψηλή μηχανική αντοχή είναι πολύ σημαντικότερες από το χαμηλό βάρος.

Οι διωστήρες και ο στροφαλοφόρος άξονας κατασκευάζονται από σφυρίλατο χάλυβα, ενώ τα χιτώνια από ειδικά κράματα χυτοσιδήρου.

(Χασιώτης, 2006)

Ένα σημαντικό χαρακτηριστικό των πετρελαιομηχανών είναι ο πολύ υψηλός λόγος συμπίεσης (ο λόγος του συνολικού όγκου του κυλίνδρου προς τον όγκο του θαλάμου καύσης) που μπορούν να έχουν, διότι λόγω του ότι στον κύλινδρο συμπιέζεται μόνο αέρας δεν αντιμετωπίζουν προβλήματα προαναφλέξεων (πειράκια) κατά την φάση της συμπίεσης, και είναι και ο βασικός λόγος της υψηλής θερμικής απόδοσής τους.

Επίσης η ρύθμιση της ισχύος τους γίνεται με αυξομείωση της ψεκαζόμενης ποσότητας καυσίμου στους κυλίνδρους, λειτουργούν δηλαδή σε μεγάλο εύρος αναλογιών μίγματος αέρα –καυσίμου..



- **Εικόνα 2.2.4** Θεωρητικό διάγραμμα θερμικής απόδοσης μηχανής diesel συναρτήσεως του λόγου (σχέσης) συμπίεσής της (Shkolnik, no date)

Η μέγιστη αποδιδόμενη ροπή και ισχύς ενός κινητήρα περιορίζεται από την ογκομετρική απόδοση του κινητήρα δηλαδή τη μέγιστη δυνατή ποσότητα αέρα που μπορεί να αναρροφηθεί εντός των κυλίνδρων σε συνθήκες ατμοσφαιρικής αναπνοής, και έτσι επακόλουθα της μέγιστης ποσότητας καυσίμου που μπορεί να καεί.

Για την αύξηση της ισχύος είναι απαραίτητη η συμπίεση του εισερχόμενου αέρα, προκειμένου να αυξηθεί και η παροχή του. Το 98% των μηχανών diesel που κατασκευάζονται είναι εφοδιασμένοι με υπερπληρωτή καυσαερίων (στροβιλο-υπερπληρωτή ή turbo).

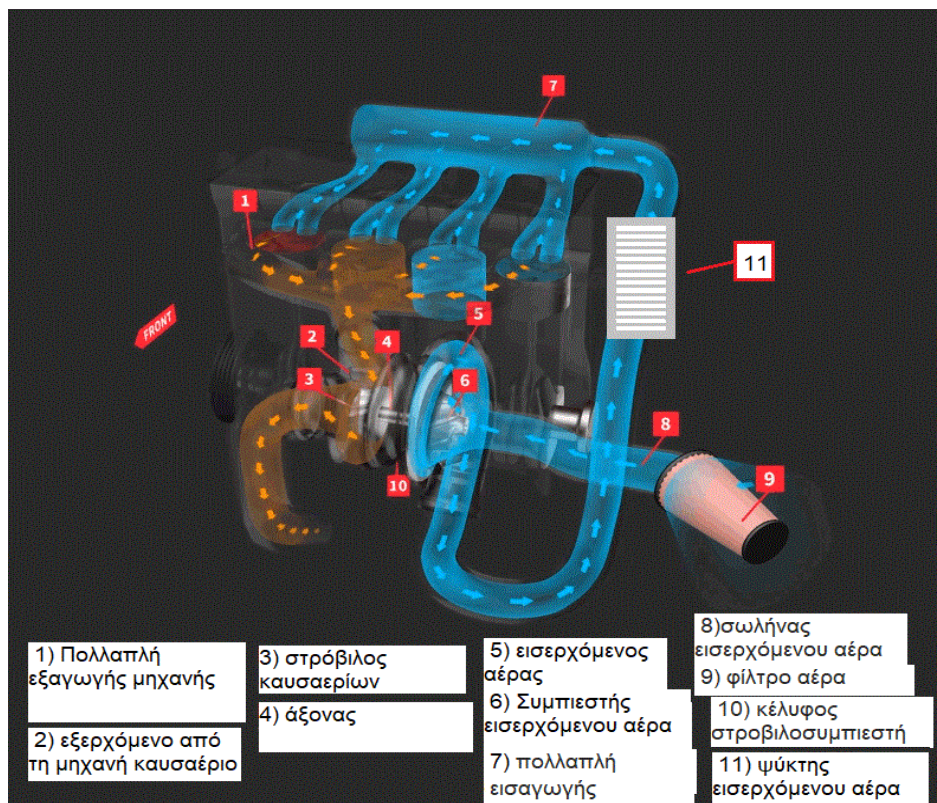
Η διάταξη αυτή έχει σαν στόχο την εκμετάλλευση ενός μέρους της θερμικής κυρίως ενέργειας των καυσαερίων για την τροφοδότηση επιπλέον αέρα στους κυλίνδρους της μηχανής, υπό πίεση. Αποτελείται από έναν στρόβιλο και ένα συμπιεστή οι οποίοι συνδέονται σε έναν κοινό άξονα. Ο στρόβιλος παίρνει κίνηση από τα καυσαέρια του κινητήρα και μετατρέπει κυρίως μέρος της θερμικής αλλά και της κινητικής ενέργειας των καυσαερίων σε μηχανικό έργο στον άξονά του που με τη συνέχεια μεταφέρεται στον συμπιεστή ο οποίος συμπιέζει τον εισερχόμενο στους κυλίνδρους αέρα αυξάνοντας σε μεγάλο βαθμό την εισερχόμενη ποσότητα αλλά και τη θερμοκρασία.

(Hall-Geisler, 2000)

Στην συνέχεια ο αέρας περνά από έναν εναλλάκτη αέρος-αέρος (intercooler) όπου ψύχεται σχετικά κοντά στην θερμοκρασία περιβάλλοντος και έτσι αυξάνεται η πυκνότητά του με τελικό αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση της εισερχόμενης μάζας αέρα. Στην συνέχεια με τον ψεκάσμό παραπάνω ποσότητας καυσίμου αποδίδεται περισσότερη ισχύς. Πλεονέκτημα αποτελεί πέραν από την περισσότερη ισχύ και η αυξημένη θερμική απόδοση του κινητήρα αφού αποτελεί παράλληλα έναν τρόπο εκμετάλλευσης ενός μικρού μέρους της θερμότητας των καυσαερίων.

(Hall-Geisler, 2000)

Στις δίχρονες πετρελαιομηχανές, στις χαμηλές στροφές και χαμηλά φορτία λειτουργίας, όπου η θερμική ενέργεια των καυσαερίων δεν επαρκεί για την συμπίεση αέρα στους κυλίνδρους μέσω του στρόβιλου, τότε είτε ο στρόβιλος κινείται μέσω ενός πλανητικού συστήματος γραναζιών από τον στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα, τα οποία και αποσυνπλέκονται όταν η παροχή και θερμοκρασία των καυσαερίων φτάσει σε ένα επίπεδο ικανό να λειτουργήσει αποδοτικά τον στροβιλοσυμπιεστή, είτε χρησιμοποιείται μηχανικός υπερπληρωτής τύπου rootstou ο οποίος η δουλειά είναι να παρέχει συμπιεσμένο αέρα χαμηλής πίεσης για μια αποδοτική απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια.



Εικόνα 2.2.5. Σχηματική αναπαράσταση διάταξης υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα (Hall-Geisler, 2000)

Τα δύο βασικά μεγέθη τα οποία χρησιμοποιούνται στην μέτρηση της απόδοσης μιας μηχανής είναι :

A) Η ειδική κατανάλωση καυσίμου η οποία αποτελεί ουσιαστικά μια άλλη έκφραση του συνολικού βαθμού αποδόσεως της μηχανής. Ορίζεται ως η ποσότητα του καιόμενου από τη μηχανή καυσίμου (συνήθως σε γραμμάρια, gr)σε μία ώρα, αποδίδοντας ωφέλιμη ισχύ 1KWγια μία ώρα (1 KWh) . Όσο μικρότερη είναι η ειδική κατανάλωση καυσίμου , τόσο μεγαλύτερος είναι ο συνολικός βαθμός απόδοσης.

B) Η μέση πίεση.

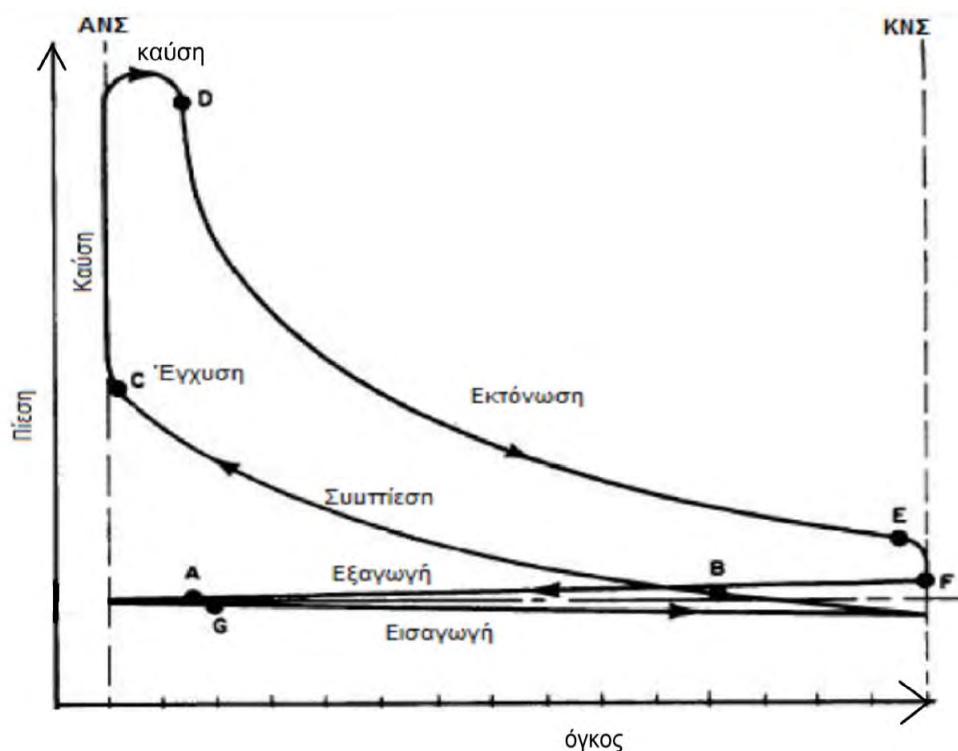
Αρχικά ως μέση ενδεικνύμενη πίεση (indicated mean effective pressure, imep) ορίζεται ως η θεωρητική σταθερή καθόλη τη διάρκεια της εκτόνωσης πίεση , η οποία αν εφαρμοσθεί στην επιφάνεια του εμβόλου παράγει το ίδιο ακριβώς έργο με την μεταβαλλόμενη πίεση , για τον ίδιο όγκο εμβολισμού. Ισούται δε, με το πηλίκο του ενδεικνύμενου έργου προς τον όγκο εμβολισμού.

$$p_i = W_i / V_h \quad (2.1)$$

όπου

W_i : το ενδεικνύμενο έργο (καθαρό έργο του καυσαερίου στην επιφάνεια του εμβόλου, το οποίο ισούται με το εμβαδόν που περικλείεται από τα σημεία C-D-E-F-C στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα της εικόνας 2.2.5 ή αλλιώς το αντίστοιχο ολοκλήρωμα)

V_h : όγκος εμβολισμού



Εικόνα 2.2.5 Δυναμοδεικτικό – πραγματικό διάγραμμα τετράχρονου κινητήρα diesel(Μακρής,2015)

Για να βρεθεί το πραγματικό έργο στον στροφαλοφόρο άξονα της μηχανής πρέπει να αφαιρεθούν τα ακόλουθα έργα από το ενδεικνύμενο:

- 1) της εναλλαγής αερίων
- 2) Των τριβών
- 3) κίνησης των βοηθητικών εξαρτημάτων (αντλία νερού , λαδιού, δυναμό, κνοδακοφόρων αξόνων)
- 4) κίνησης του συμπιεστή (αν ο κινητήρας είναι υπερτροφοδοτούμενος)

Όλες αυτές οι απώλειες μπορούν επίσης να εκφραστούν αντίστοιχα με όρους μέσης πίεσης και ισχύει ακριβώς η ίδια διαδικασία και για τη μέση πραγματική πίεση.

Ένας άλλος τρόπος υπολογισμού της μέσης πραγματικής πίεσης είναι από τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα. Συγκεκριμένα ισχύει η σχέση :

$$N_e = z \cdot p_e \cdot V_h \cdot n / (a \cdot 600) \quad (2.2)$$

όπου:

N_e : η πραγματική ισχύς στον άξονα σε kW

z : αριθμός κυλίνδρων

n : στροφές κινητήρα σε RPM

a : στροφές κινητήρα για την ολοκλήρωση ενός κύκλου λειτουργίας (2 για τους τετράχρονους , 1 για τους δίχρονους)

(Χασιώτης, 2006)

Οι σιδηροδρομικές πετρελαιομηχανές στην πληθώρα των περιπτώσεων είναι τετράχρονες αν και υπάρχουν και ένα μικρό ποσοστό που είναι δίχρονες.

Είναι μέσου αριθμού στροφών κυρίως στην Αμερική (800 -1100rpm) , ενώ στην Ευρώπη χρησιμοποιούνται και πιο ταχύστροφες μηχανές (1000-2000 rpm). Το εύρος του αριθμού κυλίνδρων ξεκινά από 6-κύλινδρες σε σειρά έως και 18-κύλινδρες σε διάταξη V.

Η ισχύς κυμαίνεται από 350 ίππους που είναι μηχανές ελιγμών κυρίως ή αυτοκινητάμαξες και φτάνει μέχρι και 5000 ίππους για τις μεγάλες μηχανές πορείας.



Εικόνα 2.2.6(Bernard, 1980)Ντίζελο-ηλεκτρική σιδηροδρομική μηχανή της General Motors“SD40”ισχύος 3000 ίππων στις 900 RPM (Bachand, 2006)



Εικόνα 2.2.6 Δίχρονη, δωδεκα-κύλινδρη μηχανή ισχύος 3200 ίππων στις 904 RPM (Homer, 2001)

2.3 Συστήματα πέδησης

Οι ατμομηχανές διέθεταν ένα ανεξάρτητο αρχικά σύστημα πέδησης, το οποίο επενεργούσε μόνο στην κινητήρια μηχανή και όχι στα βαγόνια τα οποία είχε το καθένα το χειρόφρενό του.

Για αυτό το λόγο απαιτούνταν ιδιαίτερες ικανότητες χειριστή και θερμοαστή της ατμομηχανής ούτως ώστε να ακινητοποιηθεί με ασφάλεια η αμαξοστοιχία.

Αποτελούνταν από πέλματα μεγάλου μεγέθους τα οποία επενεργούσαν στο αυλάκι των κινητηρίων τροχών. Ατμός από τον λέβητα που επενεργούσε πάνω σε έμβολα, χρησιμοποιούνταν για την ενεργοποίηση των φρένων. Αργότερα χρησιμοποιήθηκε και μηχανικός υπερσυμπιεστής κινούμενος και αυτός από τον ατμό του λέβητα. Αυτά ήταν τα πρώτα λεγόμενα αερόφρενα. Καθότι όμως η ισχύς των μηχανών αλλά και το βάρος και η ταχύτητα των συρμών αυξήθηκαν, ήταν απαραίτητη η συνεχής πέδηση όχι μόνο στην κινητήρια μηχανή αλλά και στο σύνολο των βαγονιών των συρμών. Κατασκευάστηκαν εύκαμπτοι σωλήνες μεταφοράς του αέρα ούτως ώστε να επιδρούν και στα φρένα των βαγονιών με τον πλήρη έλεγχο τους από τη κινητήρια μηχανή.

Υπήρξαν και άλλοι τύποι φρένων όπως για παράδειγμα τα υδραυλικά συστήματα που χρησιμοποιούσαν νερό ή λάδι, όπως στα αυτοκίνητα.

Ο επικρατέστερος τύπος φρένων σήμερα είναι τα αερόφρενα κενού (vacuum air brakes). Σε αυτά τα συστήματα, υπάρχουν δεξαμενές πεπιεσμένου αέρα τόσο στην κινητήρια μηχανή όσο και στα βαγόνια, οι οποίες γεμίζουν από ένα συμπιεστή αέρος ο οποίος κινείται από τον άξονα της πετρελαιομηχανής. Όταν τα δοχεία είναι γεμάτα με την πίεση αέρα στη μέγιστη τιμή της, τα φρένα είναι πλήρως απελευθερωμένα. Μέσω ενός εξολκέα, μπορεί να ρυθμίζεται η διαφυγή του αέρα από τα δοχεία του συρμού (όσο περισσότερος αέρας διαφύγει τόσο εντονότερο είναι το φρενάρισμα).

(Ward, 2006)

3) ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΣΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ ΣΤΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΚΙΝΗΤΑ ΤΡΕΝΑ

(John H. Armstrong, 1993)

Σε αντίθεση με τις ατμομηχανές που μπορούν να εφαρμόσουν ροπή από τις μηδενικές στροφές και έτσι συνδέονται απευθείας στους τροχούς, οι πετρελαιομηχανές απαιτούν και ένα σύστημα μετάδοσης της κίνησης από τον σφόνδυλο προς τους τροχούς. Στον σιδηρόδρομο υπάρχουν 3 κύρια συστήματα μετάδοσης ισχύος στους τροχούς :

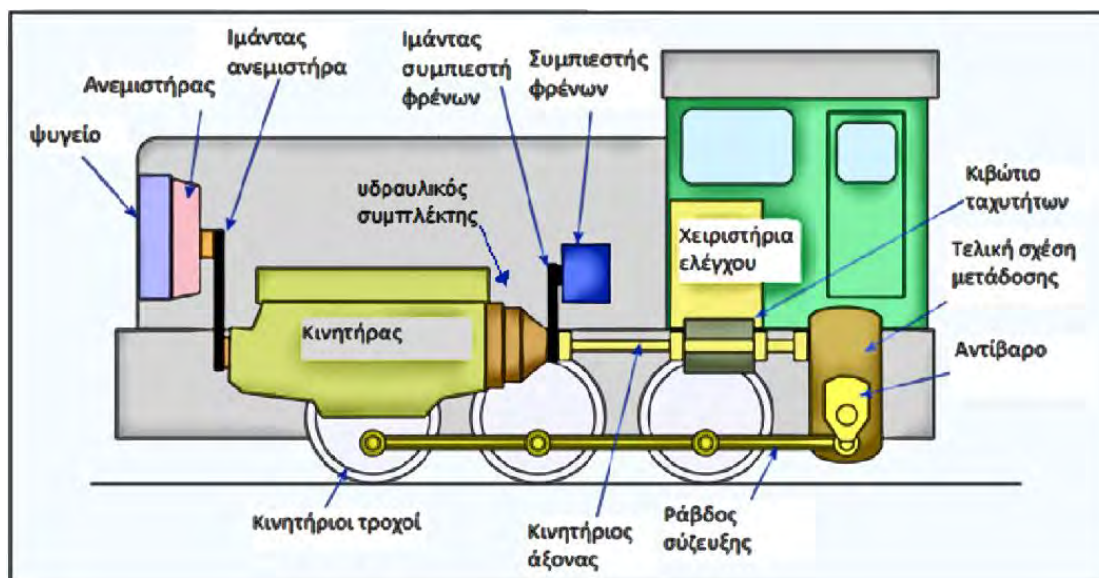
3.1 Μηχανικό σύστημα μετάδοσης:

Η μηχανική μετάδοση έχει παρόμοιο τρόπο λειτουργίας με αυτή των οχημάτων δρόμου, σε αρκετές βέβαια περιπτώσεις χρησιμοποιείται και υδραυλικός συμπλέκτης (fluid coupling). Η εφαρμογή της περιορίζεται κυρίως σε μικρής ισχύος μηχανές (μικρότερης ισχύος των 500 ίππων), μηχανές ελιγμών ή αυτοκινητάμαξες.

(The Railway Technical Website, 2019)

Φυσικά είναι φτιαγμένες από πολύ πιο ανθεκτικά υλικά γιατί έχουν να αντιμετωπίσουν δυσμενέστερες συνθήκες μηχανικής φόρτισης / ροπής σε σχέση με τα οχήματα δρόμου. Συνήθως εφοδιάζονται με πλανητικό σύστημα γραναζιών. Το σύστημα αυτό επιτρέπει την αλλαγή ταχυτήτων ακόμα και κάτω από φορτίο.

Η εφαρμογή του σήμερα είναι αρκετά περιορισμένη και έχει σχεδόν εκλείψει πλέον λόγω των μειονεκτημάτων του έναντι στα επόμενα 2 συστήματα που περιγράφονται και είναι τα επικρατέστερα. Το βασικό του μειονέκτημα είναι οι αυξημένες φθορές στα εξαρτήματα του κιβωτίου ταχυτήτων. Επίσης ο λόγος που δεν εφαρμόζεται σε υψηλές ιπποδυνάμεις και σε μηχανές πορείας, είναι ο μεγάλος απαιτούμενος όγκος ενός κιβωτίου λόγω των πολλών σχέσεων μετάδοσης που απαιτούνται σε έναν μεσόστροφο κινητήρα αλλά και των ακριβών υλικών απαραίτητων για την αντοχή του στις μεγάλες ροπές.



Εικόνα 3.5 μηχανή με μηχανική μετάδοση ισχύος και περιγραφή βασικών μερών
(The Railway Technical Website, 2019)

3.2 Υδραυλικό σύστημα μετάδοσης :

η υδραυλική μετάδοση χρησιμοποιεί συνήθως έναν ή και περισσότερους υδραυλικούς μετατροπείς ροπής (torque converters) στην θέση του κοινού συμπλέκτη με δίσκο της μηχανικής μετάδοσης . Συνήθως αποτελούνται από 2 φτερωτές εγκιβωτισμένες σε ένα κοινό κλειστό θάλαμο , μεταξύ των 2 φτερωτών παρεμβάλεται ένας στάτορας στον οποίο εμπεριέχεται λεπτόρευστο λάδι ειδικών προδιαγραφών.

Η μία φτερωτή που παίρνει κίνηση από τον κινητήρα λειτουργεί σαν αντλία και κατευθύνει το λάδι με πίεση και ταχύτητα προς τη φτερωτή που συνδέεται με το υπόλοιπο σύστημα μετάδοσης στους τροχούς και λειτουργεί ως στρόβιλος.

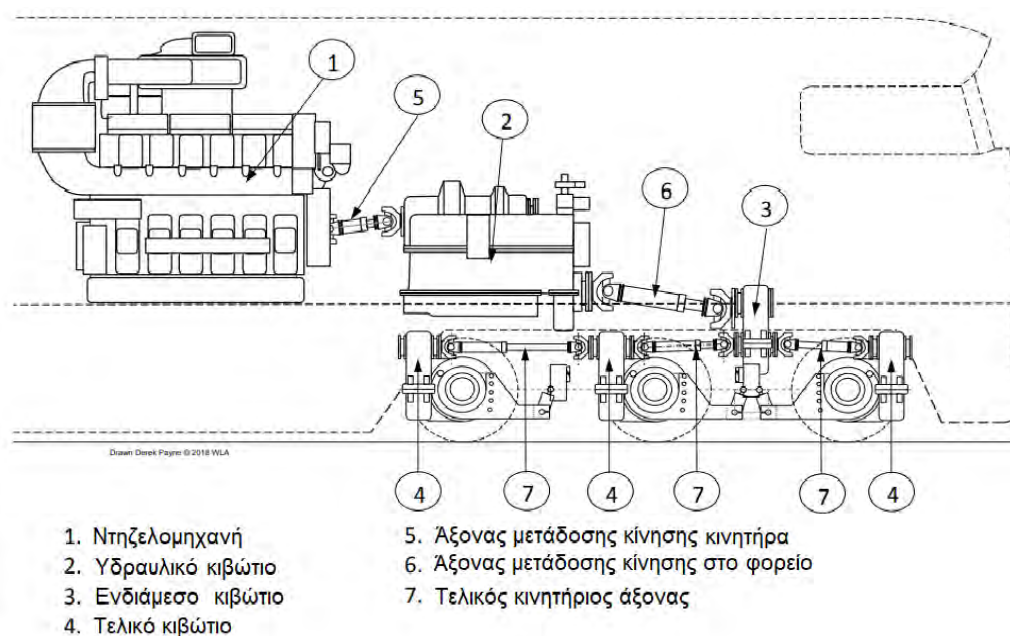
Στην συνέχεια το λάδι αφού παράξει έργο στον στρόβιλο , επιστρέφει και πάλι πίσω στην αντλία και ο κύκλος επαναλαμβάνεται.

Το κλειδί για τον πολλαπλασιασμό της ροπής σε αυτά τα συστήματα έγκειται στον στάτορα του οποίου η δουλειά είναι να ανακατανέμει το επιστρεφόμενο λάδι από τον στρόβιλο προς την αντλία, επαναχρησιμοποιώντας κάποια από την κινητική ενέργεια που του έχει απομείνει βοηθώντας επιπλέον την αντλία. Επιτυγχάνεται έτσι υψηλός βαθμός μηχανικής αποδόσεως της τάξης του 98%.

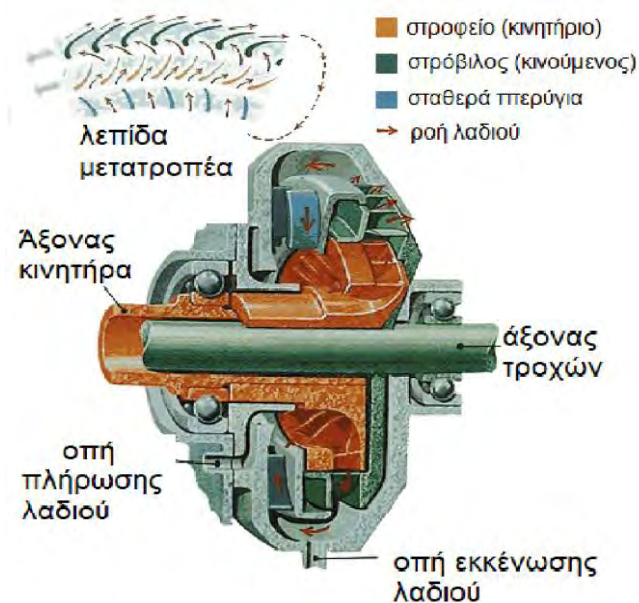
Η υδραυλική μετάδοση χρησιμοποιείται από ισχύ 500 ίππων έως και 2500 ίππων.

Πλεονέκτημα του συστήματος αυτού αποτελεί η μερική απουσία κραδασμών και η αυξημένη αξιοπιστία σε σχέση με τη μηχανική μετάδοση ισχύος.

Βασικό μειονέκτημα αποτελούν οι απαιτήσεις για υψηλή μηχανική αντοχή και αντοχή στη επιφανειακή φθορά που επιφέρουν υψηλό κόστος στην κατασκευή των διαφορικών και των αξόνων μετάδοσης κίνησης, στις περιπτώσεις μεγάλων υποδυνάμεων.



Εικόνα 3.6 μηχανή με υδραυλική μετάδοση ισχύος και τα βασικά στοιχεία
(The Western locomotive association, no date)



Εικόνα 3.7 υδραυλικός μετατροπέας ροής (The Western locomotive association, no date)

3.3 Ηλεκτρικό σύστημα μετάδοσης :

Σε αυτό το σύστημα η πετρελαιομηχανή δίνει κίνηση σε μια γεννήτρια η οποία παράγει ηλεκτρικό ρεύμα. Το ρεύμα στην συνέχεια μεταφέρεται στους ηλεκτροκινητήρες έλξης που υπάρχουν στους τροχούς και οι οποίοι κινούν στην συνέχεια τη μηχανή. Η γεννήτρια και οι ηλεκτροκινητήρες μπορεί να είναι είτε συνεχούς είτε εναλλασσόμενου ρεύματος. Πλέον χρησιμοποιούνται στις περισσότερες των περιπτώσεων εναλλασσόμενου ρεύματος.

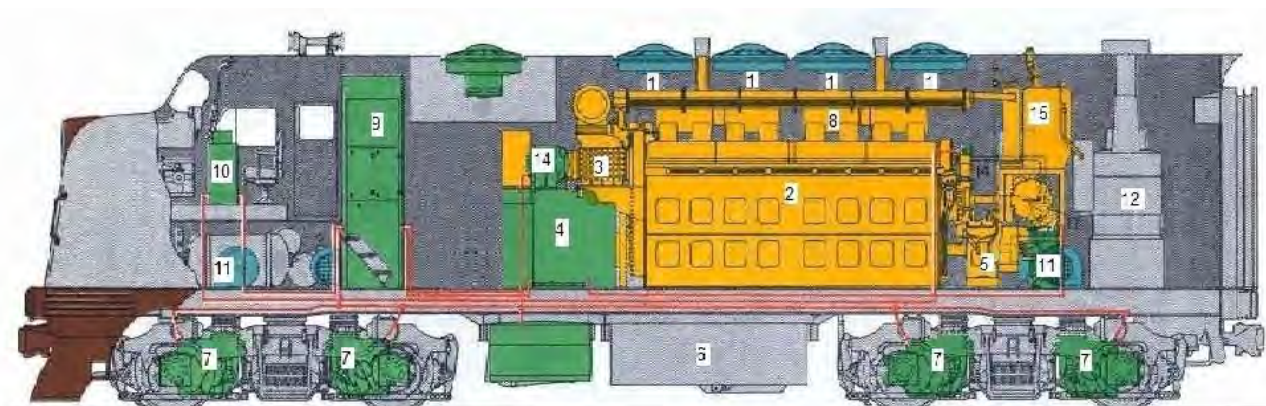
(The Railway Technical Website, 2019)

Σε αντίθεση με τους 2 προηγούμενους τύπους μετάδοσης ισχύος σε αυτόν τον τύπο δεν υπάρχει καμία μηχανική σύνδεση του κινητήρα με τους τροχούς της μηχανής.

Σημαντικά πλεονεκτήματα του συστήματος αυτού είναι η απουσία κραδασμών , η μεγάλη ροπή κατά την εκκίνηση του τρένου που χρησιμεύει ιδιαίτερα κατά την μεταφορά μεγάλου φορτίου (βάρους).

Επίσης ένα άλλο πλεονέκτημα των ντηζελο-ηλεκτρικών μηχανών είναι η αναγεννητική πέδη, όπου χρησιμοποιούνται οι ηλεκτροκινητήρες έλξης, σαν γεννήτριες, μεταφέροντας το παραγόμενο ρεύμα σε θερμικές αντιστάσεις στο πάνω μέρος της μηχανής, ή σε κάποιες σύγχρονες μηχανές αποθηκεύοντας το ρεύμα αυτό σε μπαταρίες, ούτως ώστε να χρησιμοποιηθεί σαν επιπρόσθετη ισχύς όταν χρειαστεί, συμβάλλοντας τόσο στην μείωση φθοράς των συμβατικών φρένων όσο και στην εξοικονόμηση ενέργειας.

Μειονεκτήματα αποτελούν το αυξημένο βάρος της μηχανής σε σχέση με τις ντηζελο-υδραυλικές μονάδες και οι αυξημένες ενεργειακές απώλειες λόγω των πολλών μετατροπών ενέργειας μέχρι τους τροχούς.



- | | | |
|-------------------------------|---------------------------|--|
| 1. Ψυγείο / ανεμιστήρες ψύξης | 6. Δεξαμενή καυσίμου | 11. Ανεμιστήρες ψύξης ηλεκτροκινητήρων |
| 2. Κινητήρας diesel | 7. Ηλεκτροκινητήρες | 12. Ατμογεννήτρια |
| 3. Μηχανικός υπερασυμπιεστής | 8. Εξάτμιση | 13. Ψυγείο λαδιού |
| 4. Κύρια γεννήτρια | 9. Ηλεκτρολογικός πίνακας | 14. Βοηθητική γεννήτρια |
| 5. Συμπιεστής φρένων | 10. Χειριστήρια | 15. Δεξαμενή ψυκτικού υγρού |

Εικόνα 3.8μηχανή με ηλεκτρική μετάδοση ισχύος με περιγραφή των μερών της

(J.Gagnon, no date)

4) ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΕΠΙΒΑΤΙΚΩΝ ΒΑΓΟΝΙΩΝ

(John.H ,1985)

4.1 Ιστορική αναδρομή

Τα πρώτα συστήματα θέρμανσης ουσιαστικά αποτελούνταν από εστίες (σόμπες) μία ή δύο σε κάθε βαγόνι , οι οποίες καίγανε κάρβουνο ή ξύλο δηλαδή χρησιμοποιούσαν τα ίδια καύσιμα με τις ατμομηχανές.

Όπως ήταν αναμενόμενο η θερμότητα δεν διαδιδόταν ομοιόμορφα στο βαγόνι.

Επιβάτες που ήταν κοντά στην σόμπα ζεσταίνονταν υπέρ του δέοντος , ενώ αντίστοιχα επιβάτες μακριά από τη σόμπα κρύωναν. Επίσης οι σόμπες αποτελούσαν κίνδυνο για την ασφάλεια των επιβατών.

Αργότερα χρησιμοποιήθηκε ένα μέρος από τον υπέρθερμο ατμό υψηλής πίεσης που παραγόταν στον λέβητα των ατμομηχανών. Ο ατμός διερχόταν μέσω εύκαμπτων σωλήνων μεταξύ των βαγονιών και μέσω σταθερών σωλήνων εντός των βαγονιών.

Το πρόβλημα με αυτό το σύστημα θέρμανσης ήταν ο κίνδυνος για τους επιβάτες από διαρροή υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας ατμού στο εσωτερικό του βαγονιού και συνέβησαν κάποια ατυχήματα τέτοιας φύσεως τα οποία και οδήγησαν για άλλη μία φορά στην αλλαγή του τρόπου θέρμανσης των επιβατών. Το 1903 στο Σικάγο ο επιχειρηματίας Egbert Gold εισήγαγε το σύστημα θέρμανσης με χαμηλής πίεσης κεκορεσμένο ατμό.

Το σύστημα αυτό διακρινόταν τόσο για την ασφάλειά του όσο και για την απόδοσή του και εξαπλώθηκε ραγδαία παγκοσμίως στον σιδηρόδρομο.

Μετά το τέλος της εποχής του ατμού η εταιρεία του Gold γνωστή ως “Vapor Car Heating Company” σχεδίασε και κατασκεύασε έναν υδραυλωτό λέβητα περιορισμένου μεγέθους και συμπαγή ούτως ώστε να μπορεί να τοποθετηθεί στο πίσω μέρος του μηχανοστασίου μιας σιδηροδρομικής πετρελαιομηχανής.

Ο λέβητας αυτός έγινε γνωστός ως “Vapor-Clarkson steam generator” και διατηρήθηκε για πολλά χρόνια .

4.2 Κατάταξη συστημάτων θέρμανσης βαγονιών

1) Ατμογεννήτριες με καυστήρα πετρελαίου:

Χρησιμοποιούσαν ως καύσιμο πετρέλαιο diesel. Αποτελούνταν από μια αυτοματοποιημένη μονάδα η οποία περιείχε έναν σπειροειδή εναλλάκτη με μεγάλο μήκος. Μέσα από τον εναλλάκτη διερχόταν το νερό. Οι σπείρες περιβάλλονταν από την φλόγα αλλά και τα καυσαέρια του καυστήρα. Στην έξοδο του σπειροειδή σωλήνα έβγαινε κεκορεσμένος ατμός.

(Clayton industries, 2002)

Χαρακτηριστικό ήταν ότι δεν υπήρχε κάποια αποθήκη / θερμοδοχείο για τον παραγόμενο ατμό και έτσι η ισχύς του καυστήρα έπρεπε να αυξομειώνεται ανάλογα με το ζητούμενο θερμικό φορτίο. Στην εγκατάσταση επίσης υπήρχε και ένας διαχωριστής ατμού ο οποίος απομάκρυνε την υγρασία από τον ατμό πριν αυτός οδηγηθεί στα βαγόνια. Επίσης υπήρχε και μια βαλβίδα εκτόνωσης η οποία χρησιμοποιούνταν για την εξώθιση στερεών υπολλειμάτων, ακαθαρσιών καθώς και λάσπης από το εσωτερικό του διαχωριστή.

Αυτή η βαλβίδα ήταν άκρως απαραίτητο εξάρτημα διότι χωρίς αυτήν όλες αυτές οι επικαθήσεις, με την πάροδο του χρόνου καλύπτουν όλο και μεγαλύτερη επιφάνεια του εναλλάκτη με αποτέλεσμα να τον μονώνουν θερμικά και άρα να μειώνουν την απόδοσή του.

Με αυτή τη διάταξη περιοριζόταν σημαντικά η εναπόθεση ασβεστόλιθου, ο οποίος παραγόταν από τον βρασμό σκληρού νερού.



Εικόνα 4.1 τυπική ατμογεννήτρια τρένου (Spock, 2017)

Οι ατμογεννήτριες μπορούσαν είτε να είναι ενσωματωμένες στο σώμα της κινητήριας μηχανής, στο μπροστινό συνήθως μέρος, είτε τοποθετημένες σε ειδικά βαγόνια τα οποία έλκονταν μαζί με τον υπόλοιπο συρμό. Τα τελευταία ονομάζονταν θερμοβάγωνα.

2) Ηλεκτρικές ατμογεννήτριες:

Η κατασκευή τους είναι πολύ πιο απλή από τις ατμογεννήτριες με καύσιμο διότι δεν περιέχουν εναλλάκτη. Αυτό τις απαλλάσσει από τα προβλήματα συντήρησης και επικαθήσεων αυτού, μειώνοντας έτσι το κόστος συντήρησης.

Αποτελούνται συνήθως από ηλεκτρικές αντιστάσεις εμβαπτιζόμενες στο νερό του λέβητα.

3) Ηλεκτρικά συστήματα θέρμανσης επιβατικών βαγονιών:

Στην σημερινή εποχή στην πληθώρα των περιπτώσεων χρησιμοποιούνται πλέον ηλεκτρικές αντλίες θερμότητας οι οποίες παρέχουν πέρα από θέρμανση τον χειμώνα , και κλιματισμό αλλά και ψύξη κατά τους θερινούς μήνες. Επιπλέον σε κάποιες περιπτώσεις σε κάποια βαγόνια έχουν διατηρηθεί τα σώματα ατμού , λόγω του ότι μπορεί να χρησιμοποιείται παλαιά μηχανή με ατμογεννήτρια.

(Johnson, 2006)

Οι αντλίες αυτές τροφοδοτούνται συνήθως από ένα πετρελαιοκίνητο ηλεκτροπαραγωγό ζεύγος, ξεχωριστό από την κινητήρια μηχανή στις περισσότερες περιπτώσεις , αν και σε μερικές περιπτώσεις ντηζελο-ηλεκτρικών μηχανών η κύρια γεννητρια μπορεί να τροφοδοτεί το επιπλέον αυτό ηλεκτρικό φορτίο.

(Northwest Rail, retrieved 2011)

Οι αντλίες θερμότητας είναι διατάξεις που μεταφέρουν θερμότητα από μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας σε μια δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας, δαπανώντας μηχανικό έργο για αυτήν τη μεταφορά.

5) ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΑΠΟΡΡΙΠΤΟΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL

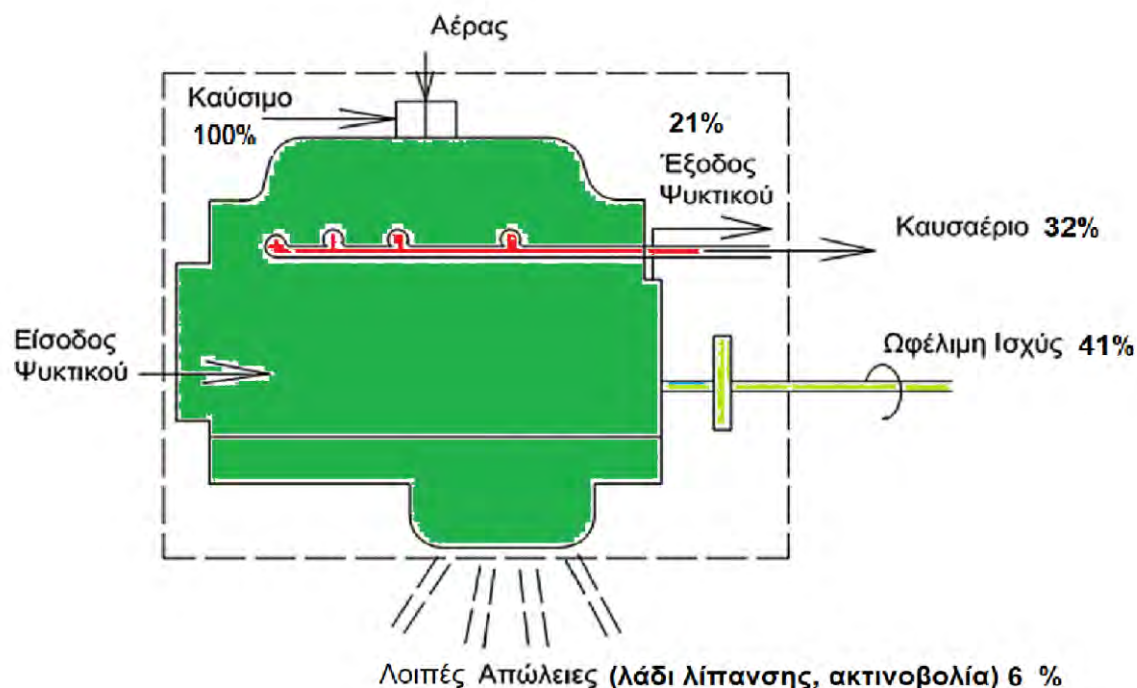
5.1 Ενεργειακός ισολογισμός κινητήρα diesel

Ο ενεργειακός ισολογισμός κινητήρα αποτελεί την διαδικασία μέσω της οποίας προσδιορίζεται η «κατανομή» της θερμικής ενέργειας που παράγεται από την καύση του καυσίμου στον κινητήρα. Ένα μέρος της ενέργειας μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια στον άξονα της μηχανής, ενώ η υπόλοιπη αποτελεί απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον μέσω της θερμότητας που παραλαμβάνει το ψυκτικό υγρό από τα χιτώνια και την κεφαλή των κυλίνδρων και την αποδίδει στο ψυγείο, μέσω της θερμότητας που παραλαμβάνει το λάδι λιπάνσεως του κινητήρα καθώς και την θερμότητα που μεταφέρουν τα καυσαέρια του κινητήρα αλλά και την χαμένη χημική ενέργεια από άκαυστο ή μερικώς άκαυστο καύσιμο. Ένα μικρό μέρος της παραγόμενης θερμότητας αποβάλλεται με ακτινοβολία από τις θερμές επιφάνειες του κινητήρα.

(Χατζηαποστόλου, 2015)

Οι σύγχρονες τεχνολογίες μηχανών diesel όπως η υψηλής πίεσης έγχυση καυσίμου με ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες (γνωστή ως common rail) και η επιπλέον δυνατή αύξηση του λόγου συμπίεσης, έχουν μετατοπίσει πλέον το βαθμό απόδοσης σε υψηλά νούμερα της τάξης του 50% κυρίως σε μεγάλους μεσόστροφους και αργόστροφους κινητήρες.

Ως εκ τούτου το αποβαλλόμενο στο περιβάλλον ποσό θερμότητας έχει μειωθεί, ωστόσο παραμένει ακόμα σημαντικό.



Εικόνα 5.1 Ενδεικτική απεικόνιση ενεργειακού ισολογισμού μηχανής diesel μεγάλης ισχύος (Χατζηαποστόλου, 2015), (Watson, 2017)

Τα τελευταία χρόνια, λόγω του παγκοσμίου ενεργειακού προβλήματος αλλά και της περιβαλλοντικής κρίσης γίνονται όλο και πιο έντονες προσπάθειες ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας από θερμικές διεργασίες και κυρίως από θερμικούς κινητήρες με σκοπό την μείωση της κατανάλωσης συμβατικών καυσίμων καθώς και των εκπομπών ρύπων. Σημαντικές προσπάθειες γίνονται και στον τομέα της χρήσης εναλλακτικών καυσίμων και συγκεκριμένα βιοκαυσίμων, στα οποία οι κινητήρες diesel είναι πιο δεκτικοί

Τα κύρια οφέλη της ανάκτησης θερμότητας είναι τα παρακάτω:

- 1) Μείωση της κατανάλωσης καυσίμου : Η ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας συμβάλει στην εξοικονόμηση καυσίμου λόγω του ότι δεν χρειάζεται η παράλληλη λειτουργία μιας άλλης διάταξης η οποία θα παρείχε την θερμότητα που ανακτάται .

- 2) Περιορισμός των εκπομπών ρύπων
- 3) Μείωση του φαινομένου του θερμοκηπίου : Λόγω της εξοικονόμησης ενέργειας μειώνονται και οι εκπομπές CO₂ που είναι το σημαντικότερο αέριο του θερμοκηπίου με αποτέλεσμα Τη συνεισφορά στον περιορισμό της υπερθέρμανσης του πλανήτη.

5.2 Πηγές ανάκτησης θερμότητας σε έναν κινητήρα

Σε έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης είναι ανακτήσιμες τόσο η θερμότητα που απάγει το ψυκτικό υγρό και το λάδι λιπάνσεως , όσο και η θερμότητα που αποβάλλεται με τα καυσαέρια σε μεγάλο ποσοστό . Συγκεκριμένα η θερμότητα που λαμβάνεται από τα καυσαέρια είναι «υψηλής ποιότητας» λόγω της πολύ υψηλότερης θερμοκρασίας στην περιοχή των 400 με 600 °C ενώ η θερμότητα που απάγεται από το λάδι και το ψυκτικό υγρό είναι «χαμηλής ποιότητας» λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας στην οποία βρίσκεται, της τάξεως των 80 με 100 °C.Επίσης μπορεί να ανακτηθεί και μέρος της θερμότητας που αποβάλλεται στο ψυγείο του υπερσυμπιεστή του κινητήρα (intercooler).

(Pradhan, 2015)

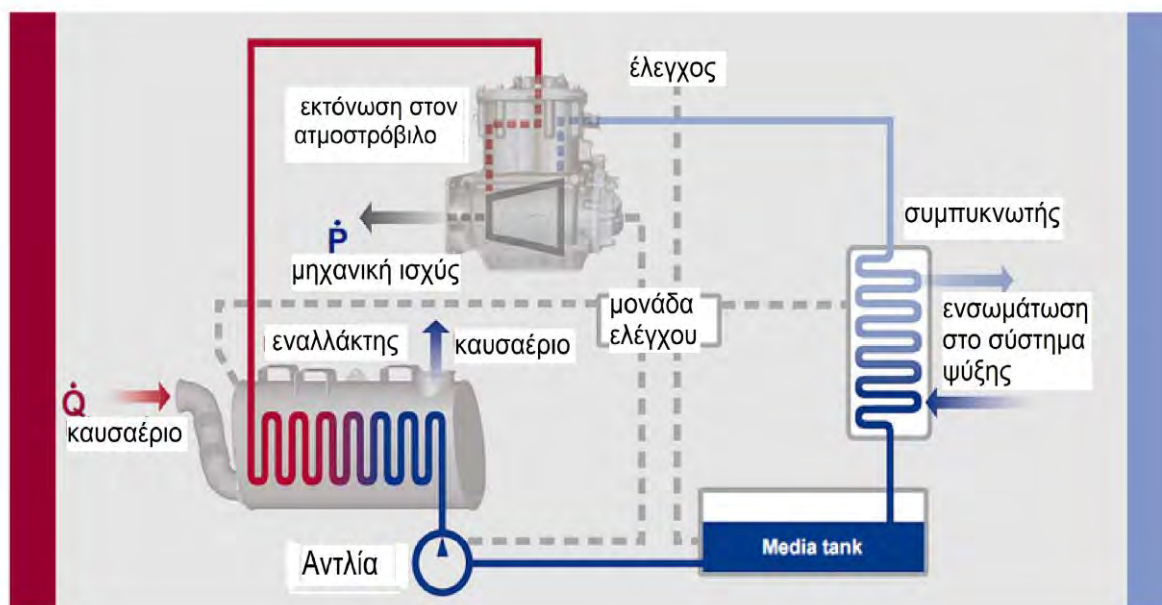
Οι διατάξεις που χρησιμοποιούνται για να επιτύχουμε εκμετάλλευση μεγάλου μέρους της απορριπτόμενης θερμότητας , καλούνται συστήματα ανάκτησης θερμότητας.

Τα οφέλη των συστημάτων αυτών σε μηχανές εσωτερικής καύσης είναι αρκετά μεγάλα αν αναλογιστεί κανείς ότι ακόμα και σήμερα το 50% της θερμικής ενέργειας που παράγεται από την καύση του καυσίμου απορρίπτεται ανεκμετάλλευτο στο περιβάλλον. Τα σημερινά συστήματα ανάκτησης θερμότητας έχουν αρκετά μεγάλη απόδοση.

Οι βασικές συσκευές που χρησιμοποιούνται στα συστήματα ανάκτησης θερμότητας είναι οι εναλλάκτες θερμότητας.

5.3 Τεχνικές ανάκτησης θερμότητας από καυσαέρια

- 1) Ανάκτηση θερμότητας μέσω του κύκλου Rankine: Χρησιμοποιεί θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας που είναι τα καυσαέρια του κινητήρα, τα οποία διέρχονται μέσα από έναν εναλλάκτη καυσαερίων για την παραγωγή υπέρθερμου ατμού, ο οποίος στην συνέχεια οδηγείται σε έναν ατμοστρόβιλο ώστε να παράξει ηλεκτρική ισχύ, είτε πιο σπάνια να παρέχει άμεσα την μηχανική ισχύ. Χαρακτηριστικό παράδειγμα πρακτικής εφαρμογής της εν λόγω τεχνικής αποτελεί το "steamtrac" της γερμανικής εταιρείας Voithturbo που εφαρμόστηκε σε μια αυτοκινητάμαξα με δύο κινητήρες ισχύος 335 ίππων (250kW) έκαστος. Εφαρμόστηκε στην μία μηχανή μόνο. Τα αποτελέσματα των δοκιμών ήταν μια μείωση της κατανάλωσης καυσίμου από 4% έως και 12% ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα στις διάφορες συνθήκες οδήγησης. (Greencarcongress, 2011)



Εικόνα 5.3.1 Απεικόνιση του συστήματος steam trac
(Green car congress, 2011)

- 2) Ανάκτηση θερμότητας μέσω του οργανικού κύκλου Rankine:
Η διαφορά από τον απλό κύκλο Rankine έγκειται στο ότι το εργαζόμενο ρευστό ατμοποιείται σε θερμοκρασίες χαμηλότερες από αυτή του νερού με αποτέλεσμα να μπορούν να χρησιμοποιηθούν εκτός από το καυσαέριο, πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας όπως το ψυκτικό υγρό και το λάδι λιπάνσεως του κινητήρα. Συνήθως χρησιμοποιούνται ελαφρώς υπόψυκτα οργανικά ψυκτικά ρευστά.

(Κοσμάδακης, 2009)

Χαρακτηριστικό παράδειγμα αυτής της τεχνικής αποτελεί το σύστημα της Thermal Dynamics Rail το οποίο αποτελείται από έναν εναλλάκτη τοποθετημένο στην εξάτμιση της αμερικάνικης εμπορικής ντηζελο-ηλεκτρικής μηχανής DASH 9 ισχύος 4400 ίππων (3282 kW), ο οποίος μέσω της ανάκτησης ενός σημαντικού ποσού θερμότητας από τα καυσαέρια παράγει ηλεκτρική ισχύ μέσω ενός συστήματος ατμοστροβίλου – γεννήτριας του οποίου η απόδοση μετρήθηκε στο 30 με 32%. Η παραγόμενη από τον στρόβιλο ηλεκτρική ισχύς ανέρχεται στο μέγιστο φορτίο στα 300kW. Το κέρδος από την εξοικονόμηση καυσίμου που προσφέρει υπολογίστηκε στα 26.605 δολάρια / έτος

(office of research , development and technology Washigton, no date)

Η ισχύς αυτή μπορεί αναλόγως με τις ανάγκες να προστίθεται επιπλέον στην παραγόμενη από την γεννήτρια ισχύ ή να αντικαθιστά μέρος αυτής μειώνοντας το φορτίο του κινητήρα παρέχοντας έτσι μείωση εκπομπών ρύπων και εξοικονόμηση καυσίμου. Επίσης μπορεί να τροφοδοτεί όποιο άλλο ηλεκτρικό φορτίο έχει

Μηχανές αξιοποίησης του οργανικού κύκλου κατασκευάζονται ακόμα και για πολύ μικρή ισχύ (1 Kw), ενώ έχουν και χαμηλότερο κόστος κατασκευής αφού λειτουργούν συνήθως σε χαμηλότερες μέγιστες θερμοκρασίες και άρα οι απαιτήσεις των υλικών σε θερμική αντοχή καθώς και οι απαιτήσεις συντήρησης είναι μικρότερες.

(Κοσμαδάκης, 2009)

Μειονεκτήματα της τεχνικής αυτής έναντι του απλού κύκλου Rankine είναι η ελαφρώς μειωμένη θερμική απόδοση κατά 8% περίπου λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών λειτουργίας, και η δυσκολία βελτιστοποίησης της απόδοσης σε συνδυασμό με τις υπόλοιπες συσκευές μετεπεξεργασίας του καυσαερίου όπως είναι οι σιγαστήρες καθώς και η επιπλέον αντίθλιψη που δημιουργείται στον στρόβιλο του υπερτροφοδότη.

(Wang, 2011)

Οι 2 προαναφερθείσες τεχνικές αποτελούν έμμεσες τεχνικές ανάκτησης θερμότητας

- 3) Ανάκτηση θερμότητας για άμεση απευθείας χρήση της: Τα καυσαέρια περνούν μέσα από έναν εναλλάκτη καυσαερίων – νερού με σκοπό να το θερμάνουν , και να χρησιμοποιηθεί απευθείας σε κάποια χρήση που απαιτεί ζεστό νερό όπως για θέρμανση χώρων , ζεστό νερό χρήσης ή και προθέρμανση προσαγόμενου στην μηχανή καυσίμου προκειμένου να μειωθεί το ιξώδες και να σχηματίσει πιο εύκολα νέφος κατά τον ψεκασμό .

Πλεονέκτηματα είναι η απλότητα κατασκευής και η υψηλότερη αξιοπιστία ενός τέτοιου συστήματος λόγω του ότι δεν περιέχει κινούμενα μέρη όπως ο ατμοστρόβιλος, έναντι στα συστήματα με κύκλο Rankine, καθώς και τα χαμηλότερα κόστη συντήρησης. Μειονέκτημα αποτελεί κυρίως η δυνατότητα παροχής αποκλειστικά και μόνο θερμότητας και όχι μηχανικού έργου ή ηλεκτρικής ενέργειας και έτσι δεν μπορεί να παρέχει και ψυκτική ισχύ επίσης μέσω τροφοδότησης των αντλιών θερμότητας.

6) ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

6.1 Τι είναι ο εναλλάκτης :

Εναλλάκτες θερμότητας ονομάζονται οι συσκευές που χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά θερμικής ενέργειας μεταξύ 2 ρευστών, από το θερμότερο προς το ψυχρότερο ρευστό.

Βέβαια μπορεί και να χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ μιας στερεής επιφάνειας και ενός ρευστού ή μεταξύ στερεών σωματιδίων και ενός ρευστού. Χρησιμοποιούνται σε ποικίλες εφαρμογές μεταφοράς θερμότητας, και για κάθε εφαρμογή απαιτείται διαφορετική γεωμετρία.

6.2 Ταξινόμηση εναλλακτών θερμότητας

Η επιλογή του κατάλληλου εναλλάκτη θερμότητας για την εκάστοτε εφαρμογή γίνεται συναρτήσει παραγόντων όπως είναι η μορφή συναλλαγής θερμότητας, η διεύθυνση ροής των ρευστών καθώς και το είδος της κατασκευής – γεωμετρίας.
(Νίκας, 2010)

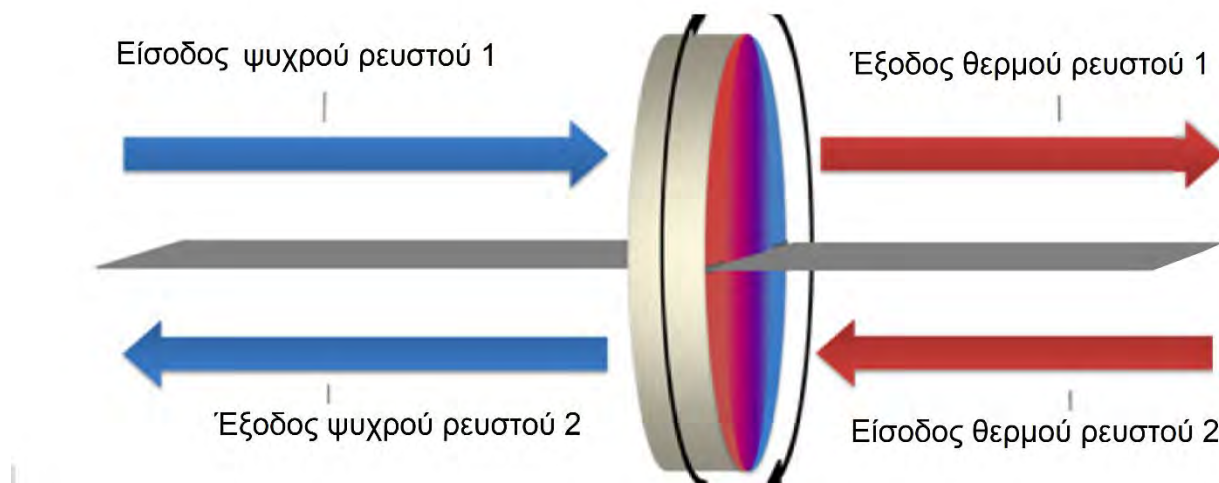
- 1) Μορφή συναλλαγής θερμότητας:** Με κριτήριο τον τρόπο συναλλαγής θερμότητας έχουμε τις εξείς κατηγορίες εναλλακτών

Α) Με άμεση επαφή: Η συναλλαγή θερμότητας πραγματοποιείται με άμεση επαφή του θερμού ρευστού με το ψυχρό ρευστό. Τυπικές εφαρμογές αποτελούν η ψύξη μεταλλικών φύλλων με τον καταιονισμό σταγόνων νερού ή και αερίου ρεύματος σε πρέσες ή και πύργους ψύξης. Στην τελευταία περίπτωση ο αέρας ψύχει το καταιονιζόμενο νερό.

Υπάρχει και ροή θερμότητας μέσω ακτινοβολίας αλλά επειδή είναι αμελητέα δεν λαμβάνεται υπόψη στους υπολογισμούς.

Β) Με αναγέννηση: Τέτοιοι εναλλάκτες που ονομάζονται και “αναγεννητές” αποτελούνται από έναν πυρήνα (ουσιαστικά κενό χώρο) στον οποίο εισέρχονται εναλλάξ το θερμό και το ψυχρό ρευστό. Ο θάλαμος αυτός λειτουργεί ως θερμοδοχείο δηλαδή αποθηκεύει θερμότητα την οποία αποδίδει περιοδικά το θερμό ρευστό και αντίστοιχα ψύχεται από το ψυχρό ρευστό το οποίο απορροφά αντίστοιχα περιοδικά τη θερμότητα.

Τυπικές εφαρμογές αναγεννητών αποτελούν οι θάλαμοι καύσης αεριοστροβίλων (αναθερμαντήρες) και επιπλέον είναι απαραίτητοι για την πραγματοποίηση του θερμοδυναμικού κύκλου των μηχανών stirling. Τα τελευταία χρόνια, χρησιμοποιούνται και οι θερμικοί τροχοί.

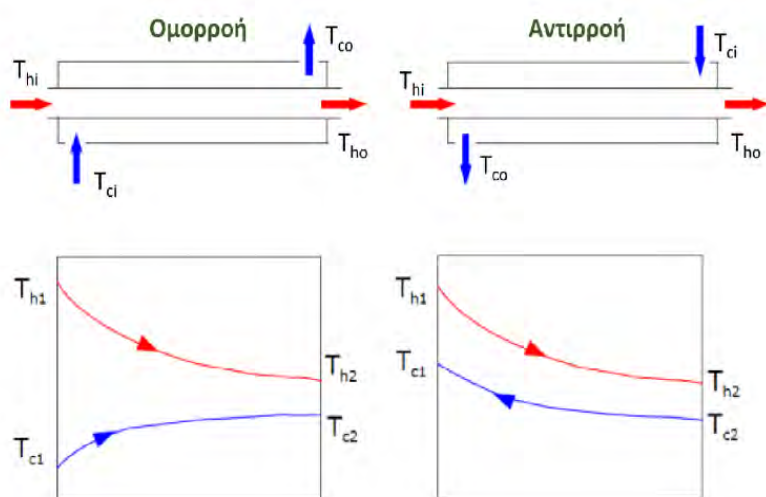


εικόνα 6.1 θερμικός τροχός(Ronquillo, nodate)

- 2) Διεύθυνση ροής:** Με κριτήριο τη διεύθυνση ροής των ρευστών έχουμε τις εξείς κατηγορίες εναλλακτών:

Α)Ομορροής : Σε αυτή την κατηγορία η ροή των 2 ρευστών είναι παράλληλη και με την ίδια φορά. Δηλαδή και τα 2 ρευστά εισέρχονται από τη μια πλευρά και εξέρχονται από την άλλη.

Β)Αντιρροής : Σε αυτή την κατηγορία η ροή των ρευστών είναι παράλληλη αλλά αντίθετης φοράς. Τα ρευστά εισέρχονται και εξέρχονται από αντίθετες πλευρές



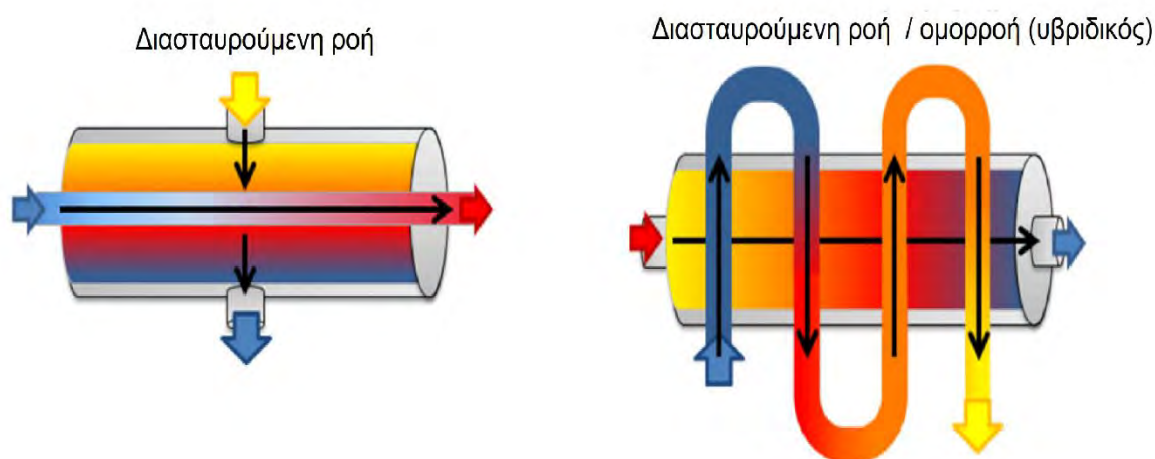
Εικόνα 6.2 Απεικόνιση ροών σε εναλλάκτες ομορροής και αντιρροής καθώς και των θερμοκρασιακών προφίλ τους(Μποντόζογλου, 2019)

Γ)Διασταυρούμενης ροής: Στην κατηγορία αυτή οι διευθύνσεις κίνησης των 2 ρευστών είναι συνήθως κάθετες. Εδώ έχουμε 2 υποκατηγορίες :

- 1) Μη αναμιγνυόμενου ρευστού : Τέτοιοι εναλλάκτες αποτελούνται από πτερύγια τα οποία αντιτίθενται στην κίνηση του ρευστού κατά τη διεύθυνση ψ ενώ αντίστοιχα επιτρέπουν την κίνηση μόνο κατά μήκος των διακένων μεταξύ των πτερυγίων κατά τη διεύθυνση χ .

Η κατασκευή των περυγίων είναι τέτοια ώστε να δημιουργούν τυρβώδη ροή με αποτέλεσμα υψηλότερους συντελεστές συναγωγής.

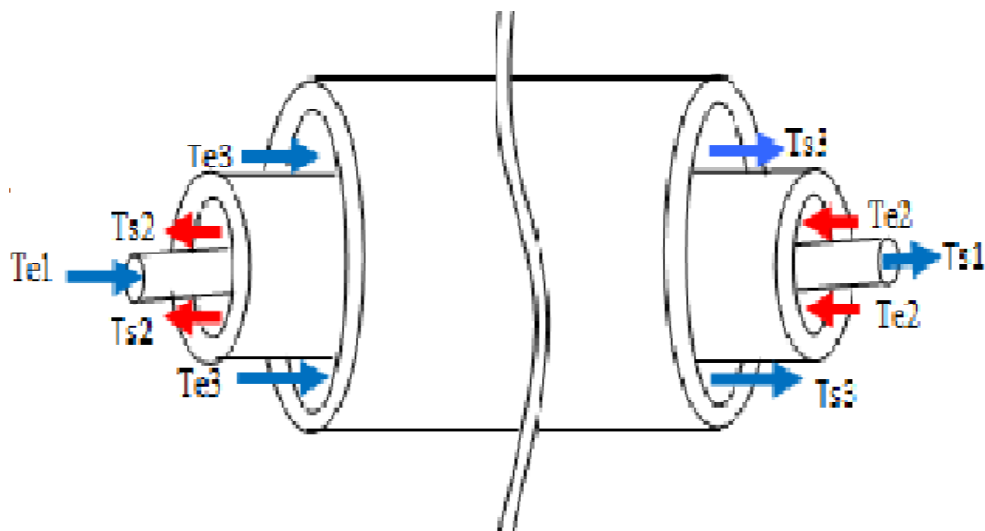
- 2) Αναμιγνύμενου ρευστού: Αυτοί οι εναλλάκτες δεν έχουν περύγια, ως εκ τούτου, το ρευστό μπορεί να αναμειγνύεται κατά τη διεύθυνση ψ . Το αποτέλεσμα είναι να διακυμαίνεται η θερμοκρασία κυρίως στην διεύθυνση της ροής χ .
- 3) Η απόδοση και τα θερμικά χαρακτηριστικά ενός τέτοιου εναλλάκτη επηρεάζονται σημαντικά από τη φύση ανάμειξης του ρευστού



Εικόνα 6.3 Απεικόνιση ροών σε εναλλάκτες διασταυρούμενης ροής(Rajput, 2019)

- 3) **Γεωμετρία:** Με κριτήριο την γεωμετρία και γενικά τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά έχουμε τις εξείς κατηγορίες εναλλακτών :

Α) Διπλού αγωγού ή ομόκεντρων σωλήνων: Αποτελούνται από 2 ομόκεντρους κυλινδρικούς σωλήνες με διαφορετική διάμετρο εντός των οποίων διέρχονται παράλληλα το ψυχρό και το θερμό ρευστό. Το ένα ρευστό κινείται εντός του ενός αγωγού και το άλλο στο δακτυλιοειδές διάκενο μεταξύ των αγωγών. Η κατασκευή τέτοιων εναλλακτών απαιτεί μεγάλες σε διαστάσεις συσκευές(Νίκας, 2010)



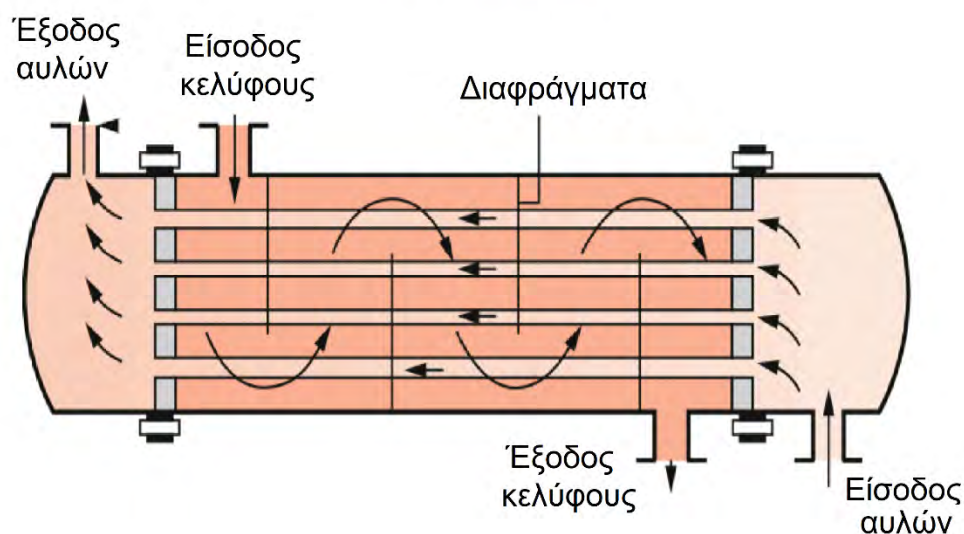
Εικόνα 6.4 Εναλλάκτης ομόκεντρων σωλήνων (Bourgiou, 2010)

Β) Τύπου κελύφους – αυλών : Τέτοιοι εναλλάκτες χρησιμοποιούνται συνήθως σε χημικές εφαρμογές όπως πχ σε διυλιστήρια. Συνήθως κατασκευάζονται όταν οι εφαρμογές απαιτούν αντοχή σε υψηλές πιέσεις (πάνω από τριάντα bar) και υψηλές θερμοκρασίες (πάνω από 260°C). Κατασκευαστικά αποτελούνται από δέσμη πολλών αυλών, στο εσωτερικό των οποίων κινείται το ένα ρευστό. Το άλλο ρευστό διέρχεται από γύρω από τη δέσμη των αυλών με κατεύθυνση την έξοδο του κελύφους μέσω διαφραγμάτων.

Τα διαφράγματα βοηθούν επιπλέον στην μεταφορά θερμότητας με συναγωγή αφού ουσιαστικά βοηθούν στην δημιουργία τυρβώδους ροής που αυξάνει τον συντελεστή συναγωγής.

Κύρια κατασκευαστικά στοιχεία αυτών των εναλλακτών είναι η αυλοφόρος πλάκα, το κέλυφος και οι ανακλαστήρες ροής (διαφράγματα).

Αυλών κελύφους



Εικόνα 6.5 Εναλλάκτης αυλών – κελύφους (Μποντόζογλου, 2019)

Γ) Τύπου πλακών : Τέτοιοι τύποι εναλλακτών χρησιμοποιούνται όταν έχουμε χαμηλές προς μέτριες πιέσεις. Αποτελούνται από πολλές υπερτιθέμενες μεταλλικές πλάκες, οι οποίες έχουν κυματοειδή επιφάνεια και είναι τοποθετημένες παράλληλα με διάκενο μεταξύ τους, ούτως ώστε να διέρχονται τα 2 ρευστά. Κάθε ρεύμα ψυχρού ρευστού πραγματοποιεί έμμεση επαφή με 2 ρεύματα θερμού και το αντίστροφο. Η απόδοση τέτοιων εναλλακτών είναι υψηλή.

Στην κατασκευή τους χρησιμοποιείται κυρίως ανοξείδωτος χάλυβας λόγω της αντοχής του σε υψηλές θερμοκρασίες αλλά και στη διάβρωση. Χαρακτηριστικό των πλακών είναι οι αυλακώσεις στην επιφάνειά τους η οι οποίες βοηθούν στην δημιουργία τυρβώδους ροής που αυξάνει το συντελεστή συναγωγιμότητας. Κατασκευάζονται συνήθως συγκολλητές.

Ένα άλλο χαρακτηριστικό των εναλλακτών αυτών είναι η μεγάλη αύξηση της απόδοσης με την προσθήκη περισσότερων πλακών (αύξηση επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας).

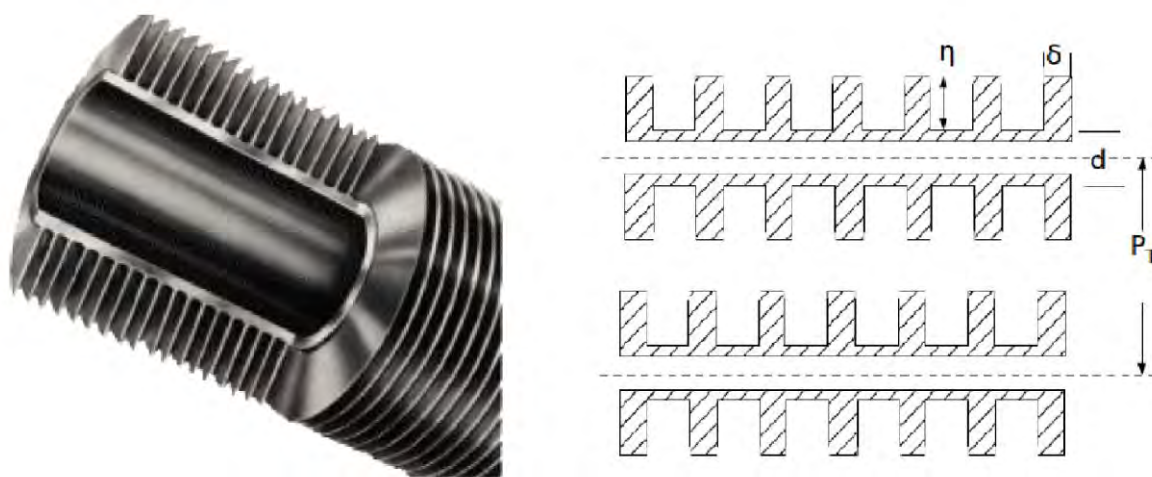
Σε σχέση με τους εναλλάκτες κελύφους – αυλών χρειάζονται μικρότερη επιφάνεια για το ίδιο θερμικό αποτέλεσμα. Επίσης είναι εύκολοι στην αποσυναρμολόγηση και τη συντήρηση.

Δ)Συμπαγείς: Χαρακτηρίζονται από μεγάλη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας σε σχέση με τον όγκο τους. Κατασκευαστικά αποτελούνται από μια σειρά αυλών με πτερυγώσεις, είτε από παράλληλα επίπεδα ελασμάτων τα οποία διαχωρίζονται μεταξύ τους από τις πτερυγώσεις. Τέτοιοι εναλλάκτες βρίσκουν εφαρμογή όταν το ένα ρευστό είναι αέριο και έχει μικρή τιμή θερμικής συναγωγιμότητας, οπότε πρέπει να αντισταθμιστεί από τη μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας που προσφέρουν, και επίσης όταν απαιτείται μικρός όγκος και βάρος.

Εναλλάκτες αυλών- πτερυγίων:

Κατατάσσονται στην κατηγορία των συμπαγών εναλλακτών. Ουσιαστικά αποτελούνται από δέσμη σωλήνων μέσω των οποίων ρέει το ένα ρευστό, οι οποίοι σωλήνες όμως έχουν πτερυγώσεις οι οποίες συμβάλλουν στην μεγάλη αύξηση της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας. Χρησιμοποιούνται τόσο σε αερόψυκτες εφαρμογές όσο και σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας από καυσαέρια. Ο λόγος είναι κυρίως ότι αντισταθμίζουν τον χαμηλό συντελεστή συναγωγής των αερίων με την μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και αυτό είναι το κύριο πλεονέκτημά τους έναντι των άλλων εναλλακτών. Το μειονέκτημα είναι το μεγαλύτερο κόστος κατασκευής τους.

(Μποντόζογλου, 2019)



Σχήμα 6.2: (α) Αυλός με κυκλικά πτερύγια. (β) Τομή συστοιχίας αυλών.

Εικόνα 6.6 Εναλλάκτης αυλών πτερυγίων(Μποντόζογλου 2019)

Το συνηθέστερο υλικό κατασκευής των σωλήνων των εναλλακτών αυτών είναι ο ανθρακούχος χάλυβας ή ο ανοξείδωτος χάλυβας. Τα πτερύγια είναι φυσικά κυκλικής διατομής και τα συνηθέστερα υλικά κατασκευής τους για μέγιστη θερμοκρασία μέχρι 400°C είναι τα κράματα αλουμινίου τα οποία έχουν υψηλή θερμική αγωγιμότητα σε σχέση με το κόστος τους. Το πάχος τους συνήθως μπορεί να φτάσει και τα 0,4 mm. Ένα θέμα το οποίο προκύπτει από τα διαφορετικά υλικά είναι η διαφορετική θερμική διαστολή (που στο αλουμίνιο είναι μεγαλύτερη, περίπου διπλάσια) με την αύξηση της θερμοκρασίας.

(Μποντόζογλου, 2019)

Σε περιπτώσεις όπου οι θερμοκρασίες λειτουργίας υπερβαίνουν τους 400°C χρησιμοποιούνται χαλύβδινα κράματα. Τα χαλύβδινα πτερύγια κατασκευάζονται περίπου 0,8 mm. Ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας των χαλύβων είναι περίπου $k = 45 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Για τους αυλούς χρησιμοποιείται επίσης χάλυβας λόγω του χαμηλού κόστους και της θερμικής αντοχής του.

Εάν δε το περιβάλλον επιπροσθέτως των υψηλών θερμοκρασιών περιέχει και διαβρωτικές ουσίες όπως στις περιπτώσεις των εναλλακτών συμπίκνωσης καυσαερίων, τότε τόσο οι σωλήνες όσο και τα πτερύγια κατασκευάζονται από υλικά με αντοχή στην οξείδωση και τη διάβρωση όπως ο ανοξείδωτος χάλυβας συγκεκριμένα AISI 316 με συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας περίπου $k = 16,3 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$.

6.3 Θερμική ανάλυση εναλλακτών θερμότητας

Η θερμική ανάλυση είναι απαραίτητη προκειμένου να προχωρήσουμε στον σχεδιασμό ενός εναλλάκτη.

Ο σχεδιασμός περιλαμβάνει τους υπολογισμούς των θερμικών φορτίων, των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου των 2 ρευστών και επιπλέον την πτώση πίεσης κατά τη διέλευση αυτών μέσα από τον εναλλάκτη. Όλα αυτά υπολογίζονται λαμβάνοντας υπόψη τα γεωμετρικά και κατασκευαστικά στοιχεία του εναλλάκτη.

Η βασικότερη παράμετρος σχεδίασης ενός εναλλάκτη θερμότητας αποτελεί ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U .

Για έναν τυπικό εναλλάκτη με ομοαξονικούς αγωγούς η συνολική θερμική αντίσταση αποτελείται από το άθροισμα των 2 αντιστάσεων συναγωγής των 2 ρευστών (R_i , R_o) και του συντελεστή θερμικής αντίστασης του τοιχώματος του σωλήνα (R_w)

$$R_{ολ} = R_i + R_w + R_o = 1/(h_i \cdot A_i) + (\ln(r_2/r_1))/(2 \cdot \pi \cdot k \cdot L) + 1/(h_o \cdot A_o)$$

Συντελεστής ρυπαρότητας :

Κατά την διάρκεια λειτουργίας των εναλλακτών υπάρχει μεταβολή της συνολικής θερμικής αντίστασης με την πάροδο του χρόνου με αποτέλεσμα την μείωση της θερμικής απόδοσής τους.

Ο λόγος για τον οποίο συμβαίνει αυτό είναι η εναπόθεση των επικαθήσεων στις μεταλλικές επιφάνειες των αγωγών / σωληνώσεων τους ή και πτερυγίων οι οποίες προέρχονται από ρυπογόνες ουσίες που εμπεριέχονται στα ρευστά που διέρχονται μέσω αυτών ή και από χημικές αντιδράσεις εντός αυτών.

(Νίκας , 2010)

Επιπλέον οι επικαθήσεις αυτές μειώνουν σταδιακά την διατομή των σωληνώσεων ή αντίστοιχα το διάκενο των πτερυγίων.

Συνεπώς στον υπολογισμό του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας , πρέπει να συμπεριλάβουμε και μια επιπρόσθετη θερμική αντίσταση η οποία θα αφορά όλες τις πιθανές επικαθήσεις κατά την διάρκεια ζωής του εναλλάκτη.

Η πρόσθετη αυτή αντίσταση καλείται συντελεστής ρυπαρότητας (foulingfactor) , την συμβολίζουμε με R_f , είναι κυρίως συνάρτηση δε του χρόνου λειτουργίας του εναλλάκτη, των θερμοκρασιών και της ρευστότητας (ιξώδους) των 2 ρευστών καθώς και της ταχύτητας ροής τους. Επίσης ένας ακόμα παράγοντας που παίζει ρόλο είναι και η συντήρηση του εναλλάκτη.

$$R_f = (R_f/A)_i + (R_f/A)_o$$

Οι δείκτες ίκαι οαφορούν την εσωτερική και εξωτερική αντίστοιχα επιφάνεια.

Ως εκ τούτου η συνολική θερμική αντίσταση ορίζεται ως:

$$R_{ολ} = R_i + R_w + R_o + R_f =$$

$$= 1/(h_i \cdot A_i) + (\ln(r_2/r_1))/(2 \cdot \pi \cdot k \cdot L) + 1/(h_o \cdot A_o) + (R_f/A)_i + (R_f/A)_o$$

Βρέθηκε ότι ο συντελεστής ρυπαρότητας του καυσαερίου diesel και του νερού είναι αντίστοιχα :

$$R_{fo} = 0,001763 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$R_{fi} = 0,00018 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Δύο βασικές μέθοδοι θερμικής ανάλυσης υπάρχουν :

- 1) Η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (LMTD):
χρησιμοποιείται όταν είναι γνωστές οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου και των 2 ρευστών.
Οι 2 κύριοι όροι είναι οι ΔT_i η οποία είναι η διαφορά θερμοκρασίας των ρευστών στην είσοδο του εναλλάκτη και ΔT_o η διαφορά θερμοκρασίας των ρευστών στην έξοδο του εναλλάκτη. Η μέση λογαριθμική διαφορά χρησιμοποιείται διότι δεν υπάρχει σταθερή θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των ρευστών κατά την πορεία τους στον εναλλάκτη , καθώς το θερμό ρευστό ψύχεται και το ψυχρό ρευστό θερμαίνεται.

Η προσέγγιση αυτή εφαρμόζεται υπό τον όρο ότι ισχύουν 2 κύριες παραδοχές οι οποίες είναι :

α) Η ειδική θερμοχωρητικότητα των 2 ρευστών συναρτήσει της θερμοκρασίας

β) Οι συντελεστές συναγωγής των 2 ρευστών παραμένουν σταθεροί σε όλο το μήκος του εναλλάκτη

Ορίζεται ως :

$$\Delta T_{\ell m} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (6.3.1)$$

Η συνολική συναλλασόμενη θερμότητα εντός ενός εναλλάκτη ισούται με :

$$Q = U * A * \Delta T_{\ell m} \quad (6.3.2) \quad \text{όπου:}$$

U : ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας

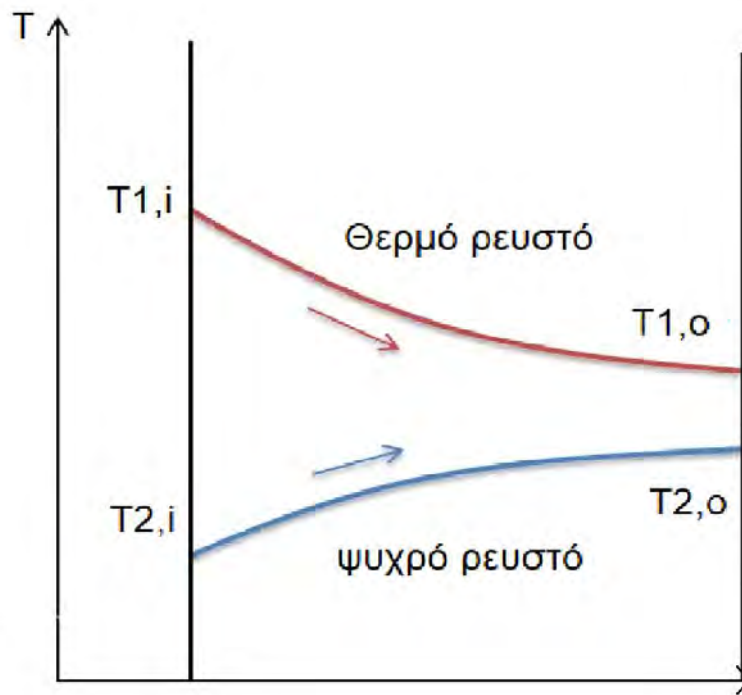
και

A : Η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας

Για να είναι κατανοητό ποιες είναι οι θερμοκρασίες, για εναλλάκτη ομορροής ισχύει ότι :

$$\Delta T_1 \equiv T_{1,i} - T_{2,i}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{1,o} - T_{2,o} \quad (6.3.3), (6.3.4)$$



Εικόνα 6.3.1 Διάγραμμα θερμοκρασιών σε εναλλάκτη ομορροής
(Bergman, 2011)

2) Η μέθοδος αποτελεσματικότητας – αριθμού μονάδων μεταφοράς (NTU):

Στην περίπτωση που είναι γνωστές μόνο οι θερμοκρασίες εισόδου των ρευστών στον εναλλάκτη, όπως κατά το στάδιο σχεδιασμού ενός εναλλάκτη, η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφορά επαναλαμβάνεται πολλές φορές (trial and error). Το πρόβλημα μπορεί να απλοποιηθεί χρησιμοποιώντας μια άλλη μέθοδο, την μέθοδο αποτελεσματικότητας – αριθμού μονάδων μεταφοράς (NTU). (Νίκας, 2010)

Ο λόγος της πραγματικής επιτεύξιμης θερμορροής προς την μέγιστη θεωρητικά δυνατή θερμορροή ονομάζεται αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη

(6.3.1)

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}}$$

Η μέγιστη θεωρητικά δυνατή θερμορροή υπολογίζεται από τη σχέση

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{W}_{\min} (T_{1,i} - T_{2,i})$$

(6.3.2)

Όπου $\dot{W}_{\min} = m \cdot c_p$ (η μικρότερη θερμοχωρητική παροχή)

Η μέγιστη επιτεύξιμη θερμορροή επιτυγχάνεται με εναλλάκτη απείρου μήκους. Στον εναλλάκτη αυτόν, στο ρευστό που έχει την μικρότερη θερμοχωρητική παροχή, εμφανίζεται αντίστοιχα η μέγιστη δυνατή θερμοκρασιακή σύμφωνα με την αρχή διατήρησης της ενέργειας, η οποία ισούται με $T_{1i} - T_{2i}$

Άρα συναρτήσει των προηγούμενων σχέσεων η αποδοτικότητα μπορεί να αναγραφεί αναλυτικότερα ως :

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_1 (T_{1,i} - T_{1,o})}{\dot{W}_{\min} (T_{1,i} - T_{2,i})} \quad (6.3.3)$$

ή εναλλακτικά ως :

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_2 (T_{2,o} - T_{2,i})}{\dot{W}_{\min} (T_{1,i} - T_{2,i})} \quad (6.3.4)$$

Η αποτελεσματικότητα ενός εναλλάκτη είναι φυσικά αριθμός μικρότερος της μονάδας. Αν η αποτελεσματικότητα καθώς και οι θερμοκρασίες εισόδου των 2 ρευστών είναι γνωστά δεδομένα, τότε μπορεί να υπολογιστεί η πραγματική θερμορροή στον εναλλάκτη με την εξίσωση :

(Νίκας, 2010)

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{W}_{\min} (T_{1,i} - T_{2,i}) \quad (6.3.5)$$

Ο αριθμός μονάδων μεταφοράς αποτελεί μια αδιάστατη παράμετρο η οποία υπολογίζεται από τον τύπο :

$$NTU \equiv \frac{kA}{\dot{W}_{\min}}$$

(6.3.6)

6.4 Αργές σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας :

Ο σχεδιασμός ενός εναλλάκτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό των θερμικών φορτίων των 2 ρευστών, των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου κάθε ρευστού καθώς και της πτώσης πίεσης κατά τη διέλευση των ρευστών από τον εναλλάκτη.

(Μποντόζογλου, 2019)

Στον σχεδιασμό έχουμε 2 είδους εργασίες:

- 1) Την αξιολόγηση ενός υπάρχοντος εναλλάκτη όπου ουσιαστικά υπολογίζουμε τις θερμοκρασίες εισόδου – εξόδου των 2 ρευστών. Παράδειγμα αποτελεί η ανάλυση ενός εναλλάκτη στον οποίο π.χ. μεταβάλλεται η θερμοκρασία εισόδου ή η παροχή του ενός ρευστού.
- 2) Την διαστασιολόγηση ενός εναλλάκτη στην οποία έχουμε σαν δεδομένο το απαιτούμενο θερμικό καθήκον και αναζητούμε τη βέλτιστη κατασκευή που θα το επιτύχει. Στην περίπτωση αυτή υπάρχουν πληθώρα λύσεων όσων αφορά π.χ. την διατομή των σωληνώσεων ή την διάταξή τους εντός του εναλλάκτη.

Ουσιαστικά πρόκειται για μια επαναληπτική διαδικασία (trialanderror) χρησιμοποιώντας εμπειρικές χονδρικές πληροφορίες.

Η διαδικασία της βέλτιστης επιλογής εναλλάκτη αποτελείται από τα παρακάτω στάδια:

- 1) Ο καθορισμός των προδιαγραφών όπου με τον ενεργειακό ισολογισμό καθορίζονται η απαιτούμενη μεταφερόμενη θερμική ισχύς μεταξύ των ρευστών , θερμοκρασίες κλπ
- 2) Προκαταρκτική διαστασιολόγηση όπου χρησιμοποιούνται εμπειρικές τιμές από πίνακες για τον συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με σκοπό τον προσδιορισμό της συνολικής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας.
- 3) Καθορισμός τύπου εναλλάκτη και διαστάσεων όπου λαμβάνοντας υπόψη θερμοδυναμικές και ρευστομηχανικές ιδιότητες των ρευστών, επιλέγεται ο φθηνότερος εναλλάκτης που μπορεί να εκτελέσει την εργασία.
- 4) Λεπτομερής θερμικός και ρευστοδυναμικός υπολογισμός του εναλλάκτη όπου υπολογίζονται συντελεστές συναγωγής των ρευστών και πτώσεις πίεσης και για τα 2 ρευστά με βάση τον τύπο που επιλέχθηκε στο προηγούμενο στάδιο.
- 5) Αξιολόγηση και στην συνέχεια διόρθωση του σχεδιασμού αν απαιτείται , όπου επανυπολογίζουμε την συνολική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας , επαναξιολογούμε τις επιλογές του 3^{ου} σταδίου και επαναλαμβάνουμε το 4^ο στάδιο.

(Μποντόζογλου, 2019)

1) **ΜΕΛΕΤΕΣ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ : ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ
ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΣΙΔΗΡΟΔΡΟΜΙΚΗΣ
ΜΗΧΑΝΗΣ DIESEL**

Στο τέλος της παρούσας εργασίας θα ασχοληθούμε με την μελέτη και σχεδιασμό 2 εναλλακτών θερμότητας καυσαερίων – νερού , με σκοπό την εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων του πετρελαιοκινητήρα για την πρόσθετη συνεισφορά στη θέρμανση των επιβατικών βαγονιών μιας αμαξοστοιχίας. Σκοπός είναι η ανακτούμενη θερμική ισχύς από τα καυσαέρια του κινητήρα να χρησιμοποιηθεί είτε για την υποβοήθηση των αντλιών θερμότητας(σε περίπτωση που χρησιμοποιούν νερό) μέσω της επιπρόσθετης θερμότητας, αυξάνοντας παράλληλα το βαθμό απόδοσής τους λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του παρεχόμενου νερού , είτε παρέχοντας απευθείας το νερό στα προηγούμενα συστήματα θέρμανσης που έχουν διατηρηθεί σε ορισμένα βαγόνια με κάποιες τροποποιήσεις. Ο λόγος που έχουν διατηρηθεί κάποια συστήματα είναι ότι σε μερικές περιπτώσεις τα βαγόνια μπορεί να έλκονται από παλαιές μηχανές οι οποίες έχουν ατμογεννήτρια , οπότε δεν μπορούν να παρέχουν θερμότητα με άλλον τρόπο. Ο πρώτος εναλλάκτης δεν θα επιτρέπει υγροποιήσεις καυσαερίου , ενώ ο δεύτερος σχεδιάζεται να αντέχει στις υγροποιήσεις. Αρχικά, η σιδηροδρομική μηχανή για την οποία θα εκπονηθεί η μελέτη είναι η αμερικάνικη DASH 9 της GENERAL ELECTRIC που χρησιμοποιείται κυρίως σε βαριές εμπορικές αμαξοστοιχίες. Ο κινητήρας της είναι ο GE 7FDL16.



Εικόνα 7.1 Η ντίζελο-ηλεκτρική μηχανή DASH 9 της generalelectric(morven ,2007)

Τα τεχνικά του χαρακτηριστικά είναι :

- 1) Μέγιστη Ισχύς : 4400hp (3282,4 kW)
- 2) Στροφές λειτουργίας στη μέγιστη ισχύ : 1050 RPM
- 3) Αριθμός κυλίνδρων : 16 σε διάταξη V
- 4) Όγκος ενός κυλίνδρου : 10,95 liters

(Chen, 2003)

Η μετάδοση της ισχύος στους τροχούς είναι ηλεκτρική μέσω μιας γεννήτριας εναλλασσόμενου ρεύματος. Ο ίδιος όμως κινητήρας χρησιμοποιείται με μία μικρή μείωση της μέγιστης ισχύος στους 4250 ίππους και στην μηχανή P42 DC που έλκει επιβατικές αμαξοστοιχίες.



Εικόνα 7.2 Η μηχανή P42DC (Homer, 2001)

7.1 Αρχικά δεδομένα καυσαερίου

Τα διαθέσιμα στοιχεία που έχουμε αφορούν την μεριά των καυσαερίων και συγκεκριμένα είναι η μαζική παροχή των καυσαερίων καθώς και η θερμοκρασία τους πριν αλλά και μετά τον υπετροφοδότη της μηχανής για κάθε ένα από τα 8 φορτία λειτουργίας της μηχανής.

Ως φορτία λειτουργίας, ορίζονται οι προκαθορισμένες θέσεις ισχύος λειτουργίας του ηλεκτροπαραγωγού ζεύγους κάθε μία από τις οποίες χαρακτηρίζεται από συγκεκριμένες στροφές και ισχύ του πετρελαιοκινητήρα – γεννήτριας ανεξαρτήτου ταχύτητας κινήσεως της μηχανής.

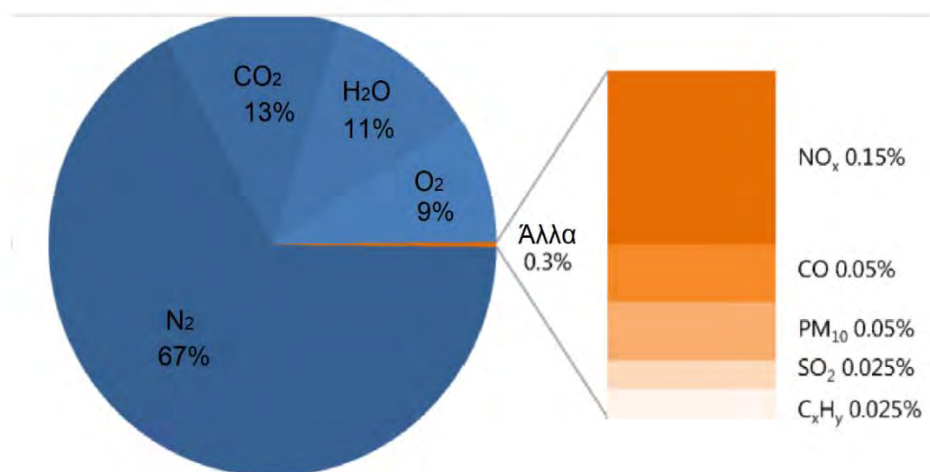
Εξαιρούνται οι περιπτώσεις όπου από τα ηλεκτρονικά συστήματα ανιχνεύεται ολίσθηση των τροχών, οπότε και μειώνεται αναλόγως και η ισχύς έως ότου σταματήσει η ολίσθηση.

Φορτία λειτουργίας μηχανής	Μαζική παροχή καυσαερίων (Kg/s)	Θερμοκρασία καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγή (°C)	Θερμοκρασία καυσαερίων μετά τον υπερτροφοδότη (°C)
1	0,585	261	182
2	0,82	359	271
3	1,72	508	384
4	2,5	513	393
5	3,84	509	389
6	4,77	511	374
7	5,49	537	377
8	6,85	609	409

Εικόνα 7.1.1 μαζικές παροχές και θερμοκρασίες καυσαερίων της νηξελομηχανής 7FDL16

(Filippone, 2020)

Επίσης η σύνθεση του καυσαερίου diesel είναι απαραίτητη για τον προσδιορισμό των φυσικών ιδιοτήτων του, που είναι απαραίτητες για τους υπολογισμούς που θα ακολουθήσουν.



Εικόνα 7.1.2 σύνθεση του καυσαερίου diesel τυπικής πετρελαιομηχανής

(Miller, 2013)

Θεωρούμε ότι τα καυσαέρια εξέρχονται μετά τον υπετροφοδότη σε πίεση 1,05 bar, και πάνω σε αυτήν θα βασιστούμε για τον προσδιορισμό των υπόλοιπων ιδιοτήτων.

Συγκεκριμένα είναι απαραίτητα τα παρακάτω στοιχεία για το καυσαέριο diesel:

(Perry, 1984)

- 1) Το όξινο σημείο δρόσου των καυσαερίων (acid dew point) , το οποίο ορίζεται ως η θερμοκρασία εκείνη, δεδομένης μιας συγκεκριμένης πίεσης , στην οποία υγροποιούνται τα όξινα αέρια που περιέχονται στο καυσαέριο. Εξαρτάται από την περιεκτικότητα του καυσαερίου σε όξινα αέρια.

Είναι μια πολύ σημαντική παράμετρος σχεδιασμού ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας , και αυτό διότι τα υγροποιημένα οξέα μπορούν να προκαλέσουν σημαντικές διαβρώσεις στα μέταλλα του συστήματος του εναλλάκτη / εξάτμισης.

Καθίσταται λοιπόν υψίστης σημασίας η θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο του πρώτου εναλλάκτη να είναι πάνω από το σημείο όξινου δρόσου.

Για την περίπτωση λοιπόν του εναλλάκτη χωρίς υγροποιήσεις και σε πίεση 1,05 bar έχουμε :

ADP = 136,45°C

Ο εναλλάκτης αυτός θα πρέπει, να μπορεί να κρατάει την θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου πάνω από τη θερμοκρασία δρόσου στο χαμηλότερο φορτίο λειτουργίας της μηχανής.

- 2) Η πυκνότητα των καυσαερίων
- 3) Η θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων υπό σταθερή πίεση
- 4) Το δυναμικό ιξώδες
- 5) Ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας των καυσαερίων

Οι παραπάνω ιδιότητες μεταβάλλονται με την θερμοκρασία, συνεπώς με χρήση online υπολογιστικού εργαλείου παρακάτω παρουσιάζεται ένας πίνακας με τις αντίστοιχες τιμές ανά θερμοκρασία:

Θερμοκρασία καυσαερίου (°C)	Πυκνότητα (Kg/m ³)	Ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση C _p (Kj/(Kg*°C))	Δυναμικό ιξώδες (Pa*s)	Θερμική αγωγιμότητα (W/(m*K))
410	0,525	1,148	0,0000311	0,052
400	0,533	1,146	0,0000308	0,051
390	0,541	1,144	0,0000304	0,05
380	0,549	1,142	0,0000301	0,05
370	0,558	1,139	0,0000297	0,049
360	0,566	1,137	0,0000294	0,048
350	0,576	1,135	0,000029	0,048
340	0,585	1,133	0,0000287	0,047
330	0,595	1,13	0,0000283	0,046
320	0,605	1,128	0,000028	0,046
310	0,615	1,126	0,0000276	0,045
300	0,626	1,123	0,0000273	0,044
290	0,637	1,121	0,0000269	0,043
280	0,648	1,118	0,0000266	0,043
270	0,66	1,116	0,0000261	0,042
260	0,673	1,113	0,0000258	0,041
250	0,686	1,111	0,0000254	0,041
240	0,699	1,108	0,0000251	0,04
230	0,713	1,105	0,0000247	0,039
220	0,727	1,103	0,0000244	0,038
210	0,742	1,1	0,000024	0,038
200	0,758	1,097	0,0000236	0,037
190	0,774	1,094	0,0000233	0,036
180	0,791	1,091	0,0000229	0,036
170	0,809	1,088	0,0000225	0,035
160	0,828	1,085	0,0000268	0,034
150	0,848	1,082	0,0000218	0,033
140	0,868	1,079	0,0000214	0,033
130	0,89	1,075	0,000021	0,032
120	0,912	1,071	0,0000207	0,031

Εικόνα 7.1.3 .Πίνακας φυσικών ιδιοτήτων καυσαερίου diesel συναρτήσει θερμοκρασίας

- 6) Επίσης η μέγιστη αποδεκτή πτώση πίεσης των καυσαερίων στον εναλλάκτη είναι :

$$\Delta P = 0,025 \text{ bar} = 2500 \text{ Pa} \text{ (Filippone, 2020)}$$

Τα αντίστοιχα χαρακτηριστικά από την πλευρά του νερού είναι τα εξής:

Θα γίνει η παραδοχή ότι το νερό αφήνει τον εναλλάκτη με θερμοκρασία με 70°C και επιστρέφει με 50°C όπως είναι στα περισσότερα συμβατικά συστήματα θέρμανσης κατοικιών. Άρα έχουμε σαν μέση θερμοκρασία νερού βάση της οποίας θα ληφθούν οι ιδιότητες του νερού .

$$T = (T_{in} + T_{out}) / 2 = (50 + 70) / 2 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- 1) Πυκνότητα νερού :

$$\rho = 983,1 \text{ kg/m}^3$$

- 2) Θερμοχωρητικότητα νερού:

$$C_p = 4,179 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

3) Δυναμικό ιξώδες νερού:

$$\mu = 46,6 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

4) Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας νερού

$$k = 0,651 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

Όσον αφορά τον περιορισμό των διαστάσεων του εναλλάκτη ελήφθησαν οι παρακάτω πληροφορίες κατά προσέγγιση βάση διαστάσεων κινητήρα και οπτική σύγκριση τους με τις διαστάσεις της εξάτμισης του κινητήρα σε φωτογραφία.

Πλάτος μηχανής	1,74m
Ύψος μηχανής μαζί με την εξάτμιση	2,98
Ύψος εξάτμισης εκτίμηση: 22,6% του συνολικού	0,673
Μήκος εξάτμισης εκτίμηση: 140% του ύψους	0,942
Πλάτος εξάτμισης εκτίμηση: 33% του συνολικού	0,31

Εικόνα 7.1.4 Ενδεικτικές διαστάσεις καμινάδας του κινητήρα



Εικόνα 7.1.5. Διαστάσεις εξάτμισης κινητήρα GE 7FDL16



(fristindo-tehnik.co.id, no date)

7.2 Περιγραφή διαδικασίας σχεδιασμού εναλλάκτη

Θεωρούμε ότι η ροή είναι σταυρωτή. Θεωρούμε ως L το μήκος των αυλών και το πλήθος N_t και N_a , όπου το N_t είναι το πλήθος που βρίσκεται κάθετα στην ροή των καυσαερίων και N_a το πλήθος που βρίσκεται παράλληλα αντίστοιχα. Η φαινομενική ταχύτητα του αέρα στην συνολική διατομή LW καλείται u_0 . Οι τιμές κυμαίνονται από 3 έως και 3,5 m/s.

(Μποντόζογλου, 2019)

Η μέγιστη ταχύτητα του καυσαερίου η οποία αντιστοιχεί στην ελάχιστη διατομή ροής του αέρα δια μέσω των αυλών υπολογίζεται από τον τύπο:

(7.1)

$$u_{\max} = \frac{\dot{m}/\rho}{S_{\min}}$$

Όπου

$\dot{m}$: η μαζική παροχή

ρ : η πυκνότητα

(7.2)

$$S_{\min} = N_T (P_T - d_o - 2 n_f \delta \eta) L$$

Όπου :

n_f : ο αριθμός πτερυγίων ανά μονάδα μήκους αυλού

P_t : το βήμα αυλών κατά μήκος

δ : το πάχος πτερυγίων

η : το ύψος πτερυγίων

d_o : η εξωτερική διάμετρος των σωλήνων

Σημαντικές γεωμετρικές παράμετροι απαραίτητες για να υπολογιστεί ο συντελεστής συναγωγής από την μεριά των καυσαερίων είναι η εξωτερική επιφάνεια των γυμνών αυλών A_0 , η ακάλυπτη από πτερύγια επιφάνεια των αυλών A_r , η επιφάνεια των πτερυγίων A_f , και το συνολικό εμβαδό αυλών και πτερυγίων

$$(7.3) A_\tau = A_r + A_f$$

Έχουμε τις εξείς σχέσεις :

$$(7.4), (7.5), (7.6)$$

$$A_o = (\pi d_o) L N_T N_a$$

$$A_r = (\pi d_o) L N_T N_a (1 - n_f \delta)$$

$$A_f = N_T N_a n_f L \left\{ \frac{\pi}{2} [(d_o + 2\eta)^2 - d_o^2] + \pi (d_o + 2\eta) \delta \right\}$$

Ο αριθμός Reynolds δίνεται από τη σχέση :

(7.7)

$$Re = (\rho u_{\max} d_o) / \mu$$

όπου μ : το δυναμικό ιξώδες

Μέσω της σχέσης του αριθμού Nusselt μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής συναγωγής:

(7.8)

$$Nu = \frac{hd_o}{k} = a Re^{0,633} \varepsilon^{-0,17} Pr^{1/3}$$

Όπου :

$$(7.9)\varepsilon = A_\tau / A_o$$

Ο συντελεστής a παίρνει τιμές $a = 0,201$ για ορθογώνια διάταξη αυλών και $a = 0,290$ για τριγωνική διάταξη

Η ροή θερμότητας από τοίχωμα του αυλού θερμοκρασίας T_w προς τον αέρα θερμοκρασίας T_a , υπολογίζεται :

(Μποντόζογλου, 2019)

(7.10)

$$Q = h(\Omega_f A_f + A_r)(T_w - T_a) = h_t A_t (T_w - T_a)$$

Όπου:

Ω_f = βαθμός απόδοσης πτερυγίου

h_t = τροποποιημένος συντελεστής που εξαρτάται από την συνολική επιφάνεια πτερυγίων και αυλών, υπολογίζεται δε από την παρακάτω σχέση :

(7.11)

$$h_t = h[1 - (1 - \Omega_f)(A_f/A_t)]$$

Για πτερύγιο ορθογωνικής διατομής το οποίο είναι κατασκευασμένο από υλικό με συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας k_f ο βαθμός απόδοσης υπολογίζεται ως εξής :

(7.12)

$$\Omega_f = \tanh(m\eta)/(m\eta)$$

Όπου

(7.13)

$$m = \sqrt{2h/(k_f\delta)}$$

Για τα πιο συχνά χρησιμοποιούμενα δισκοειδούς μορφής πτερύγια, χρησιμοποιούμε στην θέση του ύψους του πτερυγίου η παράμετρος η , ενώ ο βαθμός απόδοσης πτερυγίων υπολογίζεται ως εξής :

(Μποντόζογλου, 2019)

(7.14)

$$\eta_e = \left(\eta + \frac{\delta}{2} \right) \left(1 + 0,35 \ln \frac{d_o + 2\eta}{d_o} \right)$$

$$\Omega_f = \frac{\tanh(m\eta_e)}{m\eta_e} [1 - 0,058(m\eta_e)]$$

(7.15)

Η θερμορροή και εδώ εκφράζεται μέσω του γινομένου ενός συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, της συνολικής επιφάνειας αυλών – πτερυγίων και μιας ολικής θερμοκρασιακής διαφοράς, όπως αποτυπώνεται στην παρακάτω σχέση :

(7.16)

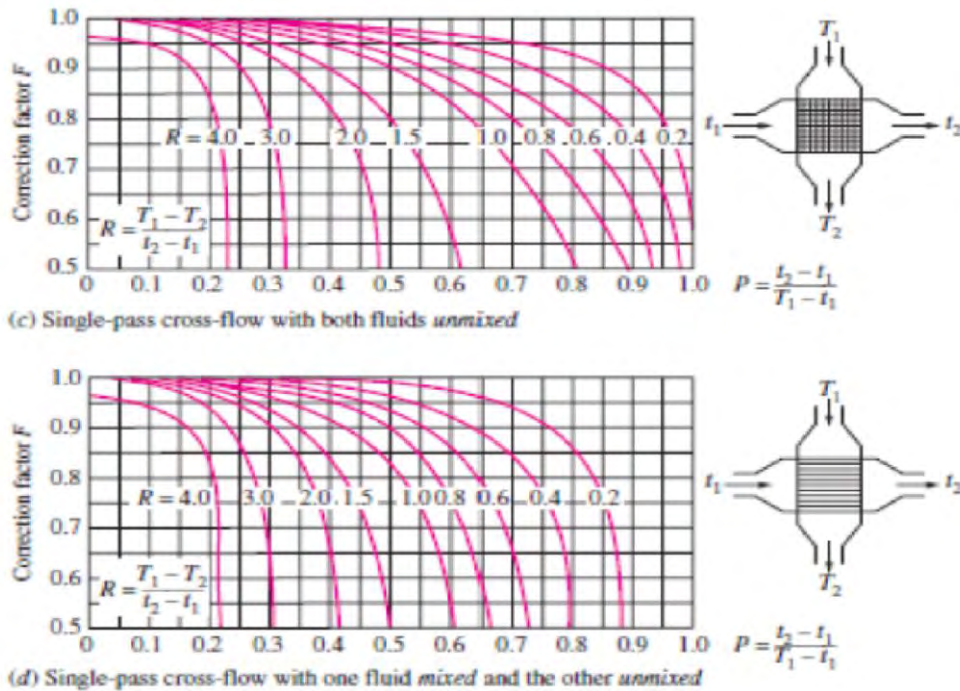
$$Q = U_t A_t \Delta T_{o\lambda}$$

Εισάγοντας και τις αντιστάσεις αποθέσεων (συντελεστές ρυπαρότητας) εσωτερικά και εξωτερικά, αντίστοιχα R_{fi} και R_{fo} , καθώς και τη θερμική αγωγιμότητα του υλικού του αυλού k_w με εσωτερική διάμετρο d_i και επιφάνειας A_i , η συνολική θερμική αντίσταση υπολογίζεται σύμφωνα με τη σχέση :

(7.17)

$$\frac{1}{U_t} = \left(\frac{A_t}{A_i} \right) \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) + \left(\frac{A_t}{A_o} \right) \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \left(\frac{1}{h_t} + R_{fo} \right)$$

Επίσης πρέπει να συμπεριληφθεί και ο συντελεστής διόρθωσης για αντιρροή με την βοήθεια των διαγραμμάτων :



Εικόνα 7.1 Ο συντελεστής διόρθωσης της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς για εναλλάκτες σταυρωτής ροής(Μποντόζογλου,2019)

Ο υπολογισμός της συνολικής πτώσης πίεσης του καυσαερίου δίνεται από τη σχέση :

(7.18)

$$\Delta P = 4f \left(\frac{\rho u_{\max}^2}{2} \right) N_a + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{u_0}{0,4} \right)^2$$

Ο πρώτος όρος της σχέσης αποτελεί την πτώση πίεσης κατά την διέλευση του καυσαερίου διαμέσου των αυλών , ενώ ο δεύτερος όρος την επιβράδυνση του αέρα από τις συνθήκες εξόδου μετά την τουρμπίνα του κινητήρα έως την φαινομενική ταχύτητα.

Ο συντελεστής τριβής αποτελεί συνάρτηση με μεταβλητές τα χαρακτηριστικά μήκη της προς σχεδίαση συσκευής. Οι σχέσεις που αφορούν αυλούς σε ορθογωνική και τριγωνική αντίστοιχα διάταξη είναι οι εξής :

$$f = \left(\frac{d_o + 2\eta}{d_o}\right) C_1 C_2 C_3 \text{ (in-line)} \quad \text{ή} \quad f = \sqrt{\left(\frac{d_o + 2\eta}{d_o}\right) C_1 C'_2 C'_3} \text{ (staggered)} \quad (6.10)$$

$$C_1 = (0,07 + 8Re^{-0,45}), \quad C_2 = 0,08 \left(\frac{0,15P_T}{d_o}\right)^{-1,1(n_f\eta/(1-n_f\delta))^{0,15}} \quad (6.11\alpha)$$

$$C_3 = 1,6 - (0,75 - 1,5e^{-0,7N_a}) e^{-2P_a/P_T} \quad (6.11\beta)$$

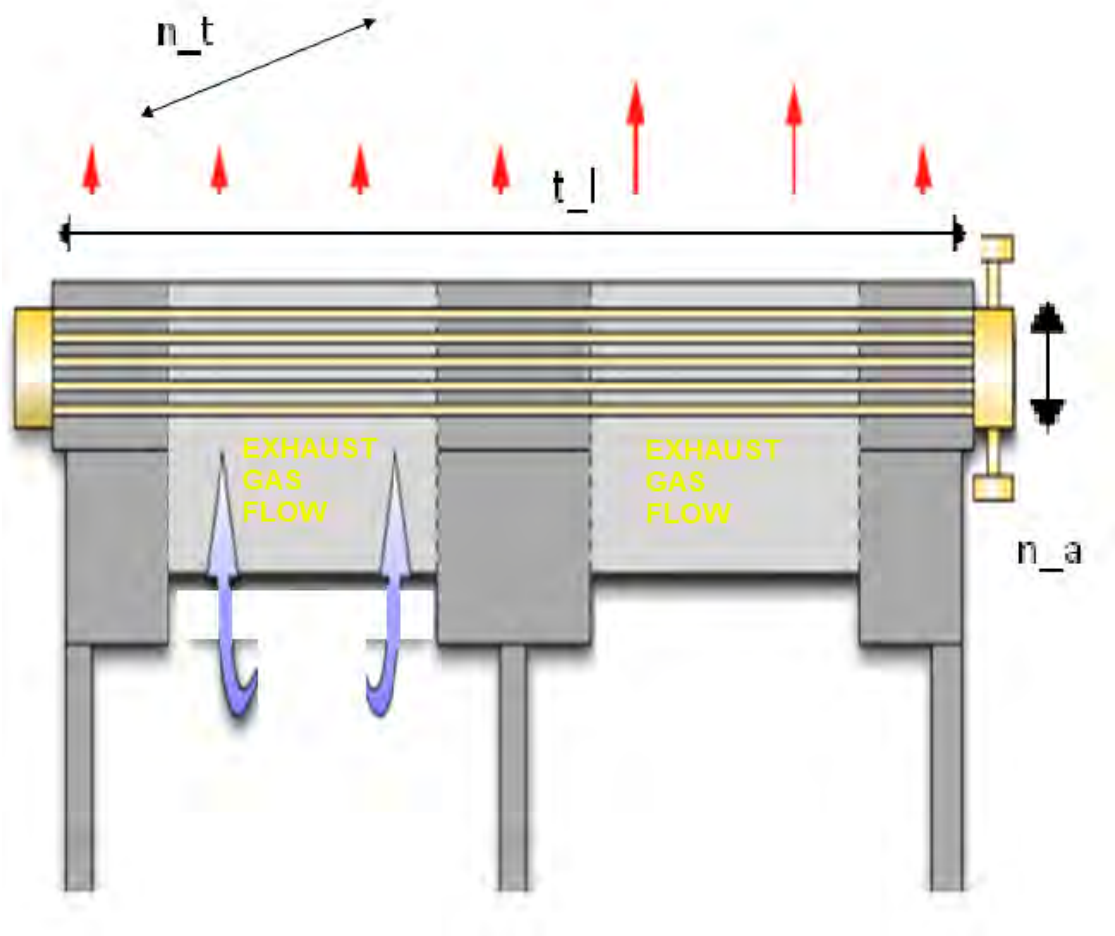
$$C'_2 = 0,11 \left(\frac{0,05P_T}{d}\right)^{-0,7(n_f\eta/(1-n_f\delta))^{0,2}} \quad (6.12\alpha)$$

$$C'_3 = 1,1 + (1,8 - 2,1e^{-0,15N_a^2} e^{-2P_a/P_T}) - (0,7 - 0,8e^{-0,15N_a^2} e^{-0,6P_a/P_T}) \quad (6.12\beta)$$

7.3 Περιγραφή υπολογιστικού excel

Η 1^η στήλη αριστερά αποτελείται από τα κατασκευαστικά στοιχεία του εναλλάκτη που σχεδιάζουμε, δηλαδή την εξωτερική και εσωτερική διάμετρο των αυλών, το υλικό και το πλήθος των αυλών, την αξονική απόσταση κατά μήκος και κατά βάθος μεταξύ τους, τις διαστάσεις και το υλικό των πτερυγίων.

CONSTRUCTION		
Tube OD, d_o [=]mm	25,4	εξωτερική διάμετρος σωλήνα
Tube ID, d_i [=]mm	21,18	εσωτερική διάμετρος σωλήνα
Tube Length, l_t [=]mm	1010	μήκος σωλήνα εργοστασιακό 942mm
Width of bank, w_b [=]mm	580	πλάτος $P_t * n_t$ εργοστασιακό 310mm
Height of bank, h_b [=]mm	406	ύψος $P_a * n_a$ εργοστασιακό 673mm
Pitch transverse, p_t [=]mm	58	απόσταση από άξονα σε άξονα σε βάθος
Pitch along, p_a [=]mm	58	απόσταση από άξονα σε άξονα σε ύψος
No. tubes transverse, n_t	10	πλήθος σωλήνων ως προς το βάθος
No. tubes along, n_a	7	πλήθος σωλήνων ως προς το μήκος
Fins per m, n_f	16	πτερύγια ανά μέτρο
δ [=]mm	0,8	πάχος ελάσματος πτερυγίου
η [=]mm	16	ύψος πτερυγίου
k_f [=]W/m/oC	45	θερμική αγωγιμότητα υλικού πτερυγίων (χάλυβας)
k_w [=]W/m/oC	45	θερμική αγωγιμότητα υλικού αυλών (χάλυβας)
$d_o + 2 * \eta$	57,4	Ελάχιστη απόσταση κέντρων σωλήνων
π [=]	3,142	<-- π



Η 2^η στήλη από τους θερμικούς υπολογισμούς με τη μέθοδο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς καθώς και τους υπολογισμούς των εσωτερικών και εξωτερικών επιφανειών αυλών, των επιφανειών των πτερυγίων, της συνολικής επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη, καθώς και του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, βάση των κατασκευαστικών διαστάσεων που έχουμε καταχωρήσει στην 1^η στήλη. Στο κάτω μέρος παρουσιάζεται η αποδιδόμενη θερμική ισχύς στο νερό.

CALCULATIONS		
$q_{th}[=]\text{kW}$	226,73	θερμική ισχύς νερού
$\text{lmtd}[=]\text{oC}$	334,51	
S	0,0557	συντελεστής διόρθωσης
R	1,4466	συντελεστής διόρθωσης
$f_{cor}[=]$	0,80	
$A_i, a_i[=]\text{m}^2$	4,70	εσωτερική επιφάνεια αυλών
$A_o, a_o[=]\text{m}^2$	5,64	εξωτερική επιφάνεια αυλών
$A_r, a_r[=]\text{m}^2$	5,57	ελεύθερη συνολική εξωτερική επιφάνεια αυλών
$A_f, a_f[=]\text{m}^2$	4,87	επιφάνεια πτερυγίων συνολική
$A_t, a_t[=]\text{m}^2$	10,44	συνολική επιφάνεια (άθροισμα επιφάνειας αυλών και πτερυγίων)
$a_{f/w_b/l_t}$	8,32	
$U_f[=]\text{W/m}^2/\text{K}$	81,15	συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
$a_{t\text{ new}}[=]\text{m}^2$	10,44	απαιτούμενη επιφάνεια εναλλάκτη
Θερμική ισχύς που αποδίδει ο σχεδιασμένος εναλλάκτης (kw)	226,73079	
απαιτούμενη Θερμική ισχύς εναλλάκτη (kw)	226,73	

Η 3^η στήλη αποτελείται από τις θερμοφυσικές ιδιότητες του νερού, τα δεδομένα που είναι οι θερμοκρασίες εισόδου – εξόδου του νερού, τους υπολογισμούς από τη μεριά του νερού, όπως η απαιτούμενη μαζική παροχή δεδομένης της ζητούμενης ισχύος, τους απαραίτητους αδιάστατους αριθμούς και συντελεστές αγωγής και συναγωγής.

Tube side		
mf_t[=]kg/s	2,710136266	μαζική παροχή νερού
ti_t[=]oC	50	Θερμοκρασία εισόδου νερού
to_t[=]oC	70	Θερμοκρασία εξόδου νερού
ro_t[=]kg/m ³	983	πυκνότητα νερού
cp_t[=]kJ/kg oC	4,183	θερμοχωρητικότητα νερού
mu_t[=]kg/m/s	0,000047	δυναμικό ιξώδες νερού
kt_t[=]W/m/oC	0,651	θερμική αγωγιμότητα νερού
pr_t	0,301998464	prandtl
m_per_tube[=]kg/s	0,135506813	παροχή νερού ανα σωλήνα
Re_t	173319,5038	reynolds
Nu	282,3860743	nusselt
h_t[=]W/m ² /oC	5000	συντελεστής συναγωγής νερού

Η 4^η στήλη αποτελείται αντίστοιχα όπως η 3^η στήλη στο πάνω μέρος της από τις θερμοφυσικές ιδιότητες των καυσαερίων, τους θερμικούς και ρευστομηχανικούς υπολογισμούς από την μεριά των καυσαερίων όπως τις θερμοκρασίες εισόδου / εξόδου, τους αδιάστατους αριθμούς και τον συντελεστή συναγωγής, καθώς και την συνολική πτώση πίεσης κατά μήκος του εναλλάκτη.

Fin side				
mf_f[=]kg/s	6,85	μαζική παροχή καυσαερίου βασιζόμενη στην θερμική ισχύ που μεταδίδει στο νερό		
ti_f[=]oC	409	θερμοκρασία εισόδου καυσαερίου		
to_f[=]oC	380,0670716	θερμοκρασία εξόδου καυσαερίου	T _μ (oC) θερμοκρασία καυσαερίου =	394,533536
ro_f[=]kg/m3	0,541	πυκνότητα καυσαερίου		
cp_f[=]kJ/kg oC	1,144	θερμοχωρητικότητα καυσαερίου		
mu_f[=]kg/m/s	0,0000304	δυναμικό ιξώδες καυσαερίου		
kt_f[=]W/m/oC	0,05	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας καυσαερίων		
rf_f[=]m2K/kW	0,3	θερμική αντίσταση πτερυγίων - καυσαερίου		
pr_f	0,695552	prandtl		
S_min, s_m[=]m2	0,32512304	ελάχιστη διατομή		
u_max, u_m[=]m/s	38,94444861	μέγιστη ταχύτητα καυσαερίου δια μέσου των αυλών στην ελάχιστη διατομή		
u_mean, u_o	21,61443756	μέση ταχύτητα κενής διατομής (χωρίς σωλήνες και πτερύγια)		
re_f	17603,65941	reynolds		
α	0,201			
ε	1,850645669	λόγος : συνολικής επιφάνειας / εξωτερική επιφάνεια αυλών		
Nu_f	73,25397197	Nusselt		
h_f[=]W/m2/oC	144,2007322	συντελεστής συναγωγής		
η_e[=]mm	21,07979404	τροποποιημένη παράμετρος		
m_f[=]l/m	89,50503779			
Ω_f	0,450813735	συντελεστής απόδοσης πτερυγίων		
h_ft[=]W/m2/oC	107,2520568			
C_2	0,209472364	παράμετρος		

C_3	1,500010216	παράμετρος		
C_2'	0,350775019	παράμετρος		
C_3'	2,200099502	παράμετρος		
fr_f	0,119506654	f		
$\Delta P_{f[=]} \text{bar}$	0,013728039	πρώτο σκέλος πτώσης πίεσης		
$\Delta P_{kin[=]} \text{bar}$	0,007898328	δεύτερο σκέλος πτώσης πίεσης		
$\Delta P_{ολ[=]} \text{mmH}_2\text{O}$	220,4522631	άθροισμα σκελών - συνολική πτώση πίεσης καυσσαερίου		

$\Delta p =$	0,021626
$\Delta p_{max} =$	0,025 mbar

Προσδιορίζεται αρχικά η μέγιστη δυνατή ανακτώμενη ισχύς στην μέγιστη ισχύ της μηχανής (8^η σκάλα) χωρίς να έχουμε υγροποιήσεις και φυσικά η πτώση πίεσης των καυσσαερίων κατά την διέλευση από τον εναλλάκτη να μην υπερβαίνει την μέγιστη τιμή των 0,025 bar (25mbar).

(Northwest Rail Electric , no date)

Από δοκιμές στο πρόγραμμα προέκυψε τελικά ότι η μέγιστη δυνατή ανακτήσιμη θερμική ισχύς χωρίς να εμφανίζονται όξιμες υγροποιήσεις στην καμινάδα και με ασφαλές περιθώριο στην χαμηλότερο φορτίο λειτουργίας (1^η σκάλα) είναι 226,73 kWτα οποία θα αποδίδονται στο μέγιστο φορτίο λειτουργίας (8^η σκάλα). Ο έλεγχος για την μέγιστη πτώση πίεσης γίνεται στο μέγιστο φορτίο όπου η παροχή των καυσσαερίων είναι η μέγιστη και βρέθηκε στα 21,62 mbar με μέγιστο όριο τα 25 mbarκαι ο έλεγχος για όξιμες υγροποιήσεις στην χαμηλότερο φορτίο όπου η μέση θερμοκρασία εξόδου των καυσσαερίων είναι η ελάχιστη η οποία βρέθηκε στους 151,55°C, δηλαδή 15,7°C πάνω από το σημείο όξινου δρόσου των καυσσαερίων.

Οι διαστάσεις και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του εναλλάκτη αυτού (χωρίς υγροποιήσεις) είναι τα παρακάτω:

Εξωτερική διάμετρος σωλήνων = 25,4 mm

Εσωτερική διάμετρος σωλήνων = 21,8 mm

Πλήθος σωλήνων : 70

Υλικό σωλήνων : χάλυβας

Υλικό πτερυγίων : χάλυβας

Απόσταση μεταξύ κέντρων σωλήνων : 58 mm

Πλήθος πτερυγίων ανά μέτρο : 16

Ύψος πτερυγίων : 16 mm

Πάχος πτερυγίων : 0,8 mm

Μήκος εναλλάκτη = 1,01 m

Πλάτος εναλλάκτη = 0,58 m

Ύψος εναλλάκτη = 0,4 m

Μελέτη δεύτερου εναλλάκτη που θα έχει υγροποιήσεις :

CONSTRUCTION		
Tube OD, d _o [=]mm	25,4	εξωτερική διάμετρος σωλήνα
Tube ID, d _i [=]mm	21,18	εσωτερική διάμετρος σωλήνα
Tube Length, l _t [=]mm	1220	μήκος σωλήνα MAX 942mm
Width of bank, w _b [=]mm	781	πλάτος P_t*n_t MAX 310mm
Height of bank, h _b [=]mm	639	ύψος P_a*n_a MAX 673mm
Pitch transverse, p _t [=]mm	71	απόσταση από άξονα σε άξονα σε βάθος
Pitch along, p _a [=]mm	71	απόσταση από άξονα σε άξονα σε ύψος
No. tubes transverse, n _t	11	Πλήθος σωλήνων ως προς βάθος
No. tubes along, n _a	9	Πλήθος σωλήνων ως προς μήκος
Fins per m, n _f	204	πτερύγια ανά μέτρο
δ[=]mm	0,8	πάχος ελάσματος πτερυγίου
η[=]mm	22	ύψος πτερυγίου
k _f [=]W/m/oC	16,3	θερμική αγωγιμότητα υλικού πτερυγίων (ανοξειδωτος χάλυβας)

$k_w [=] \text{W/m}^2\text{/}^\circ\text{C}$	16,3	θερμική αγωγιμότητα υλικού αυλών (ανοξείδωτος χάλυβας)
$d_o + 2 \cdot \eta$	69,4	ελάχιστη απόσταση κέντρων σωλήνων
$\pi [=]$	3,1415927	π

CALCULATIONS		
$q_{th} [=] \text{kW}$	703,71	<-- θερμική ισχύς νερού
$\Delta T_{lmtd} [=] ^\circ\text{C}$	302,46	
S	0,0557	<-- συντελεστής διόρθωσης
R	4,5177	<-- συντελεστής διόρθωσης
$f_{cor} [=]$	0,80	
$A_{i, a_i} [=] \text{m}^2$	8,04	<-- εσωτερική επιφάνεια αυλών
$A_{o, a_o} [=] \text{m}^2$	9,64	<-- εξωτερική επιφάνεια αυλών
$A_{r, a_r} [=] \text{m}^2$	8,06	<-- ελεύθερη συνολική εξωτερική επιφάνεια αυλών
$A_{f, a_f} [=] \text{m}^2$	165,74	<-- επιφάνεια πτερυγίων συνολική
$A_{t, a_t} [=] \text{m}^2$	173,80	<-- συνολική επιφάνεια (άθροισμα επιφάνειας αυλών και πτερυγίων)
$a_{f/w} b/l_t$	173,94	
$U_{f} [=] \text{W/m}^2\text{/K}$	16,73	<-- συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
$a_{t_{new}} [=] \text{m}^2$	173,80	<-- απαιτούμενη επιφάνεια εναλλάκτη

Θερμική ισχύς που αποδίδει ο σχεδιασμένος εναλλάκτης (kw)	703,71
απαιτούμενη Θερμική ισχύς εναλλάκτη (kw)	703,71

Tube side		
mf_t[=]kg/s	8,417583732	μαζική παροχή νερού
ti_t[=]oC	50	Θερμοκρασία εισόδου νερού
to_t[=]oC	70	Θερμοκρασία εξόδου νερού
ro_t[=]kg/m3	1000	πυκνότητα νερού
cp_t[=]kJ/kg°C	4,18	θερμοχωρητικότητα νερού
mu_t[=]kg/m/s	0,000046	δυναμικό ιξώδες
kt_t[=]W/m/°C	0,651	θερμική αγωγιμότητα νερού
pr_t	0,295360983	prandtl
m_per_tube[=]kg/s	0,382617442	παροχή νερού ανα σωλήνα
Re_t	500024,2827	reynolds
Nu	654,2943526	nusselt
h_t[=]W/m2/°C	5000	συντελεστής συναγωγής νερού

Fin side				
mf_f[=]kg/s	6,85	μαζική παροχή καυσαερίου βασιζόμενη στην θερμική ισχύ που μεταδίδει στο νερό		
ti_f[=]oC	409	θερμοκρασία εισόδου καυσαερίου		
to_f[=]oC	318,6469773	θερμοκρασία εξόδου καυσαερίου	$T_{\mu} =$	362,476
ro_f[=]kg/m3	0,566	πυκνότητα καυσαερίου		
cp_f[=]kJ/kg°C	1,137	θερμοχωρητικότητα καυσαερίου		
mu_f[=]kg/m/s	0,0000294	δυναμικό ιξώδες		
kt_f[=]W/m/°C	0,048	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας καυσαερίων		
rf_f[=]m2K/kW	0,3	θερμική αντίσταση πτερυγίων - καυσαερίου		

pr_f	0,6964125		
S_min, s_m[=]m2	0,515585664	ελάχιστη διατομή	
u_max, u_m[=]m/s	23,47325448	μέγιστη ταχύτητα καυσαερίου δια μέσου των αυλών στην ελάχιστη διατομή	
u_mean, u_o	12,70174167	μέση ταχύτητα κενής διατομής (χωρίς σωλήνες και πτερύγια)	
re_f	11478,26176	reynolds	
α	0,201		
ε	18,03319685	λόγος : συνολικής επιφάνειας / εξωτερική επιφάνεια αυλών	
Nu_f	39,71947474	<-- Nusselt	
h_f[=]W/m2/oC	75,06042471	<-- συντελεστής συναγωγής	
η_e[=]mm	30,28027952	<-- τροποποιημένη παράμετρος	
m_f[=]l/m	107,2955501		
Ω_f	0,249041207	συντελεστής απόδοσης πτερυγίων	
h_ft[=]W/m2/oC	21,30876736		
C_2	0,273711241	παράμετρος	
C_3	1,498871313	παράμετρος	
C_2'	0,755857232	παράμετρος	
C_3'	2,200000819	παράμετρος	
fr_f	0,212041876	f	
ΔP_f[=]bar	0,011903021	πρώτο σκέλος πτώσης πίεσης	
ΔP_kin[=]bar	0,002853599	δεύτερο σκέλος πτώσης πίεσης	
ΔP_ολ [=]mmH2O	150,424262	άθροισμα σκελών - συνολική πτώση πίεσης καυσαερίου	

Δp (bar) =	0,014757
Δpmax =	0,025 bar

Οι διαστάσεις και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του εναλλάκτη αυτού (με τις υγροποιήσεις) είναι τα παρακάτω:

Εξωτερική διάμετρος σωλήνων = 25,4 mm

Εσωτερική διάμετρος σωλήνων = 21,8 mm

Πλήθος σωλήνων : 99

Υλικό σωλήνων : ανοδεδωτος χάλυβας AISI 316

Υλικό πτερυγίων : ανοδεδωτος χάλυβας AISI 316

Απόσταση μεταξύ κέντρων : 71mm

Πλήθος πτερυγίων ανά μέτρο : 204

Ύψος πτερυγίων : 22mm

Πάχος πτερυγίων : 0,8 mm

Μήκος εναλλάκτη = 1,22m

Πλάτος εναλλάκτη = 0,78m

Ύψος εναλλάκτη = 0,64 m

Ο εναλλάκτης αυτός θα χρειάζεται και μια διάταξη αποχέτευσης των συμπυκνωμάτων. Επίσης δεν έχει ληφθεί υπόψη στους υπολογισμούς η επιπλέον ανακτώμενη θερμική ισχύς από τα συμπυκνώματα. Κατά τον σχεδιασμό δεν επιλέχθηκε ιδιαίτερα υψηλός αριθμός πτερυγίων ανά μέτρο λόγω της δυνατότητας σχετικά εύκολης συντήρησης και καθαρισμού του εναλλάκτη από τις επικαθήσεις. Τα πτερύγια έχουν διάκενο μεταξύ τους περίπου 4 mm.

Ο τρόπος με τον οποίο έγινε ο υπολογισμός της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τον εναλλάκτη καθώς και η ανακτώμενη θερμική ισχύς σε κάθε φορτίο είναι ο εξής:

Αρχικά τοποθετούνται στα πεδία της μαζικής παροχής και της θερμοκρασίας εισόδου καυσαερίων οι τιμές που έχουν παρθεί από τις μετρήσεις στην μηχανή (πίνακας 7.1.1) , ένα ζεύγος τιμών για κάθε φορτίο.

Παρατηρούμε ότι η απαιτούμενη επιφάνεια καθώς και η αποδιδόμενη από τον εναλλάκτη ισχύς αλλάζει. Στην συνέχεια αλλάζουμε τις τιμές στο πεδίο της ζητούμενης θερμικής ισχύος , έως ότου συμπίπτουν με την πραγματική αποδιδόμενη ισχύ του σχεδιασμένου εναλλάκτη.

Έπειτα υπολογίζεται η μέση θερμοκρασία του καυσαερίου και βάση αυτής και του πίνακα 7.1.3 διορθώνονται οι φυσικές ιδιότητες του καυσαερίου τοποθετώντας τις τιμές της θερμοκρασίας εκείνης που είναι πλησιέστερα στην υπολογισμένη μέση θερμοκρασία. Στην συνέχεια ελέγχεται και πάλι αν η 2 θερμικές ισχύεις συμπίπτουν.

Εάν δεν συμπίπτουν επαναλαμβάνεται η διαδικασία από την αρχή. Εάν συμπίπτουν, ο υπολογισμός έχει τελειώσει για το συγκεκριμένο φορτίο λειτουργίας. Όταν συμπίπτουν οι τιμές, η υπολογιζόμενη τιμή της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων, καθώς και η αποδιδόμενη θερμική ισχύς στην εκάστοτε φορτίο είναι και οι σωστές.

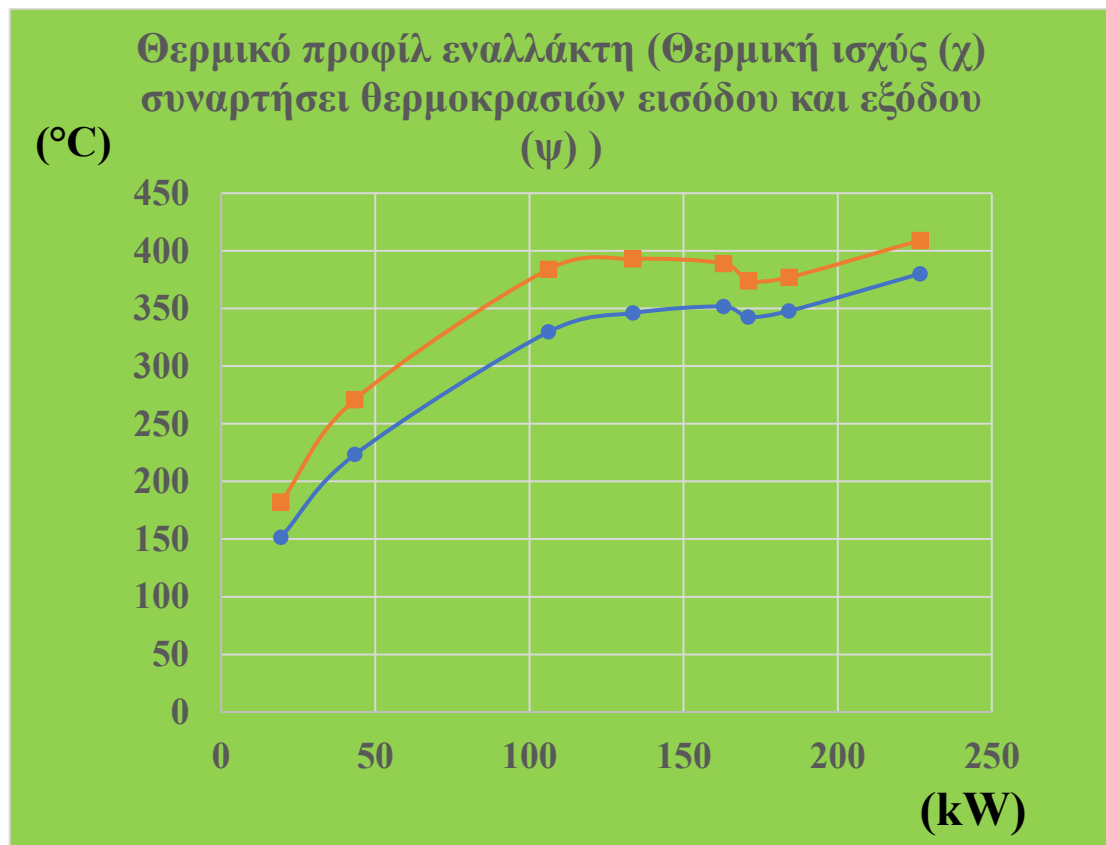
7.4 Παρουσίαση και σχολιασμός αποτελεσμάτων

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται η ανακτώμενη θερμική ισχύς, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων καθώς και η πτώση πίεσης κατά μήκος του εναλλάκτη χωρίς υγροποιήσεις για κάθε φορτίο λειτουργίας της μηχανής.

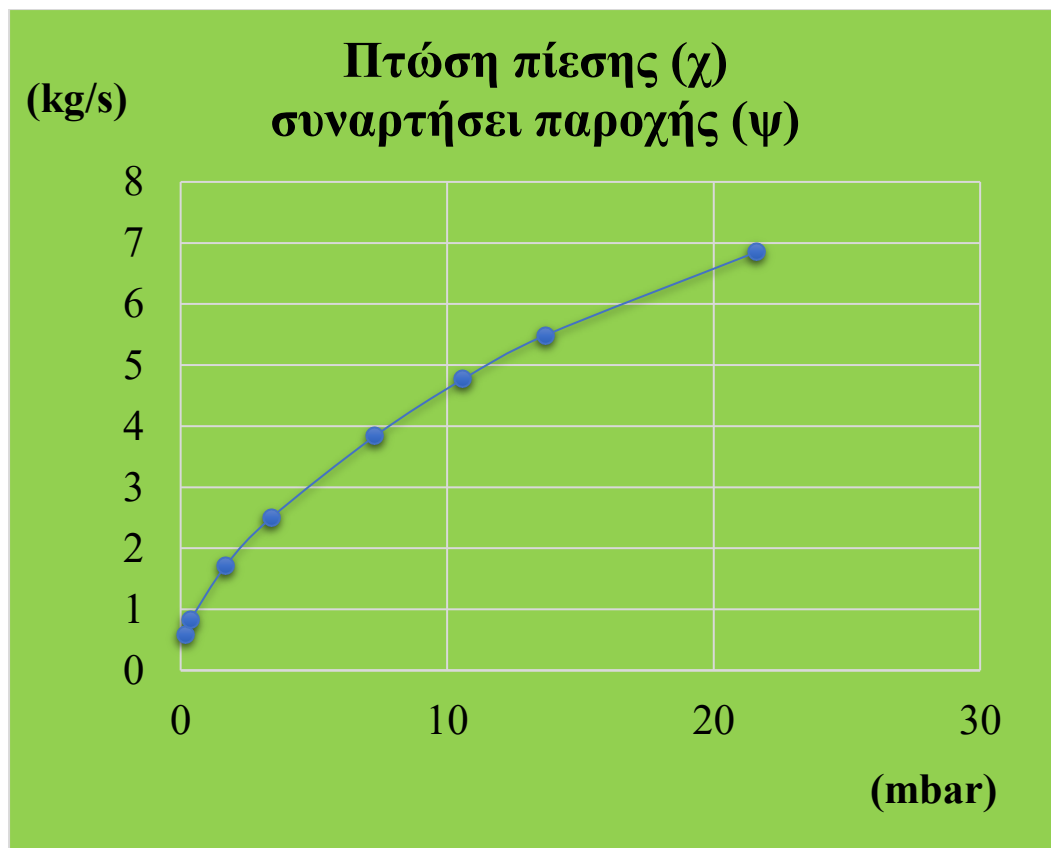
Φορτίο λειτουργίας μηχανής	Ανακτώμενη θερμική ισχύς (kW)	Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίου από εναλλάκτη (°C)	Πτώση πίεσης (mbar)
1	19,4	151,6	0,17
2	43,4	223,3	0,37
3	106,2	329,7	1,7
4	133,6	346,1	3,4
5	163	351,7	7,3
6	171	342,5	10,6
7	184,2	347,8	13,7
8	226,7	380,1	21,6

Πίνακας 7.1 . Αποτελέσματα της λειτουργικής συμπεριφοράς του εναλλάκτη σε όλα τα φορτία λειτουργίας της μηχανής

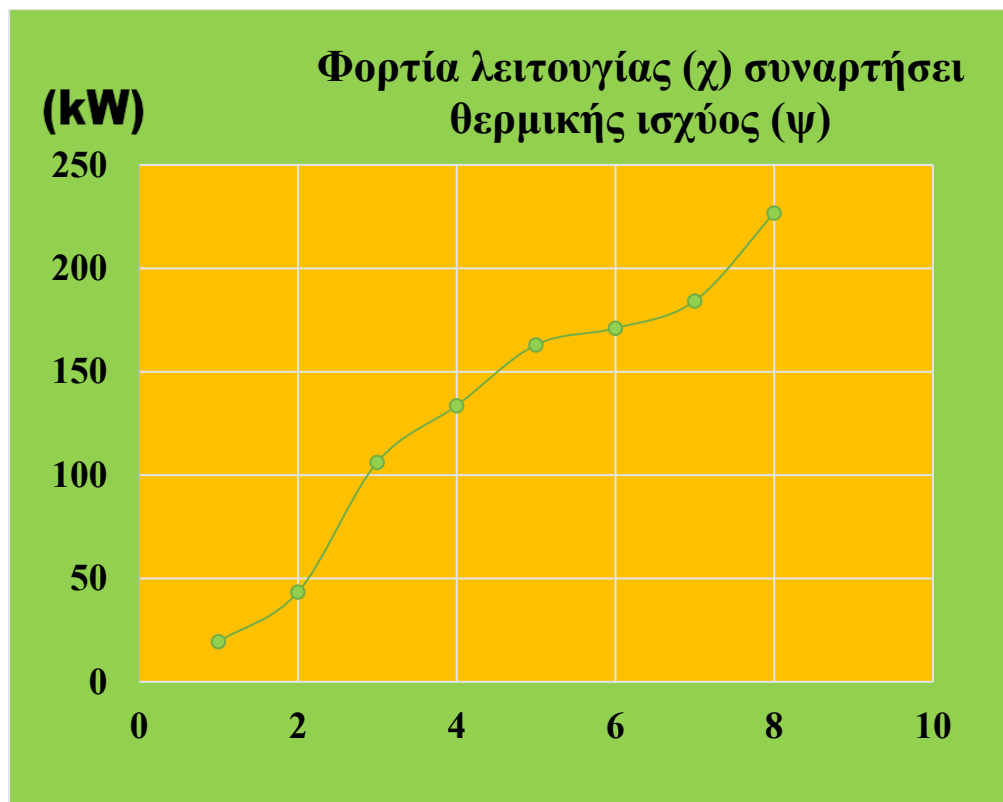
Στην συνέχεια παρουσιάζονται κάποια διαγράμματα όσον αφορά την συμπεριφορά του εναλλάκτη αυτού στα διάφορα φορτία:



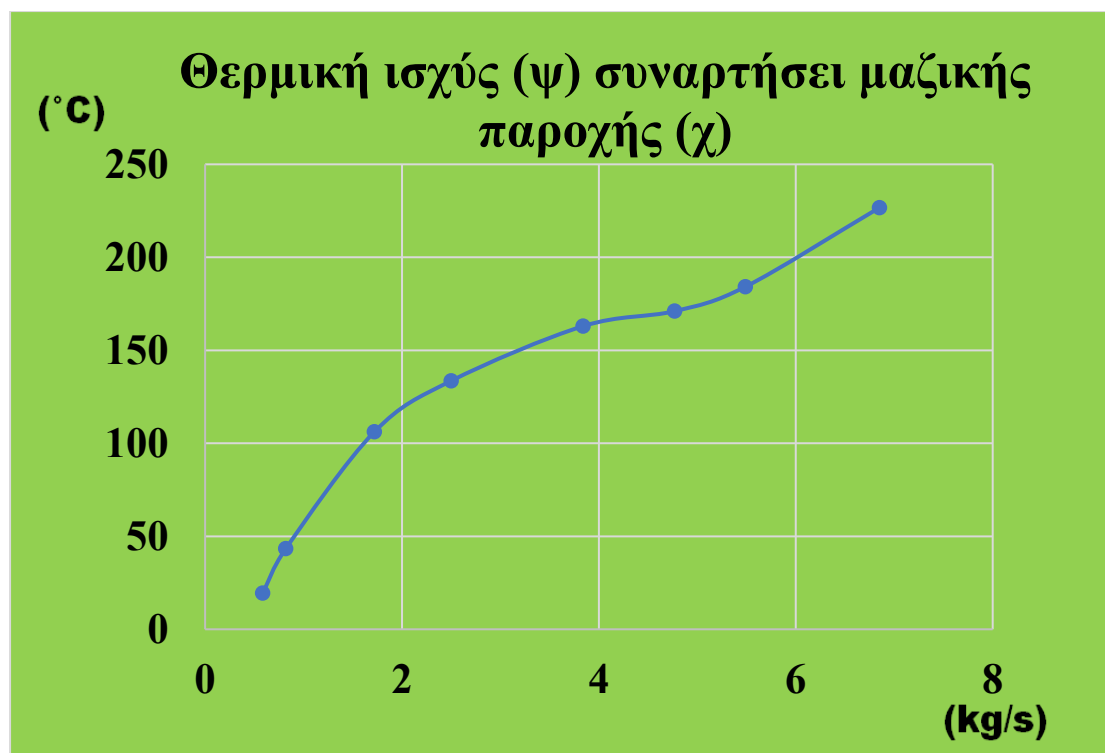
Σχήμα 7.2



Σχήμα 7.3



Σχήμα 7.4

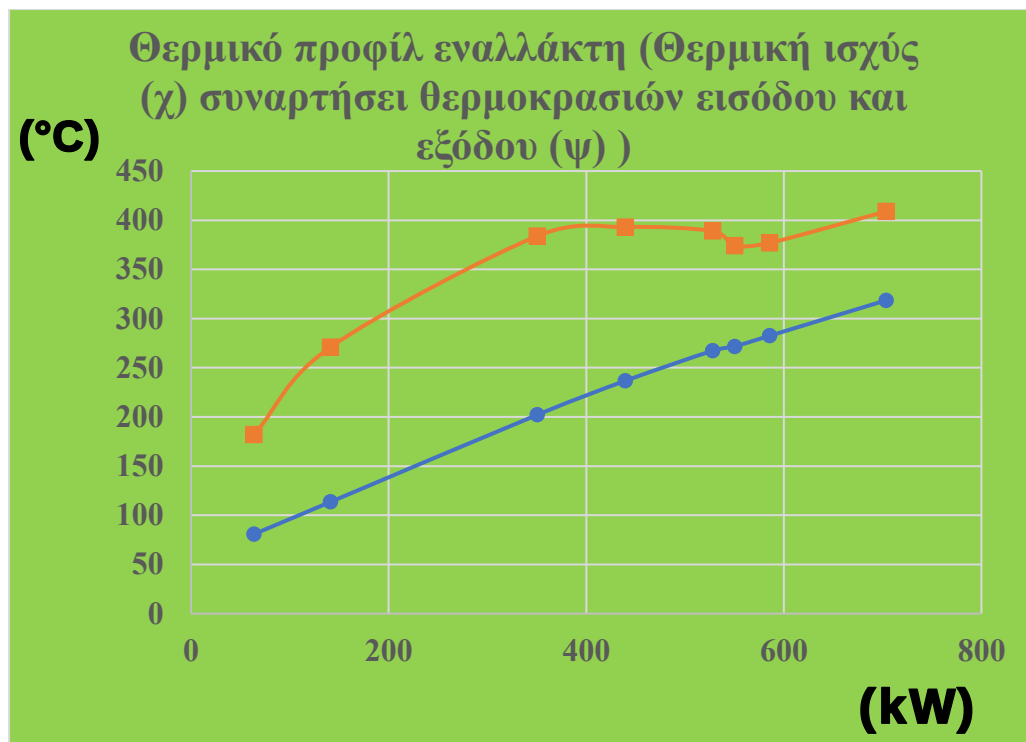


Σχήμα 7.5

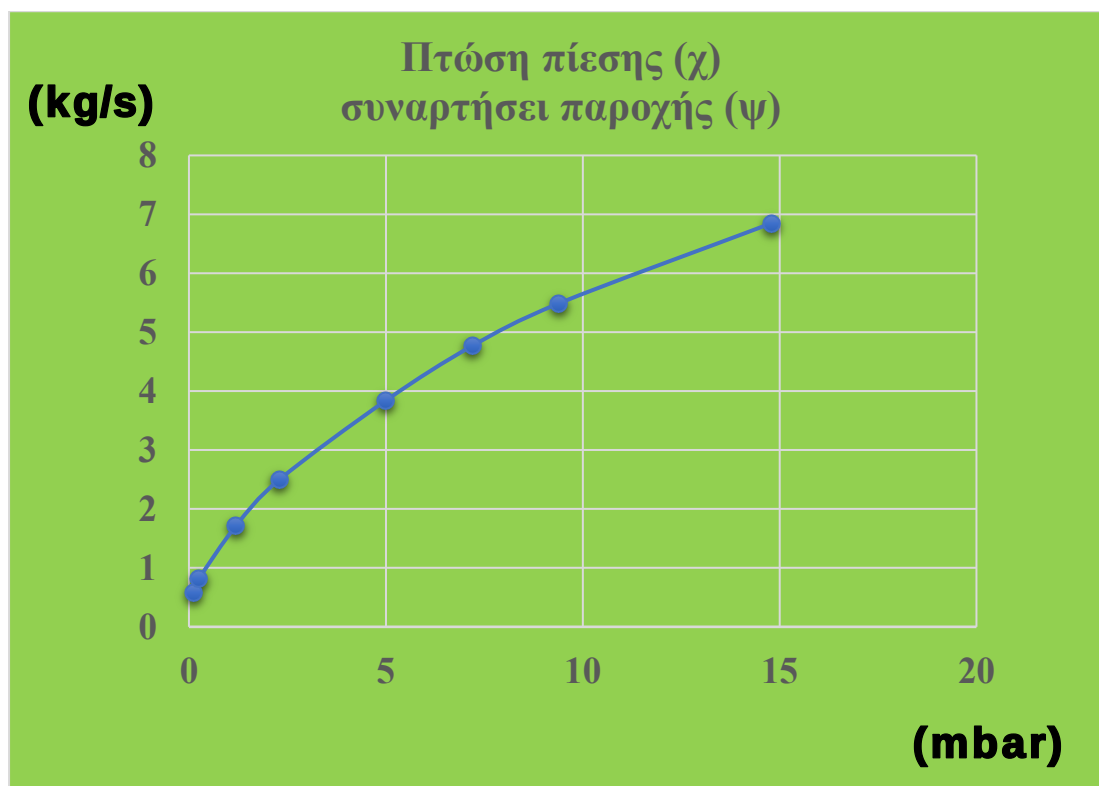
Ακολουθούν τα ίδια ακριβώς στοιχεία και για τον 2^ο εναλλάκτη:

Φορτία λειτουργίας μηχανής	Ανακτώμενη θερμική ισχύς (kW)	Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίου από εναλλάκτη (°C)	Πτώση πίεσης (mbar)
1	63,7	80,8	0,12
2	141,2	113,6	0,26
3	350,6	202,2	1,2
4	439,7	236,8	2,3
5	528,1	267,3	5
6	550,4	271,7	7,2
7	585,9	282,6	9,4
8	703,7	318,6	14,8

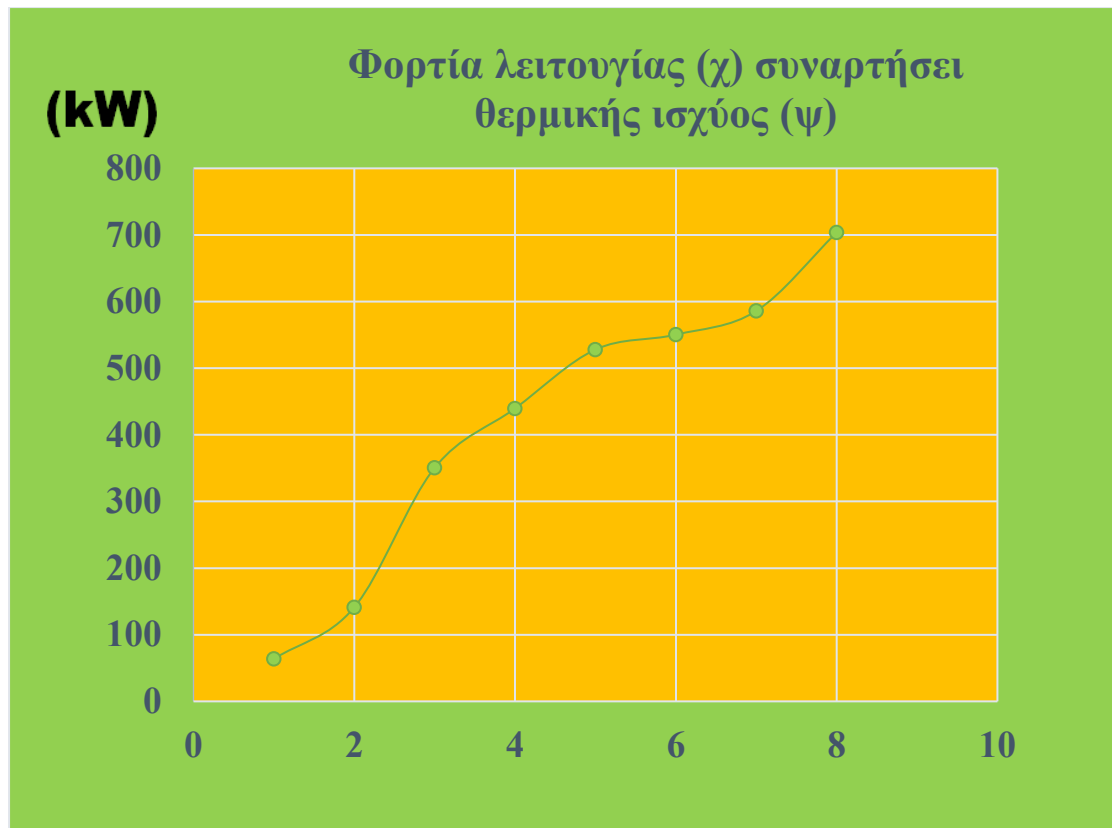
Σχήμα 7.6



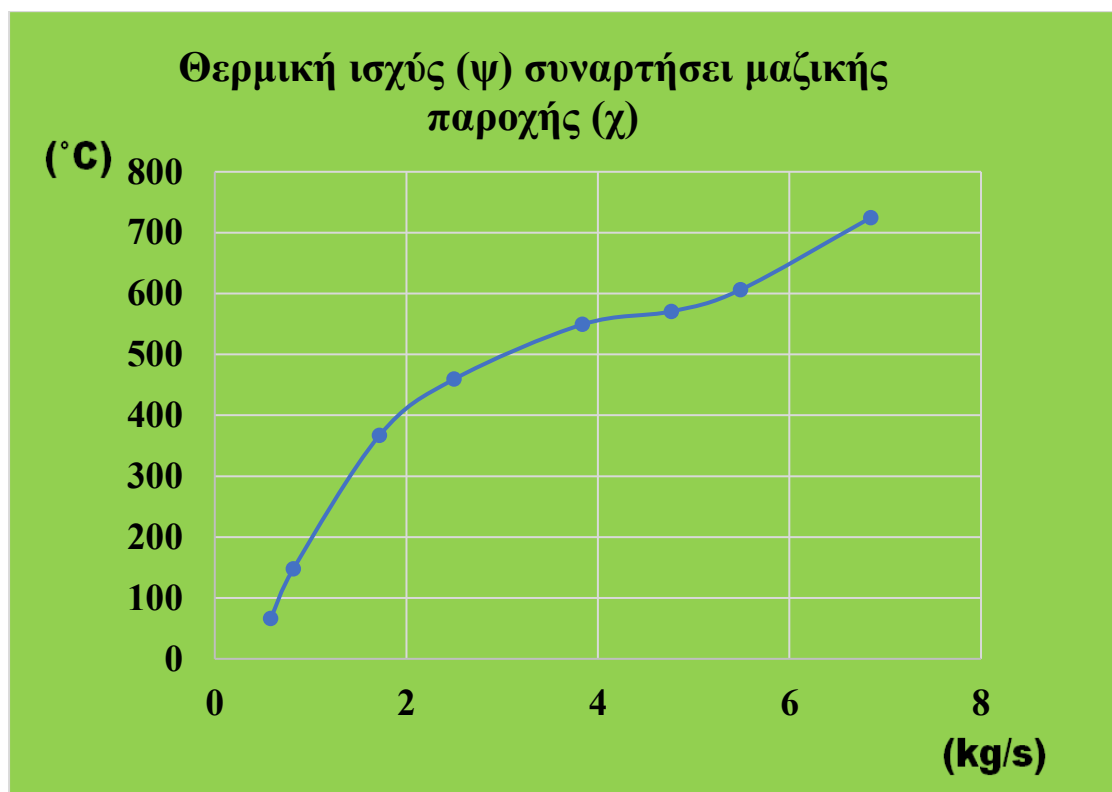
Σχήμα 7.7



Σχήμα 7.8



Σχήμα 7.9



Σχήμα 7.10

Οι θερμικές ανάγκες των βαγονιών κυμαίνονται από 50 μέχρι 60 kW.

(Northwest Rail Electric , no date)

Δεδομένου ότι η μηχανή στο μεγαλύτερο μέρος της διαδρομής κινείται στην 4^η σκάλα, για να έχουμε μία τάξη μεγέθους :

n : αριθμός βαγονιών

Q : θερμικό φορτίο εναλλάκτη (kW)

$$n = Q/60 = 133,6/60 = 2,23$$

άρα ο μικρός εναλλάκτης μπορεί να καλύπτει θερμικά πλήρως δύο βαγόνια ενώ ο μεγάλος εναλλάκτης

$$n = Q/60 = 439,7/60 = 7,32$$

εφτά σε περίπτωση που έχουν διατηρηθεί και τα παλαιά συστήματα θέρμανσης.

Σημαντικό επίσης είναι να υπολογίσουμε την πτώση της αποδιδόμενης μέσης πραγματικής πίεσης και κατά συνέπεια της πραγματικής ισχύος του κινητήρα για κάθε περίπτωση ούτως ώστε να γνωρίζουμε τις επιπτώσεις που έχει η προσθήκη κάθε εναλλάκτη στην απόδοση του κινητήρα . Αρχικά υπολογίζουμε την μέση πραγματική πίεση του κινητήρα λύνοντας ως προς p_e την σχέση (2.2)

$$p_e = \alpha \cdot N_e / (z \cdot V_h \cdot n) = 2 \cdot 3282,4 \cdot 600 / (16 \cdot 10,95 \cdot 1050) = 21,41 \text{ bar}$$

όπου ισχύς (Kw) , κυβισμός (liters), στροφές (RPM)

Η νέα μέση πραγματική πίεση που προκύπτει με την τοποθέτηση του πρώτου εναλλάκτη είναι :

$$p_{e'} = p_e - \Delta P = 21,41 - 0,0216 = 21,388 \text{ bar}$$

Από τη σχέση (2.2) έχουμε $N_{e'} = 3278,78 \text{ kW}$

Ομοίως για τον δεύτερο εναλλάκτη έχουμε :

$$p_{e'} = p_e - \Delta P = 21,41 - 0,0148 = 21,395 \text{ bar}$$

Από τη σχέση (2.2) έχουμε $N_{e'} = 3279,85 \text{ kW}$

Η εργοστασιακή ισχύς χωρίς εναλλάκτη είναι 3282,4 kW

Άρα η αντίθλιψη και των 2 εναλλακτών μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα καθώς δεν επηρεάζει ουσιαστικά την απόδοση της μηχανής.

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην εργασία αρχικά έγινε μια ιστορική αναδρομή στα θερμικά κινητήρια συστήματα των τρένων. Συγκεκριμένα, έγινε αναφορά στην πρώτη θερμική κινητήρια μηχανή στον κόσμο, και στην συνέχεια πως εισήλθε η ενέργεια του ατμού στο σιδηρόδρομο. Έπειτα έγινε αναφορά στον τρόπο λειτουργίας των ατμομηχανών, παρουσιάστηκε ο θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας τους καθώς και αναφέρθηκαν τρόποι που οδήγησαν στην αύξηση του βαθμού απόδοσης με την πάροδο του χρόνου. Στην συνέχεια αναλύθηκε περιληπτικά το πως έγινε η μετάβαση από τις ατμομηχανές στις πετρελαιομηχανές δηλαδή η λεγόμενη νηζελοποίηση του σιδηροδρόμου (railway dieselization) καθώς και οι λόγοι που πραγματοποιήθηκε.

Κατόπιν αναλύθηκε η λειτουργία της μηχανής diesel, καθώς και παρουσιάστηκε ο θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας της και στην συνέχεια παρουσιάστηκαν οι τρόποι μετάδοσης της κίνησης από την πετρελαιομηχανή στους τροχούς. Μετά έγινε μια ιστορική αναδρομή στα συστήματα θέρμανσης – κλιματισμού των επιβατικών τρένων.

Αναλύθηκαν επίσης θέματα ενεργειακής φύσεως που αφορούν τους πετρελαιοκινητήρες όπως ο ενεργειακός ισολογισμός τους, καθώς και οι τρόποι ανάκτησης θερμότητας από έναν τέτοιο κινητήρα. Επιπλέον αναφέρθηκαν κάποιες πρακτικές εφαρμογές ανακτήσεως θερμότητας στο σιδηρόδρομο. Κατόπιν αναφέρθηκαν επιγραμματικά τα περιβαλλοντικά κυρίως οφέλη από την ανάκτηση θερμότητας από κινητήρες.

Τέλος έγινε μια μελέτη περίπτωσης που αφορά τον σχεδιασμό εναλλάκτη για την ανάκτηση θερμότητας από σιδηροδρομική μηχανή diesel στην οποία τα δεδομένα που αφορούν την μηχανή πάρθηκαν από μετρήσεις σε πραγματικό χρόνο κατά την λειτουργία της. Σχεδιάστηκαν συνολικά 2 εναλλάκτες για την μηχανή αυτή για διαφορετικές απαιτήσεις έκαστης εφαρμογής.

Ο 1ος συνεισφέρει κατά μικρό ποσοστό στην κάλυψη του θερμικού φορτίου των βαγονιών και σχεδιάστηκε με γνώμονα να μην υπάρχουν όξινες υγροποιήσεις στο χαμηλότερο φορτίο λειτουργίας του κινητήρα και με όσο το δυνατόν μικρότερες μεταβολές στις διαστάσεις της εξάτμισης . Ο 2^{ος} εναλλάκτης σχεδιάστηκε με γνώμονα τη μέγιστη συνεισφορά στην κάλυψη του θερμικού φορτίου υπό την προϋπόθεση ότι δεν θα έχουμε σημαντική μεταβολή του μήκους της εργοστασιακής εξάτμισης καθώς και για αντοχή στις όξινες υγροποιήσεις.

Και οι 2 εναλλάκτες επίσης σχεδιάστηκαν με σκοπό να μην υπερβαίνεται η μέγιστη επιτρεπτή πτώση πίεσης στο μέγιστο φορτίο (8^η σκάλα) λειτουργίας της μηχανής.

Συνεπώς καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι μπορεί να υπάρξει σημαντική εξοικονόμηση καυσίμου και στις 2 περιπτώσεις και δεδομένου ότι οι σιδηροδρομικές μηχανές έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής, είναι και δεδομένη η σύντομη απόσβεση του κόστους κατασκευής και εγκατάστασης ενός τέτοιου συστήματος. Οι εναλλάκτες αυτοί δεν μπορούν να παρέχουν αποκλειστικά το σύνολο του απαραίτητου θερμικού φορτίου στην αμαξοστοιχία όπως έχει προαναφερθεί λόγω του ότι η ανακτώμενη θερμική ισχύς διακυμαίνεται ανάλογα με τα φορτία του κινητήρα diesel, αλλά μπορούν να υποβοηθούν το συμβατικό σύστημα θέρμανσης με το να παρέχουν την επιπρόσθετη θερμότητα στο νερό των αντλιών , στην περίπτωση αντλιών θερμότητας νερού είναι δυνατό αυτό, ή να το παρέχουν στα διατηρητέα σε ορισμένες περιπτώσεις συστήματα (με κάποιες τροποποιήσεις) .

Τέλος προξενεί μεγάλη εντύπωση το γεγονός ότι δεν χρησιμοποιήθηκε ποτέ το καυσάεριο του κινητήρα ως συνεισφορά στην θέρμανση με ατμό έναντι του ξεχωριστού καυστήρα πετρελαίου στις παλαιότερες εποχές.

9. Βιβλιογραφία

Ελληνική:

- Inconsulting «Ιστορία – εφαρμογές ατμού»

- Κοσμάδης Γ. (2009) «Ανάπτυξη μιας μηχανής οργανικού κύκλου Rankine σε υπερκρίσιμη λειτουργία για ανάκτηση θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας»

- Μακρής Γεώργιος (2015) ‘‘Προσομοίωση Σύνθετης Στροβίλου – Υπερπλήρωσης σε Μόνιμη και Μεταβατική Λειτουργία με τη χρήση του Υπολογιστικού Πακέτου GT – Power’’ Διπλωματική εργασία, εθνικό μετσόβιο πολυτεχνείο, τμήμα μηχανολόγων μηχανικών

- Μαυρίδης Κωνσταντίνος (2007) «Μηχανές εσωτερικής καύσης»

- Μποντόζογλου Βασίλειος (2019) «Συσκευές θερμικών διεργασιών», Σημειώσεις μαθήματος, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας.

- Νίκας, Κωνσταντίνος-Στέφανος Π. (2010). «Αρχές της μετάδοσης θερμότητας για μηχανικούς»

- Χασιώτης Περικλής (2006) «Μηχανές εσωτερικής καύσης»

- Χατζηαποστόλου, Α. (2015). «Πειραματικός προσδιορισμός ενεργειακού ισολογισμού σε τετράχρονο εμβολοφόρο πετρελαιοκινητήρα και βενζινοκινητήρα»

Ξενόγλωσση:

- A1A locomotives limited (no date)
- Armstrong, J. H. (1993). The Railroad: What It Is, What It Does: The Introduction to Railroading , Simmons.
- Baldi, F., Gabriellii, C., Andersson, K., & Petersen, B. O. (2012). From energy flows to monetary flows-an innovative way of assessing ship performances through thermo-economic analysis. In International Association of Maritime Economists Conference (IAME 2012 Taipei).
- Begman Theodore, Fundamentals of heat and mass transfer (2011)
- Bougriou C (2010). ‘‘Shell-and-double concentric-tube heat exchangers, Heat and Mass Transfer’’
- Bradley Da Silva (2018) ‘‘The development, construction and testing of a piston-expander for small-scale solar-thermal power plants’’
- Brain Marshall ‘‘how Diesel two- stroke engines work’’ (2000)
- British Transport Commission, & British Railways. (1962). ‘‘*Diesel Traction Manual for Enginemen*’’
- Cele Mark (2007) ‘‘The Newcomen Steam Engine’’
- Chen.G (2003) ‘‘Development of the Low-Emission GE-7FDL High-Power Medium-Speed Locomotive Diesel Engine’’

- Churella, A. (1998). *From steam to diesel: Managerial customs and organizational capabilities in the twentieth-century American Locomotive Industry*. Princeton University Press.

- Clayton industries (2002) "How Steam is Produced in a Clayton Steam Generator"

- Crew, H. (1940). "The Tragedy of Rudolf Diesel"

- Dietsche, K. H. (2014). History of the diesel engine. In *Fundamentals of Automotive and Engine Technology: Standard Drives, Hybrid Drives, Brakes, Safety Systems* (pp. 8-17). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.

- Diesel Iwiso (2021) "How Diesel Engines Work"

- Engel, P. K., R. E. Thompson, and R. Silvestrini. (1979)"Corrosion and fouling potential in diesel exhausts."

- Gibbs, K. (2012). "The Steam Locomotive:An Engineering History"
AmberleyPublishingLimited.

- Hall-Geisler "How turbochargers work" (2000)

- HenryE. Knight, (1876). "Knight's American mechanical dictionary: a description of tools, instruments, machines, processes, and engineering, history of inventions, general technological vocabulary, and digest of mechanical appliances in science and the arts."

- Homer Talon "How diesel locomotives work" (2001)

- Hundson F.K. (1981) "Diesel end electric locomotives specifications"

- Ibrahim Hassan (2012) "Fouling in heat exchangers"

- John H. (1985) ‘‘the American railroad passenger car’’
 - Lamb, J. P. (2007). ‘‘Evolution of the American diesel locomotive’’Indiana University Press.
 - Lemon, S., & Miller, A. (2013). ‘‘Electric Vehicles in New Zealand: From Passenger to Driver. *EPICentre: Christchurch, NewZealand*’’
 - Mustaffa ‘‘How the steam engine of the locomotive works’’ (no date)
 - Northwest Rail (retrieved in 2011) ‘‘HEP Trainline configurations in North America’’
 - office of research , development and technology Washigton, no date
 - Planas Oriol (2009) ‘‘Theoretical diesel engine Cycle , Performance and Diagram’’
- Pradhan. S. (2015) ‘‘Investigating the Potential of Waste Heat Recovery as a Pathway for Heavy-Duty Exhaust Aftertreatment Thermal Management’’
- Ransome-Wallis, P. (Ed.). (2013). *Illustrated Encyclopedia of World Railway Locomotives*. Courier Corporation.
 - Ronquillo Romina ‘‘Understanding Heat Exchangers’’ (no date)
 - Saif M. (2022) ‘‘Rankine cycle processes with p-v and T-s diagram’’
 - Shkolnik Nikolay (no date) ‘‘High efficiency hybridcycle engine’’
 - Silva B. D. (2018)

- Simpson, W. (2018). Chapter 6.2: ‘‘Waste Heat Energy Recovery in Diesel-electric locomotives: How they work, use energy, and can become more efficient and environmentally sustainable’’

- The Railway Technical Website, (2019)

- Filippone, C., &Thermodynamics Rail, L. L. C. (2020). *Reliability and Endurance Testing of Locomotive Waste Heat Recovery System* (No. DOT/FRA/ORD-20/23). United States. Department of Transportation. Federal Railroad Administration.

- Wang T, Zhang Y, Peng Z, Shu G (2011) A review of researches on thermal exhaust heat recovery with rankine cycle

- Ward, Anthony (2006) "George Westinghouse and His Brake"

- Yuvraj-Singh-Rajput (2019) CFD Analysis of Cross Flow Heat Exchanger with Different Fin Thickness

- Wikipedia (φωτογραφίες μη τεχνικού περιεχομένου)

10. ONLINE ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ / ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΕΣ ΓΙΑ ΤΙΣ ΦΥΣΙΚΟΧΗΜΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ

- 1) Υπολογισμός σημείου δρόσου καυσαερίων:
<https://www.heataiddesign.com/engcalc>
- 2) Φυσικές ιδιότητες νερού:
https://www.peacesoftware.de/einigewerte/calc_dampf.php7
- 3) Φυσικές ιδιότητες καυσαερίου:
<https://firecad.net/engineering-calculations/boiler/GasProperties>
- 4) Θερμική αγωγιμότητα χαλύβων :
<https://www.theworldmaterial.com/316-stainless-steel/>
<https://thermtest.com/thermal-conductivity-of-steel#:~:text=Carbon%20steels%20represent%20the%20group%20with%20the,highest%20thermal%20conductivity%20averaging%20at%2045%20W%2F%20%28m%2FK%29.>
- 5) Συντελεστές ρυπαρότητας :
https://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling_factors.html