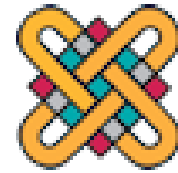


Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας  
Πολυτεχνική Σχολή  
Τμήμα Μηχανολόγων μηχανικών



*Πτυχιακή Εργασία με τίτλο:*  
*«Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel»*

του φοιτητή Μαντζιάρα Αριστείδη  
επιβλέπων καθηγητής: Δουβαρτζίδης Σάββας

## Περιεχόμενα

Περίληψη .....	5
Abstract .....	5
1 Φόρτιση τμημάτων του κινητήρα .....	6
1.1 Μηχανική και θερμική φόρτιση των τμημάτων .....	6
1.1.1 Μηχανική φόρτιση των τμημάτων.....	6
1.1.2 Καταπόνηση τμημάτων.....	10
1.1.3 Ανάλυση καταπόνησης τμήματος.....	17
1.1.4 Τυπική ζημιά τμήματος σε κινητήρες ντίζελ .....	19
1.2 Μεταφορά θερμότητας και θερμικά φορτία σε κινητήρες .....	22
1.2.1 Εισαγωγή .....	22
1.2.2 Βασικά εναλλαγής θερμότητας σε κινητήρες καύσης.....	23
1.2.3 Μέθοδοι μέτρησης της θερμικής ροής.....	26
1.2.4 Εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας για εξομοίωση διαδικασίας κινητήρα.....	37
1.2.5 Παραδείγματα εφαρμογής .....	45
1.2.6 Μεταφορά θερμότητας για εναλλαγή αερίου και θύρες εισαγωγής και εξαγωγής.....	51
1.2.7 Ενεργητική μέση θερμοκρασία αερίου για τον υπολογισμό του θερμικού φορτίου των τμημάτων.....	53
1.2.8 Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας σε εξομοίωση 3D CFD ..	54
2 Ψύξη κινητήρα.....	57
2.1 Εσωτερική ψύξη κινητήρα.....	57
2.1.1 Η λειτουργία της ψύξης κινητήρα .....	57
2.1.2 Υδρόψυξη .....	62
1.1.3 Ψύξη με λάδι.....	74
2.1.4 Αερόψυξη.....	76
2.2 Εξωτερικά συστήματα ψύξης κινητήρα.....	98
2.2.2 Η λειτουργία των συστημάτων ψύξης κινητήρα .....	98
2.2.2 Σχεδίαση συστήματος ψύξης .....	102

2.2.3 Έλεγχος συστήματος ψύξης.....	115
2.2.4 Εφαρμοσμένα συστήματα ψύξης.....	118
2.2.5 Εναλλάκτες θερμότητας.....	122
2.2.6 Ψυκτικό.....	151
3 Λιπαντικά και σύστημα λίπανσης.....	160
3.1 Λιπαντικά.....	160
3.1.1 Απαιτήσεις για λάδια κινητήρα σε κινητήρες ντίζελ.....	160
3.1.2 Σύνθεση.....	162
3.1.3 Χαρακτηρισμός των λαδιών του κινητήρα.....	165
3.1.4 Αλλαγές στο λάδι του κινητήρα που προκαλούνται από την λειτουργία.....	175
3.2 Συστήματα λίπανσης.....	179
3.2.1 Λειτουργίες και απαιτήσεις.....	179
3.2.2 Σχεδίαση.....	179
3.2.3 Τμήματα συστήματος λίπανσης.....	183
3.2.4 Συντήρηση λιπαντικού λαδιού.....	187



## **Περίληψη**

Η ψύξη και η λίπανση των κινητήρων είναι απαραίτητη για την καλή λειτουργία τους. Εξασφαλίζουν σταθερότητα στη λειτουργία, οικονομία στην κατανάλωση καυσίμου και μειωμένες εκπομπές ρύπων και διοξειδίου του άνθρακα.

Παρακάτω θα αναλυθούν τα συστήματα ψύξης και λίπανσης που χρησιμοποιούνται στους κινητήρες ντίζελ όλων των τύπων. Θα ξεκινήσουμε με τα φορτία που υπάρχουν σε ένα κινητήρα, θερμικά και μηχανικά, στο πρώτο κεφάλαιο. Εκεί θα αναλυθούν όλοι οι παράμετροι και θα γίνει θερμοδυναμική ανάλυσή τους. Στο δεύτερο κεφάλαιο θα αναλυθεί η ανάγκη για ψύξη του κινητήρα και όλες οι λεπτομέρειες ενός συστήματος ψύξης. Τέλος στο τρίτο κεφάλαιο, θα γίνει το ίδιο για τα συστήματα λίπανσης των κινητήρων.

## **Abstract**

Cooling and lubrication of an engine is essential for it to function properly. They ensure stability in operation, fuel economy and reduced emissions and carbon dioxide emissions.

In the following chapters, we will analyze the cooling and lubrication systems used in the diesel engines of all types. We will start with the loadings that exist in an engine, thermal and mechanical, in the first chapter. There we will analyze all the parameters and we will do a thermodynamic analysis. In the second chapter we will analyze the need for cooling an engine and all the details of a cooling system. Finally in the third chapter, the same will be done for engine lubrication systems.

# **1 Φόρτιση τμημάτων του κινητήρα**

## **1.1 Μηχανική και θερμική φόρτιση των τμημάτων**

### **1.1.1 Μηχανική φόρτιση των τμημάτων**

Ο προσδιορισμός των φορτίων που δρουν σε ένα κινητήρα ντίζελ είναι μεγάλης σημασίας για τον σχεδιασμό των διαφόρων τμημάτων και συνδεσμολογιών του κινητήρα. Ο προσδιορισμός της καταπόνησης είναι σημαντικό προαπαιτούμενο για την διαστασιολόγηση των τμημάτων. Θεμελιώνει την βάση για τον προσδιορισμό των γεωμετρικών μεγεθών, τα υλικά που θα χρησιμοποιηθούν και ακόμα την εφαρμοσμένη διαδικασία κατασκευής. Οπότε, η ανάλυση φορτίου παίζει ένα σημαντικό ρόλο στην εκτίμηση του κόστους και χωρητικότητας στην φάση της ανάπτυξης και προσδιορίζει θεμελιωδώς την αξιοπιστία ενός κινητήρα ντίζελ.

Μία ανάλυση καταπόνησης πρέπει να διαφοροποιείται μεταξύ των διαφορετικών τύπων φόρτισης, μιας και έχουν διαφορετική επίδραση. Βασικά, διακρίνονται τρεις τύποι φόρτισης.

#### *1.1.1. Στατική φόρτιση*

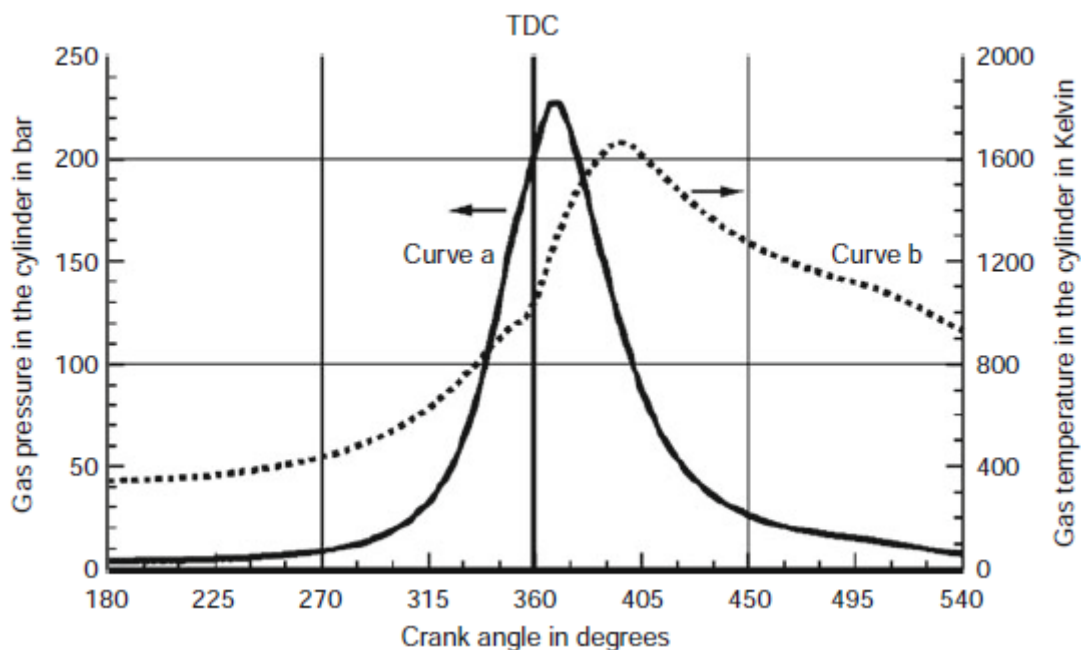
Εφόσον οι διάφορες συνδεσμολογίες ενός κινητήρα ντίζελ γίνεται συνήθως με βιδωτές αρθρώσεις που ακολουθούν το σχέδιο κατασκευής, η σύσφιξη των κοχλιών παράγει μία εξαιρετικά μεγάλη προφόρτιση στους κινητήρες. Τα σχετικά προβλήματα με την διαστασιολόγηση συνήθως αντιμετωπίζονται με βάση τις οδηγίες VDI 2230. Οι συναρμογές παρεμβολής (στα θερμικά και υδραυλικά ενωμένα τμήματα) επίσης προκαλούν στατικές καταπονήσεις.

Κάποιες απόψεις περί καταπόνησης ερμηνεύουν και τις εσωτερικές καταπονήσεις ως στατικό φορτίο. Αυτές μπορεί να παραχθούν από την διαδικασία κατασκευής (πχ χύτευση ή σφυρηλάτηση, συγκόλληση και μηχανική κατεργασία) ή εισάγονται από ειδική εφαρμογή μηχανική ή θερμοχημικής επεξεργασίας της επιφάνειας, όπως αμμοβολή, κύλιση, εναζώτωση, ενανθράκωση ή άλλα παρόμοια. Όμως, ο προσδιορισμός αυτών των μεταβλητών καταπόνησης είναι δύσκολος και δεν

είναι πάντα εφικτός. Επιπλέον, πιθανές ανακατανομές καταπόνησης από την μετέπειτα λειτουργία του κινητήρα περιπλέκουν την εκτίμηση της αξιοπιστίας των τμημάτων.

### 1.1.1.2 Θερμική καταπόνηση

Η θερμική καταπόνηση είναι σχετική για τα τμήματα που είναι γειτονικά με τον θάλαμο καύσης και τα διάφορα συστήματα σωλήνωσης και το σύστημα της εξάτμισης. Η θερμοκρασία του αερίου μεταβάλλεται πολύ κατά την διάρκεια του κύκλου καύσης και θερμαίνει αυτά τα τμήματα. Το σχήμα 1.1 δείχνει ότι οι υψηλότερες θερμοκρασίες στους κινητήρες ντίζελ φτάνονται για μικρά χρονικά διαστήματα. Όμως, η αδράνεια της μεταφοράς θερμότητας στην επιφάνεια του τμήματος κάνει αυτήν την διακύμανση θερμοκρασίας πρακτικά αναποτελεσματική, με την μονωτική επίδραση να παίζει μεγάλο ρόλο σε αυτή. Αναλόγως, τα θερμοκρασιακά πεδία που εμφανίζονται στα τμήματα μπορούν συχνά να θεωρηθούν πρακτικά σταθερά. Αυτό είναι σαφώς αναληθές για τα θερμικά φορτία που παράγονται σε ανά τακτά χρονικά διαστήματα.



Σχήμα 1.1 Χρονικά χαρακτηριστικά της πίεσης αερίων (καμπύλη a) και την μέσης θερμοκρασίας αερίου (καμπύλη b) για ένα τετράχρονο κινητήρα μεσαίας ταχύτητας

Η αγωγή θερμότητας κάνει τα πεδία θερμοκρασίας να εμφανίζονται σε όλα τα τμήματα του θαλάμου καύσης, που δείχνουν τις μεγαλύτερες διαβαθμίσεις θερμοκρασίας από την θερμαινόμενη επιφάνεια προς την ψυχρότερη επιφάνεια. Η

διαφορές θερμοκρασίας που προκύπτουν, παράγουν αντίστοιχες θερμικές διαστολές, οπότε και θερμικές καταπονήσεις. Το απόλυτο επίπεδο της θερμοκρασίας επηρεάζει τις αντοχές καταπόνησης (αντοχή σχετική με τη θερμοκρασία των υλικών), όπως και το επίπεδο της καταπόνησης που συμβαίνει.

Το θερμικό φορτίο μπορεί να υπολογιστεί ερμηνεύοντάς το ως ένα πρακτικά σταθερό φορτίο και συχνά υπολογίζεται μέσα στη μέση καταπόνηση. Όμως, άλλες περιπτώσεις απαιτούν τον υπολογισμό του θερμικού φορτίου ως ένα χρονικά μεταβαλλόμενο φορτίο. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα όταν οι καταπονήσεις που προκαλούν μόνιμες παραμορφώσεις (τοπική παραμόρφωση) συμβαίνει στα τμήματα επειδή η διαστολή τους παρεμποδίζεται. Τότε, αναφέρονται κατάλληλες ιδέες χαμηλού κύκλου για μια εκτίμηση.

### *1.1.1.3 Δυναμική φόρτιση*

Μία βασική αιτία της χρονικής μεταβολής του μηχανικού φορτίου είναι η μεταβλητή πίεση του αερίου στον κύλινδρο (σχήμα 1.1), που φορτίζει απευθείας τα τμήματα του θαλάμου καύσης, όπως το πιστόνι, η κυλινδροκεφαλή και η επένδυση του κυλίνδρου. Εφόσον τα συνδεδεμένα τμήματα μεταφέρουν τις δυνάμεις του αερίου παραπέρα, τα φορτία που παράγονται από την πίεση του αερίου φαίνονται τελικά σε κάθε ένα από τα τμήματα του κινητήρα ντίζελ. Ο προσδιορισμός των φορτίων που δρουν πάνω σε ένα διακριτό τμήμα απαιτεί την ανάλυση της μεταφοράς και της ισορροπίας των δυνάμεων μέσα στον κινητήρα.

Μία σημαντική παράμετρος διαστασιολόγησης για πολλά τμήματα, η μέγιστη δύναμη του αερίου, προκύπτει από την μέγιστη πίεση του αερίου (πίεση ανάφλεξης). Αυτή η απλουστεύουσα, πρακτικά σταθερή προσέγγιση δεν ισχύει όταν ελαστικά τμήματα διεγείρονται για να ταλαντωθούν, όπως για παράδειγμα στην περίπτωση όπου τα τμήματα παρουσιάζουν φυσικές συχνότητες διέγερσης από τις ισχυρά αρμονικές συνιστώσες των δυνάμεων του αερίου, δηλαδή όταν γίνεται αντήχηση. Οι διαμορφώσεις αντήχησης που σχετίζονται με την καταπόνηση είναι επικίνδυνες σε τμήματα που έχουν χαμηλές φυσικές συχνότητες, εφόσον τα καταστροφικά εύρη αντήχησης γρήγορα εξασθενούν προς υψηλότερες φυσικές συχνότητες. Επηρεάζονται από τις συχνότητες τα πρόσθετα τμήματα, όπως τα συστήματα σωλήνωσης ή τα καλύμματα και τα συγκροτήματα υπερπλήρωσης ή αντλιών. Κατά μήκος του εύρους



αντήχησης, παίζει ένα ρόλο η αντίστοιχη εσωτερική απόσβεση που μπορεί να έχει μέγεθος 1 – 10%.

Άλλη δυναμική φόρτιση των τμημάτων είναι αποτέλεσμα από τις αδρανειακές δυνάμεις που προκαλούνται από την δυναμική του κινητήρα. Μια διάκριση που γίνεται ανάμεσα στις περιστρεφόμενες μάζες που προκαλεί περιστρεφόμενες αδρανειακές δυνάμεις (φυγοκεντρικές δυνάμεις) και ταλαντευόμενες μάζες με κίνηση πιστονιού που παράγουν ταλαντευτικές αδρανειακές δυνάμεις. Αυτές επίσης μπορούν να διεγείρουν δονήσεις. Σε σταθερή ταχύτητα, οι φυγοκεντρικές δυνάμεις παράγουν στατική καταπόνηση του τμήματος. Όμως, οι ταλαντευτικές δυνάμεις μπορεί να εμφανιστούν σε τμήματα που πρέπει να απορροφήσουν τις δυνάμεις αντίδρασης που προκαλούνται από μία φυγοκεντρική φόρτιση. Οι φυγοκεντρικές φορτίσεις στον στροφαλοφόρο άξονα για παράδειγμα, προκαλούν μη ισορροπημένες επιδράσεις και δομικές παραμορφώσεις που προκαλούν καταπονήσεις δονήσεων στην βάση, οπότε και στο κάλυμμα του κινητήρα. Οι καταπονήσεις των τμημάτων που προκαλούνται από αδρανειακές δυνάμεις είναι παρόμοιες με αυτές που προκαλούνται από τις δυνάμεις αερίου, δηλαδή οι μέγιστες αδρανειακές δυνάμεις κάνουν επαρκή την διαστασιολόγηση της πρακτικά σταθερή κατάστασης για κάποια τμήματα, ενώ η διέγερση των πρόσθετων δονήσεων πρέπει συγκεκριμένα να υπολογιστεί σε άλλες, ειδικά στις περιπτώσεις αντήχησης.

Η δυναμική πρόσκρουσης, για παράδειγμα, εμφανίζεται όταν οι βαλβίδες κάθονται στις θέσεις τους ή όταν κλείνει η βελόνα του ακροφυσίου ψεκασμού και μπορεί να προκαλέσουν μεγάλες καταπονήσεις με εξαιρετικά επιβλαβή αποτελέσματα στην αντοχή ή τη φθορά του τμήματος.

Για τις ολικές καταπονήσεις δονήσεων, πρέπει να ληφθεί υπόψη, εκτός από τα χαρακτηριστικά του αερίου στους μεμονωμένους κυλίνδρους και των αδρανειακών δυνάμεων, αλλά επίσης για την αλληλεπίδρασή τους. Αυτό προκαλεί μία μετατόπιση φάσης κατά την διάρκεια ενός κύκλου καύσης που εξαρτάται από την σειρά ανάφλεξης εν αντίστοιχη επίδραση, για παράδειγμα στην στροφική καταπόνηση του στροφαλοφόρου άξονα ή την ολική απόδοση του κινητήρα.

## **1.1.2 Καταπόνηση τμημάτων**

### *1.1.2.1 Γενικά*

Σε γενικές γραμμές, οι μέθοδοι που χρησιμοποιούνται για τον προσδιορισμό της καταπόνησης σε ένα τμήμα ή συνδεσμολογία μπορούν να διαιρεθούν σε μεθόδους υπολογισμού και μεθόδους μετρήσεων.

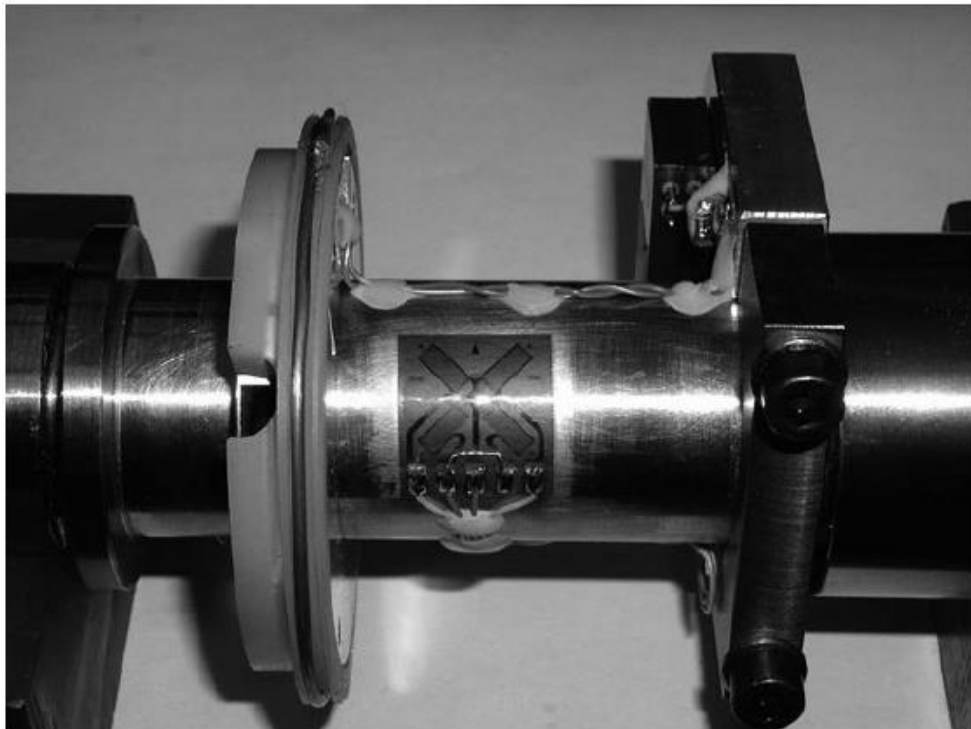
Μία συνηθισμένη μέθοδος υπολογισμού για τον προσδιορισμό των καταπονήσεων είναι η κλασική θεωρία της αντοχής των αξόνων, κοχλιών, σωλήνων κτλ. Σε πολλές περιπτώσεις, τέτοιες μέθοδοι δίνουν αποτελέσματα που επαρκούν για μία ανάλυση καταπόνησης ενώ απαιτούν σχετικά μικρή προσπάθεια. Η χρήση των αναλυτικών και εμπειρικών μεθόδων υπολογισμού είναι γενικά ευρέως διαδεδομένη στον τομέα του σχεδιασμού των τμημάτων και είναι γενικά κατάλληλη για τον προσχεδιασμό, εξομοιώσεις εναλλακτικών και προ-βελτιστοποίηση. Όμως, ποσότητες που δίνουν και η ακρίβειά τους έχουν συχνά περιορισμένη εγκυρότητα, από την στιγμή που η ενσωμάτωση των σημαντικών δεδομένων εισόδου, πχ δομική ελαστικότητα, μη γραμμικά υλικά και συμπεριφορά επαφής, είναι συνήθως αδύνατη. Η μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων χρησιμοποιείται συχνά για τον συνυπολογισμό της πλήρους πολυπλοκότητας των οριακών συνθηκών και των γεωμετριών των τμημάτων στους υπολογισμούς καταπόνησης. Δίνει τα αποτελέσματα με την καλύτερη ποιότητα και ποικιλία. Όμως η εφαρμογή αυτής της μεθόδου είναι συγκριτικά εμπλεγμένη στην διαδικασία σχεδιασμού, οπότε και καταναλώνει χρόνο.

Η εξομοίωση πολλαπλών σωμάτων, η υπολογιστική δυναμική ρευστών ή οι υπολογιστή εδράνων συνδυάζονται όλο και περισσότερο για να προσδιοριστούν σωστά οι οριακές συνθήκες τέτοιων υπολογισμών. Έτσι γίνεται δυνατόν να εξομοιωθεί ένα πλήρες λειτουργικό τμήμα, πχ ο μηχανισμός του στροφαλοφόρου άξονα, η συνδεσμολογία του άξονα ή ο θάλαμος καύσης. Ο τελικός στόχος αυτής της ανάπτυξης είναι η ολοκληρωμένη μοντελοποίηση του ολικού συστήματος του κινητήρα ντίζελ.

Η μέτρηση με μετρητές καταπόνησης είναι η πιο σημαντική μέθοδος μέτρησης για την ανάλυση καταπόνησης στον σχεδιασμό ενός κινητήρα. Οι μετρήσεις που παίρνονται είναι από την τοπική επέκταση ενός τμήματος αναλογικά με την καταπόνηση, που παράγεται από το στατικό και δυναμικό φορτίο του τμήματος που μετριέται. Η μέθοδος των τριών καλωδίων, που εφαρμόζεται σε πολλές περιπτώσεις

μπορεί να μετρήσει τα πλάτη επέκτασης και τις μέσες καταπονήσεις. Έτσι, μπορούν να μετρηθούν εκτός από τα δυναμικά τμήματα, και οι πρακτικά σταθερές καταπονήσεις, για παράδειγμα οι καταπονήσεις που προκύπτουν σε ένα τμήμα από θερμική διαστολή.

Αυτή η μέθοδος έχει φτάσει σε ένα σημείο όπου επιτρέπει να παίρνονται μετρήσεις ακόμα και κάτω από δύσκολες συνθήκες, πχ όταν οι επιφάνειες ξεπλένονται με νερό ή υπόκεινται σε υψηλές θερμοκρασίες ή οι μετρούμενες τιμές που μεταφέρονται από κινούμενα τμήματα (σχήμα 1.2).



*Σχήμα 1.2: Τοπική εφαρμογή μετρητή καταπόνησης με ασύρματη επαγωγική μετάδοση σε ένα άξονα αντλίας νερού (μέτρηση ροπής)*

Η εξασφάλιση ενός μέγιστου βεβαιότητας όταν προσδιορίζεται η καταπόνηση ενός τμήματος, κάνει απαραίτητο τον συνδυασμό των μεθόδων υπολογισμού και μετρήσεων (στο βαθμό που επιτρέπουν η προσβασιμότητα και οι αναλογίες). Άρα, η θεωρία και η πράξη ενώνονται σε μία ολιστική ανάλυση και συμπληρώνουν η μία την άλλη εξαιρετικά.

### *1.1.2.2 Καταπόνηση των επιλεγμένων τμημάτων του κινητήρα*

## **Διωστήρας ενός κινητήρα πετρελαίου μεσαίας ταχύτητας**

Τυπικά, μόνα τα μηχανικά φορτία είναι σχετικά με την αντοχή του διωστήρα ενός κινητήρα. Οι θερμοκρασίες των τμημάτων είναι στο εύρος της θερμοκρασίας του λαδιού και έχουν μόνο μικρές διαβαθμίσεις. Έτσι, ούτε παίζουν ρόλο στους παράγοντες για την ολική αντοχή ή την καταπόνηση. Οι κύριες καταπονήσεις σε ένα διωστήρα προκύπτουν από την μέγιστη δύναμη αερίου στην ανάφλεξη του ΑΝΣ (θλιπτική καταπόνηση) και με την δύναμη αδράνειας του πιστονιού ή του ίδιου του διωστήρα στην ανταλλαγή αερίου ΑΝΣ (αντοχή σε εφελκυσμό). Σε κάποια σημεία εκτίμησης, οι μέγιστες καταπονήσεις δεν μπορούν να κατανεμηθούν σε μία θέση ΑΝΣ. Οπότε, για παράδειγμα, μπορεί να είναι καθοριστική η εγκάρσια κάμψη σε κάποια σημεία (δηλαδή οι κοχλίες του διωστήρα. Ακόμα και οι φυσικές συχνότητες μπορεί να παίζουν ρόλο σε κάποια σχέδια διωστήρων. Όταν διεγείρονται από αντίστοιχες συχνότητες διέγερσης (πχ από ένα χαρακτηριστικό της πίεσης αερίου), τότε αυτό και μόνο μπορεί να είναι αιτία αστοχίας του τμήματος. Όλο και πιο συχνά, οι σχετικές κινήσεις ανάμεσα στα διάφορα τμήματα (πχ ανάμεσα στο σώμα του εδράνου και του καλύμματος του εδράνου) πρέπει να εξετάζονται ενδελεχώς. Σε συνδυασμό με τα θλιπτικά τμήματα, ένας μη αποδεκτό βαθμός σχετικής κίνησης μπορεί να προκαλέσει τρομερή ζημιά στην περιοχή επαφής, οπότε και μία μείωση στην αντοχή κόπωσης. Συνεπώς, ο προσδιορισμός της καταπόνησης ενός διωστήρα είναι μία ουσιώδης εργασία που πρέπει να ολοκληρωθεί εφαρμόζοντας κάθε μαθηματική και πειραματική μέθοδο που είναι διαθέσιμη.

### *Τμήματα γειτονικά του θαλάμου καύσης*

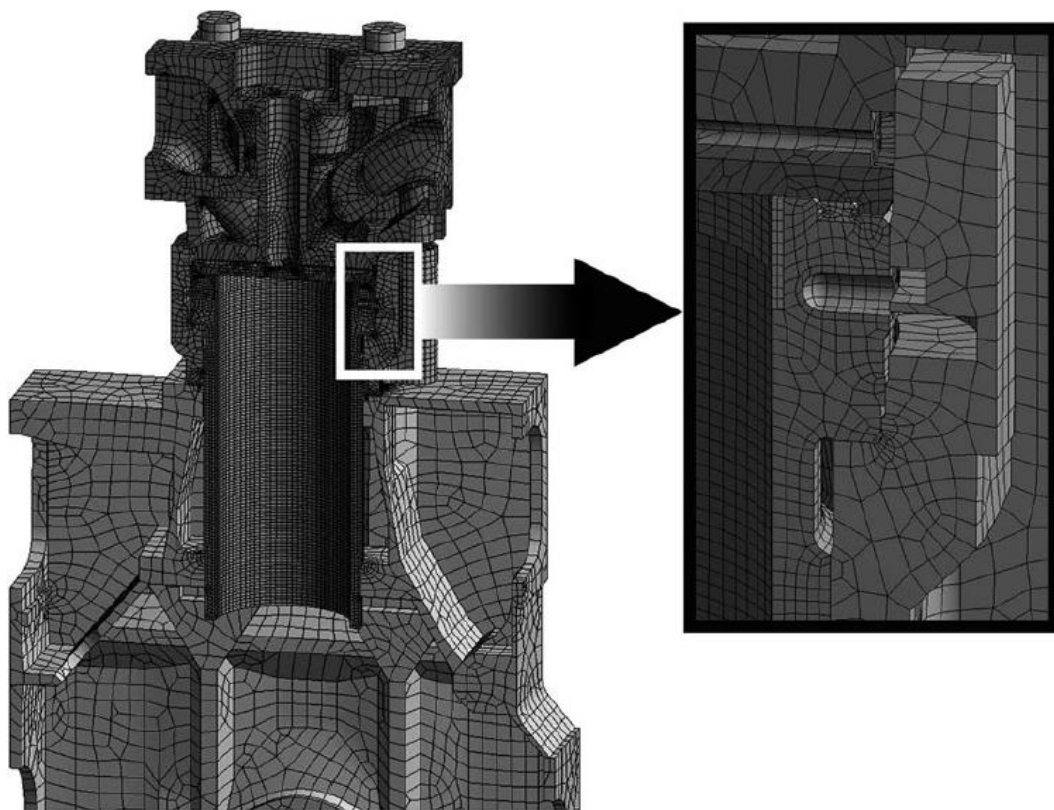
Η πίεση του αερίου και η θέρμανση φορτίζουν υψηλά όταν τα τμήματα που περικλείουν ένα θάλαμο καύσης. Επιπλέον, πρόσθετα φορτία που προκαλούνται από τις δυνάμεις αδράνειας, πρέπει να ληφθούν υπόψη στο πιστόνι και στις βαλβίδες ανταλλαγής αερίου. Επιπλέον, οι επιφάνειες στα πλαϊνά του θαλάμου καύσης πρέπει να διατηρηθούν σε ένα επίπεδο θερμοκρασίας που δεν επηρεάζει υπερβολικά την αντοχή του υλικού.

Όταν τα θερμικά φορτία που προκύπτουν από την καύση είναι μεγάλα, οι λεπτοί τοίχοι βοηθούν στην μείωση της θερμοκρασίας της επιφάνειας στα πλαϊνά του

θαλάμου καύσης και ομοίως – ως αποτέλεσμα της χαμηλής διαβάθμισης της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων – μειώνουν τη θερμική καταπόνηση. Όμως αυτό θα εξαφάνιζε την σχεδιαστική αντίσταση στις υψηλές πιέσεις καύσης.

Όλα αυτά τα δεδομένα τελικά κάνουν για τους μηχανικούς εξέλιξης τα τμήματα του θαλάμου καύσης δυσκολότερα να ελεγχθούν από άλλα τμήματα. Ήδη απαιτούνται έντονα προκαταρκτικά τεστ, πχ της διαδικασίας καύσης ή της ροής του ψυκτικού, κατά την διάρκεια της επιλογής των κατάλληλων οριακών συνθηκών. Αυτό σημαίνει επένδυση μεγάλων, συχνά ανέφικτων, ποσοτήτων χρόνου και χρήματος. Πρόσθετα, κάποιες διεργασίες, πχ ψύξη του σπρέι λαδιού, δεν μπορούν να υπολογιστούν εύκολα από πριν. Οπότε απαιτούνται ήδη πολλές υποθέσεις για να οριστούν οι οριακές συνθήκες. Η δυσκολία να μετρηθεί η συμπεριφορά επαφής (διαδικασίες ολίσθησης και θερμική αγωγή) σε μια θερμικά φορτισμένη συνδεσμολογία μπορεί επίσης να επηρεάσει αρνητικά τα αποτελέσματα.

Το σχήμα 1.3 δείχνει το μοντέλο FEM που απαιτείται για να υπολογιστεί το πεδίο θερμοκρασιών της επένδυσης του κυλίνδρου και την δομική ανάλυση που βασίζεται σε αυτό. Πρέπει να συνυπολογιστούν και οι καταπονήσεις από την δύναμη προέκτασης των κοχλιών της κυλινδροκεφαλής και από την πίεση του αερίου.



Σχήμα 1.3: Μοντέλο FEM του υπολογισμού της επένδυσης ενός κυλίνδρου για ένα μεγάλο κινητήρα ντίζελ με λεπτομερή απεικόνιση του κολάρου της επένδυσης και του δακτυλίου υποστήριξης

Στην εικόνα 1.4 παρουσιάζεται η κατανομή της θερμοκρασίας στο ασάλινο άνω τμήμα ενός πιστονιού σύνθετου χάλυβα, της κεφαλής του πιστονιού, και φαίνεται καθαρά ότι η μεγαλύτερη καταπόνηση θερμοκρασίας και η μεγαλύτερη διαβάθμιση θερμοκρασίας εμφανίζεται εδώ. Οπότε, δίνεται μεγάλο βάρος στον προσδιορισμό των θερμικών καταπονήσεων που συμβαίνουν και της επίδρασης στους παράγοντες της τελικής αντοχής. Τα μηχανικά φορτία από το αέριο και τις αδρανειακές δυνάμεις κυριαρχούν στο κάτω τμήμα. Η δευτερεύουσα κίνηση του πιστονιού επίσης παίζει σημαντικό ρόλο στην καταπόνηση της ποδιάς του εμβόλου, ειδικά στους μεγαλύτερους κινητήρες ντίζελ.



Σχήμα 1.4: Μοντέλο FEM ενός πιστονιού από σύνθετο ασάλι με μαθηματικά προσδιορισμένη κατανομή θερμοκρασίας

### Βαλβίδα ανταλλαγής αερίου με κίνηση

Πρόσθετα στις δυνάμεις αερίου και τα θερμικά φορτία στον κώνου της βαλβίδας, οι δυνάμεις αδράνειας παίζουν σημαντικό ρόλο στην συνδεσμολογία. Το έκκεντρο ορίζει την καμπύλη της διαδρομής της βαλβίδας και οι επιταχύνσεις που προκύπτουν παράγουν σημαντικές αδρανειακές δυνάμεις σε κάθε τμήμα (ωστήριο,

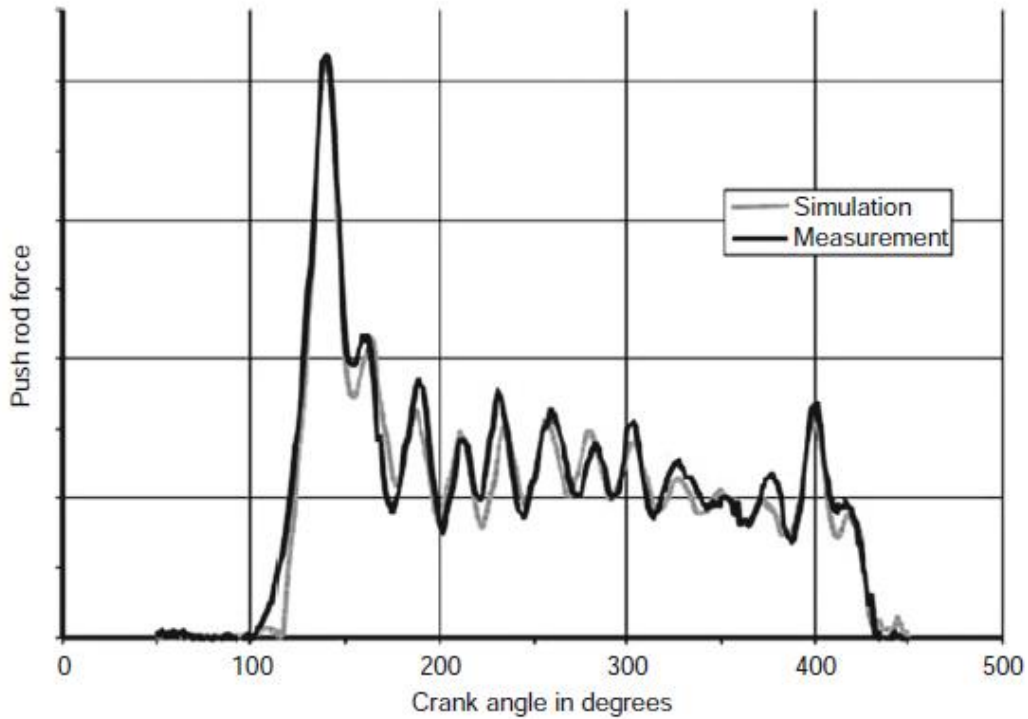
ωστική ράβδος, ζύγωθρο, ελατήριο βαλβίδας και βαλβίδα). Το πιο σημαντικό προαπαιτούμενο για ένα τέλεια λειτουργικό εξάρτημα βαλβίδας είναι η δύναμη του ελατηρίου της βαλβίδας να είναι μεγαλύτερη από τις αδρανειακές δυνάμεις που πάνε ενάντια σε αυτό ανά πάσα στιγμή. Μόνο έτσι αποφεύγονται οι απώλειες επαφής ανάμεσα στα τμήματα της κίνησης, πχ όταν το έκκεντρο σηκώνει το ωστήριο, οπότε και οι υψηλές δυνάμεις πρόσκρουσης σε όλο το σύστημα.

Σε ένα αρχικό βήμα, μπορούν να χρησιμοποιηθούν αναλυτικά μοντέλα πολλαπλών σωμάτων, για να υπολογιστεί η κινηματική του εξοπλισμού της βαλβίδας. Βασικά, αυτό βασίζεται μόνο στο χαρακτηριστικό της διαδρομής, την επιτάχυνση, τις σύνθετες δυνάμεις και της δυνάμεις ελατηρίου βαλβίδας. Αυτή η προσέγγιση δεν είναι ικανή να περιγράψει την δυναμική του εξαρτήματος της βαλβίδας που είναι συχνά καθοριστικά για ένα σύστημα.

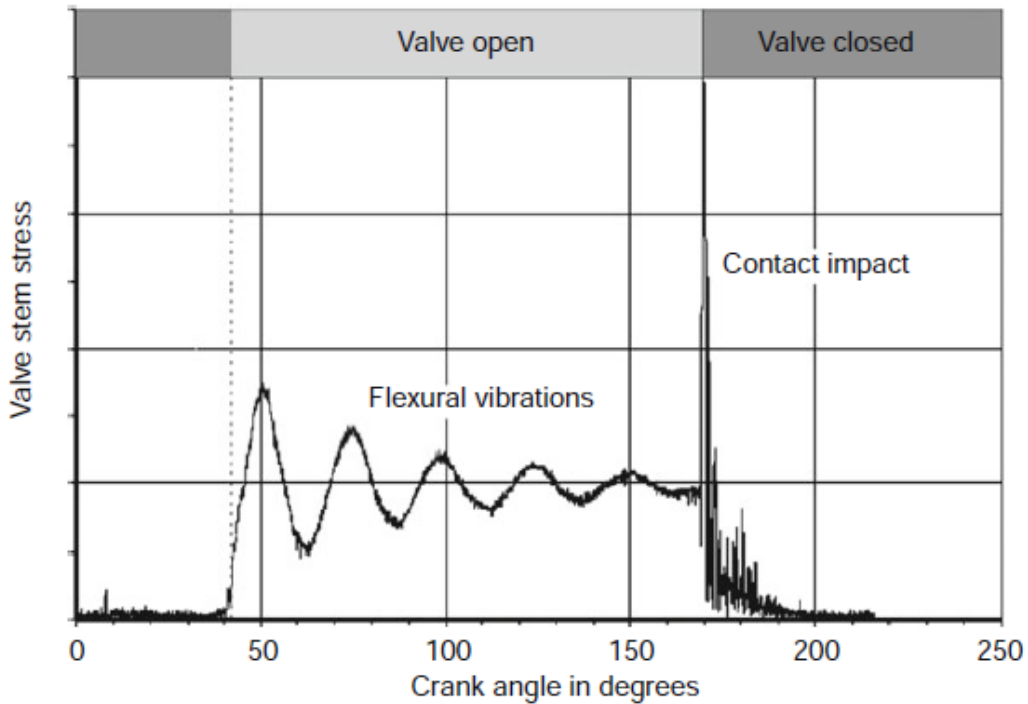
Οπότε, χρησιμοποιούνται όπου απαιτούνται οι εξομοιώσεις πολλαπλών σωμάτων, που πρόσθετα επιτρέπουν την δομική ελαστικότητα, απόσβεση συστήματος, ακαμψία επαφής και ανοχές. Τέτοια μοντελοποίηση είναι απαραίτητη για παράδειγμα, όταν η πρόθεση είναι να βελτιωθεί η ανταλλαγή αερίου μέσω πιο απότομων πλευρών καμπυλών διαδρομής και μεγαλύτερες διαμέτρους βαλβίδας. Αυτό επηρεάζει το επίπεδο των αδρανειακών δυνάμεων με δύο τρόπους, που είναι η αύξηση των επιταχύνσεων και η αύξηση της μάζας της βαλβίδας. Στο σχήμα 1.5 παρουσιάζεται ένα παράδειγμα υπολογισμένο με αυτόν τον τρόπο χαρακτηριστικού δύναμης ενός διωστήρα, που αντιστοιχεί πολύ κοντά στο μετρημένο χαρακτηριστικό.

Όταν σχεδιάζουμε τον εξοπλισμό μιας βαλβίδας, η ανάλυση καταπόνησης είναι απαραίτητη για να διαπιστώσουμε τις καταπονήσεις που συμβαίνουν το στέλεχος της βαλβίδας και στην κεφαλή της βαλβίδας. Οι κατάλληλες εξομοιώσεις μπορούν να το κάνουν αυτό. Η καταπόνηση της πίεσης αερίου όταν η βαλβίδα είναι κλειστή και όταν κάθεται στην θέση της είναι σημαντικές οριακές συνθήκες. Και εδώ, προτείνεται η μετρολογική επιβεβαίωση των αποτελεσμάτων (εφόσον είναι δυνατή), εφόσον η καταπόνηση υπόκειται σε έντονες δονήσεις (σχήμα 1.6) που προκαλούνται από τις ελεύθερες δονήσεις κάμψης κατά την διάρκεια της φάσης ανοίγματος, του παίξιμου του οδηγού της βαλβίδας και την πιθανή περιστροφή της βαλβίδας. Ως αποτέλεσμα, οι συνθήκες επικάλυψης της βαλβίδας στην θέση της δεν είναι ποτέ καθαρά ορισμένες, οπότε και επηρεάζονται από τις στοιχειομετρικές διακυμάνσεις. Αυτό παράγει μία μπάντα στην καμπύλη καταπόνησης που μεταβάλλεται πολύ από τον ένα κύκλο καύσης στον άλλο. Η εμφάνιση φθοράς και ρύπανσης, που διογκώνουν αυτά τα

φαινόμενα, μπορεί να φανούν στο κάθισμα και την περιοχή του οδηγού στην μακροπρόθεσμη λειτουργία του κινητήρα.



Σχήμα 1.5: Σύγκριση της μέτρησης/εξομοίωσης ενός τυπικού χαρακτηριστικού δύναμης διωστήρα



Σχήμα 1.6: Μέτρηση μετρητή καταπόνησης για τον προσδιορισμό του φορτίου στο στέλεχος της βαλβίδας ανταλλαγής αερίου



### 1.1.3 Ανάλυση καταπόνησης τμήματος

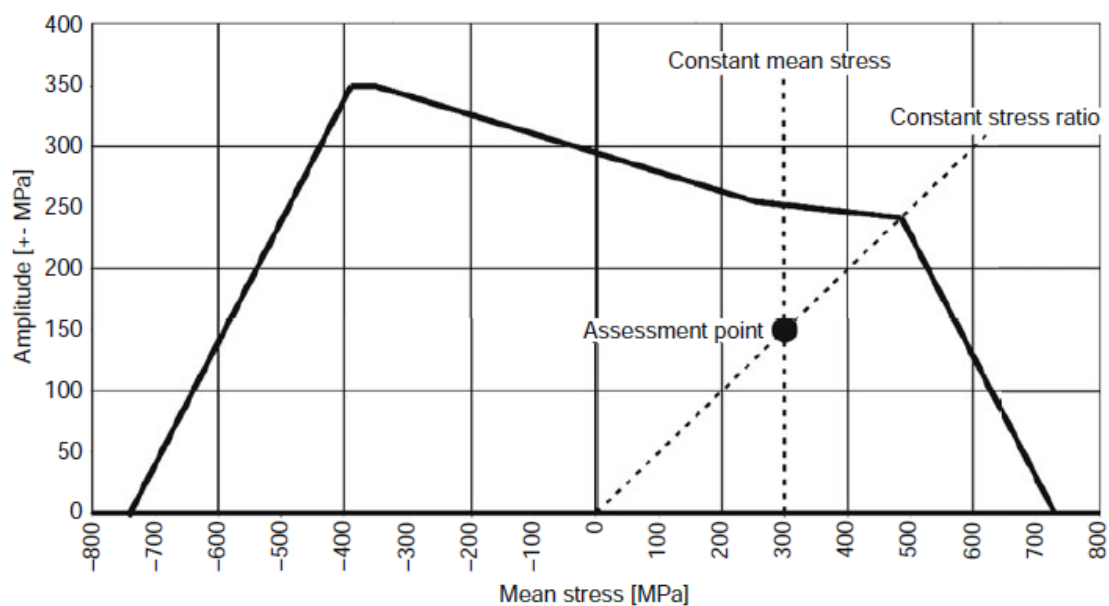
Ο υπολογισμός απλά των καταπονήσεων (ενεργών καταπονήσεων και πραγματικών καταπονήσεων) που συμβαίνουν κατά την διάρκεια της λειτουργίας ενός κινητήρα, δεν επαρκεί για την εκτίμηση της αξιοπιστίας ενός τμήματος. Ο προσδιορισμός της ανοχής των καταπονήσεων, δηλαδή της σύνθετης ανοχής, είναι εξίσου σημαντικός. Ο λόγος της ανοχής των καταπονήσεων προς στην μέγιστη καταπόνηση είναι κρίσιμος. Αυτός ο λόγος είναι ισοδύναμος με το λόγο ασφαλείας του τμήματος.

Οι δυνάμεις αερίου και αδράνειας χτίζουν τις μέγιστες ενεργές καταπονήσεις για πολλά τμήματα κινητήρων ντίζελ. Ο αριθμός των κύκλων ενός τμήματος φτάνει το εύρος των  $10^6$  εναλλαγών φορτίου έπειτα από σχετικά μικρούς χρόνους λειτουργίας, οπότε είναι απαραίτητο να σχεδιαστεί με αντοχή στην κόπωση. Υποθέτοντας ότι ένας κινητήρας φορτηγού έχει διάρκεια ζωής 20000 ώρες, τότε το πλαίσιο του κινητήρα πρέπει να αντέξει περίπου  $10^9$  κύκλους φόρτισης που προκαλούνται από την μέγιστη δύναμη αερίου σε αυτό το χρόνο χωρίς αστοχία κόπωσης. Οι στατικές καταπονήσεις σε ένα τμήμα (πχ που προκαλούνται από τις δυνάμεις των κοχλιών) και οι θερμικές καταπονήσεις στα τμήματα ενός θαλάμου καύσης είναι επιπλέον των δυναμικών καταπονήσεων υψηλής συχνότητας. Οι θερμικές καταπονήσεις ποικίλουν με την ισχύ του κινητήρα και, αυστηρά μιλώντας, πρέπει να ερμηνεύονται ως εναλλασσόμενη φόρτιση. Όμως, εφόσον τα εύρη καταπονήσεων από θερμικές καταπονήσεις έχουν εξαιρετικά χαμηλές συχνότητες, οι θερμικές καταπονήσεις συνήθως θεωρούνται ότι είναι πρακτικά σταθερές στην σχεδίαση του κινητήρα. Κατάλληλες ιδέες που επιτρέπουν για κόπωση χαμηλού κύκλου πρέπει να εφαρμοστούν σε κάποιες περιπτώσεις, για παράδειγμα η εκτίμηση των πλαστικών παραμορφώσεων.

Η κόπωση υψηλού κύκλου κανονικά εκτιμάται σε ένα διάγραμμα κόπωσης – αντοχής, που εκφράζει την συσχέτιση του εύρους ανοχής καταπόνησης (αντοχή κόπωσης) με την ενεργή στατική καταπόνηση (μέση καταπόνηση).

Οπότε, είναι φρόνιμο να χρησιμοποιηθούν διαγράμματα αντοχής κόπωσης που βασίζονται στα τμήματα με τα οποία συγκεκριμένες οριακές συνθήκες των συμπαγών τμημάτων μπορούν να επιτραπούν στο σημείο εκτίμησης. Σημαντικές παράμετροι εισόδου είναι η λειότητα της επιφάνειας (τραχύτητα), το υποστηρικτικό αποτέλεσμα

στο σημείο εκτίμησης, ο παράγοντας τεχνολογικού μεγέθους, η τοπική θερμοκρασία του τμήματος ή ακόμα και μία πιθανή επεξεργασία επιφάνειας (επίδραση της στρώσης επιφάνειας). Μία ανάλυση καταπόνησης γίνεται στην βάση των τοπικών καταπονήσεων του τμήματος, δίνεται στις οδηγίες FKM «Ανάλυση με υπολογιστή καταπόνησης – Απόδειξη της αντοχής σε μηχανική τμήματα» (σχήμα 1.7)



Σχήμα 1.7 Διάγραμμα αντοχής κόπωσης που βασίζεται στο τμήμα βασισμένο σε HAIGH

Σύμφωνα με την οδηγία FKM, οι συντελεστές ασφαλείας διαφέρουν αναλόγως των συνεπειών την ζημιά, την πιθανότητα να συμβεί στο μέγιστο φορτίο, τις δυνατότητες για επιθεώρηση του τμήματος και εκ των προτέρων μέτρα διασφάλισης ποιότητας (ειδικά για τμήματα κατασκευασμένα από χυτό σίδηρο. Όποιες ασάφειες στον προσδιορισμό της καταπόνησης δεν περιλαμβάνονται και πρέπει να συνυπολογιστούν κατά την διάρκεια της ανάλυσης καταπόνησης. Ακόμα και όταν είναι διαθέσιμες ανώτερες μέθοδοι για τον προσδιορισμό της ενεργής καταπόνησης και η αντοχή κόπωσης μπορούν να υπολογιστούν ειδικά για ένα τμήμα, η εμπειρία έχει δείξει ότι ένας ολικός συντελεστής ασφαλείας 1.5 – 2 (μέχρι και 3 για χυτά υλικά) πρέπει να υπάρχει στον σχεδιασμό για τις υπόλοιπες ασάφειες.

Μία ανάλυση καταπόνησης αποδεικνύεται ότι είναι ιδιαίτερα δύσκολη όταν οι συνθήκες καταπόνησης είναι περίπλοκες, πχ ταυστές περιστρεφόμενης καταπόνησης ή μη αναλογικές βασικές καμπύλες καταπόνησης. Τέτοιες περιπτώσεις κάνουν

απαραίτητο την ενσωμάτωση αντιστοίχως περίπλοκων ιδεών. Κανονικά, η ανάλυση τότε γίνεται με ειδικό λογισμικό δομικής ακεραιότητας.

Εφόσον οι παραδοσιακές αναλύσεις καταπόνησης υποθέτουν ότι το υλικό είναι χωρίς ελαττώματα, μία άλλη όψη όταν κάνουμε ανάλυση καταπόνησης είναι η δοκιμή των μηχανικών πτυχών θραύσης ενός τμήματος. Οπότε, η εφαρμογή της μηχανικής θραύσης συμπληρώνει την εκτίμηση των ελαττωμάτων του υλικού και οπότε είναι ένα σημαντικό εργαλείο διασφάλισης της ποιότητας του κινητήρα ντίζελ.

Τα τεστ τμημάτων με πραγματικά τμήματα και μακροπρόθεσμη λειτουργία κινητήρα σε πάγκους δοκιμών είναι άλλες εναλλακτικές για ανάλυση της επιχειρησιακής αξιοπιστίας. Αν και μπορούν να χρησιμοποιηθούν δοκιμές ακραίου φορτίου σε ένα περιορισμένο βαθμό για να πάρουμε το αποτέλεσμα της χρονικής παρέλευσης, η μεγάλη δουλειά που απαιτείται, δικαιολογεί αυτήν την προσέγγιση μόνο για τα μικρότερα τμήματα και κινητήρες οχημάτων.

#### **1.1.4 Τυπική ζημιά τμήματος σε κινητήρες ντίζελ**

Όπως και στους άλλους τομείς της μηχανολογίας, η ζημιά προκαλείται από ελαττώματα του προϊόντος (σχεδιασμός, υλικό και κατασκευή) και λάθη λειτουργίας (συντήρηση και λειτουργία). Υπάρχουν τυπικά παραδείγματα και των δύο κατηγοριών για τους κινητήρες ντίζελ. Όπως είναι φυσικό εξαρτώνται πολύ από την κατάσταση φόρτισης των τμημάτων. Επιδράσεις που μπορούν να συνυπολογιστούν ανεπαρκώς ή ακόμα και καθόλου όταν διαστασιολογούνται τα τμήματα αλλά παρόλα αυτά εμφανίζονται και προκαλούν αστοχίες στον κινητήρα που είναι εξίσου σημαντικές για τους σχεδιαστές και χρήστες των κινητήρων.

Η αστοχία που προκαλείται από θραύση κόπωσης (αστοχία κόπωσης) είναι ο συνηθέστερος τύπος ζημιάς σε κινητήρες ντίζελ. Προέρχεται από την κυρίαρχη εναλλασσόμενη φόρτιση των περισσότερων τμημάτων που προκαλείται από δυνάμεις αερίου και αδράνειας. Οι θραύσεις κόπωσης είναι σχετικά εύκολο να εντοπιστούν στα ατσάλινα τμήματα χάρη στην δομή της επιφάνειάς τους. Η επιφάνεια μιας θραύσης κόπωσης είναι συνήθως λεία και λεπτόκοκκη, ενώ μία υπολειμματική θραύση (επιφάνεια θραύσης από υπερφόρτωση) έχει μία τραχιά, ρωγμώδη δομή επιφάνειας. Τα αποκαλούμενα παραλιακά σημάδια που παράγονται από την αδιάληπτη πορεία μιας σχισμής, είναι συνήθως ομόκεντρα του σημείου θραύσης. Όπως και σε άλλες μηχανές,

η λάθος διαστασιολόγηση ή τα ελαττώματα του υλικού που δεν έχουν εντοπιστεί μπορεί να είναι αιτίες για θραύσεις κόπωσης.

Οι θραύσεις κόπωσης που προκαλούνται από τρίψιμο (διάβρωση τριβής) σε περιοχές επαφής ανάμεσα σε τμήματα εμφανίζονται αναπάντεχα και συχνά μετά από μακρές περιόδους λειτουργίας. Η τριβή μειώνει την αντοχή στην κόπωση περίπου 20% από την αρχική της τιμή. Μία θραύση είναι συχνά εντοπίσιμη σε μια μικρή προβολή στην αρχή μιας θραύσης που προκαλείται από καταπόνηση ψαλιδισμού που είναι η αιτία για τις πρώτες αρχικές ρωγμές. Μεταξύ άλλων, κινδυνεύουν οι οπές στήριξης για ολισθαίνοντα φέροντα κελύφη (πχ σε ένα διωστήρα και το κυρίως έδρανο), οι φυτευτοί κοχλίες ή οι περτσινωτοί στους άξονες.

Η σπηλαιώση μπορεί να είναι μία άλλη αιτία αστοχιών κόπωσης. Επηρεάζει τμήματα με αγωγούς για ψυκτικό ή λιπαντικό λάδι, το μέσο των οποίων υπόκειται σε πιέσεις με μεγάλες διακυμάνσεις ή ρυθμούς υψηλής εκτροπής. Κύρια παραδείγματα είναι οι συνδεσμολογίες στροφαλοφόρων αξόνων ή τμημάτων ψεκασμού. Προκαλείται πάντα από μία πτώση κάτω από την πίεση ατμοποίησης του συγκεκριμένου υγρού, που προκαλεί κομμάτια ατμού να σχηματιστούν και να διασπαστούν. Αυτό προκαλεί την εμφάνιση υψηλών κορυφών επιταχύνσεων, θερμοκρασιών και πιέσεων στο μέσο, που μπορεί να προκαλέσει τρομερή ζημιά στην επιφάνεια κοντά στο τοίχωμα. Η σπηλαιώση δόνησης, που συμβαίνει στην πλευρά του ψυκτικού των επενδύσεων κυλίνδρου για παράδειγμα, είναι ιδιαίτερο πρόβλημα. Μπορεί να γίνει από καμπτικές δονήσεις υψηλής συχνότητας, που μπορεί να διεγερθούν από δευτερεύουσες κινήσεις του πιστονιού. Εάν το ψυκτικό είναι επίσης χημικά ενεργό, τότε υπάρχει και τοπική διάβρωση πρόσθετα στην σπηλαιώση. Αυτό συμβαίνει ιδιαίτερα σε κινητήρες ντίζελ υψηλής ταχύτητας, υψηλών επιδόσεων.

Το εύρος της ζημιάς εξαρτάται πολύ από τον τύπο της διάβρωσης. Ενώ η ζημιά είναι σχετικά ελαφριά όταν η διάβρωση (επιφανειακή διάβρωση) είναι ομοιόμορφη, αυξάνει σημαντικά όταν δεν είναι (πχ πορώδης) εξαιτίας των μεγαλύτερων εγκοπών στα σημεία της διάβρωσης. Το ράγισμα από διάβρωση δονήσεων είναι ιδιαίτερα επιβλαβές και είναι δυνατό όταν συμβαίνουν ταυτόχρονα διάβρωση και δυναμικές εφελκυστικές καταπονήσεις. Σε αυτήν την περίπτωση, ένα τμήμα δεν έχει πλέον καθόλου αντοχή κοπώσεως επειδή η διάρκεια ζωής του καθορίζεται από τον ρυθμό με τον οποίο προχωράει η ρωγμή και αυτό με την σειρά εξαρτάται από το υλικό, το μέσο διάβρωσης και το εύρος της καταπόνησης. Οπότε, είναι πολύ σημαντικό για του

χειριστές των κινητήρων να ακολουθούν τις οδηγίες του κατασκευαστή για την φροντίδα του ψυκτικού χρησιμοποιώντας κατάλληλους αντιδιαβρωτικούς παράγοντες.

Μία άλλου τύπου διάβρωση είναι η υγρή ή χαμηλής θερμοκρασίας διάβρωση προκαλείται από την συμπύκνωση του ατμού όταν είναι παρών διοξείδιο του θείου, ειδικά σε μεγάλους κινητήρες ντίζελ που λειτουργούν με βαρύ καύσιμο. Επιτρέπει το σχηματισμό πολύ επιθετικού θειικού οξέος. Η διαδικασία ορίζεται από την αλληλεπίδραση του επιπέδου θερμοκρασίας και πίεσης και, εκτός από τις γραμμές καυσαερίων, κυρίως επιδρά στην επένδυση του κυλίνδρου. Η υγρή διάβρωση που συμβαίνει σε ελαφρύ φορτίο του κινητήρα, επιταχύνει την φθορά.

Οι επιφάνειες στα πλαϊνά του θαλάμου καύσης παθαίνουν ζημιά που σχετίζεται με την τοπικά υψηλή θερμοκρασία.

Τα προϊόντα της καύσης του καυσίμου αποσυνθέτουν τα προστατευτικά στρώματα οξειδίου. Ενώ η δομή του υλικού αποσυντίθεται μερικώς, το υλικό διαβρώνεται με ανάλογη τριβή υλικού. Η υψηλή θερμική φόρτιση ενός πιστονιού, πχ στους μεγαλύτερους δίχρονους κινητήρες, μπορεί να προκαλέσει την κορώνα του πιστονιού να αποδυναμωθεί τοπικά και έτσι περιορίζει την διάρκεια ζωής του. Γνωστό ως διάβρωση υψηλής θερμοκρασίας, αυτό το φαινόμενο συμβαίνει επίσης σε βαλβίδες υψηλής πίεσης. Τα αντιμέτρα περιλαμβάνουν τον περιορισμό της θερμοκρασίας της βαλβίδας στην θέση της βαλβίδας (αποτρέποντας τις επικαθήσεις λιωμένη σκωρίας και οπότε τις αντίστοιχες διαβρώσεις) και χρησιμοποιώντας ειδικά, ανθεκτικά στην διάβρωση υλικά με υψηλές τιμές σταθερότητας θερμοκρασίας.

Οι ρωγμές θερμικής συμπίεσης που προκύπτουν από θερμική υπερφόρτωση είναι ένας άλλος τύπος ζημιά. Γίνονται σε σημεία όπου ένα τμήμα θερμαίνεται έντονα τοπικά και ο όγκος των γειτονικών ψυχρότερων τμημάτων εμποδίζει έντονα την ελεύθερη θερμική διαστολή. Αυτό παράγει καταπονήσεις συμπίεσης που προκαλούν πλαστικό λυγισμό στο υλικό. Οι υψηλές εσωτερικές εφελκυστικές τάσεις εμφανίζονται σε αυτά τα σημεία μόλις ο κινητήρας σταματήσει και η θερμοκρασία εξισορροπηθεί. Το εύρος της καταπόνησης του υψηλού χαμηλού κύκλου που παράγεται όταν αυτή η διαδικασία επαναλαμβάνεται τελικά προκαλεί αρχικές ρωγμές. Αυτές οι αρχικές ρωγμές είναι συνηθισμένες στις κυλινδροκεφαλές στις εγκοπές στο πιστόνι ανάμεσα στα ανοίγματα των βαλβίδων, στο εσωτερικό άνω άκρο της επένδυσης του κυλίνδρου και στο χείλος της κοιλότητας του θαλάμου καύσης. Οι βασικές αιτίες μιας τέτοιας ζημιάς μπορεί να είναι μία διαταραγμένη διαδικασία καύσης, αυξημένη μεταφορά

θερμότητας κατά την διάρκεια χτυπήματος ή ανάφλεξη με έκρηξη (πχ σε κινητήρες διπλού καυσίμου) και ανεπαρκής ψύξη.

## 1.2 Μεταφορά θερμότητας και θερμικά φορτία σε κινητήρες

### 1.2.1 Εισαγωγή

Πρόσθετα στην ενθαλπία  $H_A$  των καυσαερίων και την συνήθως αμελητέα ενθαλπία διαρροής  $H_L$ , η απώλεια θερμότητας από τα τοιχώματα  $Q_w$  είναι η σημαντικότερη εσωτερική απώλεια στην εσωτερική ισορροπία ενέργειας μιας καύσης κινητήρα (Εξίσωση 1.1)

$$Q_b + Q_w + H_A + H_E + H_B + H_L + W_i = 0 \quad (1.1)$$

Αντίθετα με τα άλλα τμήματα της ισορροπίας ενέργειας, το εσωτερικό έργο  $W_i$ , η εισαγωγή και η ενθαλπία καυσίμου  $H_E$  και  $H_B$  και η απελευθερωμένη ενέργεια καυσίμου  $Q_B$ , μπορούν να μετρηθούν δύσκολα.

Όμως, εφόσον η επίδρασή του στην ροή της διαδικασίας, την απόδοση και τον σχηματισμό των ρυπαντών είναι τόσο ουσιώδης, η απώλεια θερμότητας των τοιχωμάτων, έχει μελετηθεί πρακτικά από την αρχή της ανάπτυξης των κινητήρων και δεν φαίνεται να υπάρχει τέλος ακόμα και σήμερα. Οπότε, η βιβλιογραφία στο θέμα είναι αντίστοιχα εκτενής.

Μία αναζήτηση στη σελίδα της Κοινωνίας των Μηχανικών Αυτοκινήτων ([www.sae.org](http://www.sae.org)) με τις λέξεις «μεταφορά θερμότητας από τοιχώματα» δίνει περίπου 2000 διαφορετικά άρθρα της SAE που εκδόθηκαν τα τελευταία 5 χρόνια.

Αν και εκδόθηκε το 1977, η τυπική εργασία «Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine» των Pflaum και Mollenhauer είναι πολύ προτεινόμενη εισαγωγή στο θέμα.

Οπότε, σε αυτό το σχετικά σύντομο κομμάτι θα παρουσιαστούν τα βασικά και τα συστήματα μέτρησης, οι εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας και σε κάποιες περιπτώσεις εφαρμογής, που είναι πολύ σημαντικές για την κατανόηση της μεταφοράς θερμότητας από τοιχώματα. Πρόσθετα, θα αναφερθούμε στο ειδικό πρόβλημα της

μοντελοποίησης της μεταφοράς θερμότητας σε 3D CFD (δυναμική ρευστών με υπολογιστή).

### 1.2.2 Βασικά εναλλαγής θερμότητας σε κινητήρες καύσης

Η απώλεια θερμότητας από τοιχώματα ( $Q_w$ ) στον θάλαμο καύσης ενός κινητήρα υπολογίζεται συνήθως σε μια εξομοίωση διαδικασίας κινητήρα χρησιμοποιώντας Νευτώνια μεταφορά θερμότητας ως ένα ολοκλήρωμα πάνω σε ένα κύκλο καύσης (ASP):

$$Q_w = \frac{1}{\omega} \cdot \int_{ASP} h \cdot A \cdot (T_w - T_z) \cdot d\varphi \quad (1.2)$$

Η διαφορά θερμοκρασίας της θερμοκρασίας τοιχώματος – αερίου ( $T_w - T_z$ ) ορίζεται να δίνει αρνητικό πρόσημο στην αριθμητική τιμή της θερμότητας του τοιχώματος όταν η ενέργεια φεύγει από το σύστημα του θαλάμου καύσης. Οι άλλες τιμές στην εξίσωση 1.2 είναι η γωνία του στρόφαλου  $\varphi$ , η γωνιακή συχνότητα  $\omega$ , η στιγμιαία επιφάνεια του θαλάμου καύσης και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $h$ .

Εφαρμόζοντας την Νευτώνεια κατάσταση ήδη υπονοεί ότι ο μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας είναι πρακτικά εξαναγκασμένη συναγωγή και οι άλλοι δύο μηχανισμοί εναλλαγής θερμότητας (ακτινοβολία και θερμική συναγωγή) είναι συγκριτικά αμελητέα μικροί. Η εναλλαγή θερμότητας στην άμεση εγγύτητα του τοιχώματος πρέπει όντως να προκαλείται από θερμική αγωγή, εφόσον η ροή εκεί πρέπει να είναι γραμμική. Όμως, ο μηχανισμός της εξαναγκασμένης συναγωγής κυριαρχεί ξεκάθαρα έξω από το ιζώδες κάτω στρώμα του οριακού στρώματος.

Η αναλογία της εναλλαγμένης θερμότητας από ακτινοβολία εξαρτάται πολύ από το πόση αιθάλη σχηματίζεται στον θάλαμο καύσης κατά την διάρκεια της καύσης εφόσον μόνο η ακτινοβολία συμπαγούς σώματος που προέρχεται από την αιθάλη είναι ενεργειακά σχετική. Η πιθανή ακτινοβολία αερίου από την άλλη μπορεί να αγνοηθεί τελείως, επειδή τα αέρα είναι πηγές επιλεκτικής ακτινοβολίας, οπότε και μόνο ακτινοβολούν σε στενές μπάντες μήκους κύματος. Με τη σειρά της, η αναλογία της ακτινοβολίας αιθάλης δεν εξαρτάται από την μάζα της ακτινοβολούσας αιθάλης και την θερμοκρασία της, αλλά και από την ποσότητα της μεταφοράς θερμότητας με

συναγωγή. Ρεαλιστικά, η απώλεια από ακτινοβολία μπορεί να θεωρηθεί ότι παίρνει σημαντικές τιμές μόνο σε μεγάλους κινητήρες ντίζελ χαμηλής ταχύτητας. Οπότε, οι συχνότερα χρησιμοποιούμενες εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας με ένα σαφή όρο ακτινοβολίας.

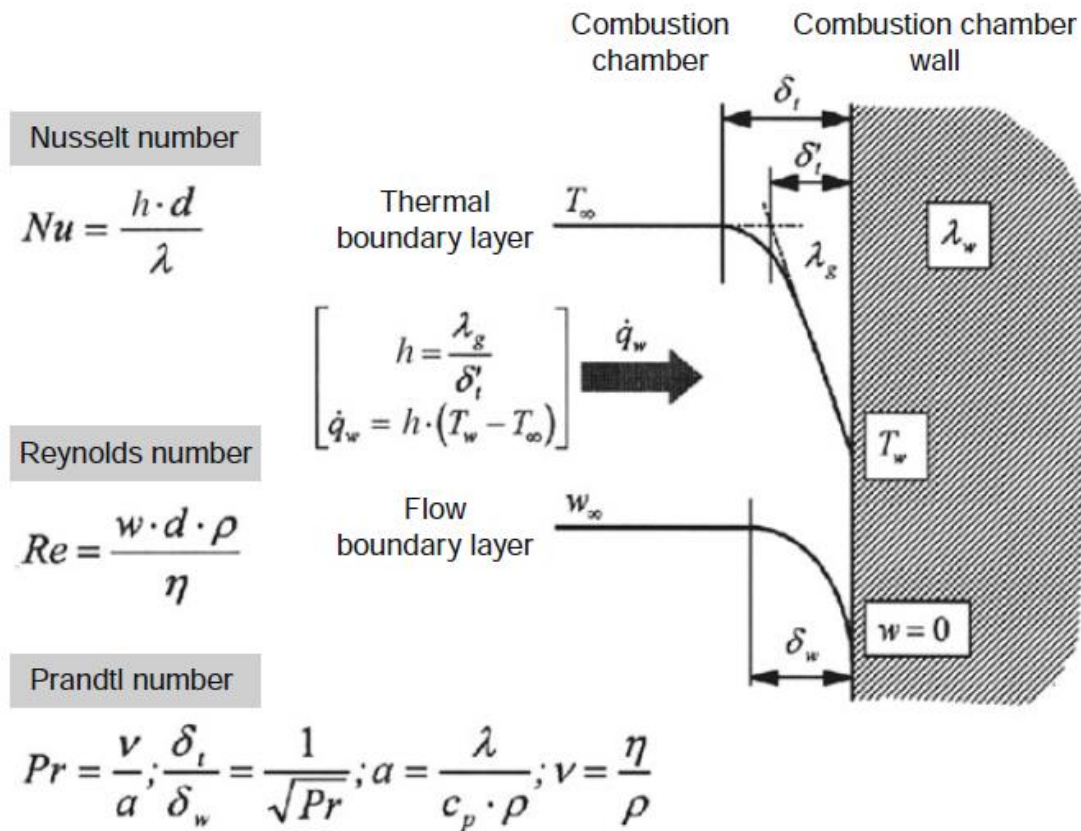
Όλες οι μεταβλητές κατάστασης (πίεση, θερμοκρασία και σύνθεση αερίου) στο θάλαμο καύσης ενός κινητήρα μπορεί να θεωρηθεί θεμελιωδώς ότι διαφέρουν σε κάθε χρονική στιγμή και κάθε σημείο. Αυτό ισχύει επίσης στις θερμοκρασίες της επιφάνειας του τοιχώματος και την περιδίνηση που επηρεάζουν σημαντικά την μεταφορά θερμότητας. Επιπλέον, η απουσία των ανεπτυγμένων συνθηκών ροής πρέπει να είναι αναμενόμενη. Αντιθέτως, μπορούμε να υποθέσουμε στάσιμες ροές και μεταβατικές αρχικές ροές που κάνουν αυτήν την κατάσταση πρακτικά αδύνατο να υπολογιστεί.

Εάν όμως, οι συνθήκες στην εγγύτητα του τοιχώματος του θαλάμου καύσης κατ' αρχήν αναλυθούν τελείως (σχήμα 1.8), γίνεται ξεκάθαρο ότι, όπως με άλλα τεχνικά προβλήματα μεταφοράς θερμότητας, η εφαρμογή της θεωρίας ομοιότητας για να αναλυθεί το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας είναι ωφέλιμη για τον επιθυμητό σκοπό. Αδιάστατοι συντελεστές περιγράφουν τα φαινόμενα και την σχέση τους. Στην περίπτωση της εξαναγκασμένης μεταφοράς θερμότητας, αυτοί είναι ο αριθμός Nusselt ( $Nu = \frac{hd}{\lambda}$ ) για την θερμοκρασία και ο αριθμός Reynolds ( $Re = \frac{wd\rho}{\eta}$ ) για την ροή του οριακού στρώματος. Ο αριθμός Prandtl ( $Pr = \frac{u}{a}$ ) περιγράφει την αλληλεπίδραση ανάμεσα στα δύο οριακά στρώματα. Τα δύο οριακά στρώματα είναι εξίσου παχιά όταν  $Pr = 1$ , για παράδειγμα. Ο  $Pr$  είναι πάντα μικρότερος από 1 για τον αέρα και τα καυσαέρια, οπότε και το οριακό στρώμα της ροής είναι πάντα λεπτότερο από το οριακό στρώμα της θερμοκρασίας. Αυστηρά μιλώντας, όλες αυτές οι αναλύσεις εφαρμόζονται μόνο σε στάσιμες ή πρακτικά στάσιμες περιπτώσεις, δηλαδή οι αλλαγές πρέπει να συμβαίνουν τόσο αργά ώστε να μην εμφανίζονται μεταβατικά φαινόμενα (πχ φαινόμενα αδράνειας). Η μεταφορά θερμότητας στον θάλαμο καύσης ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης είναι σαφέστατα όχι πρακτικά στάσιμη. Αλλά, αλλάζει πολύ γρήγορα χρονικά και τοπικά, ειδικά σε κινητήρες υψηλής ταχύτητας. Παρόλα αυτά, μία ποσοτικά σημαντική επίδραση των μεταβατικών φαινομένων της μεταφοράς θερμότητας δεν έχει ακόμα μετρήσιμα αποδειχθεί.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $h$  μπορεί να υπολογιστεί συνδέοντας τους αδιάστατους συντελεστές μέσω ενός γενικού μοντέλου δυνάμεων:



$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad (1.3)$$



Σχήμα 1.8: Σχηματικό διάγραμμα της μεταφοράς θερμότητας με εξαναγκασμένη συναγωγή προς το τοίχωμα του θαλάμου καύσης

Εκτεταμένες δοκιμές έχουν δείξει ότι οι αριθμητικές τιμές  $n = 0.78$  και  $m = 0.33$  για τους εκθέτες  $m$  και  $n$  που είναι γνωστές από την τυρβώδη ροή σε σωλήνα, ισχύουν και στους κινητήρες καύσης.

Συνεπώς, μέσα στο σχετικό θερμοκρασιακό εύρος, ο  $Pr^{0.33}$  είναι σταθερός με μία ανοχή  $\pm 1\%$  και μπορεί να προστεθεί στην σταθερά  $C$ . Αυτό δίνει μία γενική εξίσωση μεταφοράς θερμότητας για τους θαλάμους καύσης του κινητήρα που βασίζονται σε παρόμοια θεωρία:

$$h = C \cdot d^{-0.22} \cdot \lambda \cdot \left( \frac{w \cdot \rho}{\eta} \right)^{0.78} \quad (1.4)$$

Ο Pfauw περιλαμβάνει εμπειρικά πολυώνυμα για την θερμική αγωγιμότητα  $\lambda$  και το δυναμικό ιξώδες  $\eta$  που εξαρτώνται από την θερμοκρασία και την σύνθεση του

αερίου. Οι θερμικές εξισώσεις κατάστασης μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να δώσουν την πυκνότητα ως  $\rho = \text{σταθερά} \cdot \frac{p}{T}$ .

Έτσι, η σαφής δομή μιας εξίσωσης μεταφοράς θερμότητας απαιτεί μία κατάλληλη ερμηνεία του χαρακτηριστικού μήκους  $d$  και ρυθμού  $w$  σχετικά με την μεταφορά θερμότητας βάση των μετρημένων τιμών και της κλιμάκωσης μέσω της σταθεράς  $C$ .

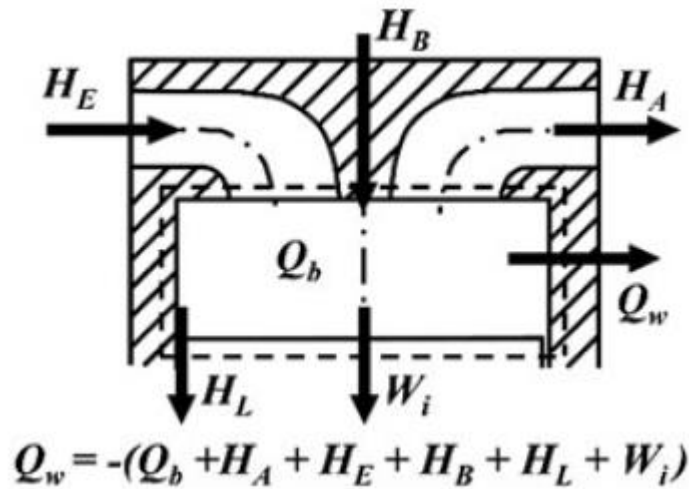
Βάση των μετρημένων τιμών σημαίνει ότι, όταν δεν υπάρχει μία αριθμητική ή ακόμα και αναλυτική λύση στο πρόβλημα, πρέπει να χρησιμοποιηθούν κατάλληλες μετρήσεις των σχεδιασμένων κινητήρων για να δημιουργηθεί μία βάση δεδομένων που επιτρέπει την ημί – εμπειρική μοντελοποίηση με σκοπό να ισχύει όσο καθολικά γίνεται για να εξασφαλιστεί ότι θα είναι επίσης εφαρμόσιμη σε μελλοντικές εξελίξεις των συστημάτων καύσης.

### 1.2.3 Μέθοδοι μέτρησης της θερμικής ροής

Βάση της υπάρχουσας κατάστασης γνώσης, τρεις μέθοδοι είναι ουσιαστικά κατάλληλες για να δημιουργηθεί μία βάση δεδομένων για ένα μαθηματικό μοντέλο της εξίσωσης μεταφοράς θερμότητας.

Η εσωτερική ισορροπία θερμότητας (σχήμα 1.9) επιτρέπει τον υπολογισμό της χρονικής και τοπικής μέσης τιμής απώλειας θερμότητας από τοιχώματα βάση της εσωτερικής ισορροπίας ενέργειας του θαλάμου καύσης (εξίσωση 1.1). Η εισαγωγή, τα καυσαέρια, η διαρροές και η ενθαλπία του καυσίμου πρέπει να μετρηθούν. Η θερμότητα από την καύση  $Q_b$  παράγεται πολλαπλασιάζοντας την μάζα του ψεκασμένου καυσίμου με την καθαρή θερμική τιμή  $H_u$  ( $Q_b = m_b \cdot H_u$ ). Με τη σειρά του, το εσωτερικό έργο που παραδίδεται από το κυκλικό ολοκλήρωμα σε ένα κύκλο του χαρακτηριστικού πίεσης  $p_z$  μετριέται ως μία συνάρτηση της γωνίας του στρόφαλου πολλαπλασιασμένη με την ογκομετρική αλλαγή  $dV/d\phi$ .

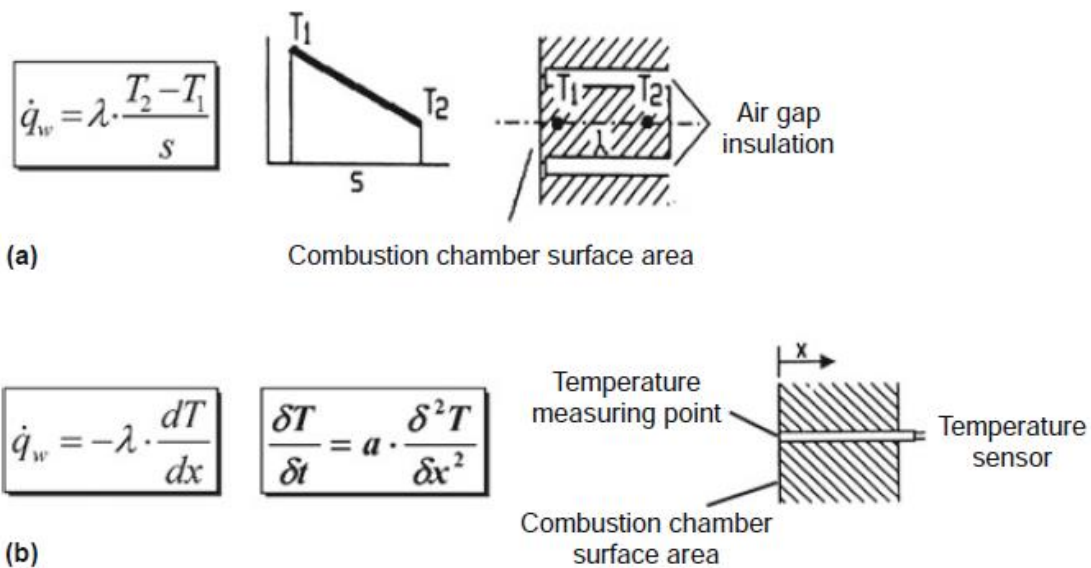
Υποθέτοντας ότι οι μετρήσεις έγιναν προσεκτικά, η εσωτερική ισορροπία θερμότητας είναι απαραίτητη, αλλά ανεπαρκής μέθοδος για να προσδιοριστούν οι απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα. Εφόσον υπολογίζεται μόνο η ολική ισορροπία ενέργειας, είναι αδύνατο να δώσει πληροφορίες στην εξέλιξη της τοπικής μέσης ροής θερμότητας στο τοίχωμα ως προς το χρόνο, για παράδειγμα μία ανάλυση του θερμοδυναμικού χαρακτηριστικού πίεσης.



Σχήμα 1.9: Η αρχή της εσωτερικής ισορροπίας θερμότητας για τον προσδιορισμό τη χρονική και τοπική μέση τιμή της απώλειας θερμότητας από τοιχώματα  $Q_w$

Οι άμεσες μέθοδοι μέτρησης για τον προσδιορισμό των απωλειών θερμότητας του τοιχώματος είναι:

- Ένας αισθητήρας ροής θερμότητας που προσδιορίζει την τοπική χρονική μέση πυκνότητα της ροής θερμότητας στο τοίχωμα  $q_w$  και
- Η μέθοδος θερμοκρασίας επιφάνειας που μετράει την τοπική χρονικά μεταβλητή πυκνότητα ροής της θερμότητας στο τοίχωμα (σχήμα 1.10)



Σχήμα 1.10: Αρχή των αισθητήρων για απευθείας μέτρηση α) της τοπικής χρονικής μέσης τιμής και β) της τοπικής χρονικής μεταβλητής πυκνότητας ροής θερμότητας στο τοίχωμα  $q_w$  στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης

Οι αισθητήρες ροής θερμότητας πρέπει να εγκατασταθούν όσο πιο εφαρμοστά με την επιφάνεια του θαλάμου καύσης γίνεται. Η μόνωση που δημιουργείται από ένα κενό αέρος εγκαθιστά ένα ορισμένο, μονοδιάστατο μονοπάτι αγωγής θερμότητας μέσα στον αισθητήρα. Όταν η θερμική αγωγιμότητα του υλικού της θερμικής αγωγιμότητα είναι γνωστή, οι μετρήσεις των δύο θερμοκρασιών  $T_1$  και  $T_2$  στο ορισμένο διάστημα  $s$  μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να υπολογιστεί εύκολα η πυκνότητα ροής θερμότητας στο τοίχωμα με την εξίσωση της μονοδιάστατης στάσιμης θερμικής αγωγής:

$$\dot{q}_w = \lambda \cdot \frac{T_2 - T_1}{s} \quad (1.5)$$

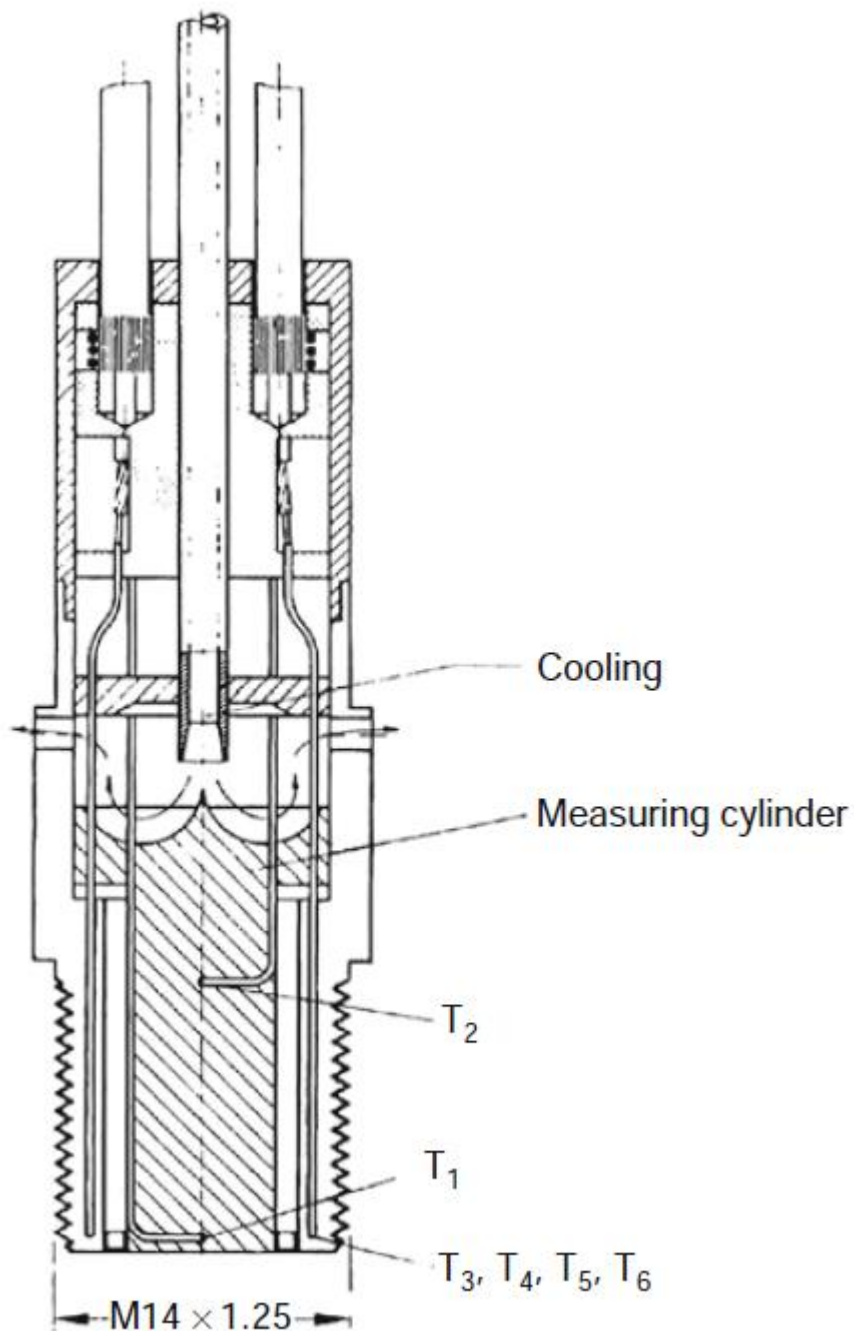
Η εικόνα 1.11 παρουσιάζει ένα αισθητήρα ροής θερμότητας του τύπου που χρησιμοποιείται επιτυχώς. Ενώ η αρχή της μεθόδου είναι απλή, η πρακτική εφαρμογή της επιβάλλει σχετικά περίπλοκα σχέδια αισθητήρα όταν απαιτείται μεγάλη ακρίβεια.

Παρόλα αυτά, η σχετικά εύκολη εφαρμογή αυτής της μεθόδου της μέτρησης της ροής θερμότητας και η υψηλή ακρίβεια που μπορούμε να πετύχουμε είναι πλεονεκτήματα εφόσον απλά απαιτείται η μέτρηση κάποιων θερμοκρασιών των τμημάτων με υψηλή ακρίβεια και δεν απαιτεί το σχηματισμό των διαφορών των μετρούμενων τιμών από διαφορετικές μεθόδους μέτρησης. Όπως και στην μέθοδο της εσωτερικής ισορροπίας ενέργειας, η απόλυτη τιμή στην κανονική περίπτωση θα ήταν ακόμα μεγαλύτερη από την τιμή της διαφοράς που προσδιορίζουμε.

Όμως, υπάρχει ένα ξεκάθαρο πλεονέκτημα. Κανονικά ένας αισθητήρας ροής θερμότητας μπορεί να εγκατασταθεί μόνο σε ένα ή το πολύ δύο σημεία σε ένα θάλαμο καύσης εφόσον πρέπει να είναι απόλυτα εφαρμοστός με την επιφάνεια. Αλλιώς, η μεταφορά θερμότητας με συναγωγή θα αλλάξει υπερβολικά με ακμές που δεν θα ήταν παρούσες διαφορετικά. Έτσι, τα αποτελέσματα της μέτρησης απλά αναπαριστούν τις τοπικές συνθήκες στο σημείο της εγκατάστασης και δεν μπορούν καθόλου να παρέχουν πληροφορίες στην εξέλιξη ως προς το χρόνο.

Η χρονική μέση ροή θερμότητας του τοιχώματος που διαπιστώνουμε με τις μεθόδους που περιγράφηκαν μεταβάλλεται με την θερμοκρασία του αερίου που συνεχώς αλλάζει κατά την διάρκεια ενός κύκλου καύσης, οπότε και επίσης επηρεάζει την διαδικασία εργασίας. Η μέθοδος της θερμοκρασίας επιφάνειας είναι η μόνη μέθοδος που ξέρουμε για την μέτρηση της τοπική μεταβλητής ροής θερμότητας του

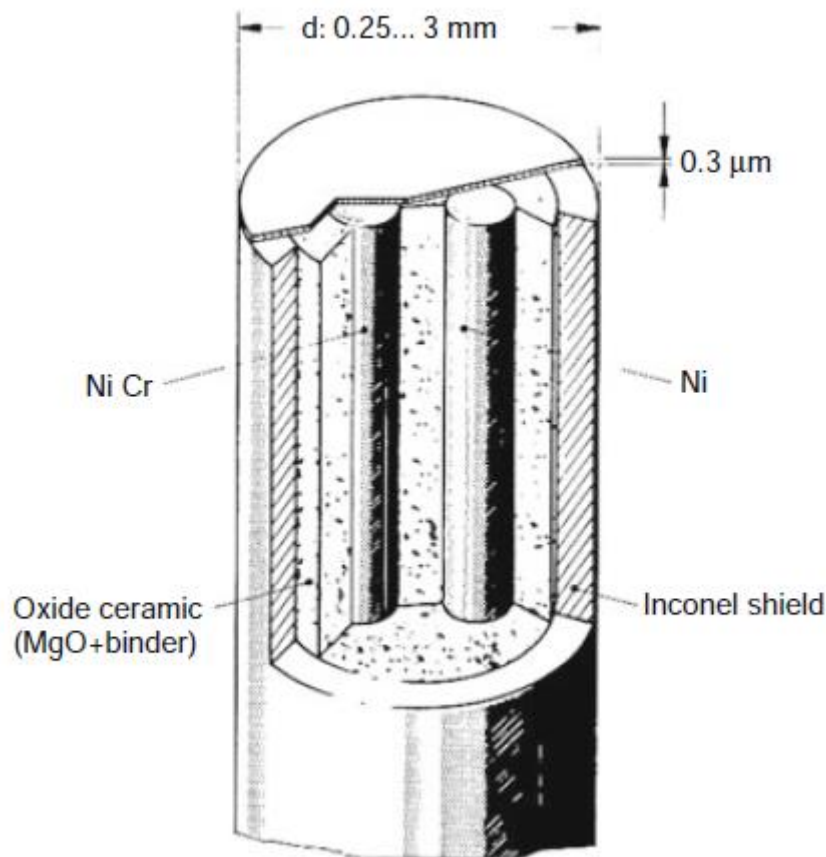
τοιχώματος. Το σχήμα 1.10b δείχνει την αρχή αυτής της μεθόδου για μέτρηση της ροής θερμότητας.



Εικόνα 1.11: Αισθητήρας ροής θερμότητας με ψύξη, σημεία μέτρησης αντιστάθμισης και ένα βαθμωτό κύλινδρο από καθαρό σίδηρο.

Στην μέθοδο θερμοκρασίας επιφάνειας, οι αισθητήρες θερμοκρασίας εγκαθίστανται εφαρμοστά με την επιφάνεια του θαλάμου καύσης. Το πραγματικό σημείο μέτρηση της θερμοκρασίας τους είναι λιγότερο από 2μm κάτω από την

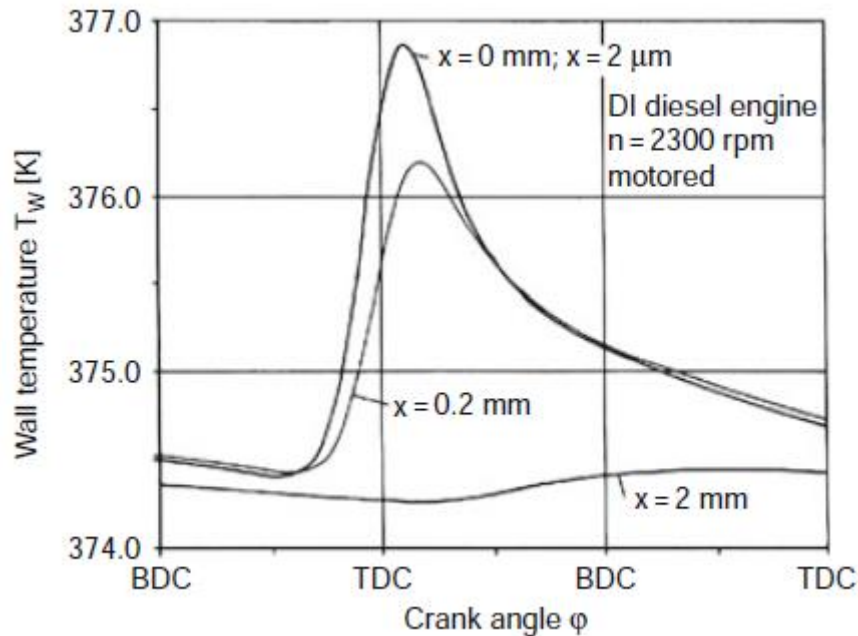
επιφάνεια. Αυτό κάνει δυνατό να μετρηθεί η ταλάντευση της θερμοκρασίας της επιφάνειας που προκαλείται από την μεταβλητή ροπή θερμότητας του τοιχώματος. Αυτή η μέθοδος πρέπει να χρησιμοποιήσει επενδυμένα θερμοζεύγη. Ένα μεταλλικό φιλμ με πάχος μόνο 0.3  $\mu\text{m}$  που εφαρμόζεται μέσω της τεχνολογίας λεπτού φιλμ, παράγει την πραγματική ένωση μέτρησης. Το σχήμα 1.12 δείχνει ένα παράδειγμα ενός τέτοιου θερμοζεύγους.



Σχήμα 1.12: Θερμοζεύγος επιφάνειας

Το σχήμα 1.13 παρουσιάζει τις τυπικές διακυμάνσεις θερμοκρασίας που υπολογίστηκαν σε διάφορα βάθη του τμήματος που παρήχθησαν κατά την διάρκεια τροφοδοτούμενης λειτουργίας ενός κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού εμπορικού οχήματος. Η λεπτότητα των διακυμάνσεων θερμοκρασίας σχετικά με τις αλλαγές της θερμοκρασίας του αερίου είναι άμεσα εμφανής και προκαλείται από τον πολύ μεταβλητό συντελεστή διεύθυνσης της θερμότητας  $b$  (εξίσωση 1.7), που είναι μεγαλύτερος για μέταλλα από τα αέρια περίπου με ένα συντελεστή 500. Το εύρος των διακυμάνσεων της θερμοκρασίας είναι αντιστοίχως μικρότερο. Η πρώτη γρήγορη

πτώση της διακύμανσης είναι προφανής. Ένα πεδίο θερμοκρασιών μπορεί να υποθετηθεί ότι είναι στάσιμο σε ένα βάθος 2 mm. Οπότε η πραγματική θερμοκρασία της θερμοκρασίας μπορεί να μετρηθεί μόνο όταν η μετρητική ένωση θερμοκρασίας δεν είναι πάνω από 2 mm από την επιφάνεια.



Σχήμα 1.13: Υπολογισμένες διακυμάνσεις θερμοκρασίας επιφάνειας. Κινητήρας άμεσου ψεκασμού εμπορικού οχήματος, σε κατάσταση υπέρβασης,  $n = 2300 \text{ rpm}$

Παίρνοντας ως αρχικό σημείο την περιοδικότητα της διακύμανσης της θερμοκρασίας και ενός μονοδιάστατου μεταβατικού πεδίου θερμοκρασίας στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης που επεκτείνεται απείρως σε μία κατεύθυνση, οι πυκνότητες ροής θερμότητας του τοιχώματος που προκαλούν χαρακτηριστικά θερμοκρασίας μπορούν να υπολογιστούν από την διαφορική εξίσωση του Laplace. Ο Eichelberg ήταν ο πρώτος που σχημάτισε διαφορικές εξισώσεις του Laplace με μορφή σειρών Fourier.

$$\frac{\delta T}{\delta t} = a \frac{\delta^2 T}{\delta^2 x}$$

$$T(t, x) = T_m - \frac{\dot{q}_m}{\lambda} \cdot x + \sum_{i=1}^{\infty} e^{-x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}}} \cdot \left[ A_i \cdot \cos \left( i\omega t - x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} \right) + B_i \cdot \sin \left( i\omega t - x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} \right) \right]$$

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \left( \frac{\delta T}{\delta x} \right)_{x=0}$$

$$\dot{q} = \dot{q}_m + \lambda \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} \cdot [(A_i + B_i) \cdot \cos(i\omega t) + (B_i - A_i) \cdot \sin(i\omega t)] \quad (1.6)$$

Η ακρίβεια που επιτυγχάνεται με την μέθοδο θερμοκρασίας επιφάνειας εξαρτάται πολύ από την προσεκτική εγκατάσταση των θερμοζευγών επιφάνειας στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης, δηλαδή και η θερμική σύνδεσή τους με το περιβάλλον υλικό και η απόλυτη εφαρμογή τους με την επιφάνεια είναι κρίσιμα σημαντικές.

Πρόσθετα, ο συντελεστής διεύθυνσης

$$b = \frac{\lambda}{\sqrt{a}} = \sqrt{\rho \cdot c \cdot \lambda} \quad (1.7)$$

που ισχύει για τα θερμοζεύγη επιφάνειας, συμπεριλαμβανομένου των περιβαλλόντων υλικών, πρέπει να ρυθμιστεί ξεχωριστά βάση της θερμοκρασίας. Αυτό μπορεί να γίνει μαθηματικά ή με ειδική πειραματική μέθοδο.

Τελικά, το πως θα πάρουμε την χρονικά μέση πυκνότητα ροής θερμότητας του τοιχώματος  $\dot{q}_m$ , παραμένει ένα ερώτημα. Μετρολογικά, αυτό μπορεί να είναι δυνατό ενσωματώνοντας θερμοζεύγη επιφάνειας σε αισθητήρες ροής. Θα πρέπει να εγκατασταθεί ένας μέγιστος αριθμός από θερμοζεύγη για την μέθοδο επιφάνειας θερμοκρασία για να είναι δυνατό να σχηματιστεί μία αντιπροσωπευτική τοπική μέση τιμή. Αυτό θα πρέπει και πάλι να αποδειχθεί.

Μία εναλλακτική είναι η μέθοδος περάσματος από το μηδέν, που χρησιμοποιεί το πέραςμα της θερμοκρασιακής διαφοράς από το μηδέν  $(T_w - T_g) = 0$ . Αυτό συμβαίνει συνήθως κατά την διάρκεια του χρόνου συμπίεσης επειδή, αγνοώντας τα



πιθανά μεταβατικά φαινόμενα. Η στιγμιαία πυκνότητα μεταφοράς θερμότητας πρέπει επίσης να είναι  $\dot{q} = 0$  σύμφωνα με την εξίσωση 1.2. Οπότε η εξίσωση 1.6 γίνεται:

$$\dot{q}_m = -b \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2}} \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \sqrt{i} \cdot [(A_i + B_i) \cdot (i\omega t_0) + (B_i + A_i) \cdot \sin(i\omega t_0)]$$

$$t_0 = t_{(T_g=T_w)} \quad (1.8)$$

Συγκεκριμένα η εξίσωση 1.8 μπορεί να χρησιμοποιηθεί με ικανοποιητική ακρίβεια, ακόμα και τοπικά, για τα μεμονωμένα σημεία μέτρησης της θερμοκρασίας επιφάνειας εφόσον οι πολύ μεγάλες τοπικές διαφορές θερμοκρασίας αερίου που υπάρχουν κατά την διάρκεια της καύσης δεν υπάρχουν κατά την διάρκεια της συμπίεσης. Οπότε, η θερμική εξίσωση της κατάστασης υπολογίζει την θερμοκρασία του αερίου  $T_g$  ως την μέση θερμοκρασία μάζας  $T_z$ .

$$T_g = T_z = \frac{p \cdot V}{m_z \cdot R_g} \quad (1.9)$$

Ο σχηματισμός από επικαθίσεις (αιθάλη, άνθρακας, κτλ) στα σημεία μέτρησης κατά την διάρκεια της λειτουργίας είναι ένα πρόβλημα που προκύπτει στους κινητήρες ντίζελ συγκεκριμένα, αλλά και στους κινητήρες βενζίνης. Ως αποτέλεσμα, το πραγματικό σημείο μέτρησης θερμοκρασίας δεν είναι πλέον ακριβώς στην επιφάνεια, και έτσι το σήμα μέτρησης αποσβένεται. Το χαρακτηριστικό της θερμοκρασίας τότε, παίρνει την μορφή του σχήματος 1.13. Οι μέθοδοι για να διορθωθούν τέτοιες επικαθίσεις, με την προϋπόθεση ότι δεν έγιναν πολύ παχιές και δεν είναι μετρήσιμη πλέον η αξιολόγηση της δόνησης, δίνονται στην βιβλιογραφία. Οπότε, ως αρχή προτείνεται να γίνει λειτουργία με πρότυπα καύσιμα χωρίς αιθάλη, για να αποφευχθεί αυτό το πρόβλημα εξ αρχής. Όμως, αυτό σπάνια γίνεται εφόσον από την μία πλευρά, υπάρχει ο φόβος ότι η επίδραση των μη τυπικών καυσίμων στη μεταφορά θερμότητας στο τοίχωμα δεν θα είναι μεταφέρσιμη και από την άλλη πλευρά, κάποια φαινόμενα μπορούν μόνο να αναπαραστούν με δυσκολία με πρότυπα καύσιμη, πχ ιδιότητες σχηματισμού όμοιων μειγμάτων κατά την αλληλεπίδραση με το τοίχωμα (σχηματισμός σταγονιδίων, διείδυση, επένδυση τοιχώματος, εξάτμιση και ποιότητα ανάφλεξης).

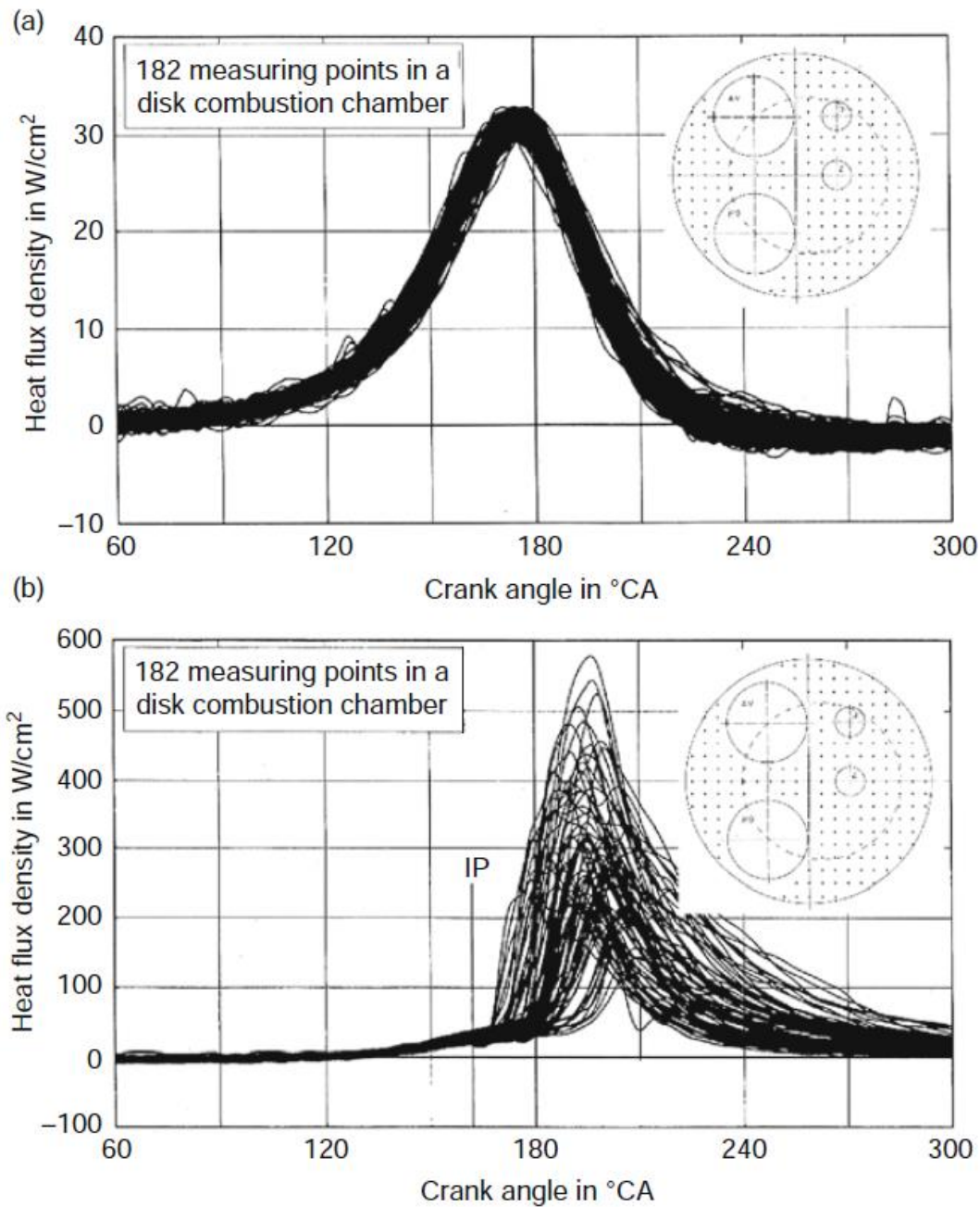
Αντιθέτως, η ικανότητα του να μετρηθούν μόνο μερικά λειτουργικά σημεία πριν την κυλινδροκεφαλή και/ή το πιστόνι πρέπει να αφαιρεθεί ξανά, να καθαριστεί, να ξαναπεραστεί επένδυση και να ξανατοποθετηθεί είναι ανεκτή.

Συνήθως, μόνο κάποια εμπορικά διαθέσιμα θερμοζεύγη επιφάνειας χρησιμοποιούνται για να μειωθεί η εργασία και το κόστος. Όμως, ένας μεγάλος αριθμός από θερμοζεύγη έχουν χρησιμοποιηθεί στην έρευνα του Bargende «Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren». Αν και πρόκειται για κινητήρα βενζίνης, τα θεμελιώδη σημαντικά συμπεράσματα είναι αξιοποιήσιμα. Το σχήμα 1.14a δείχνει 182 χαρακτηριστικά πυκνότητας ροής τοιχώματος για την τροφοδοτούμενη λειτουργία του κινητήρα. Η θύρα εισαγωγής είναι θύρα καθαρής φόρτισης, οπότε το σχήμα της προκαλεί το πεδίο ροής να αποτελείται αποκλειστικά από μη κατευθυντική περιδίνηση. Έτσι, όλα τα σημεία μέτρησης κατά μέσο όρο μετά από 100 κύκλους καύσης, δίνουν σχεδόν ίδια χαρακτηριστικά. Οι συνθήκες κατά την διάρκεια της καύσης είναι εντελώς διαφορετικές (σχήμα 1.14b).

Οι πυκνότητες ροής θερμότητας του τοιχώματος αυξάνουν απότομα μετά το σημείο ανάφλεξης από την στιγμή που το μέτωπο της φλόγας έχει φτάσει το σημείο μέτρησης της θερμοκρασίας επιφάνειας. Το μέτωπο της φλόγας χάνει ένταση (η θερμοκρασία πέφτει στα καμένα κλάσματα μετά την πίεση κορυφής) καθώς αυξάνει η απόσταση από το μπουζί, δηλαδή καθώς ο χρόνος της καύσης καθυστερείται αυξανόμενα. Ως αποτέλεσμα, η απότομη αύξηση της πυκνότητας ροής της θερμότητας τοιχώματος, επιπεδοποιείται. Ενώ οι διαδικασίες ερμηνεύονται εύκολα όταν το μέτωπο της φλόγας προσπερνά τα σημεία μέτρησης, είναι δύσκολο να υπάρχει πειστική εξήγηση της πτώσης της πυκνότητας ροής της θερμότητας του τοιχώματος αφότου φτάσει στο μέγιστο χωρίς ένα διακριτό σύστημα. Εμφανίζεται σε κάθε σημείο η μεμονωμένη συμπεριφορά που χαρακτηρίζεται από χαοτικές τυρβώδεις καταστάσεις στα καμένα κλάσματα όταν το πιστόνι διαστέλλεται.

Αυτό το παράδειγμα δείχνει εντυπωσιακά την ανάγκη για χρήση ενός μεγάλου αριθμού σημείων μέτρησης θερμοκρασίας επιφάνειας για να είμαστε σε θέση να σχηματίσουμε μία πραγματικά αντιπροσωπευτική τοπική μέση τιμή. Αν και υπάρχει συχνά στην βιβλιογραφία, οι συγκρίσεις ανάμεσα στα χαρακτηριστικά πυκνότητας ροής της θερμότητας τοιχώματος που μετριέται σε μεμονωμένα σημεία μέτρησης με

τις γνώριμες εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας που περιγράφουν την τοπική μέση τιμή είναι μη έγκυρες και χωρίς νόημα.

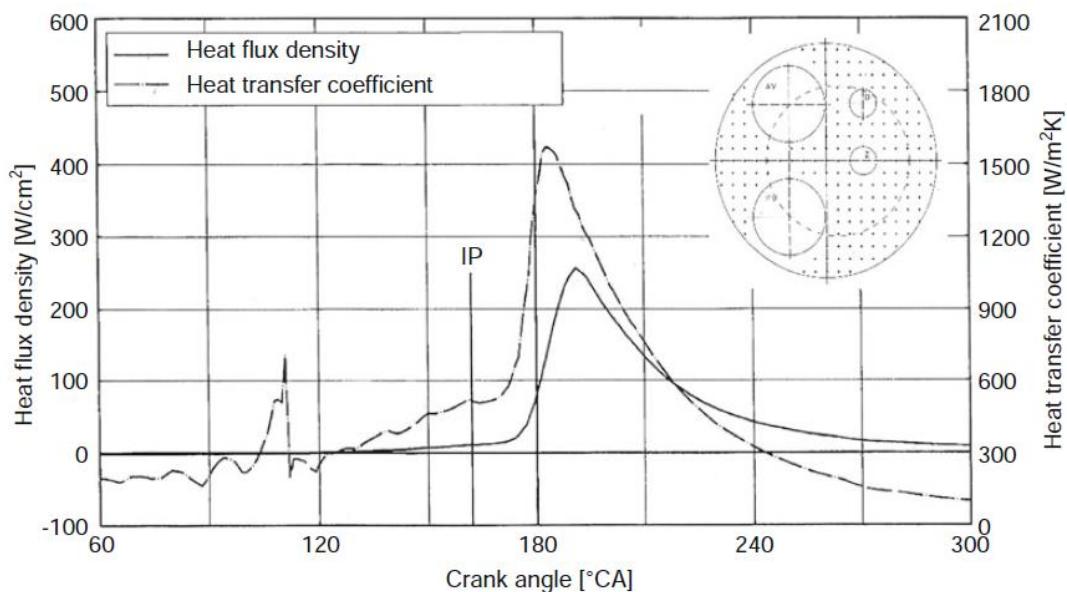


Σχήμα 1.14: 182 χαρακτηριστικά ροής θερμότητας του τοιχώματος για τον δισκοειδή θάλαμο καύσης ενός κινητήρα βενζίνης (a) μηχανοκίνητο  $n = 1465$  rpm σε ανταλλαγή αερίων ANΣ b) σε λειτουργία  $n = 1500$  rpm,  $p_i = 7.35$  bar ( $w_i = 0.735 \frac{kJ}{dm^3}$ ) στο ITDC

Εφόσον οι τοπικά υψηλές μεταβλητές θερμοκρασίες αερίου έξω από το οριακό στρώμα θερμοκρασίας είναι άγνωστες κατά την διάρκεια της καύσης και η οδηγητική βαθμίδα αερίου – τοιχώματος συνεπώς πρέπει να προσδιοριστεί από την μέση

θερμοκρασία μάζας  $T_z$  που υπολογίζεται από τις θερμικές εξισώσεις κατάστασης, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $h$  μπορεί μόνο να υπολογιστεί από την αντιπροσωπευτική τοπική πυκνότητα ροής θερμότητας του τοιχώματος που παίρνεται ως μέσος όρος σε όλο το θάλαμο καύσης.

Η εικόνα 1.15 δείχνει ένα παράδειγμα μιας τέτοιας ανάλυσης. Η ασυνέχεια που εμφανίζεται στον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην περιοχή των  $110^\circ$  CA προκύπτει από τον προσδιορισμό της χρονικής μέσης πυκνότητας ροής θερμότητας τοιχώματος  $\dot{q}_m$  με την μέθοδο περάσματος από το μηδέν. Οπότε, αυτό δεν είναι σε καμιά περίπτωση απόδειξη ενός μεταβατικού φαινομένου. Αντιθέτως, είναι περισσότερο προϊόν μικρών αλλαγών φάσης (ο χρόνος ηλεκτρικής καθυστέρησης της μετρητικής αλυσίδας) ανάμεσα στην μέτρηση της πίεσης στο θάλαμο καύσης από τον οποίο η μέση θερμοκρασία μάζας  $T_z$  έχει υπολογιστεί και οι μετρήσεις θερμοκρασίας επιφάνειας από τις οποίες υπολογίστηκαν οι πυκνότητες ροής θερμότητας τοιχώματος. Ο σχηματισμός των λόγων  $\frac{\dot{q}}{T_z - T_w} = \frac{\dot{q}}{\Delta T} = h$  τότε παράγει το αποτέλεσμα που φαίνεται στην περιοχή του  $\dot{q} = 0$ . Ιδανικά, ένας πόλος θα πρέπει να παραχθεί μαθηματικά.



Σχήμα 1.15: Τοπικές τιμές που σχετίζονται με την επιφάνεια και τοπικοί μέσοι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας που προσδιορίζονται από 182 χαρακτηριστικά πυκνότητας θερμότητας του τοιχώματος, κινητήρας βενζίνης, δισκοειδής θάλαμος καύσης, σε λειτουργία,  $n = 1500$  rpm,  $p_i = 7.35$  bar

Δεν υπάρχει γνωστή μέθοδος για να επιτρέψει την απευθείας μέτρηση του τοπικού μέσου και χρονικά μεταβλητού χαρακτηριστικού των απωλειών θερμότητας του τοιχώματος. Κάθε μία από τις γνωστές μεθόδους είναι μόνο ικανή είτε να δώσει

τοπικές και χρονικές μέσες τιμές ή τοπικές καμπύλες χρόνου. Ακόμα και στην δεύτερη περίπτωση, η μέθοδος θερμοκρασίας επιφάνειας, είναι πολύ περίπλοκη, είναι η μόνη μέθοδος που ικανοποιεί κάθε απαίτηση όταν χρησιμοποιηθεί ένας επαρκής αριθμός από σημεία μέτρησης.

Οι εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας, που χρησιμοποιούνται συχνότερα, παρουσιάζονται παρακάτω όπου βγήκαν είτε με την βοήθεια μιας ή περισσότερων από τις τρεις μεθόδους μέτρησης ή τουλάχιστον επιβεβαιώθηκαν από αυτές πολλές φορές.

#### **1.2.4 Εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας για εξομοίωση διαδικασίας κινητήρα**

Η ιστορία των δημοσιευμένων εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας που υπολογίζουν τις τοπικά μέσες αλλά χρονικά μεταβλητές απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα ως μέρος της εξομοίωσης της διαδικασίας ενός κινητήρα, ξεκίνησαν με τον Nusselt στην αρχή του περασμένου αιώνα. Αν και σχημάτισε τον αριθμό Nusselt ως ουσιαστικά ένα αδιάστατο συντελεστή για να υπολογίσει την μεταφορά θερμότητας με εξαναγκασμένη συναγωγή, η εξίσωση μεταφοράς θερμότητας που δημοσίευσε τον 1923 σχηματίστηκε καθαρά εμπειρικά και δεν βασιζόταν σε μια θεωρία ομοιότητας. Τι 1928, ο Eichelberg απλώς μετέτρεψε τις σταθερές και του εκθέτες της εξίσωσης Nusselt χωρίς άλλες θεμελιώδεις αλλαγές. Άλλες εμπειρικές εξισώσεις που βασιζόνταν στην εμπειρική εξίσωση Nusselt παρήχθησαν στις αγγλόφωνες και γερμανόφωνες περιοχές. Δεδομένου του καθαρά εμπειρικού χαρακτήρα τους, όλες αυτές οι εξισώσεις είναι πρακτικά μη μεταφέρσιμες σε άλλους κινητήρες από αυτούς για τους οποίους είχαν τροποποιηθεί και συνεπώς δεν έχουν καθολική ισχύ.

Το 1954, ο Elser ήταν ο πρώτος που εφάρμοσε μία εξίσωση βασισμένη στην θεωρία της ομοιότητας. Η εξίσωσή του δεν έτυχε ιδιαίτερης προσοχής όμως.

Ο Woschni ήταν αυτός που σχημάτισε την πρώτη εξίσωση μεταφοράς θερμότητας για κινητήρες καύσης βασισμένη στην θεωρία ομοιότητας. Χρησιμοποιείται ακόμα και σήμερα. Αρχικά αναπτύχθηκε για την εξομοίωση διαδικασίας κινητήρα ως μέρος της εφαρμογής EDP στην MAN, και ήδη είχε εκδοθεί σε ακατέργαστη μορφή το 1965. Από το 1970, η τελική εξίσωση είναι:

$$h = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot T_z^{-0.53} \cdot p_z^{0.2} \cdot \left( C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_z - p_0) \right)^{0.8} \quad (1.10)$$

$$w = \left( C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_z - p_0) \right)^{0.8} \quad \text{και όρος καύσης } C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_z - p_0)$$

όπου

$$C_1 = 6.18 + 0.417 c_u/c_m \text{ από άνοιγμα εξαγωγής μέχρι κλείσιμο εισαγωγής}$$

$$C_1 = 2.28 + 0.308 c_u/c_m \text{ από κλείσιμο εισαγωγής μέχρι άνοιγμα εξαγωγής}$$

και

$$C_2 = 0.00324 \text{ m/(s K) για κινητήρες με αδιαίρετους θαλάμους καύσης}$$

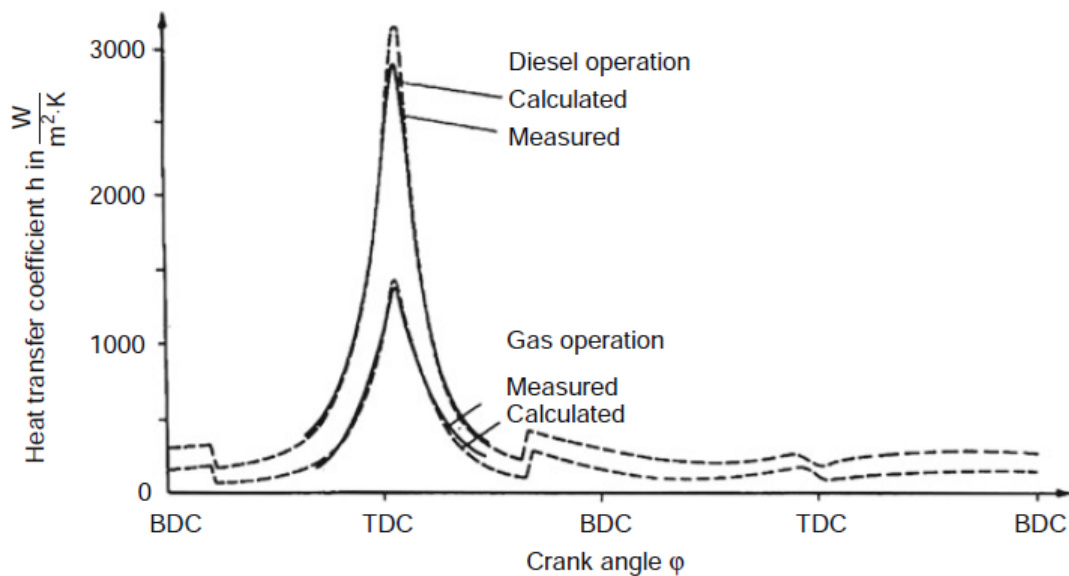
$$C_2 = 0.0062 \text{ m/(s K) για κινητήρες με διαιρετούς θαλάμους καύσης (σε κυρίως και δευτερεύων θαλάμους καύσης)}$$

$$C_2 = 0 \text{ για συμπίεση και εναλλαγή αερίου}$$

Πρόσθετα της στρογγυλοποίησης του εκθέτη του αριθμού Re (εξίσωση 1.4) από 0.78 σε 0.8, ο Woschni επέλεξε ένα κύλινδρο διαμέτρου D ως το χαρακτηριστικό μήκος. Εφαρμόζοντας την μέση ταχύτητα του πιστονιού  $c_m$ , σχημάτισε ένα όρο ροής w με τον ολοκληρωμένο όρο καύσης ενώ μοίρασε την ακτινοβολία θερμότητας. Αναλόγως, η καύση παράγει περιδινήσεις που μοντελοποιούνται από την διαφορά ανάμεσα στην πίεση με καύση  $p_z$  και πίεση χωρίς καύση  $p_0$  (συνθήκη υπέρβασης κινητήρα) και κλιμακώνεται από την ποσότητα  $C_2$  που εξαρτάται από την διαδικασία καύσης και την ποσότητα που εξαρτάται από την δίνη  $C_1 = f(c_u/c_m)$  για την ταχύτητα της ροής (για να προσδιοριστεί ο αριθμός δίνης και η περιφερειακή ταχύτητα  $c_u$ ).

Διαφορετικές σταθερές εφαρμόζονται στην φάση εναλλαγής αερίου από την φάση υψηλής πίεσης. Αλλάζοντας τις σταθερές και σβήνοντας τον όρο καύσης όταν η

εξάτμιση ανοίγει, δίνει μία κάπως λιγότερο ελκυστική κάμψη στις καμπύλες ροής της θερμότητας τοιχώματος (σχήμα 1.16)



Σχήμα 1.16: Σύγκριση των αποτελεσμάτων της εξίσωσης 1.10 με μετρήσεις θερμοκρασίας επιφάνειας για ένα κινητήρα ντίζελ και ένα κινητήρα βενζίνης

Η υπολογισμένη μέση θερμοκρασία μάζας  $T_z$  (εξίσωση 1.9) χρησιμοποιείται για εν εξομοιωθεί η ροή θερμότητας του τοιχώματος για την οδηγητική διαφορά θερμοκρασίας με το τοίχωμα. Μπορούν να ενσωματωθούν διαφορετικά εύρη θερμοκρασιών τοιχώματος (πχ κυλινδροκεφαλη, πιστόνι και επένδυση κυλίνδρου). Όμως, αυτό δεν έχει σκοπό να παράγει μία συσχέτιση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Πρόσθετα, η εξίσωση προσαρμόζεται έτσι ώστε η επιφάνεια της άνω περιοχής του πιστονιού να αγνοείται σαν να μην είναι μέρος του θαλάμου καύσης. Όταν η άνω επιφάνεια του πιστονιού συνυπολογίζεται στην εξομοίωση της διαδικασίας, τότε η απώλεια θερμότητας τοιχώματος που παράγεται πρέπει να ξαναεισαχθεί στον θάλαμο καύσης με μία κατάλληλη μορφή με αντίστροφο πρόσημο. Αλλιώς η ισορροπία της ενέργειας δεν μπορεί να είναι σταθερή.

Η εξίσωση 1.10 είναι μακράν η περισσότερο χρησιμοποιούμενη εξίσωση μεταφοράς θερμότητας στον κόσμο για πάνω από 35 χρόνια. Υπό την καθοδήγηση του Woshni, η εξίσωση έχει επιβεβαιωθεί επανειλημμένα, βελτιώθηκε με προσθήκες και προσαρμόστηκε σε συγκεκριμένα προβλήματα.

Ο Kolesa μελέτησε την επίδραση των υψηλών θερμοκρασιών των τοιχωμάτων στις απώλειες θερμότητα από τα τοιχώματα, και βρήκε ότι οι συντελεστές μεταφοράς

θερμότητας αυξάνουν σημαντικά από μία συγκεκριμένη θερμοκρασία τοιχώματος ( $T_w > 600 K$ ) επειδή οι φλόγες καίνε πιο κοντά στο τοίχωμα. Έτσι η φλόγα σβήνει αργότερα στην περιοχή του τοιχώματος. Ως αποτέλεσμα, το θερμικό οριακό στρώμα λεπταίνει και η βαθμίδα της θερμοκρασίας αυξάνει μέσα στο οριακό στρώμα. Αυτό εξηγεί την αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Αυτή η αύξηση αντισταθμίζει την μείωση της ροής θερμότητας του τοιχώματος που προκαλείται από την οδηγητική διαφορά θερμοκρασίας που μικραίνει καθώς η θερμοκρασία του τοιχώματος αυξάνει. Έτσι, η απώλεια θερμότητας του τοιχώματος ακόμα αυξάνει αρχικά και αρχίζει να μειώνεται στις υψηλότερες θερμοκρασίες τοιχώματος μέχρι να φτάσει την κατάσταση μιας αδιαβατικής μηχανής όταν η θερμοκρασία είναι ίδια με την μέση θερμοκρασία της ενεργητικής μάζας.

Η τροποποίηση που αναπτύχθηκε από τον Kolesa επηρεάζει μόνο την σταθερά  $C_2$  του όρου καύσης και έχει επιβεβαιωθεί μόνο για κινητήρες με αδιαίρετο θάλαμο καύσης:

$$T_w \leq 600 K$$

$$C_2 = 0.00324$$

$$T_w > 600 K$$

$$C_2 = 2.3 \cdot 10^{-5} \cdot (T_w - 600) + 0.005 \quad (1.11)$$

Ο Schwarz απομάκρυνε την ανεπιθύμητη διάκριση σε περιπτώσεις το 1993 μετατρέποντας την εξίσωση 1.11 σε μία σταθερή μορφή.

$$T_w < 525 K$$

$$C_2^* = C_2 = 0.00324$$

$$T_w \geq 525 K$$

$$C_2^* = C_2 + 2.3 \cdot 10^{-6} \cdot (T_w - 525) \quad (1.12)$$



Η συχνότερη χρήση της καθιερωμένης εξίσωσης μεταφοράς θερμότητας του Woschni έδειξε ότι η μεταφορά θερμότητας ήταν πολύ χαμηλή για χαμηλά φορτία και τροφοδοτούμενη λειτουργία του κινητήρα. Πρόσθετα, η απώλεια θερμότητας από τα τοιχώματα ανακαλύφθηκε ότι ήταν μία συνάρτηση του σχηματισμού της αιθάλης στην επιφάνεια του θαλάμου καύσης.

Οπότε οι Huber και Vogel συμπλήρωσαν την εξίσωση 1.10 με ένα μεταβλητό όρο που δίνει μια τροποποιημένο στοιχείο ταχύτητας  $w$ . Μόνο η σταθερά  $C_3$  προσδιορίζεται για τους κινητήρες ντίζελ. Για τα άλλα συστήματα καύσης και καύσιμα,  $C_3 = 0.8$  για την βενζίνη και  $C_3 = 1.0$  για την αιθανόλη.

Εάν:

$$2 \cdot C_1 \cdot c_m \cdot \left(\frac{V_c}{V_\varphi}\right)^2 \cdot C_3 \geq C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p_z - p_0)$$

τότε:

$$h = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot T_z^{-0.53} \cdot p_z^{0.8} \cdot w_{mod}^{0.8} \quad (1.13)$$

όπου:

$$w_{mod} = C_1 \cdot c_m \cdot \left(1 + 2 \cdot \left(\frac{V_c}{V_\varphi}\right)^2 \cdot C_3\right)$$

$$C_3 = 1 - 1.2 \cdot e^{-0.65 \lambda_v}$$

Η εξίσωση 1.10 αναπτύσσεται επίσης περαιτέρω στις ΗΠΑ. Το 2004, ο Assanis προσάρμοσε την βασική εξίσωση Woschni σε συστήματα καύσης HCCI.

Παρόλα αυτά, η εμπειρία έχει δείξει ότι καμιά από τις μετατροπές που αναφέρθηκαν δεν εφαρμόζεται ευρέως. Αλλά, κυρίως η αρχική μορφή της εξίσωσης 1.10 εφαρμόζεται παρά τις γνωστές τις αδυναμίες. Όταν αυτή η τυποποιημένη μορφή αποκλίνει, μια άλλη εξίσωση θα επιλέγεται συνήθως για τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.

Το 1980, ο Hohenberg έκδωσε μία εξίσωση για την μεταφορά θερμότητας σε κινητήρες ντίζελ, που επίσης βασίζεται στην θεωρία ομοιότητας:

$$h = 130 \cdot V^{-0.06} \cdot T_z^{-0.53} \cdot p_z^{0.8} \cdot (T_z^{0.163} (c_m + 1.4))^{0.8} \quad (1.14)$$

Με σχετικά απλή μορφή, αναφέρεται συχνά για σύγκριση με την εξίσωση του Woschni.

Ο Hohenberg χρησιμοποίησε την ακτίνα μιας σφαίρας με ένα όγκο που αντιστοιχεί στον στιγμιαίο όγκο του θαλάμου καύσης ως χαρακτηριστικό μήκος. Επέλεξε μία σφαίρα επειδή είναι το μόνο γεωμετρικό σώμα που μπορεί να περιγραφεί κάνοντας συγκεκριμένη μια γεωμετρική ποσότητα. Σαν αποτέλεσμα, οι κινητήρες με διαφορετικούς λόγους διαδρομής/διαμέτρου αναπαρίστανται καλύτερα. Σημειώνεται ότι ο εκθέτης 3 ( $V = \pi r^3$ ) παράγει ένα πολύ μικρό εκθέτη (-0.06), και έτσι δείχνει ότι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι ανεξάρτητο από τις γεωμετρικές διαστάσεις του κινητήρα.

Για την επίδραση της ταχύτητας, ο Hohenberg επίσης επέλεξε την μέση ταχύτητα πιστονιού  $c_m$  συνοδευόμενη από μία σταθερά για την επίδραση της καύσης και μία μικρή συσχέτιση θερμοκρασίας με τον όρο:  $1.4 T_z^{0.163}$ . Ενώ ο Hohenberg περιέγραψε πως εντόπισε πειραματικά μία μικρή επίδραση της πίεσης στην ταχύτητα σχετικά με την μεταφορά θερμότητας  $p_z^{0.25 \cdot 0.8}$ , παρόλα αυτά μείωσε τον καθαρό εκθέτη της πίεσης από 0.8 σε 0.6 έτσι ώστε η πίεση να ασκεί καμία επίδραση στην ταχύτητα μαθηματικά με την αυστηρή έννοια της θεωρίας ομοιότητας ( $Re^{0.8}$ ) και τελικά ο εκθέτης της πίεσης παραμένει 0.8.

Αντίθετα με την εξίσωση Woschni (1.2) επιτρέπει επίσης την επιφάνεια του άνω μέρους του πιστονιού στον υπολογισμό της στιγμιαίας ολικής επιφάνειας  $A$  του θαλάμου καύσης:

$$A = A_{\text{θαλάμου καύσης}} + A_{\text{άνω επιφάνειας πιστονιού}} \cdot 0.3 \quad (1.15)$$

Ο συντελεστής 0.3 παίρνει υπόψη ότι η μεταφορά θερμότητας στην άνω επιφάνεια αποτελεί μόνο 30% της μεταφοράς θερμότητας στον θάλαμο καύσης. Η άνω επιφάνεια του πιστονιού  $A_{\text{άνω επιφάνειας πιστονιού}}$  προκύπτει από το μέγεθος του

θαλάμου καύσης πολλαπλασιασμένο με το ύψος της άνω επιφάνειας του πιστονιού επί 2 ( $A_{\text{άνω επιφάνειας πιστονιού}} = D \cdot \pi \cdot 2 \cdot h_{\text{άνω επιφάνειας πιστονιού}}$ ).

Η εξίσωση 1.14 είναι το αποτέλεσμα των πολύ εκτενών πειραμάτων σε μεγάλο αριθμό από διαφορετικούς κινητήρες με την μεγαλύτερη ποικιλία στις μεθόδους μέτρησης.

Το 1991, ο Bargende έκδωσε μία άλλη σχέση για τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητα που αρχικά είχε αναπτυχθεί για τους κινητήρες βενζίνης, που όμως επίσης ισχυε στους κινητήρες ντίζελ. Και αυτή βασίζονταν στην θεωρία ομοιότητας.

$$h = 254.5 \cdot V^{-0.073} \cdot \left( \frac{T_z + T_w}{2} \right)^{-0.477} \cdot p_z^{0.78} \cdot w^{0.78} \cdot \Delta \quad (1.16)$$

Αντί για μια στρογγυλοποιημένη τιμή (0.8), χρησιμοποιείται η ακριβής τιμή για τον εκθέτη  $n = 0.78$ . Ο τύπος του Hohenberg υιοθετήθηκε ως το χαρακτηριστικό μήκος ( $d^{-0.22} \approx V^{-0.073}$ ). Μία θερμοκρασία μέσος όρος από την μέση θερμοκρασία μάζας και θερμοκρασία τοιχώματος ( $T_m = \frac{T_z + T_w}{2}$ ) χρησιμοποιείται ως η σχετική θερμοκρασία για τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας εφόσον η θερμοκρασία αέριο προς τοίχωμα είναι ισορροπημένη μέσα στο θερμικό οριακό στρώμα, οπότε απαιτεί τον υπολογισμό των φυσικών χαρακτηριστικών ( $\lambda$ ,  $\eta$ ) και την πυκνότητα  $\rho$  με μία μέση θερμοκρασία.

Μία συσχέτιση της σύνθεση του αερίου ως μία συνάρτηση του περιεχομένου του αέρα  $r$  μπορεί επίσης να ενσωματωθεί για να ικανοποιήσει μεγαλύτερες απαιτήσεις. Ο περιεχόμενο του αέρα  $r$  ορίζεται ως

$$r = \left( \frac{\lambda - 1}{\lambda + \frac{1}{L_{\min}}} \right)_{\lambda \geq 1} \quad (1.17)$$

και μεταβάλλεται η αριθμητική τιμή ανάμεσα σε  $r = 0$  για ένα στοιχειομετρικό λόγο αέρα / καυσίμου ( $\lambda = 1$ ) και  $r = 1$  για καθαρό αέρα ( $\lambda \rightarrow \infty$ ).

Ο μεταβλητός όρος του υλικού είναι τότε:

$$\lambda \cdot \left(\frac{\rho}{\eta}\right)^{0.78} = 10^{1.46} \cdot \frac{1.15 \cdot r + 2.02}{[R(2.57 \cdot r + 3.55)]^{0.78}} \cdot \left(\frac{T_z + T_w}{2}\right)^{-0.477} \cdot p_z^{0.78} \quad (1.18)$$

Η ταχύτητα  $w$  που είναι σχετική με την μεταφορά θερμότητας περιγράφεται με το καθολικό μοντέλο περιδίνησης  $k - \varepsilon$ :

$$w = \frac{\sqrt{\frac{8}{3} \cdot k + c_k^2}}{2} \quad (1.19)$$

όπου  $c_k$  η στιγμιαία ταχύτητα του πιστονιού. Το παρακάτω ισχύει για την αλλαγή της ειδική κινητική ενέργειας:

$$\frac{dk}{dt} = \left[ -\frac{2}{3} \cdot \frac{k}{V} \cdot \frac{dv}{dt} - \varepsilon \cdot \frac{k^{1.5}}{L} + \left( \varepsilon_q \cdot \frac{k_q^{1.5}}{L} \right)_{\varphi > ITDC} \right]_{-(IC \leq \varphi \leq EO)} \quad (1.20)$$

όπου  $\varepsilon = \varepsilon_q = 2.184$  και το χαρακτηριστικό μήκος δίνης  $L = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi \cdot V}}$ . Για να υπολογιστεί η ειδική κινητική ενέργεια της ροής με τύρβη  $k_q$ , πρέπει να οριστεί ένα κοίλωμα με σχήμα κούπας, που θα αναπαράγει βέλτιστα τις πραγματικές συνθήκες που συνήθως παρεκκλίνουν από την ιδανική περίπτωση.

Πιο πρόσφατα, μία παρόμοια μορφή του μοντέλου  $k - \varepsilon$  εφαρμόστηκε για να μοντελοποιηθεί η συναγωγή που είναι σχετική με την απελευθέρωση θερμότητας.

Αντίθετα με τα μοντέλα Woschni και Hohenberg, δεν χρησιμοποιεί ένα τύπο ενσωματωμένο στον όρο ροής ως τον όρο καύσης. Αλλά, ο πολλαπλασιαστικός ρόλος καύσης  $\Delta$  μοντελοποιεί τις διαφορετικές οδηγητικές βαθμίδες θερμοκρασίας των άκαυτων κλασμάτων στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης με μία θερμοκρασία  $T_{uv}$  και των καμένων κλασμάτων με μια θερμοκρασία  $T_v$ .

Η εξίσωση μεταφοράς θερμότητας του Bergende είναι ευδιάκριτα λιγότερο καθαρή από τις παλαιότερες εξισώσεις των Woschni και Hohenberg ως προς την επίδραση των αλλαγμένων παραμέτρων του κινητήρα στην απώλεια θερμότητας τοιχώματος. Η επίδραση της αύξησης της ταχύτητας στις απώλειες θερμότητας του τοιχώματος μπορεί να συναχθεί άμεσα από τις εξισώσεις των Woschni και Hohenberg.

Η εξίσωση του Bergende κρύβει μία τέτοια απλή ερμηνεία με το μοντέλο  $k - \varepsilon$  που εφαρμόζεται για να μοντελοποιηθεί ο όρος της ταχύτητας.

Αυτό ξεκάθαρα δείχνει ότι η σημερινή προγραμματισμένη εφαρμογή τέτοιων μοντέλων επιτρέπει την ανταλλαγή της καθαρότητας με αντάλλαγμα την αυξημένη ακρίβεια. Όπως φαίνεται σε πρόσφατες μελέτες μεταφοράς θερμότητας, αυτή η τάση θα συνεχιστεί και στο μέλλον. Όμως, η μοντελοποίηση μπορεί να μην επιτραπεί να δώσει λανθασμένα την εντύπωση ενός «λανθασμένου κέρδους ακρίβειας». Αυτό συμβαίνει όποτε πειραματικά μη επιβεβαιώσιμα φαινόμενα ενσωματώνονται στη μοντελοποίηση. Τέτοια συστήματα εξισώσεων εμφανίζονται ότι είναι μόνο φυσική μοντελοποίηση. Στην πραγματικότητα, είναι καθαρά εμπειρικές προσαρμογές με αντίστοιχα περιορισμένους εύρος εγκυρότητας.

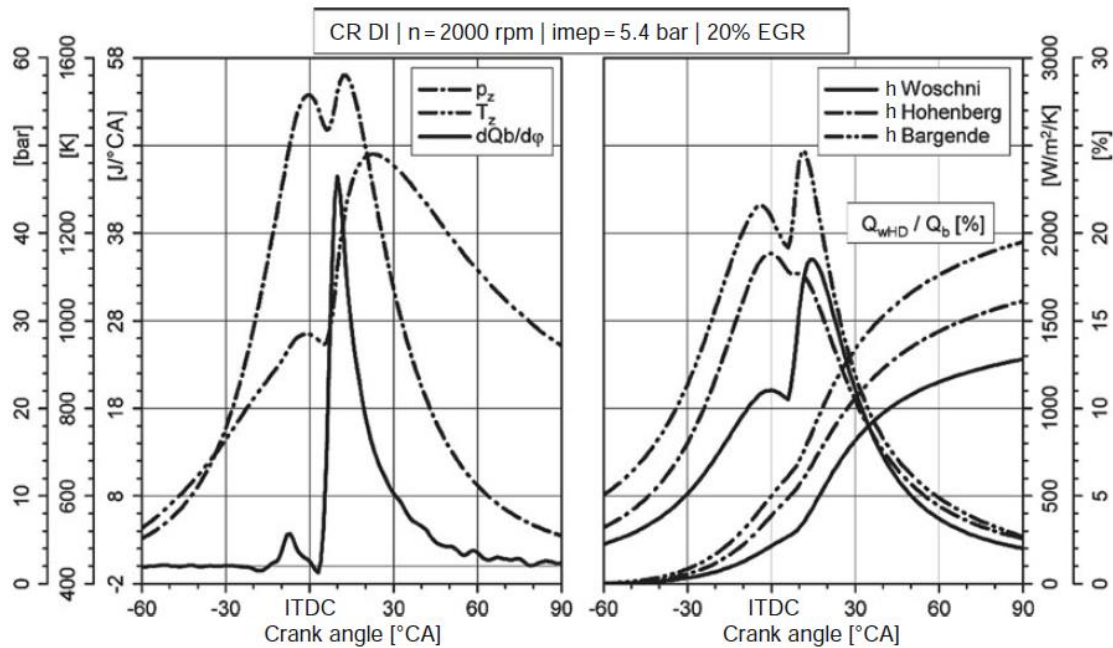
### **1.2.5 Παραδείγματα εφαρμογής**

Τα διαφορετικά αποτελέσματα που παίρνουμε με τις εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας που περιγράφονται παραπάνω συγκρίνονται σχετικά συχνά, συνήθως είναι για να κατηγοριοποιηθεί μία νέα μορφή εξίσωσης ή για να συγκριθούν τα αποτελέσματα της μέτρησης και των υπολογισμών.

Οπότε, οι τρεις εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας συγκρίνονται επίσης για να γίνει ευκολότερο για τους χρήστες να διαλέξουν μία που ταιριάζει στο πρόβλημά τους.

Το διάγραμμα στα αριστερά στο σχήμα 1.17 αναπαριστά το χαρακτηριστικό της μετρημένης πίεσης και το χαρακτηριστικό της μέσης θερμοκρασία μάζας που αναλύεται από αυτή θερμοδυναμικά και το χαρακτηριστικό καύσης ενός τυπικού μοντέρνου κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού common rail σε μερικό φορτίο σε συμβατική ετερογενή λειτουργία με χρήση πιλοτικού ψεκασμού. Το διάγραμμα στα δεξιά στο σχήμα 1.17 αναπαριστά τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τους Woschni (εξίσωση 1.10), Hohenberg (εξίσωση 1.14) και Bergende (εξίσωση 1.16) και τις απώλειες θερμότητας τοιχώματος στο τμήμα υψηλής πίεσης σχετικά με την μετατετραμένη θερμότητα καύσης.

Αναλόγως, το σχήμα 1.18 αναπαριστά τα αποτελέσματα μία ανάλυσης ομοιογενούς καύσης (HCCI) για έναν ίδιο κινητήρα. Παρόμοιο με την πρόκαυση σε εμφάνιση, η κρύα καύση (ψυχρή φλόγα) αμέσως πριν την κύρια καύση (θερμή φλόγα) είναι ξεκάθαρα αναγνωρίσιμη στο χαρακτηριστικό της καύσης.



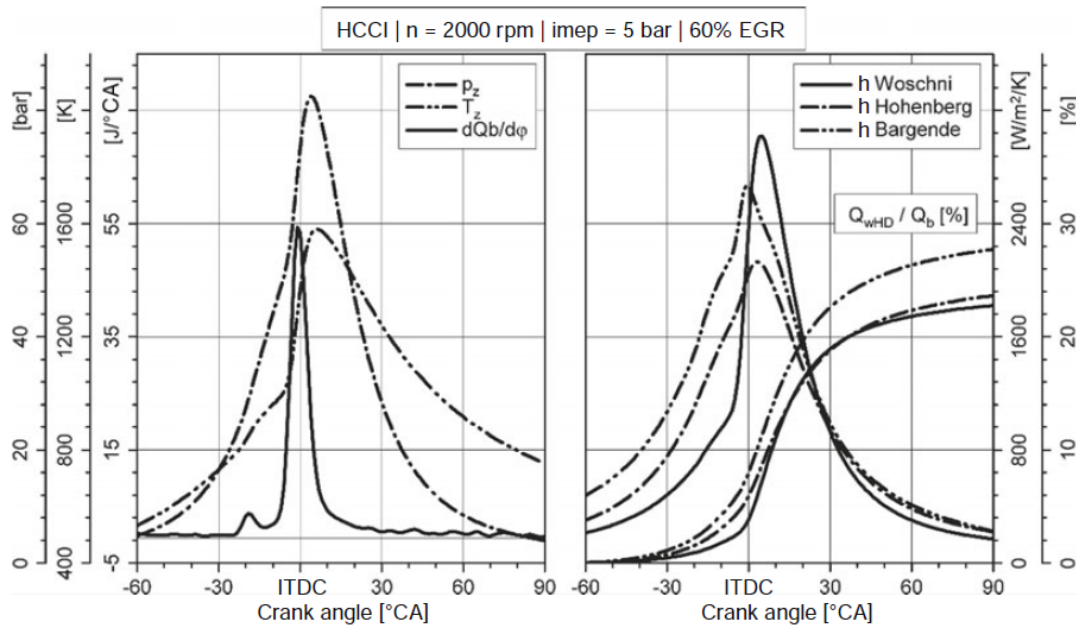
Σχήμα 1.17: Σύγκριση των εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας των Woschni, Hohenberg και Bargende για την ετερογενή λειτουργία ενός κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού common rail σε μερικό φορτίο με χρήση πιλοτικού ψεκασμού και 20% ψυχόμενη εξωτερική EGR.

Η συνολικά νωρίτερη και συντομότερη HCCI καύση κάνει την κορυφαία πίεση να είναι σημαντικά υψηλότερη από την ετερογενή καύση και να την φτάσει σε νωρίτερη γωνία θέσης στροφάλου σχετικά με το ΑΝΣ ανάφλεξης. Εφόσον οι πιέσεις είναι υψηλότερες, και οι τρεις εξισώσεις βασικά δίνουν λίγο υψηλότερους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας στην λειτουργία HCCI. Σε συνδυασμό με τις μέσες θερμοκρασίες μάζας και ειδικά καθώς καίγεται λίγη ενέργεια καυσίμου  $Q_b$ , οι σχετικές απώλειες θερμότητας τοιχωμάτων που παράγονται στο κομμάτι υψηλής πίεσης (HD) είναι σημαντικά υψηλότερες όταν η καύση είναι ομοιογενής από όταν είναι ετερογενής.

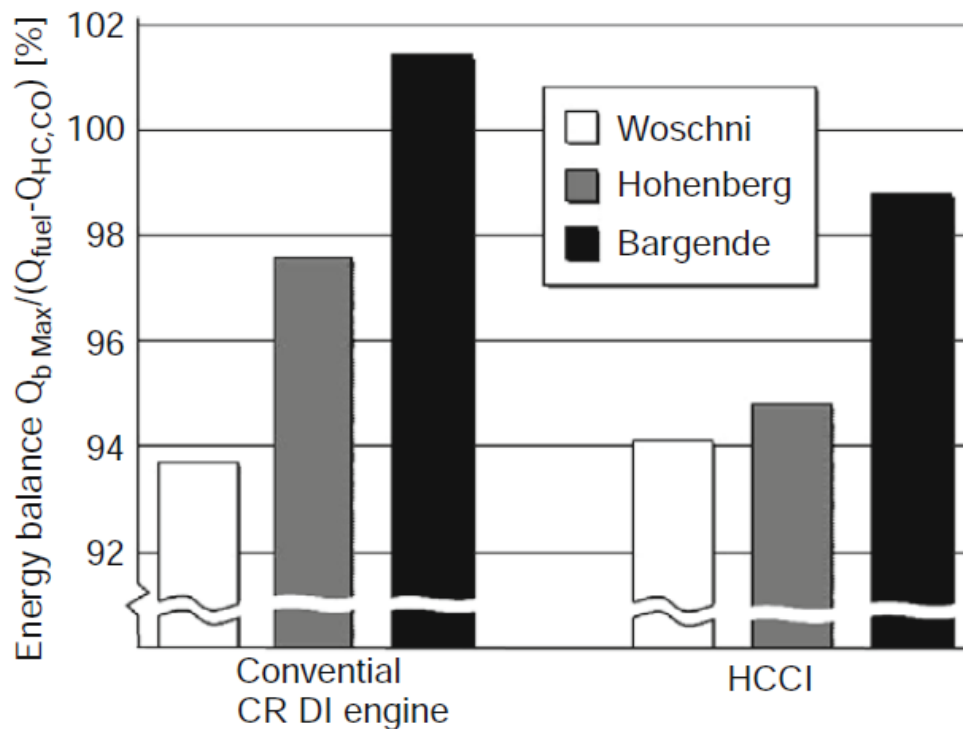
Οι διαφορές ανάμεσα στις σχετικές απώλειες θερμότητας τοιχωμάτων που υπολογίζονται από τις τρεις εξισώσεις είναι εξαιρετικά μεγάλες και προκύπτουν από τις μεγάλες διαφορές στα χαρακτηριστικά του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας που υπολογίζεται, με το χρόνο.

Τέτοιες διαφορές εμφανίζονται επίσης στις ισορροπίες ενέργειας (σχήμα 1.19) ως ένας λόγος του μέγιστου στο ολοκληρωμένο χαρακτηριστικό  $Q_{b_{max}}$  και την παρεχόμενη ενέργεια καυσίμου  $Q_{Krst}$ , μειώνεται από τα κλάσματα ενέργειας ημιτελούς (CO) και ατελούς (HC) καύσης  $Q_{HC,CO}$ . Το δεύτερο είναι ιδιαίτερα

απαραίτητο για την λειτουργία HCCI εφόσον είναι παρόντα σημαντικά ενεργειακά κλάσματα άκαυτων και μερικώς καμένων στα καυσαέρια.



Σχήμα 1.18: Σύγκριση των εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας των *Woschni*, *Hohenberg* και *Bargende* για την ομοιογενή λειτουργία (HCCI) ενός κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού *common rail* σε μερικό φορτίο με 60% ψυχόμενη εξωτερική EGR.



Σχήμα 1.19: Σύγκριση των ισορροπιών ενέργειας για τους υπολογισμούς των απωλειών θερμότητας τοιχώματος από *Woschni*, *Hohenberg* και *Bargende* κατά την διάρκεια ετερογενούς (συμβατικής CR DI) και ομοιογενούς (HCCI) καύσης (κινητήρας ντίζελ άμεσου ψεκασμού *common rail*,  $n = 2000$  rpm, μερικό φορτίο, ψυχόμενη εξωτερική EGR)

Για κάμποσο καιρό, η εξίσωση Woschni ήταν γνωστό ότι παρείχε υπερβολικά χαμηλές τιμές ισορροπίας για την ετερογενή λειτουργία. Δεν είναι ξεκάθαρο αν η εξίσωση Hohenberg ή η εξίσωση Bergende δίνουν περισσότερο ακριβή αποτελέσματα στην ετερογενή λειτουργία, εφόσον οι ισορροπίες ενέργειας που αναλύονται από τον μετρημένο χαρακτηριστικό πίεσης του θαλάμου καύσης έχουν διάστημα εμπιστοσύνης τουλάχιστον 2%, ακόμα και όταν ο εξοπλισμός μέτρησης έχει βαθμονομηθεί και εφαρμοστεί επιμελώς. Αυτό κάνει κάπως σχετική την ακρίβεια εφόσον οι αποκλίσεις της ετερογενούς καύσης βασίζονται στην εξίσωση Hohenberg και φαίνονται στο σχήμα 1.19 είναι λιγότερο από  $\pm 4\%$ .

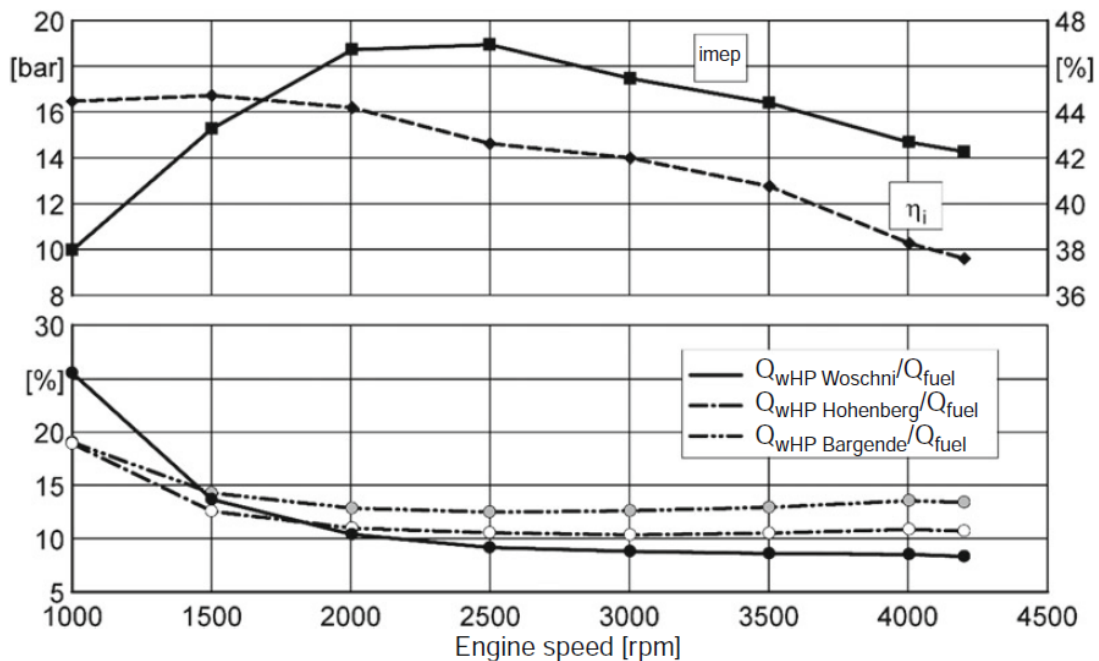
Εν τέλει, είναι αξιοσημείωτο ότι αποτελέσματα με κάποια αληθοφάνεια μπορούν να υπολογιστούν για την λειτουργία HCCI εφόσον καμία από αυτές τις τρεις εξισώσεις δεν αναπτύχθηκε για την ομοιογενή αυτοαναφλεγόμενη καύση ντίζελ. Αυτό είναι καθαρή απόδειξη ότι οι εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας που αυστηρά και σχολαστικά αναπτύχθηκαν στην βάση της θεωρίας ομοιότητας πετυχαίνουν καθολική εγκυρότητα.

Όμως, όπως είναι αναμενόμενο, η εξίσωση Bargende δίνει το αποτέλεσμα με την καλύτερη ισορροπία ενέργεια, εφόσον η λειτουργία HCCI είναι ενεργητικά σχετικά απλή με την προαναμειγμένη καύση του κινητήρα βενζίνης με τυρβώδη μετάδοση φλόγας που προέρχεται από ένα σημείο ανάφλεξης.

Σημαντικές διαφορές προκύπτουν επίσης όταν οι τρεις εξισώσεις εφαρμόζονται στο πλήρες φορτία των κινητήρων ντίζελ άμεσου ψεκασμού. Το πάνω διάγραμμα στο σχήμα 1.20 δείχνει την μέση ενδεικτική πίεση  $i_{\text{μερ}}$  και την ενδεικτική απόδοση  $\eta_i$  ως συνάρτηση της ταχύτητας του κινητήρα στην λειτουργία πλήρους φορτίου ενός κινητήρα ντίζελ common rail αυτοκινήτου ρυθμισμένου στις περιοριστικές τιμές Euro 4. Το κάτω διάγραμμα δείχνει τις σχετικές απώλειες θερμότητας στο τμήμα υψηλής πίεσης (HP). Και οι τρεις εξισώσεις έχουν ίδια ποιοτικά χαρακτηριστικά αλλά οι ποσοτικές απώλειες θερμότητας διαφέρουν σημαντικά, πάνω απ' όλα στην εξίσωση Woschni. Το μεγάλο ποσοστό απωλειών στις  $n = 1000$  rpm είναι ιδιαίτερα εμφανές, αν και η ενδεικτική απόδοση (που υπολογίζεται από το εσωτερικό έργο και την ψεκασμένη μάζα καυσίμου) δεν δείχνει καμία μη κανονικότητα όταν συγκρίνεται με  $n = 1500$  rpm. Υπολογισμένο σαν λιγότερο από 10% της ενέργειας με την εξίσωση



Woschni, οι απώλειες θερμότητας τοιχώματος στις υψηλότερες ταχύτητες εμφανίζονται επίσης πολύ χαμηλές.

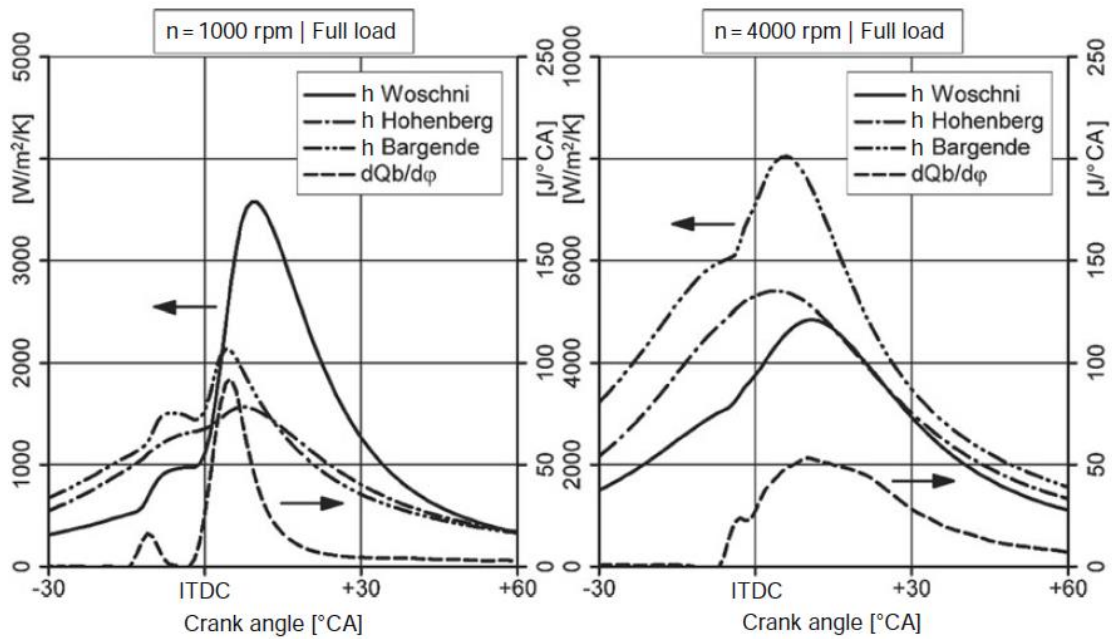


Σχήμα 1.20: Σύγκριση πλήρους φορτίου των εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας Woschni, Hohenberg και Bargende (κινητήρα ντίζελ αυτοκινήτου CR DI)

Μία πιο ακριβής ανάλυση των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας οδηγεί στο συμπέρασμα (σχήμα 1.21) ότι η εξίσωση Woschni αναπαράγει την επίδραση της καύσης στην μεταφορά θερμότητας υπερβολικά πολύ όταν  $n = 1000$  rpm και υπερβολικά λίγο όταν  $n = 4000$  rpm. Αυτό εξηγεί τις διαφορές στην σχετική απώλεια θερμότητα από τα τοιχώματα.

Μία σύγκριση των τριών σχέσεων για την μεταφορά θερμότητας παράγει ποικίλα αποτελέσματα. Η εξίσωση Woschni φαίνεται ότι δίνει τα καλύτερα αποτελέσματα στους μεγάλους κινητήρες ντίζελ. Η εξίσωση Hohenberg φαίνεται ότι κάνει το ίδιο στους εμπορικού κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτων. Η εξίσωση Bargende πιθανώς κάνει το ίδιο για τις ομοιογενή και ημί – ομοιογενής διαδικασίες καύσης, ειδικά όσον αφορά την γωνιακή θέση του σφονδύλου και την διάρκεια της απελευθέρωσης της θερμότητας.

Όμως, η εξίσωση Bargende είναι πλέον πάνω από 15 χρόνια παλιά και η εξίσωση είχε εκδοθεί πριν από 45 χρόνια.



Σχήμα 1.21: Σύγκριση πλήρους φορτίου των εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας των Woschni, Hohenberg και Bargende σε  $n = 1000 \text{ rpm}$  και  $n = 4000 \text{ rpm}$  (κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου CR DI)

Η διαδικασία ροής σε ένα κινητήρα ντίζελ δέχτηκε αλλαγές από τότε. Η ευελιξία του συστήματος common rail της σχεδίασης του ψεκασμού είναι ένα αντιπροσωπευτικό παράδειγμα. Πολλές εκδόσεις έχουν μελετήσει τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης των απωλειών των τοιχωμάτων. Παρόλα αυτά, παρά τις γνωστές αδυναμίες που περιλαμβάνουν αυτές που αναφέρθηκαν στην σύγκριση, η παλαιότερη από τις εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας που βασίζονται στην θεωρία ομοιότητας, η εξίσωση Woschni ακόμα χρησιμοποιείται συχνότερα.

Η μεταφορά θερμότητας από το αέριο του θαλάμου καύσης προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης απέχει από το να ολοκληρωθεί ως θέμα έρευνας.

Οπότε, δεδομένης της υπάρχουσας κατάστασης, η μόνη βιώσιμη πρόταση είναι πάντα να επιβεβαιώνονται κριτικά οι εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας που χρησιμοποιούνται. Όμως, αυτό πρέπει να γίνει μέσα στο πλαίσιο της φυσικής δυνατότητας. Ένα σφάλμα ισορροπίας σημαντικά πάνω από 5% για παράδειγμα, σαφέστατα δεν προκαλείται από μία λάθος εξίσωση μεταφοράς θερμότητας. Η παράλληλη χρήση των εξισώσεων είναι πάντα χρήσιμη καθώς ευκολότερο τον έλεγχο της δυνατότητας. Τελικά, τίποτα δεν μπορεί να αντικαταστήσει την εμπειρία με την εφαρμογή τους. Επιπλέον, μία καθολικά σωστή λύση δεν υπάρχει ακόμα.

### 1.2.6 Μεταφορά θερμότητας για εναλλαγή αερίου και θύρες εισαγωγής και εξαγωγής.

Εξ' ορισμού, η εναλλαγή αερίου υπάρχει ανάμεσα στο άνοιγμα της εξαγωγής μέχρι το κλείσιμο της εισαγωγής. Η μεταφορά θερμότητας στον κύλινδρο κατά την διάρκεια αυτής της διαδικασίας ροής δεν έχει ερευνηθεί τόσο έντονα όσο το τμήμα υψηλής πίεσης των διαδικασιών από το κλείσιμο της εισαγωγή στο άνοιγμα της εξαγωγής.

Ακόμα υψηλότερες απαιτήσεις γίνονται στην ακρίβεια της εξομοίωσης της διαδικασίας του κινητήρα. Έτσι, οι απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα κατά την εναλλαγή αερίων είναι επίσης σημαντική. Επηρεάζει σημαντικά:

- Την ενθαλία των καυσαερίων και έτσι την ενεργοποίηση μιας τουρμπίνας υπερπληρωτή καυσαερίων.
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων, οπότε και έμμεσα, η θερμοκρασία της εξωτερικής ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και, ακόμα περισσότερο, η θερμοκρασία του εσωτερικού καυσαερίου που επιστρέφει μέσω της θύρας εισαγωγής κατά την επικάλυψη των βαλβίδων ή παραμένει μέσα στον κύλινδρο και
- Το φρέσκο φορτίο και η θερμοκρασία του, θερμαίνοντάς το λιγότερο ή περισσότερο κατά την φάση της εισαγωγής, που με την σειρά του επηρεάζει σημαντικά τον σχηματισμό ρυπαντών (οξειδίων του αζώτου) έμμεσα αλλάζοντας το επίπεδο θερμοκρασίας της όλης διαδικασίας.

Η άμεση επίδραση της απόδοσης εναλλαγής καυσαερίων είναι σχετικά χαμηλή. Αλλά, η επιδράσεις που αναφέραμε πιο πάνω παράγουν δευτερεύουσες επιδράσεις στην συνολική απόδοση της διαδικασίας.

Όπως και στο τμήμα υψηλής πίεσης, η εξίσωση Woschni είναι πιο συχνά χρησιμοποιούμενη για να υπολογιστεί η μεταφορά θερμότητας των πλαϊνών του κυλίνδρου στην εναλλαγή καυσαερίων:

$$h = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot T_z^{-0.53} \cdot p_z^{0.8} \cdot (C_1 \cdot c_m)^{0.8} \quad (1.21)$$

όπου  $C_1 = 6.18 + 0.417 c_u/c_m$  για εναλλαγή αερίου.

Η σταθερά  $C_1$  έχει επίσης αλλάξει, για παράδειγμα από τον Gerstle το 1999, για χρήση σε κινητήρες ντίζελ μεσαίας ταχύτητας για να πάρουμε την ενθαλπία των καυσαερίων με μεγαλύτερη ακρίβεια:

$$C_1 = f = \left( 2.28 + 0.308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \right)_{\varphi_{IC} \leq \varphi \leq \varphi_{IO}}$$

$$C_1 = (k \cdot f)_{\varphi_{IC} \leq \varphi \leq \varphi_{IO}} \text{ με } k = 6.5 \div 7.2$$

Ως αποτέλεσμα, η απώλεια θερμότητας των τοιχωμάτων από το άνοιγμα της εξαγωγής έως το άνοιγμα της εισαγωγής μειώνεται σημαντικά και η θέρμανση του φρέσκου φορτίου κατά την διάρκεια της εισαγωγής αυξάνεται σημαντικά από την αρχική έκδοση.

Σύμφωνα με τον Hohenberg, η εξίσωσή του μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τα τμήματα υψηλής πίεσης και εναλλαγής αερίου με ίδιες σταθερές.

Εφόσον η εξίσωση Bargende ισχύει μόνο στο τμήμα υψηλής πίεσης από IC σε EO, η εναλλαγή αερίου απαιτεί να πάρουμε την εξίσωση του Woschni.

Μαζί με την μεταφορά θερμότητας στον κύλινδρο, μία εξομοίωση ή ανάλυση εναλλαγής αερίου απαιτεί κατάλληλα μοντέλα για τις θύρες εισαγωγής και εξαγωγής ως οριακές συνθήκες.

Το 1969, ο Zapf επίσης έκδωσε δύο εξισώσεις για τις θύρες που βασίζονταν στην θεωρία ομοιότητας για τους σωλήνες με τυρβώδη ροές:

$$Nu_{EK} = 0.216 \cdot Re^{0.68} \cdot \left( 1 - 0.785 \cdot \frac{h_V}{d_i} \right)$$

$$Nu_{AK} = 2.58 \cdot Re^{0.5} \cdot \left( 1 - 0.797 \cdot \frac{h_V}{d_i} \right) \quad (1.22)$$

Η χρήση τους απαιτεί τον επαναυπολογισμό των αριθμών Nusselt για την θύρα εισαγωγής  $Nu_{EK}$  και τη θύρα εξαγωγής  $Nu_{AK}$  βάση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $h$ . Ο όρος  $h_V/d_i$  περιγράφει το λόγο του σηκώματος της βαλβίδας προς την εσωτερική διάμετρο της βαλβίδας.

Η εξίσωση 1.22 μελετήθηκε εκτενώς και συστηματικά από τους Wimmer, Pivec και Sams και αποδείχτηκε ότι ταιριάζει καλά στον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας σε θύρες με καλή ακρίβεια.

### 1.2.7 Ενεργητική μέση θερμοκρασία αερίου για τον υπολογισμό του θερμικού φορτίου των τμημάτων

Ο υπολογισμός των πεδίων θερμοκρασιών στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης δεν απαιτεί χρονική επίλυση του κύκλου καύσης στην κλίμακα της γωνία του σφονδύλου. Εφαρμόζοντας και το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και την θερμοκρασία αερίου ως μέσες τιμές σε ένα κύκλο καύσης αρκεί για να υπολογιστεί η οριακή συνθήκη της πυκνότητας ροής της θερμότητας του τοιχώματος στην επιφάνεια του θαλάμου καύσης.

Μία ακόμα χαμηλότερη χρονική ανάλυση προτείνεται για τον υπολογισμό των ψυχρών και θερμών εκκινήσεων, όπως και γενικών φορτίων του σημείου λειτουργίας για να κρατήσουμε περιορισμένους τους χρόνους υπολογισμού και να εξασφαλιστεί μία καλή σύγκλιση.

Το παρακάτω ισχύει για τον μέσο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $h_m$ :

$$h_m = \frac{1}{ASP} \cdot \int h \, d\varphi \quad (1.23)$$

Το παρακάτω ισχύει για την ενεργητικό μέσο της μέσης θερμοκρασία μάζας  $T_{zm}$ :

$$T_{zm} = \frac{\int_{ASP} (h \cdot T_z) \cdot d\varphi}{\int_{ASP} h \cdot d\varphi} \quad (1.24)$$

Αυτή η στάθμιση της μέσης θερμοκρασίας μάζας  $T_z$  με τον στιγμιαίο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $h$  παράγει σημαντικά υψηλότερες θερμοκρασίες από τον μαθηματικό μέσο όρο πάνω σε ένα κύκλο καύσης (ASP). Ο υπολογισμός των πεδίων θερμοκρασίας με μία μαθηματική μέση θερμοκρασία δίνει θερμοκρασίες τοιχωμάτων που είναι τελείως λάθος και πάρα πολύ χαμηλές.

Η απώλεια θερμότητας των τοιχωμάτων και των θερμικών φορτίων των τμημάτων υποεκτιμάται σημαντικά.

Όμως, αυτό επίσης σημαίνει ότι υπακούμε την συνθήκη:

$$\int_{ASP} \frac{dQ_w}{d\varphi} \cdot d\varphi = 0 \rightarrow \Delta T = 0 \rightarrow T_w = T_{zm}$$

$$\int_{ASP} (h \cdot T_z) \cdot d\varphi / \int_{ASP} h \cdot d\varphi$$

για να πάρουμε μία αδιαβατική μηχανή. Αναλόγως, η θερμοκρασία του τοιχώματος σε πλήρες φορτίο θα πρέπει να γίνει σημαντικά περισσότερο από  $T_w = 1000 \text{ K}$ . Εκτός από αυτή την δυσκολία, σχετικές μελέτες έχουν δείξει ότι τέτοια μέτρα δεν είναι δυνατόν να πετύχουν βελτιώσεις στην απόδοση. Αντιθέτως, η κατανάλωση καυσίμου αυξάνει.

### 1.2.8 Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας σε εξομοίωση 3D CFD

Καθώς οι γρήγοροι υπολογιστές έγιναν επαρκώς διαθέσιμοι, τα προγράμματα μεταβατικής τρισδιάστατης εξομοίωσης αναπτύχθηκαν για τον σχεδιασμό της διαδικασίας ροής των κινητήρων και της καύσης. Αρχικά αυτά τα εργαλεία εξομοίωσης περιμέναμε ότι θα εξαφανίσουν την ανάγκη για εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας που βασίζονται στην θεωρία ομοιότητας και θα έκαναν σημαντικά καλύτερη και το κυριότερο, δυνατούς τους τοπικά επιλυμένους υπολογισμούς.

Χρησιμοποιήθηκαν όπως ήταν οι κλασσικοί τυρβοειδείς και λογαριθμικοί νόμοι που προέρχονται από την μοντελοποίηση των περιδινήσεων, πολύ αποτελεσματικά σε άλλες εφαρμογές CFD. Οι διάφοροι συσχετισμοί υπάρχουν σε βιβλιογραφία.

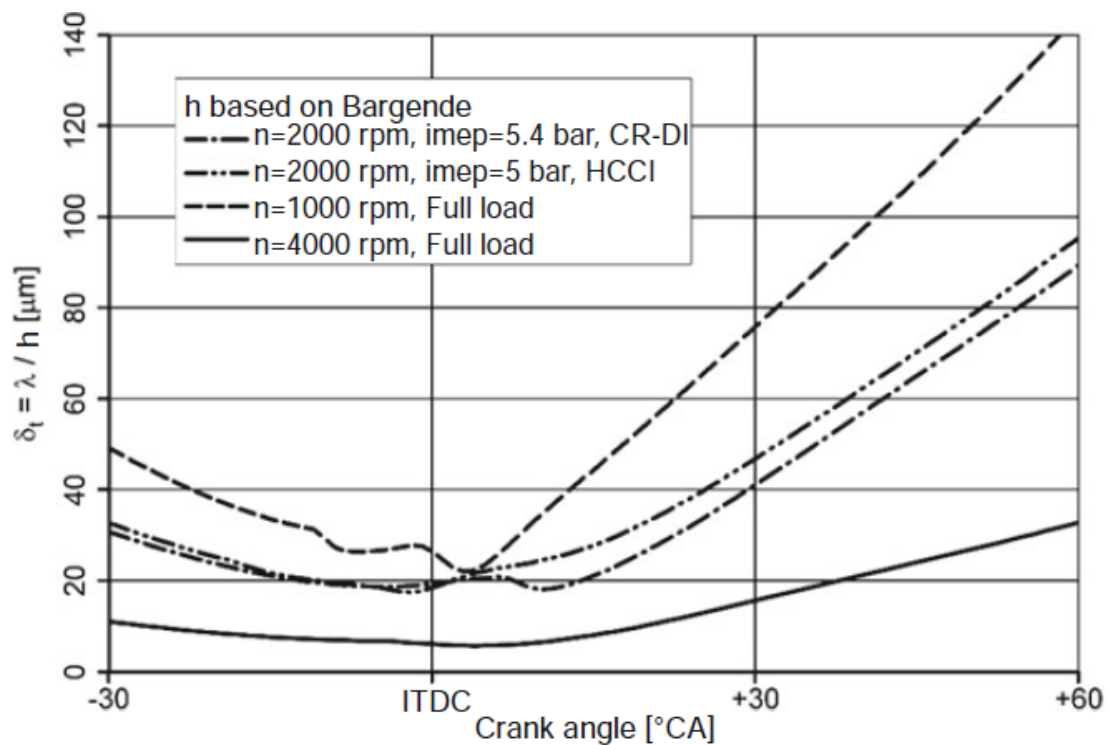
Όμως, συγκριτικά με τις μετρήσεις ισορροπίας και τις εξομοιώσεις διαδικασίας κινητήρα, η εφαρμογή του λογαριθμικού νόμου του τοιχώματος σε ένα θάλαμο καύσης, γρήγορα αποδείχτηκε ότι υποεκτιμά την καθολική ολοκλήρωση της απώλειας θερμότητας του τοιχώματος μέχρι και σε παράγοντα 5. Τέτοια μεγάλη διαφορά, έκανε

αδύνατο να περιμένει κανείς ότι θα προκύψουν σωστά αποτελέσματα για τις υπόλοιπες παραμέτρους.

Ο λόγος που αυτές οι διαφορές μπορεί να βρεθεί στα εξαιρετικά λεπτά οριακά στρώματα στους κινητήρες καύσης. Τα στρωτά ιξώδη κάτω στρώματα είναι πραγματικά εξαιρετικά λεπτά όπως φαίνεται από την παρακάτω απλή εξίσωση για το πάχος του ιξώδους κάτω στρώματος  $\delta'_t$  από το τμήμα 1.2.2.

$$\delta'_t = \frac{\lambda}{h} \quad (1.25)$$

Η εικόνα 1.22 δείχνει τα χαρακτηριστικά του τοπικού μέσου πάχους του θερμικού ιξώδους κάτω στρώματος του οριακού στρώματος που υπολογίστηκε με την εξίσωση 1.25 για τα τέσσερα λειτουργικά σημεία που είδαμε λεπτομερώς στο τμήμα 1.2.5. Αν και η απλή σχέση μπορεί να δώσει μόνο μία εκτίμηση, μία αριθμητική διακριτικοποίηση ενός κάτω στρώματος με ένα μέγιστο πάχος 20  $\mu\text{m}$  στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης είναι προφανώς αδύνατη, οπότε και οι προσεγγίσεις πρέπει να επεξεργαστούν.



Σχήμα 1.22: Χαρακτηριστικό του πάχους του ιξώδους κάτω στρώματος του θερμικού οριακού στρώματος. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τον Bargende (κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου CR DI)

Παρά τις προόδους στην τοπική τυποποίησης ενός προβλήματος του νόμου του τοιχώματος κατάλληλου για εξομοίωση 3D CFD που αναπτύχθηκε, από τον Reitz για παράδειγμα, η 3D CFD εξομοίωση ακόμα πολύ συχνά χρησιμοποιεί μία από τις εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας που είδαμε στο τμήμα 1.2.5. Όταν εφαρμοστούν έξυπνα, δίνουν ένα ανεκτίμητο πλεονέκτημα ενός συνεχόμενου ελέγχου (ή εάν είναι απαραίτητο μία διόρθωση) της εξομοίωσης ισορροπίας ενέργειας 3D CFD, με το να εκτελούν ταυτοχρόνως μία εξομοίωση της διαδικασίας του κινητήρα.



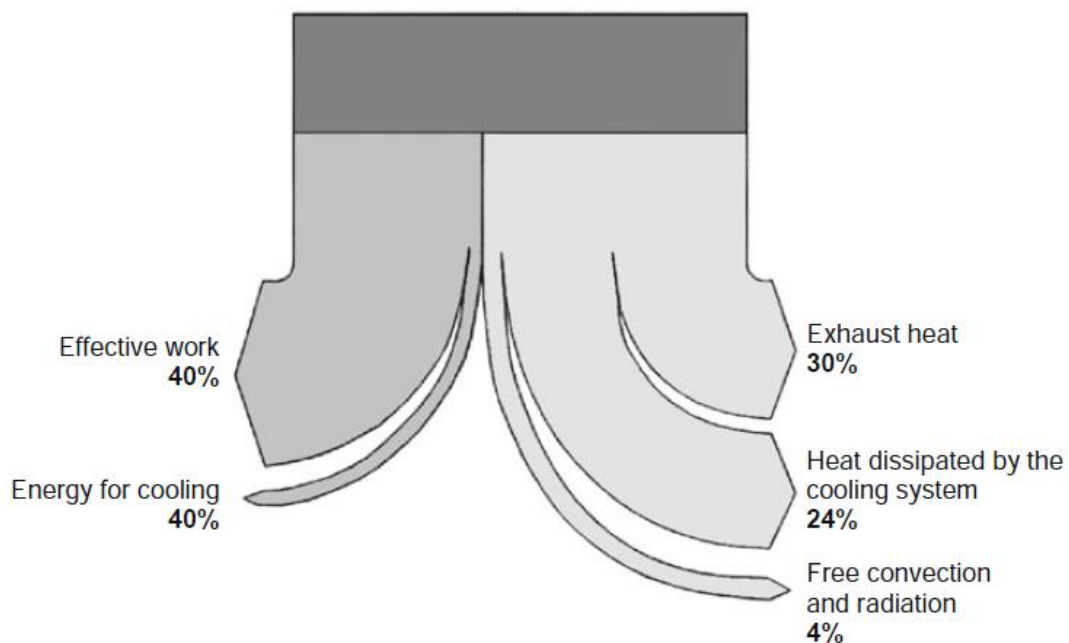
## 2 Ψύξη κινητήρα

### 2.1 Εσωτερική ψύξη κινητήρα

#### 2.1.1 Η λειτουργία της ψύξης κινητήρα

##### 2.1.1.1 Ισορροπία Θερμότητας και μεταφορά θερμότητας

Αναλόγως το μέγεθος, την αρχή λειτουργίας και το σύστημα καύσης του, ένας κινητήρας ντίζελ μετατρέπει μέχρι και 30 – 50% της ενέργειας του καυσίμου που παρέχεται σε ωφέλιμο έργο πέδησης. Εκτός από τις απώλειες μετατροπής κατά την διάρκεια της καύσης, το υπόλοιπο ποσοστό απελευθερώνεται στο περιβάλλον ως θερμότητα (σχήμα 2.1), κυρίως από την εξάτμιση και το σύστημα ψύξης. Μόνο ένα σχετικά μικρό ποσοστό φτάνει στο περιβάλλον από συναγωγή και ακτινοβολία μέσω της επιφάνειας του κινητήρα. Πρόσθετα στην θερμότητα των τμημάτων που μεταφέρεται στο ψυκτικό, η θερμότητα που απομακρύνεται από ένα σύστημα ψύξης, επίσης περιλαμβάνει την θερμότητα που απομακρύνεται από τον ψύκτη του λιπαντικού λαδιού και τον ενδιάμεσο ψύκτη.



Σχήμα 2.1: Εξωτερική ισορροπία θερμότητας ενός μοντέρνου κινητήρα ντίζελ εμπορικού οχήματος

Χρησιμοποιώντας την απώλεια ενέργεια για λόγους θέρμανσης κτλ, απαιτεί μία λεπτομερή ανάλυση του περιεχομένου ενθαλπίας των διαφόρων ειδών θερμότητας όπως και της χρήσης και τον τύπο του κινητήρα. Το εξωτερικό σύστημα ψύξης (τμήμα 2.2) έχει επίσης ενσωματωθεί στην ανάλυση. Η εσωτερική ψύξη του κινητήρα πρακτικά καλύπτει τις απώλειες θερμότητας των τοιχωμάτων που συμβαίνουν όταν η ενέργεια μετατρέπεται μέσα στον θάλαμο καύσης και φτάνει στο ψυκτικό με τη μετάδοση θερμότητας. Άλλα τμήματα του κινητήρα, πχ ακροφύσια ψεκασμού, υπερπληρωτές καυσαερίων και πολλαπλές εξαγωγής, επίσης ψύχονται συχνά απευθείας.

Αναλύοντας από την οπτική της μετατροπής ενέργειας μόνο, η ψύξη του κινητήρα μοιάζει με χαμένη ενέργεια. Αυτό θέτει το ερώτημα για το εάν μία μη ψυχόμενη αδιαβατική μηχανή δεν αποτελεί ένα αξιόλογο στόχο προς ανάπτυξη. Η πεποίθηση ότι η αντοχή υψηλών θερμοκρασιών και τα θερμομονωτικά υλικά είχαν ανακαλυφθεί με τα νεοανεπτυγμένα κεραμικά υλικά και ότι η αδιαβατική μηχανή, μία από τις βασικές ιδέες του Rudolf Diesel, ήταν ένα βήμα πιο κοντά ήταν έντονη στις αρχές του 1980.

Η αύξηση των θερμοκρασιών των τμημάτων στους περίπου 1200° C όταν σταματήσει η ψύξη είχε ήδη σημειωθεί το 1970. Ακόμα και σήμερα, αυτό παραμένει ένα ανεξέλεγκτο επίπεδο θερμοκρασίας για του παλινδρομικούς κινητήρες και γίνεται χειρότερο από την μείωση του φορτίου του κυλίνδρου, οπότε και η ειδική ισχύς σε τέτοιες θερμοκρασίες τοιχωμάτων όταν η απώλεια φορτίου δεν αντισταθμίζεται από υπερπλήρωση. Πειραματικά τεστ σε ένα κινητήρα με μονωμένο θάλαμο καύσης εντόπισαν μία σημαντική αύξηση στην κατανάλωση καυσίμου αντί για την αναμενόμενη βελτίωση στην κατανάλωση. Αποδείχτηκε ότι η αιτία για αυτό ήταν μία ισχυρή αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από την πλευρά του αερίου στο πρώτο μέρος της καύσης, που προκαλούσε περισσότερη αντί για λιγότερη θερμότητα να φτάσει στο ψυκτικό. Οι εξομοιώσεις διαδικασιών κινητήρα έδειξαν ότι η αποτελεσματική ψύξη του κινητήρα που αποτρέπει τις θερμοκρασίες των τμημάτων να φτάσουν πάνω από τα συνηθισμένα επίπεδα είναι μία από τις βασικές προϋποθέσεις για χαμηλές εκπομπές οξειδίων του αζώτου.

Έτσι, μία σημαντική λειτουργία του ψυκτικού του κινητήρα είναι να μειωθούν οι θερμοκρασίες των τμημάτων που σχηματίζουν τον θάλαμο καύσης (πιστόνι,

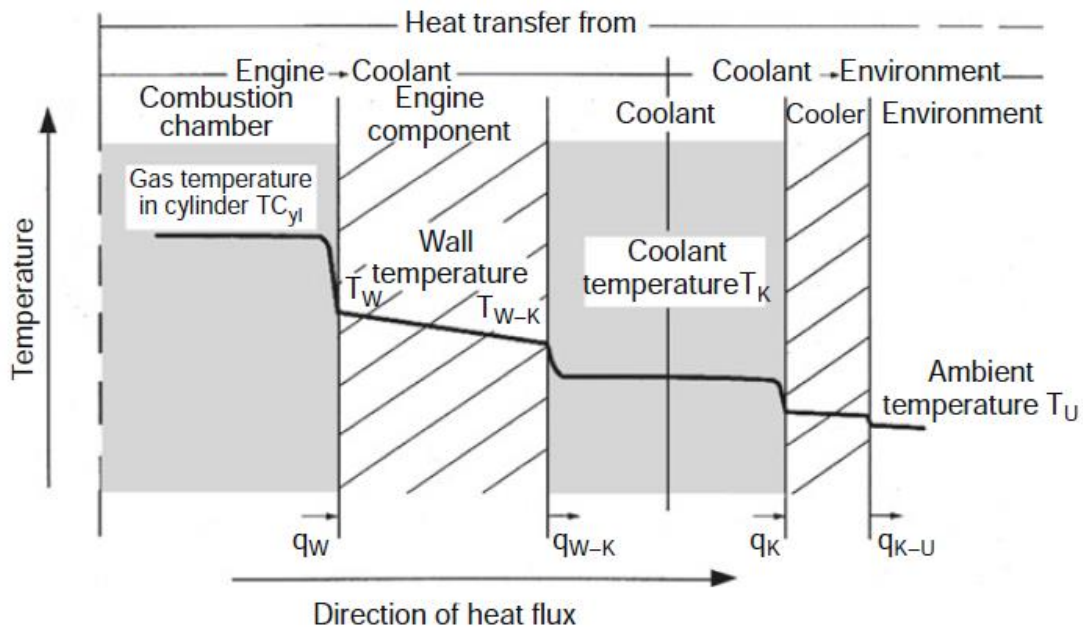
κυλινδροκεφαλή και επένδυση κυλίνδρου) αρκετά ώστε να διατηρούν την αντοχή τους. Η περιορισμένη θερμική διαστολή ενός πιστονιού πρέπει να εξασφαλίζει ότι τρέχων κενό είναι αρκετό για να αποφευχθεί φθορά τριβής ανάμεσα στην επένδυση του κυλίνδρου και το πιστόνι. Επιπλέον, το λιπαντικό λάδι πρέπει να έχει το απαραίτητο ιξώδες και δεν πρέπει να υπερφορτίζεται θερμικά. Η διάβρωση υψηλής θερμοκρασίας βάζει ένα επιπλέον όριο θερμοκρασίας για τις βαλβίδες εξαγωγής που φορτίζονται θερμικά πολύ.

Πρόσθετα, η ψύξη του κινητήρα έχει σκοπό

- Να βελτιώσει την απόδοση με καλύτερη φόρτιση
- Να μειώσει την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων
- Να βελτιώσει την απόδοση του συμπιεστή του υπερπληρωτή και τέλος
- Να διατηρήσει ασφαλείς του κινητήρες και να προστατέψει του χειριστές.

Η ψύξη του κινητήρα διαιρείται βασικά σε ψύξη με υγρό και ψύξη και αέρα. Ο τύπος της ψύξης εξαρτάται από το επίπεδο ισχύος του κινητήρα και τον τύπο χρήση, τις κλιματικές συνθήκες και συχνά τις προτιμήσεις των αγοραστών. Οι απαιτήσεις της αγοράς και η λογική που σχετίζεται με την χρήση έχουν ως αποτέλεσμα σε συγκεκριμένα ποσοστά κινητήρων υγρόψυκτων και αερόψυκτων στο παρελθόν: Οι κινητήρες ντίζελ χαμηλής και μεσαίας ισχύος για τις κατασκευές, αγροτικά και βοηθητικά μηχανήματα συγκεκριμένα, είναι συνήθως αερόψυκτοι. Οι αερόψυκτοι κινητήρες περιορίζονται σε μερικά μόνο μοντέλα στον τομέα των εμπορικών οχημάτων και έχουν εκτοπιστεί σε μεγάλο βαθμό από τον χώρο του αυτοκινήτου από τους υγρόψυκτους κινητήρες ντίζελ τα τελευταία χρόνια. Αντίθετα με τους αερόψυκτους κινητήρες, οι υγρόψυκτοι κινητήρες απομακρύνουν την θερμότητα των τμημάτων προς το περιβάλλον έμμεσα και όχι άμεσα. Ένα κλειστό, ξεχωριστό κύκλωμα ψύξης μεταφέρει την θερμότητα που απορροφάται από το ψυκτικό στις θερμαινόμενες ζώνες της κυλινδροκεφαλής και του κυλίνδρου προς ένα εναλλάκτη θερμότητας ψυκτικού αέρος ή ψυκτικού/νερού, όπου απελευθερώνεται στο περιβάλλον όπως φαίνεται σχηματικά στο σχήμα 2.2. Η μαθηματική μοντελοποίηση αυτής της μεταφοράς θερμότητας εξολοκλήρου, που αποτελείται από πολλές διαδικασίες μεταφοράς θερμότητας και αγωγής θερμότητας, είναι εξαιρετικά περίπλοκη. Οι μηχανικοί κινητήρων κανονικά περιορίζονται στην μεταφορά θερμότητας από το εργαζόμενο

αέριο προς το ψυκτικό, που με απλούστερους όρους, αντιστοιχεί στην μετάδοση της θερμότητας από ένα επίπεδο τοίχο. Στο τμήμα 1.2 είδαμε ήδη την μεταφορά της θερμότητας από το εργαζόμενο αέριο στα περιβάλλοντα τοιχώματα του θαλάμου καύσης.



Σχήμα 2.2: Καμπύλη θερμοκρασίας και ροές θερμότητας στον κινητήρα και το σύστημα ψύξης

Ένα ψυκτικό ενός υγρόψυκτου κινητήρα είναι κανονικά νερό ή ένα μείγμα νερού/αιθυλενογλυκόλης με αντιδιαβρωτικά και κατά της σπηλαιώσης πρόσθετα. Η προσθήκη της αιθυλενογλυκόλης μπορεί να μειώσει το σημείο πήξης του ψυκτικού στους  $- 50^{\circ} \text{C}$ . Ενώ η ψυκτική δράση του νερού χωρίς την πρόσθεση της αιθυλενογλυκόλης είναι μεγαλύτερη από κάθε άλλο ψυκτικό, η ψύξη με καθαρό νερό περιορίζεται σε μόνο κινητήρες ντίζελ θαλάσσης μεσαίων και χαμηλών ταχυτήτων και κάποιους βοηθητικούς κινητήρες των οποίων η χρήση εξωτερικής ισχύος ή η θέση του κινητήρα κάνει αδύνατο να παγώσει το ψυκτικό νερό (για χάριν απλότητα η ψύξη νερού/ αιθυλενογλυκόλης θα αναφέρεται ως υδρόψυξη από εδώ και πέρα).

Η ψύξη με λάδι, που χρησιμοποιείται από κάποιους κινητήρες χαμηλής ισχύος υψηλής ταχύτητας, είναι μία ειδική περίπτωση υγρόψυξης (αλλά δεν είναι ίδιο με την χρήση του λιπαντικού λαδιού για ψύξη πιστονιού. Οι κυλινδροκεφαλές και κύλινδροι στους κινητήρες που ψύχονται με λάδι, ψύχονται με το λιπαντικό λάδι του κινητήρα έτσι ώστε να χρειάζονται μόνο δύο πόροι (λιπαντικό λάδι και καύσιμο) και να μην χρειάζεται πρόσθετο ψυκτικό. Όμως, η ικανότητα ψύξης που επιτυγχάνεται είναι 60

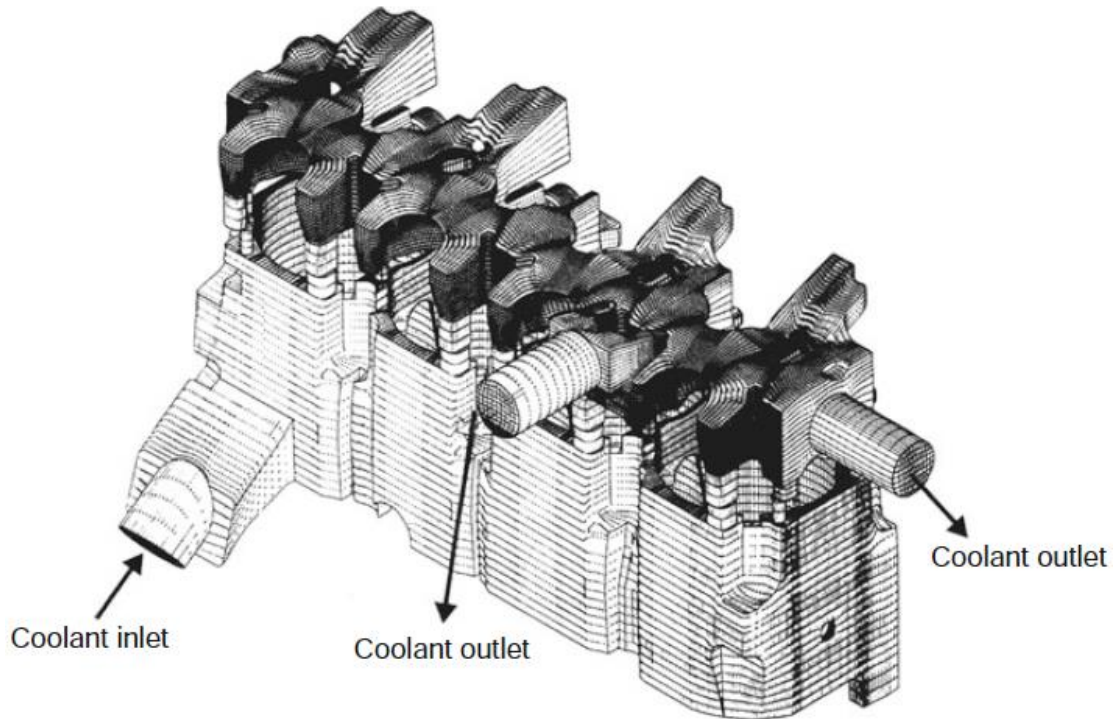
περιορισμένη εφόσον το λιπαντικό λάδι έχει φτωχότερες ιδιότητες για το σκοπό της ψύξης.

### *2.1.1.2 Μαθηματική ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας*

Μαζί με τα μοντελοποιημένα τεστ και τις πειραματικές έρευνες σε πρωτότυπα, μία ποικιλία από τεχνικές CAE μπορούν να σχεδιαστούν για να αναλυθεί η μεταφορά του ψυκτικού νερού μέσα σε ένα θερμαινόμενο τμήμα του κινητήρα. Δεδομένης της κεντημένης γεωμετρίας των τμημάτων του κινητήρα και των ψυκτικών θαλάμων τους, τα διαθέσιμα προγράμματα που βασίζονται στην μέθοδο πεπερασμένων στοιχείων είναι πραγματικά βέλτιστα ταιριαστά για τα μοντέλα εξομοίωσης ροής, αλλά και τα πεδία θερμοκρασιών και τις ροές θερμότητας. Ήδη μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να αναλύσουν τα αποτελέσματα των μεταβαλλόμενων οριακών συνθηκών, πχ τις αλλαγές γεωμετρία ή τις μεταβολές των παραμέτρων, κατά το στάδιο της σχεδίασης χωρίς να καταναλώνουν πολύ χρόνο ή χρήμα.

Τέτοιες εξομοιώσεις προϋποθέτουν την παραγωγή ενός συστήματος FEM για τα κανάλια ψυκτικού νερού του μπλοκ του κινητήρα όπως φαίνεται στο σχήμα 2.3. Έτσι, για παράδειγμα, ένα μοντέλο ροής μπορεί να γίνει η βάση για την ανάλυση των κατανομών ταχύτητας και πίεσης σε ολόκληρο το ψυκτικό κανάλι του κινητήρα, να εντοπιστούν υπάρχουσες νεκρές ζώνες και να βελτιστοποιηθεί ο ρυθμός ροής του ψυκτικού στην περιοχή της γέφυρας των βαλβίδων. Επιπλέον, είναι επίσης τώρα δυνατόν να χρησιμοποιηθεί η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας της πλευράς του ψυκτικού για να πάρουμε οδηγητικές τιμές.

Χρησιμοποιώντας αυτές τις τιμές και κάνοντας εξομοίωση της διαδικασίας του κινητήρα, οι κατανομές θερμοκρασίας μέσα στα εξαρτήματα μπορούν να προεξομιωθούν στην βάση των δομικών μοντέλων της κυλινδροκεφαλής και του στροφαλοθάλαμου του κυλίνδρου. Η κατανομή της θερμότητας στο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής ενός κινητήρα που ψύχεται με λάδι φαίνεται στο σχήμα 2.4 είναι το αποτέλεσμα μιας τέτοιας εξομοίωσης.



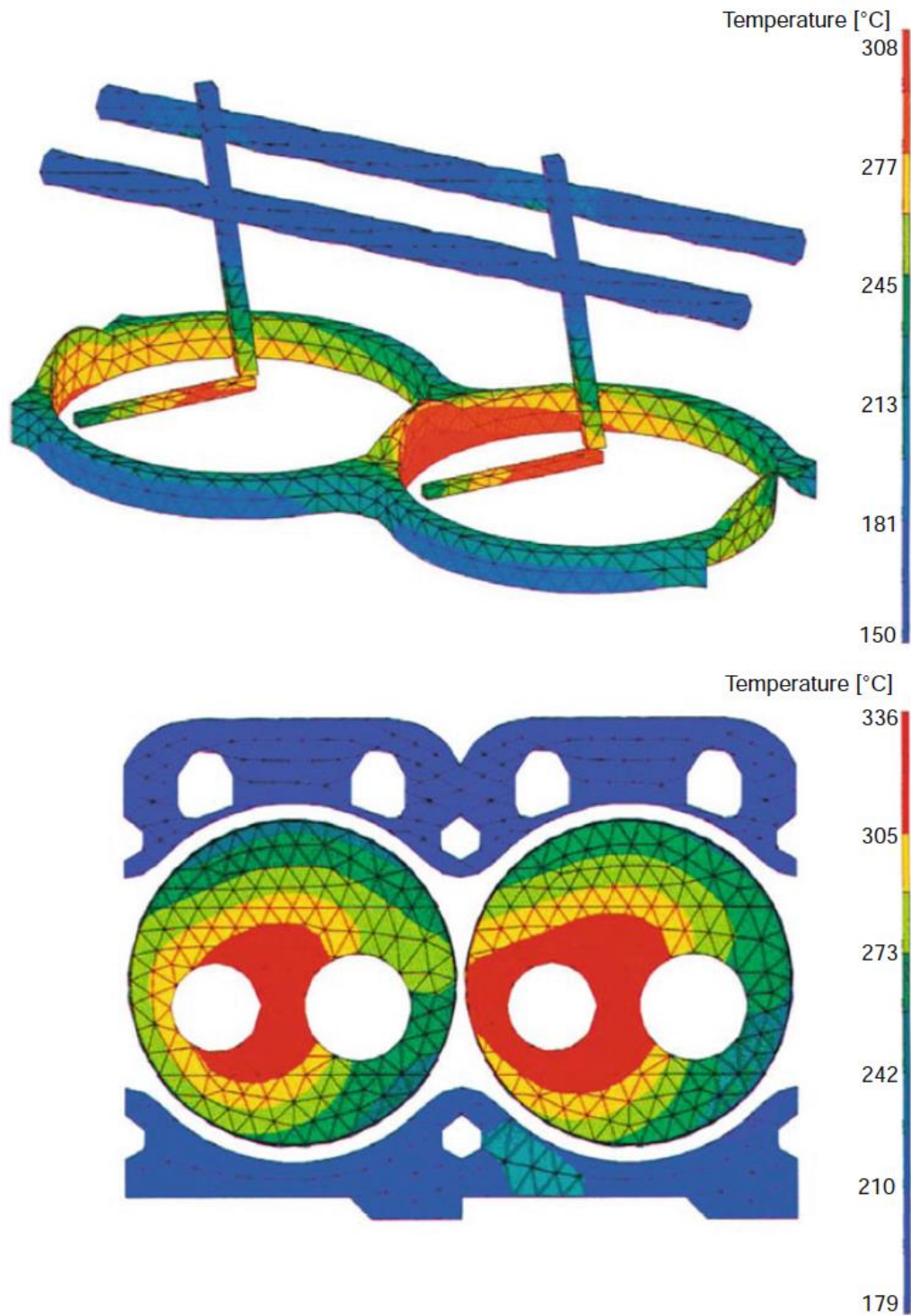
Σχήμα 2.3: Πλέγμα FEM των καναλιών ψυκτικού ενός κινητήρα ντίζελ αυτοκινήτου

## 2.1.2 Υδροψύξη

### 2.1.2.1 Μεταφορά θερμότητας υδροψύξης

Η επαρκής ψύξη των κυλινδροκεφαλών και των επενδύσεων των κυλίνδρων με ψυκτικό είναι το προαπαιτούμενο για αποδοτική ψύξη. Οι νεκρές ζώνες πρέπει να αποφευχθούν στον θαλάμους ψύξης. Η ροή του ψυκτικού πρέπει να καθαρίζει τους φραγμούς ατμού που σχηματίζονται στις υψηλά θερμικά φορτισμένες ζώνες των τμημάτων. Στο σχήμα 2.2 περιέχονται τιμές που περιγράφουν τη μεταφορά θερμότητας από το ένα τμήμα στο ψυκτικό. Υποθέτοντας ότι η μεταφορά θερμότητας που μεταφέρεται από το τοίχωμα του τμήματος στο ψυκτικό αντιστοιχεί στην θερμότητα που απορροφάται από το σύστημα ψύξης και εισάγοντας τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και την θερμοκρασία του τοιχώματος στην πλευρά του ψυκτικού, ισχύει το παρακάτω στην πυκνότητα της ροής θερμοκρασίας:

$$q_{WK} = q_K = h_K(T_{WK} - T_K)$$



Σχήμα 1.4: Κατανομή θερμοκρασίας της κυλινδροκεφαλής σε ένα κινητήρα ντίζελ ψυχόμενο με λάδι Deutz BF4M 2011 (πάνω) και φλάντζα κυλινδροκεφαλής (κάτω)

Η θερμοκρασία του ψυκτικού και οι τοπικές θερμοκρασίες τοιχώματος μπορούν να μετρηθούν σχετικά εύκολα. Ο προσδιορισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας της μεταφοράς θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού αποδεικνύεται ότι είναι σημαντικά πιο δύσκολος. Εκτός από την ταχύτητα ροής του ψυκτικού νερού,

την πυκνότητα, την ειδική θερμοχωρητικότητα, την θερμική αγωγή και σύνθεση, εξαρτάται επίσης από το θερμικό φορτίο του τμήματος και το σχήμα του επίσης, καθώς τις συνθήκες ροής στο τμήμα. Πρόσθετα, ο πυρηνικός βρασμός και η σπηλαίωση που προκαλείται από τις δονήσεις του κινητήρα κάποιες φορές επηρεάζουν σημαντικά την τοπική μεταφορά θερμότητας. Έτσι, μπορεί να υπάρχουν πολύ δύσκολες τοπικές συνθήκες μεταφοράς θερμότητας σε ένα κινητήρα. Οι νόμοι της μεταφοράς θερμότητας που βγαίνουν από την θεωρία ομοιότητας με τις παραμέτρους της και οι σχέσεις που αναπτύχθηκαν από αυτές κυρίως εφαρμόζονται σε γεωμετρικά σώματα και ορισμένες συνθήκες ροής. Οπότε, μπορούν να μεταφερθούν στους κινητήρες υπό όρους.

### Επένδυση κυλίνδρου

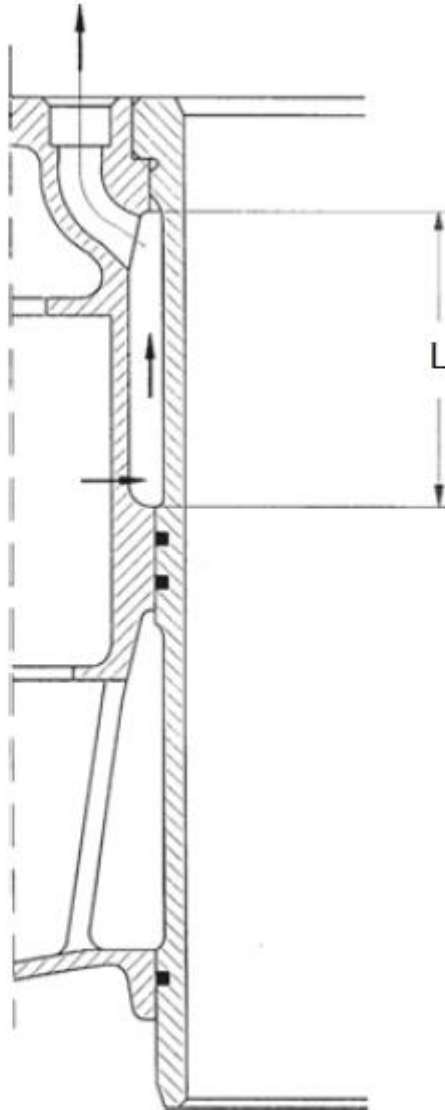
Οι θάλαμοι του νερού ψύξης των επενδύσεων των κυλίνδρων των μεγάλων κινητήρων (σχήμα 2.15) συνήθως έχουν κατακόρυφη ροή με χαμηλές ταχύτητες ροής πολύ κάτω από 1 m/s. Η ελεύθερη συναγωγή έχει μία περισσότερο κυρίαρχη επίδραση από την εξαναγκασμένη συναγωγή κάτω από 0.5 m/s. Καθώς η βαθμίδα της θερμοκρασίας  $T_{WK} - T_K$  αυξάνει και το μήκος  $L$  μέσα στην ροή μειώνεται, η ελεύθερη στρωτή συναγωγή γίνεται ελεύθερη τυρβώδης συναγωγή και η μεταφορά θερμότητας αυξάνει. Πρόσθετα, αντί για τους λείους σωλήνες που συνήθως υποθέτουμε, η τραχύτητα του εξωτερικού των επενδύσεων του κυλίνδρου πρέπει να ληφθεί υπόψη. Έτσι, συχνά πρέπει να επαρκέσουν οι εμπειρικές τιμές για τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας (HTC)  $\alpha_K$  που ορίζονται στον πίνακα 2.1 και στην βιβλιογραφία.

Αναλόγως της κατασκευής του μπλοκ του κινητήρα και την διαμόρφωση των κυλίνδρων (σχήμα 2.6), η μεταφορά θερμότητας προς το ψυκτικό στους μικρότερους κινητήρες ντίζελ (αυτοκινήτου) μπορούν να μοντελοποιηθούν ως ευθυγραμμισμένες δέσμες σωλήνων σε σταυροροή. Αυτό έχει επιδειχθεί με συγκρίσεις των μετρήσεων σε κινητήρες και εξομοιώσεις τόσο πραγματικών κινητήρων όσο και μοντέλα τμημάτων με ψυκτικό το νερό και το λάδι. Πρόσθετα, παίρνοντας την ταχύτητα του ψυκτικού  $c_0$  στην τομή της κενής θύρας και την αναλογία της θύρας της ροής που είναι μία σπηλαίωση  $\psi$  στο αρχικό σημείο και εφαρμόζοντας τις τιμές που προσδιορίστηκαν στο σχήμα 2.6, η ταχύτητα  $c_\psi$  υπολογίζεται ως ακολούθως:



Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

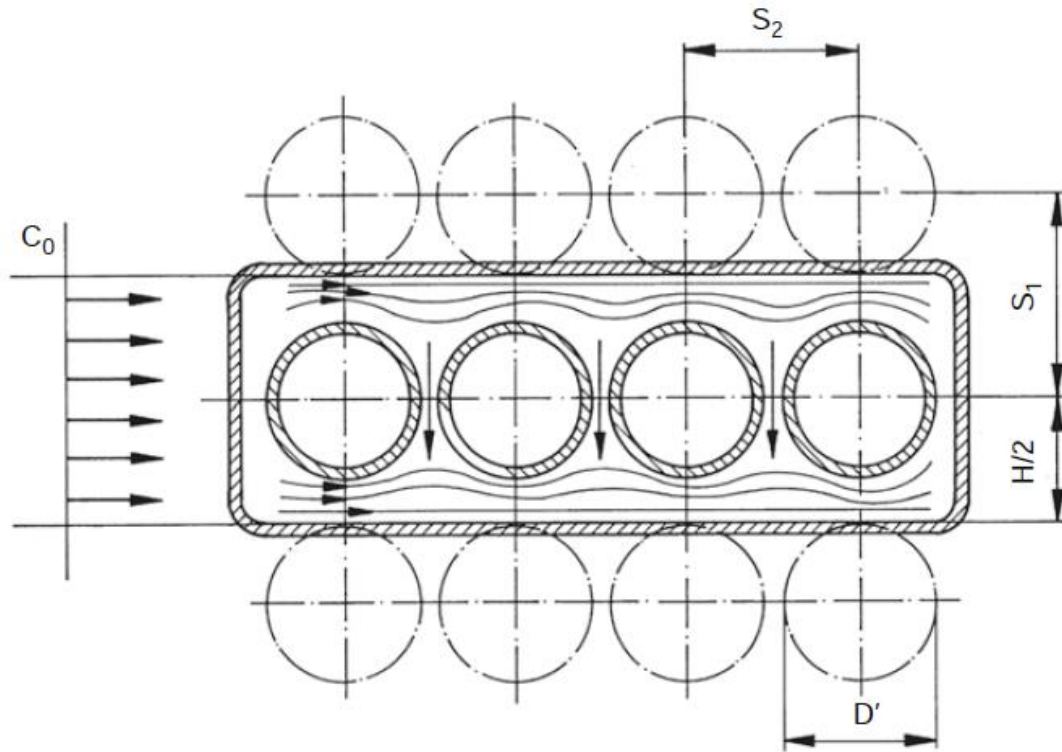
$$c_{\psi} = \frac{c_0}{\psi} = \frac{c_0}{\left[1 - \frac{\pi D'}{4H}\right]}$$



Σχήμα 2.5: Συνθήκες ροής στην υγρή επένδυση του κυλίνδρου στους μεγάλους υδρόψυκτους κινητήρες

Type of heat exchange	$h_k$ in $W/(m^2 \cdot K)$		
	Water	Water/ethylene glycol 50%/50%	Oil
Free convection	400...2,000	300...1,500	300...1,000
Forced convection	1,000...4,000	750...3,000	
Nucleate boiling	2,000...10,000	1,500...7,500	

Πίνακας 2.1: Οδηγητικές τιμές των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας για την πλευρά του ψυκτικού



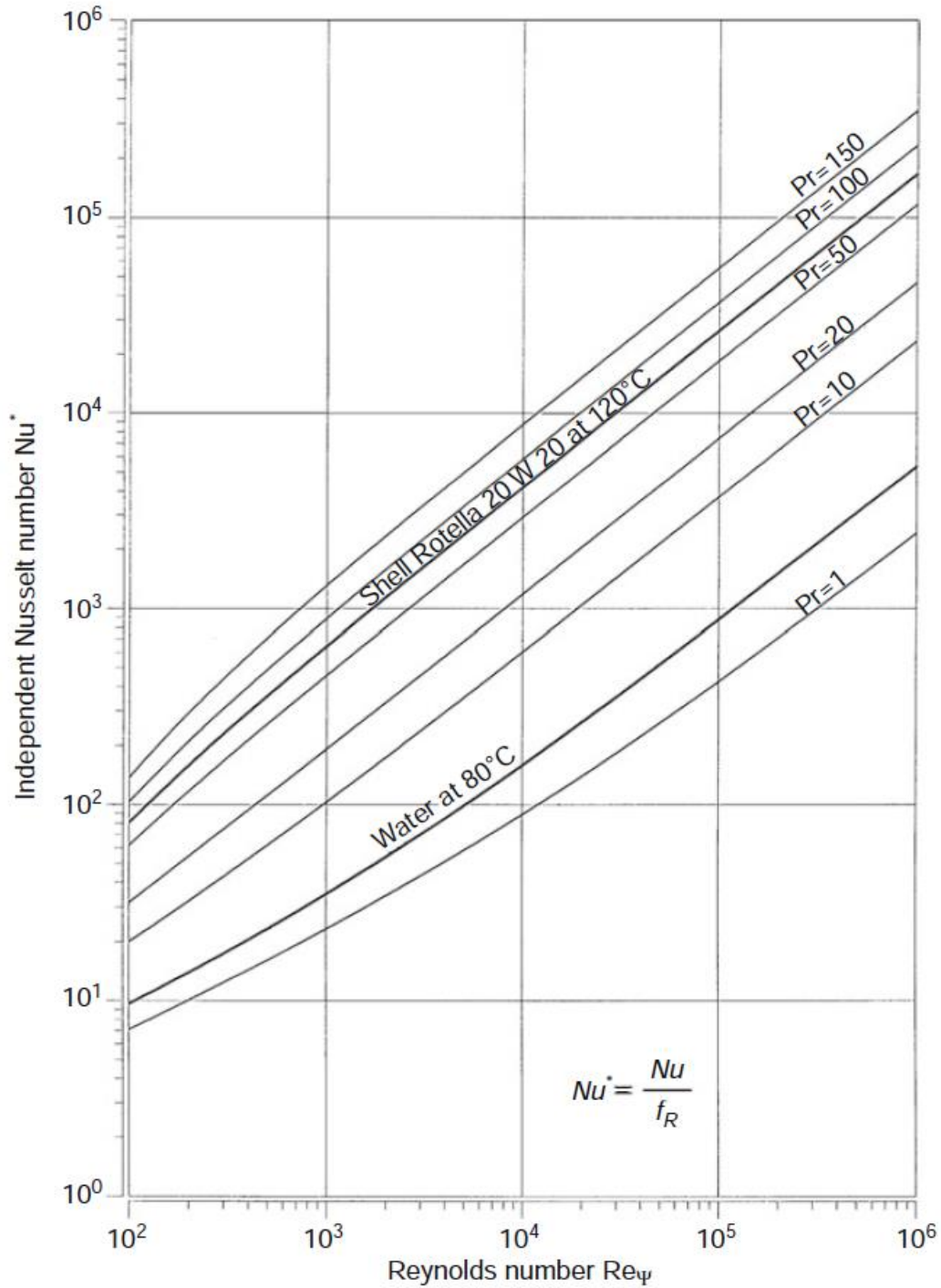
Σχήμα 2.6: Συνθήκες ροής και διαμόρφωση κυλίνδρου για κινητήρες οχημάτων

Αν όπου  $a = S_1/D'$  και  $b = S_2/D'$ , ο παράγοντας διευθέτησης προσδιορίζεται ως:

$$f_a = 1 + \left\{ \frac{[0.7 \left(\frac{b}{a}\right) - 0.21]}{\psi^{1.5} \left[\left(\frac{b}{a}\right) + 0.7\right]^{0.2}} \right\}$$

Με την εξωτερική διάμετρο  $D'$  του κυλίνδρου στην ροή και το χαρακτηριστικό μήκος ξεχειλίσματος  $L = \pi \cdot D'/2$  και χρησιμοποιώντας το  $c_\psi$  ως τον όρο ταχύτητας, βγαίνει το παρακάτω για τον αριθμό Reynolds:

$$Re_\psi = c_\psi \cdot \frac{L}{\nu} = c_\psi \cdot \pi \frac{D'}{2\nu}$$



Σχήμα 2.7: Ο αριθμός Nusselt ως συνάρτηση του αριθμού Reynolds και του αριθμού Prandtl για την μεταφορά θερμότητας στην πλευρά του ψυκτικού στις ενσωματωμένες επενδύσεις κυλίνδρων σε κινητήρες αυτοκινήτων

Έτσι, όταν ο αριθμός Prandtl  $Pr$  είναι γνωστός, ο ανεξάρτητος αριθμός Nusselt  $Nu$  μπορεί να προσδιοριστεί (σχήμα 2.7) ως:

$$Nu^* = \frac{Nu}{f_R}$$

ή όταν ο συντελεστής της συστοιχίας σωλήνωσης

$$f_R = \frac{[1 + (z - 1)f_A]}{z}$$

ενσωματώνει τον αριθμό των κυλίνδρων  $z$  στην ροή, ο αριθμός Nusselt

$$Nu = h_K \frac{L}{\lambda}$$

και έτσι ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $h_K$  μπορεί να προσδιοριστεί για την μεταφορά θερμότητας στους κυλίνδρους στην ροή (στον πίνακα 2.2 δίνονται οι φυσικές ιδιότητες).

			Air at 60° C	Water at 95° C	Ratio of air to water
Density	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	1.045	961.70	1 : 920
Spec. heat capacity	$c_p$	kJ/(kg · K)	1.009	4.21	1 : 4.2
Thermal conductivity	$\lambda$	W/(m · K)	$28.94 \cdot 10^{-3}$	$675.30 \cdot 10^{-3}$	1 : 23
Kinematic viscosity	$\nu$	m <sup>2</sup> /s	$18.90 \cdot 10^{-6}$	$0.31 \cdot 10^{-6}$	61 : 1
Thermal diffusivity	$a$	m <sup>2</sup> /s	$27.40 \cdot 10^{-6}$	$0.17 \cdot 10^{-6}$	161 : 1

Πίνακας 2.2: Φυσικές ιδιότητες του αέρα και του νερού

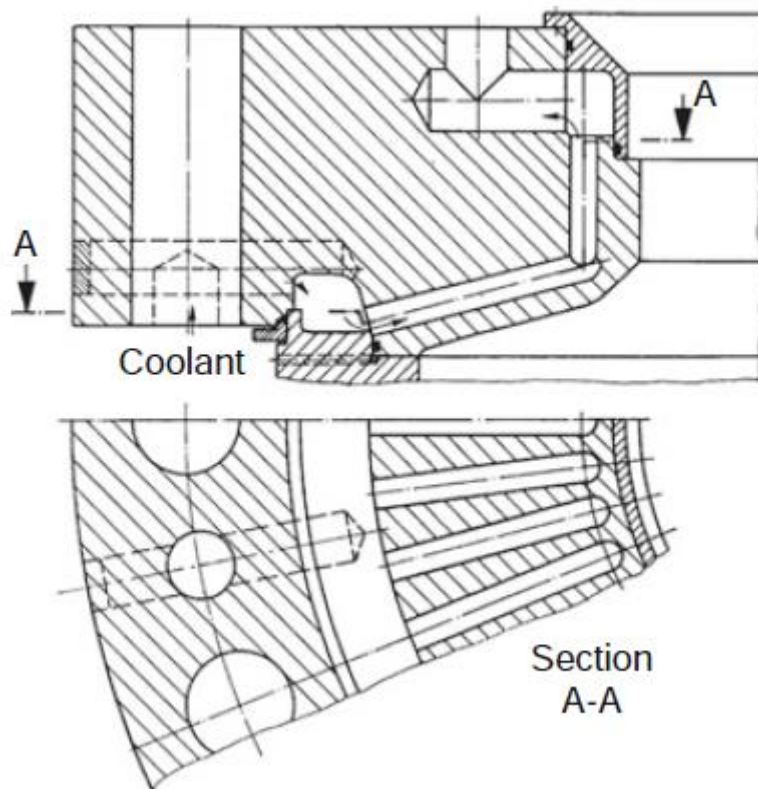
Σε υψηλά φορτισμένους υδρόψυκτους κινητήρες, η πρόσκρουση του πιστονιού πάνω στην επένδυση του κυλίνδρου όταν γίνεται επαφή με την επένδυση του κυλίνδρου μπορεί να προκαλέσει σπηλαίωση στην επένδυση του κυλίνδρου στην πλευρά του ψυκτικού. Αυτό αυξάνει το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας τοπικά μέχρι και 10 φορές και επιταχύνει την καταστροφή των υλικών που προκαλεί η επίθεση σπηλαίωσης.

## Κυλινδροκεφαλή

Δεδομένης της περίπλοκης διάταξης, κάθε προσέγγιση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας που μοιάζει με νόμο, πχ οι σχέσεις για πλάκες σε εγκάρσια ροή για τα κάτω μέρη της κυλινδροκεφαλής, δίνει φτωχά αποτελέσματα για τις περισσότερες κυλινδροκεφαλές επίσης, ειδικά επειδή μία σωστή ροή σπάνια αναπτύσσεται. Επιπλέον, εφόσον υπάρχουν μόνο χαμηλές ταχύτητες ροής σε μια

κυλινδροκεφαλή και το θερμικό φορτίο είναι υψηλότερο, η μεταφορά θερμότητας εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από πυρηνικό βρασμό με τοπικούς συντελεστές μεταφοράς θερμότητας  $h_K$  μέχρι και  $20000 \frac{W}{m^2K}$  (πίνακας 2.1).

Αναλόγως οι συνθήκες καθαρής ροής υπάρχουν μόνο στα τμήματα του κινητήρα που ψύχονται με οπές (σχήμα 2.8), όπου υπάρχει μία τυρβώδης ροή σε σωλήνα με σχετικά μεγάλες ταχύτητες ροής που προκύπτουν από την εξαναγκασμένη ροή στους στενούς σωλήνες. Σχεδόν κάθε θερμοκρασία επιφάνειας που επιθυμούμε, μπορούμε να την πάρουμε μεταβάλλοντας τις αποστάσεις των οπών και τις διαμέτρους του και την απόστασή τους από την επιφάνεια και την ροή του ψυκτικού υγρού. Οπότε, το πάχος των κυρίως τοιχωμάτων που είναι αποφασιστικό για την μηχανική καταπόνηση, μπορεί να επιλεγεί ελεύθερα. Έτσι, η ψύξη οπών αναλαμβάνει την αρχή σχεδιασμού του διαχωρισμού θερμικής και μηχανικής φόρτισης.



Σχήμα 2.8: Ψύξη οπών στην κυλινδροκεφαλή ενός μεγάλου δίχρονου κινητήρα ντίζελ (MAN B&W)

### *2.1.2.2 Ψύξη υψηλών θερμοκρασιών*

Όπως δηλώνει το όνομα, το σημαντικά υψηλότερο επίπεδο θερμοκρασίας του ψυκτικού διακρίνει την ψύξη υψηλής θερμοκρασίας από ένα συμβατικό σύστημα ψύξης. Η ψύξη υψηλής θερμοκρασίας έχει στόχο για θερμοκρασίες μέχρι και 150° C στην έξοδο ψυκτικού του κινητήρα στο εύρος του μερικού φορτίου. Φυσικά, αυτό έχει ως αποτέλεσμα μία αντίστοιχη αύξηση των θερμοκρασιών των τμημάτων. Όμως, ο κατάλληλος έλεγχος της θερμοκρασίας του ψυκτικού πρέπει να εξασφαλίζει ότι οι μέγιστες επιτρεπόμενες θερμοκρασίες των τμημάτων δεν υπερβαίνονται σε κανένα από τα σημεία φορτίου του κινητήρα. Εφόσον η πίεση ατμού του νερού στους 150° C είναι λίγο κάτω από 5 bar, οι κινητήρες με ψύξη υψηλών θερμοκρασιών δεν μπορούν να χρησιμοποιήσουν ένα συμβατικό ψυκτικό εκτός και αν η πρόθεση είναι να λειτουργεί όλο το σύστημα ψύξης κάτω από υψηλή πίεση που αντιστοιχεί στην πίεση εξάτμισης. Η εμπειρία έχει δείξει ότι το ερμητικό σφράγισμα που απαιτείται δεν είναι επιτεύξιμο. Έτσι η παραμικρή διαρροή κάνει τον κινητήρα να βγάζει ατμό.

Οι κινητήρες των αεροσκαφών που λειτουργούσαν με ψύξη υψηλών θερμοκρασιών στο παρελθόν, χρησιμοποιούσαν καθαρή αιθυλενογλυκόλη ως ψυκτικό. Όμως, η καθαρή αιθυλενογλυκόλη μειώνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στο ένα πέμπτο από αυτό του νερού. Το πλεονέκτημα της ψύξης υψηλών θερμοκρασιών είναι η αντιληπτή πτώση στην κατανάλωση καυσίμου στην περιοχή χαμηλού φορτίου του κινητήρα. Η συγκριτικά υψηλότερη θερμοκρασία του λιπαντικού λαδιού, οπότε και το χαμηλότερο ιξώδες του, είναι η αιτία για αυτό, και μειώνει τις υδροδυναμικές απώλειες τριβής του κινητήρα. Εκτός από τα πλεονεκτήματα στην κατανάλωση και την εντατική έρευνα κυρίως την δεκαετία του 1970, η ψύξη υψηλών θερμοκρασιών δεν χρησιμοποιείται ακόμα ευρέως σε οχήματα υψηλής ταχύτητας και βιομηχανικούς κινητήρες επειδή δεν υπάρχει ένα κατάλληλο ψυκτικό μέσο που να ικανοποιεί τις ποικίλες απαιτήσεις που απαιτούνται από το ψυκτικό. Στο τμήμα 2.1.3, περιγράφεται η ψύξη με λάδι στην οποία η μέγιστη θερμοκρασία του ψυκτικού στην έξοδο του κινητήρα είναι 130° C και αντιπροσωπεύει ένα βήμα προς την ψύξη υψηλής θερμοκρασίας.

### *1.1.2.3 Ψύξη με εξάτμιση*

#### **Βασικά**

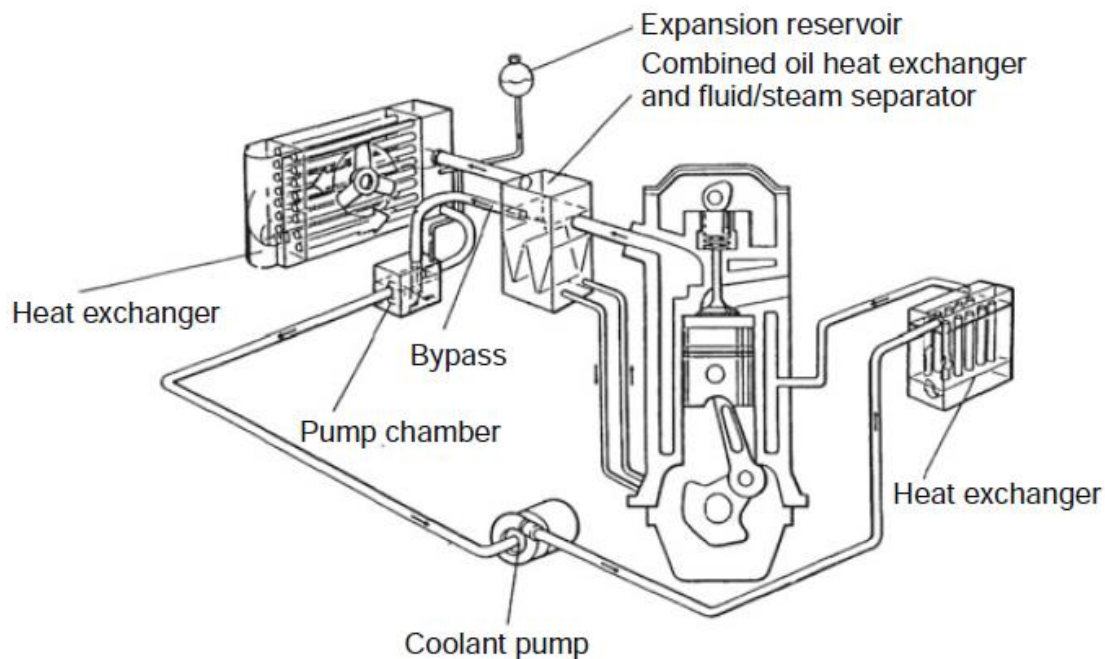
Η ψύξη με εξάτμιση βασίζεται στην φυσική αρχή της ψύξης με λανθάνουσα θερμότητας και την έμφυτη ρύθμιση της θερμοκρασίας που συνδέεται με αυτό. Το ψυκτικό υγρό στα τμήματα θερμαίνεται στην θερμοκρασία εξάτμισης έτσι ώστε ο πυρηνικός βρασμός προκαλεί την θερμότητα να μεταφερθεί στο ψυκτικό χωρίς να χρειάζεται να εξαναγκαστεί η ροή διαμέσου των ψυκτικών θαλάμων του κινητήρα. Όταν το θερμικό φορτίο του τμήματος είναι υψηλότερο, οι θερμοκρασίες στην επιφάνεια της πλευράς του ψυκτικού αυξάνουν ώστε να φτάσει μία κατάσταση υπερθέρμανσης στο οριακό στρώμα κοντά στο τοίχωμα αν και η μέση θερμοκρασία του ψυκτικού υγρού είναι κάτω από την θερμοκρασία κορεσμού του. Οι φραγμοί ατμού που παράγονται από αυτό παρασύρονται από την ροή του ψυκτικού, προκαλώντας έτσι εσωρίξεις στην περιοχή του τοιχώματος και μία έντονη παλμώδη ροή ως αποτέλεσμα της συνεχιζόμενης φραγής ατμού. Αυτό αυξάνει καθώς αυξάνει το θερμικό φορτίο, οπότε αυξάνει και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας HTC. Μία πειραματικά επιβεβαιωμένη σχέση για τον HTC υπάρχει στην βιβλιογραφία που ενσωματώνει την ταυτόχρονη εμφάνιση του πυρηνικού βρασμού και την συναγωγή.

Ο πυρηνικός βρασμός συμβαίνει περισσότερο ή λιγότερο έντονα σε κάθε υψηλά θερμικά φορτισμένο τμήμα, ακόμα και στην άνω περιοχή των επενδύσεων των κυλίνδρων. Η μεγάλη αύξηση του HTC που συνδέεται με αυτό μεταφράζεται σε θερμική αυτοπροστασία για τον κινητήρα σε ένα βαθμό, εφόσον η αυξημένη μεταφορά θερμότητας μόνο προκαλεί την αύξηση της θερμοκρασίας του τοιχώματος της πλευράς του ψυκτικού να αυξηθεί κατά περίπου 10 – 20 K. Παρόλα αυτά, η μεγαλύτερη βαθμίδα θερμοκρασίας σε ένα τμήμα όταν ο πυρηνικός βρασμός είναι τοπικός μπορεί να προκαλέσει ισχυρότερες παραμορφώσεις και καταπονήσεις, ειδικά κατά την λειτουργία δυναμικού φορτίου.

#### **Ψύξη με εξάτμιση κλειστού συστήματος**

Τα πλεονεκτήματα αυτού του τύπου ψύξης σε σχέση με την εξαναγκασμένη κυκλοφορία του ψυκτικού περιλαμβάνει μία σημαντικά πιο ομοιόμορφη κατανομή στο

τμήμα ενώ οι διακυμάνσεις της θερμοκρασίας στο ψυκτικό ως συνάρτηση του φορτίου είναι μικρές μόνο. Εφόσον η θερμοκρασία εξάτμισης του ψυκτικού εξαρτάται από την πίεση ατμού, οπότε και την πίεση του συστήματος, ο προγραμματισμένος έλεγχος πίεσης μπορεί να κρατήσει το επίπεδο της θερμοκρασίας του τμήματος περίπου σταθερό σε διαφορετικά φορτία κινητήρα. Έτσι, όπως και με την ψύξη υψηλών θερμοκρασιών, παίρνουμε χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου στη λειτουργία μερικού φορτίου ως αποτέλεσμα των υψηλότερων θερμοκρασιών των τμημάτων που παραμένουν στο σύνηθες εύρος ακόμα και σε υψηλό φορτίο. Το εξατμισμένο ψυκτικό υγροποιείται στο σχηματικό του συστήματος εξάτμισης κλειστού κυκλώματος στο σχήμα 2.9. Μία ηλεκτρικά οδηγούμενη αντλία ψυκτικού συνεχώς κυκλοφορεί το ψυκτικό, που υπάρχει σε υγρή και αέρια κατάσταση, μέσω των θαλάμων ψύξης του κινητήρα, μέσω της γραμμής παράκαμψης όταν ο κινητήρας είναι κρύος και μέσω του εναλλάκτη θερμότητας όταν ο κινητήρας είναι θερμός. Ο διαχωριστής υγρού / ατμού εξασφαλίζει ότι κυρίως ατμός άγεται στον εναλλάκτη θερμότητας. Δεδομένης της υψηλής θερμότητας εξάτμισης του ψυκτικού που βασίζεται σε νερό, η ογκομετρική ροή του είναι περίπου μόνο 1 – 3% της τιμής στην ψύξη με εξαναγκασμένη κυκλοφορία. Έτσι, μπορούν να χρησιμοποιηθούν σχετικά μικρές αντλίες με πολύ μειωμένη κατανάλωση ισχύος με αποτέλεσμα χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου.



Σχήμα 2.9: Σχηματικό ψύξης με εξάτμιση (VW)



Για να μην υπάρχει σπηλαίωση στην είσοδο της αντλίας, η αναρρόφηση ψυκτικού πρέπει να είναι επαρκώς υπόψυκτη σχεδιάζοντας τον εναλλάκτη θερμότητας του οχήματος και την ροή του ψυκτικού ανάλογα. Η ροή του ατμού μέσα στον εναλλάκτη θερμότητας παράγεται από την βαθμίδα της μερικής πίεσης απέναντι από τους θαλάμους ψύξης του κινητήρα.

Στην θερμική ισορροπία, ένα κοινό μείγμα αιθυλενογλυκόλης / νερού με αναλογία 50/50% κατ' όγκο παράγει θερμοκρασίες εξάτμισης που εξαρτώνται από το σύστημα 105 – 120° C σε διαφορεική πίεση στο σύστημα των 100 – 300 mbar, δηλαδή σημαντικά μικρότερη από την ψύξη με κυκλοφορία υγρού που συνηθίζεται στα αυτοκίνητα. Αυτό μειώνει τις απαιτήσεις τις απαιτήσεις σε αντοχής συμπίεσης των τμημάτων. Η μείωση στην κατανάλωση που μπορούμε να πετύχουμε είναι μέχρι και 5% για κινητήρες βενζίνης αλλά όχι πάνω από 3% για κινητήρες ντίζελ, εξαιτίας της έλλειψης θερμικού στραγγαλισμού.

Είναι προβληματικό ότι το μείγμα νερού/αιθυλενογλυκόλης που συνήθως έχει πρόσθετα δεν είναι αζεοτροπικό, δηλαδή το χαμηλό σημείο εξάτμισης του κλάσματος του νερού στον θάλαμο ψύξης του κινητήρα αποστάζεται και έτσι κάνει την συγκέντρωση της αιθυλενογλυκόλης να αυξηθεί. Αυτό συνεπάγεται μία σταθερή αύξησης στην θερμοκρασία εξάτμισης και μία σταθερή ροή υπόψυκτου ψυκτικού υγρού για αντιστάθμισμα. Από την άλλη, το κλάσμα της αιθυλενογλυκόλης στον εναλλάκτη θερμότητας, οπότε και η προστασία αντιπάγωσης, μειώνεται. Κατάλληλα εναλλακτικά για το ψυκτικό υγρό δεν έχουν εμφανιστεί ακόμα.

Επιπλέον, η συνεχιζόμενη έλλειψη λύσεων στον σχεδιασμό των ψυκτικών θαλάμων, πχ πρόσθετες απαιτήσεις χώρου για τον διαχωριστή νερού, δεξαμενή διαστολής, μεγαλύτερες διατομές σωλήνων κτλ, εξηγεί την αποτυχία μέχρι τώρα στην ανάπτυξη ενός κινητήρα τελευταίας τεχνολογίας με ψύξη με εξάτμιση στην φάση της παραγωγής παρά τα πλεονεκτήματά του, ειδικά εφόσον δεν έχει κανένα πλεονέκτημα κόστους σε σχέση με τη συμβατική ψύξη σε όλους της συνολικής τεχνικής εργασίας που απαιτείται.

### **Ψύξη με εξάτμιση ανοιχτού συστήματος**

Αυτό το σύστημα ψύξης, που χρησιμοποιήθηκε, ακόμα νωρίτερα στην Ευρώπη για μικρούς τραχύς μονοκύλινδρους κινητήρες ντίζελ χαμηλής ισχύος, έχει υλοποιηθεί

ως ένα οριζόντιος μονοκύλινδρος κινητήρας ντίζελ εκατομμύρια φορές, πχ στην Κίνα, για να δώσει κίνηση στα λεγόμενα τρακτέρ περπατήματος, που μεταξύ άλλων, ελάφρυναν τους αγρότες και τους εργατοτεχνίτες από την βαριά φυσική εργασία. Το εξατμισμένο ψυκτικό νερό μπορεί να αναπληρωθεί από απλό ανεπεξέργαστο νερό.

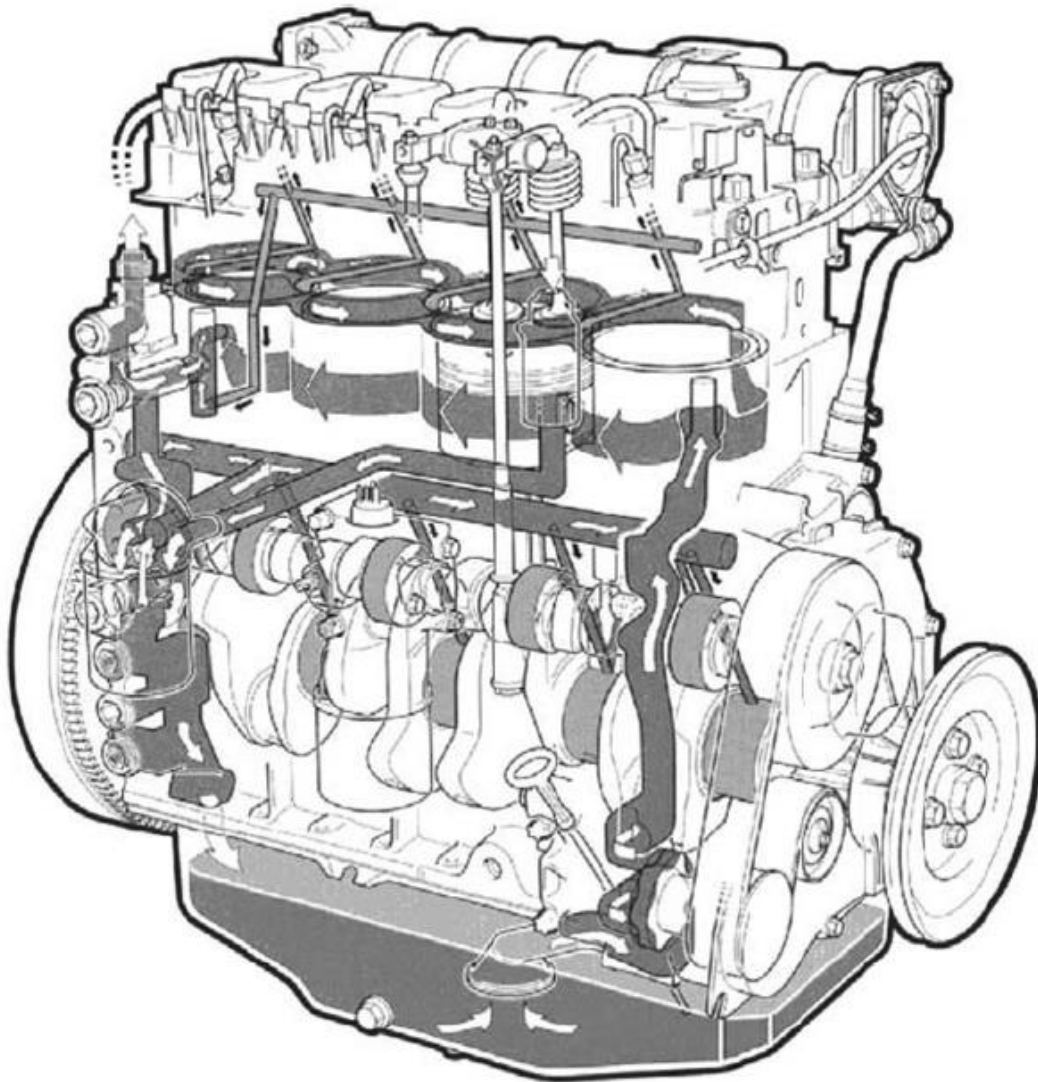
### **1.1.3 Ψύξη με λάδι**

Η ψύξη με λάδι μεταβάλλει τόσο την θερμική καταπόνηση των τμημάτων και τις ιδιότητες λειτουργίας ενός κινητήρα. Το λάδι δεν παγώνει, ούτε βράζει στον σχετικό εύρος θερμοκρασιών από  $-50^{\circ}\text{C}$  μέχρι  $150^{\circ}\text{C}$ . Οι κινητήρες που ψύχονται με λάδι (σχήμα 2.10) δεν έχουν προβλήματα διάβρωσης και σπηλαίωσης. Η θερμοκρασία λειτουργίας του ψυκτικού λαδιού που είναι από  $100 - 130^{\circ}\text{C}$  είναι σημαντικά υψηλότερη από τις συνηθισμένες θερμοκρασίες του νερού. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα αντίστοιχα υψηλότερο επίπεδο θερμοκρασίας του τμήματος, που με την σειρά του, οδηγεί στο να απομακρύνεται ελαφρώς λιγότερη θερμοκρασία από το τμήμα από το ψυκτικό και η θερμοχωρητικότητα της ροής των καυσαερίων να είναι κάπως μεγαλύτερη από αυτή στους υδρόψυκτους κινητήρες. Με την χαμηλή ειδική κατανάλωση καυσίμου στην κάτω περιοχή του μερικού φορτίου, ένας κινητήρας με ψύξη λαδιού είναι αρκετά κοντά σε ένα κινητήρα με ψύξη υψηλών θερμοκρασιών.

Το λάδι όταν θερμαίνεται στους  $130^{\circ}\text{C}$  έχει πυκνότητα περίπου 15% μικρότερη, μία ειδική θερμοχωρητικότητα μόνο στο μισό, θερμική αγωγιμότητα περίπου στο ένα πέμπτο και δυναμικό ιξώδες 10 – 30 φορές μεγαλύτερο από το νερό στους  $95^{\circ}\text{C}$ . Δεδομένου του μεγαλύτερου ιξώδους του ψυκτικού, πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στην σχεδίαση της διατομής των θαλάμων ψύξης και των οπών ψύξης για τους κινητήρες με ψύξη λαδιού.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στην ψύξη λαδιού φτάνει μόνο 25 – 30% της τιμής από τους υδρόψυκτους κινητήρες. Ο εκθέτης της ταχύτητας στην συσχέτιση  $h_f \sim c^n$  έχει μέση τιμή 0.3. Με δεδομένο τον μέτριο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην πλευρά του ψυκτικού, ένας κινητήρας με ψύξη λαδιού είναι φυσικό να μην μπορεί να έχει την ίδια ειδική ισχύ με ένα υδρόψυκτο κινητήρα. Ένας υπερπληρωμένος κινητήρας που ψύχεται με λάδι έχει μέγιστη ειδική ισχύ 21 kW/l. Όμως, η λιγότερο έντονη μεταφορά θερμότητας και η υψηλότερες θερμοκρασίες του ψυκτικού έχουν το πλεονέκτημα των χαμηλότερων θερμοκρασιακών βαθμίδων στο

τμήμα, οπότε και σημαντικά μικρότερη καταπόνηση υλικού. Συγκριτικά με την υδρόψυξη, η ψύξη με λάδι είναι απαλή ψύξη.



*Σχήμα 2.10: Σχηματικό της ροής λαδιού λίπανσης και ψύξης σε ένα κινητήρα ντίζελ που ψύχεται με λάδι Deutz BF-4 M*

Η σειρά 2011 των κινητήρων που ψύχονται με λάδι έχει παρουσιαστεί ως εξέλιξη της 1011 σειράς. Κυρίως σχεδιασμένη για ελαφριά τρακτέρ, εξοπλισμό κατασκευών και βοηθητικό εξοπλισμό, αυτοί οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού με ισχύ μέχρι 65 kW σε μια ονομαστική ταχύτητα των 2800 rpm διακρίνονται από ένα στροφαλοθάλαμο κυλίνδρων ανοιχτού τύπου με χυτές επενδύσεις κυλίνδρων και κυλινδροκεφαλή με ψύξη μπλοκ με οπές, που είναι επίσης ψυχόμενη με λάδι. Το λάδι του κυλίνδρου ρέει στην διαμήκη κατεύθυνση του κινητήρα. Όλο το ψυκτικό που παραδίδεται από την αντλία λαδιού, αρχικά ρέει γύρω από τα τοιχώματα των

κυλίνδρων (σχήμα 2.10). Οι διατομές της ροής στον στροφαλοθάλαμο μεταβάλλονται από κύλινδρο σε κύλινδρο για να εξασφαλιστεί ότι η ροή ανάμεσα στα τοιχώματα των ενδιάμεσων κυλίνδρων είναι επίσης επαρκής. Η γεωμετρία του ψυκτικού θαλάμου του κάτω μέρους της κυλινδροκεφαλής είναι καθρεφτισμός του στροφαλοθάλαμου των κυλίνδρων και η ροή του ψυκτικού ρέει διαμέσου του στην αντίθετη κατεύθυνση (σχήμα 2.4)

Η φλάντζα της κυλινδροκεφαλής χωρίζει του ψυκτικούς θαλάμους του στροφαλοθάλαμου και της κυλινδροκεφαλής. Το ψυκτικό λάδι από τον στροφαλοθάλαμο ρέει μέσω οπών που βρίσκονται σε αυτόν μέσα στα κανάλια ψύξης της κυλινδροκεφαλής. Με κλίση προς τα πάνω και διασυνδεδεμένες οπών, μετράνε κάθε μονάδα της εξωροής λαδιού του κάθε κυλίνδρου. Δύο οπές με σχήμα V τοποθετημένες στην κυλινδροκεφαλή πάνω από τον τελευταίο κύλινδρο στην πλευρά του ανεμιστήρα, ενώνουν τα κανάλια ψύξης στο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής με τα κανάλια επιστροφής. Εν τέλει, αυτό μειώνει την αντίσταση της ροής στην κυλινδροκεφαλή, αυξάνει το ρυθμό ροής και βελτιώνει την ψύξη της κυλινδροκεφαλής διανέμοντας ομοιόμορφα το ψυκτικό λάδι. Η εμπειρία που αποκτήθηκε με τους κινητήρες ψυχόμενους με λάδι έχουν δείξει ότι δεν σχηματίζονται επικαθήσεις στους ψυκτικούς θαλάμους, οι ιδιότητες του ιξώδους δεν χειροτερεύουν και δεν αυξάνει η οξειδωση του λαδιού.

## **2.1.4 Αερόψυξη**

### *2.1.4.1 Ιστορική αναδρομή*

Η ιδέα της αερόψυξης – η απομάκρυνση της θερμότητας των τμημάτων ενός κινητήρα απευθείας στον αέρα του περιβάλλοντος είναι τόσο παλιά όσο και ο ίδιος ο κινητήρας εσωτερικής καύσης. Ο Γάλλος de Bisschop είναι παρουσιάσει ένα αερόψυκτο κινητήρα εσωτερικής καύσης το 1871. Ο μονοκύλινδρος κινητήρας αερίου του Lepoir, που λειτουργούσε σύμφωνα με την ατμοσφαιρική αρχή, είχε χυτά διαμήκη πτερύγια πάνω στον κύλινδρο, που άγαν την ενέργεια ψύξης προς το περιβάλλον με ελεύθερη συναγωγή.

Η μετεωρική ανάπτυξη της αεροπορικής βιομηχανίας μετά την πτήση του Bleriot πάνω από το αγγλικό κανάλι το 1909 επίσης περιλάμβανε την ανάπτυξη ενός

αερόψυκτου κινητήρα και είχε πετύχει τα εξής ορόσημα: Η ανάπτυξη των κραμάτων αλουμινίου (1915), η εισαγωγή των κυλινδροκεφαλών από ελαφρύ κράμα (1920) και η έρευνα στις φυσικές συσχετίσεις της θερμότητας που απομακρύνεται από τα πτερύγια ψύξης, το βέλτιστο σχέδιό τους και την επίδραση της δρομολόγησης του ρεύματος αέρα για ψύξη.

Εκτός από τους κινητήρες βενζίνης αεροσκαφών που πετύχαιναν ισχύ ανά επιφάνεια πιστονιού  $0.5 \text{ kW/cm}^2$  το 1944, πολλές εταιρίες στον κόσμο βρέθηκαν να αναπτύσσουν κινητήρες ντίζελ για αεροσκάφη για να αντιμετωπιστούν οι κίνδυνοι των αστοχιών ανάφλεξης που προκαλούνται από το υψόμετρο και να πετύχουν υψηλότερες επιδόσεις. Από τα συνολικά 25 πρότζεκτ, οι δώδεκα κινητήρες ήταν αερόψυκτοι, αλλά μόνο ο υδρόψυκτος κινητήρας με αντίθετα πιστόνια Junkers' Jumo 205 παράχθηκε σε μεγάλους αριθμούς. Οι αερόψυκτοι κινητήρες ντίζελ οχημάτων εμφανίστηκαν στην αγορά περίπου στην ίδια στιγμή. Το 1927, η Austro – Daimler εισήγαγε τον πρώτο κινητήρα ντίζελ υψηλής ταχύτητας, ένα τετρακύλινδρο σε σειρά κινητήρα με ισχύ 11 kW.

Η ευαισθησία των υδρόψυκτων συστημάτων κινητήρα που πάθαιναν σχετικά μεγάλες βλάβες κάτω από ακραίες κλιματικές συνθήκες έφερε στην βιομηχανία παραγγελίες για την ανάπτυξη των κινητήρων ντίζελ με αερόψυξη για εμπορικά οχήματα και τανκ κατά την διάρκεια του δεύτερου παγκοσμίου πολέμου. Χτίζοντας πάνω στα αποτελέσματα που πήραν, οι αερόψυκτοι κινητήρες ντίζελ αναπτύχθηκαν και ενσωματώθηκαν στα εμπορικά οχήματα και τον αγροτικό και κατασκευαστικό εξοπλισμό από την δεκαετία του 1950. Εκείνες τις ημέρες, κάποιες εταιρίες κινητήρων εσκεμμένα μόνο πρόσφεραν αερόψυκτους κινητήρες: Klockner – Humboldt – Deutz (τώρα Deutz AG) ήταν ο παγκόσμιος ηγέτης από την δεκαετία του 1950. Γύρω στο 1980, οι αερόψυκτοι κινητήρες ήταν στο 80% του κατασκευαστικού εξοπλισμού που κατασκευάζονταν στην Γερμανία.

Αρχικά, ήταν δυνατόν να αντιμετωπιστεί η αύξηση στην θερμική φόρτιση των τμημάτων με μία τάση προς την υψηλότερη πυκνότητα ισχύος αλλάζοντας στον άμεσο ψεκασμό και χρησιμοποιώντας κράματα αλουμινίου με υψηλότερη αντοχή στις υψηλές θερμοκρασίες. Αλλά, ο αριθμός των αερόψυκτων κινητήρων ντίζελ που παράγονται έχει αρχίσει να μειώνεται από τα μέσα της δεκαετίας του 1980. Οι μικροί βιομηχανικοί κινητήρες ντίζελ με περίπου 15 kW ισχύ είναι ακόμα σχεδόν αποκλειστικά αερόψυκτοι εξαιτίας του πλεονεκτήματος κόστους του ενσωματωμένου συστήματος ψύξης. Ακόμα και σήμερα, οι αερόψυκτοι κινητήρες ντίζελ με ισχύ μέχρι 100 kW περίπου,

προτιμώνται ακόμα για τον κατασκευαστικό και βοηθητικό εξοπλισμό. Και οι δύο τύποι ψύξης υπάρχουν στο εύρος μεγαλύτερων ισχύων μέχρι περίπου 400 kW.

#### 2.1.4.2 Ανταλλαγή θερμότητας από τα τμήματα με τον ψυκτικό αέρα

### Μεταφορά θερμότητας και σχεδίαση επιφάνειας ψύξης

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $h$ , η βαθμίδα θερμοκρασίας  $\Delta T_K$  και η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας  $A$  προσδιορίζουν την μεταφέρσιμη θερμότητα. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (HTC) είναι μία συνάρτηση της ταχύτητας ροής  $c$  και των ιδιοτήτων του υλικού (συντελεστής θερμικής αγωγής  $\lambda$ , κινηματικό ιξώδες  $\nu$  και θερμική διαχυτικότητα  $\alpha$ ). Η σύγκριση των φυσικών ιδιοτήτων στον πίνακα 2.2 δείχνει ότι τις διαφορετικές συνθήκες μεταφοράς θερμότητας για την ψύξη με αέρα και υγρό.

Με την βοήθεια της θεωρίας ομοιότητας και της παραμέτρου της, δηλαδή τον αριθμό Nusselt  $Nu = h \cdot D/\lambda$ , τον αριθμό Reynolds  $Re = c \cdot D/\nu$  και τον αριθμό Prandtl  $Pr = \nu/\alpha$ , η μεταφορά της θερμότητας σε μια τυρβώδη ροή σε σωλήνα με εσωτερική διάμετρο  $D$  μπορεί να περιγραφεί από την παρακάτω εξίσωση ( $10^4 < Re < 10^5$ ):

$$Nu = 0.024 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Με τις ίδιες διαμέτρους σωλήνωσης και ταχύτητες ροής, προκύπτει η παρακάτω σχέση για τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας του αέρα και του νερού (με δείκτες  $Lu$  και  $Wa$ ):

$$\frac{h_{Lu}}{h_{Wa}} = \left(\frac{\lambda_{Lu}}{\lambda_{Wa}}\right) \cdot \left(\frac{\nu_{Lu}}{\nu_{Wa}}\right)^{-\frac{7}{15}} \cdot \left(\frac{h_{La}}{h_{Wa}}\right)^{-\frac{1}{3}}$$

που δίνει αφόρου μπουν οι φυσικές ιδιότητες:

$$\frac{h_{Lu}}{h_{Wa}} = 1870.$$

Οπότε, κάτω από ίδιες συνθήκες, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για υδρόψυξη είναι περίπου 900 φορές μεγαλύτερος από την αερόψυξη. Όμως, η σημαντικά μικρότερη πυκνότητα από το νερό επιτρέπει σημαντικά υψηλότερες ταχύτητες αέρα και έτσι μία αύξηση 8 με 10 φορές στην μεταφορά θερμότητας. Παρά την βελτίωση που το κάνει δυνατό, σύμφωνα με την σχέση

$$\frac{h_{Lu}}{h_{Wa}} = \frac{1}{(110 \dots 60)}$$

η ίδια ικανότητα ψύξης με την ψύξη νερού μπορεί να επιτευχθεί μόνο με μεγαλύτερες θερμοκρασιακές βαθμίδες ανάμεσα σε ένα τμήμα και το ψυκτικό δίνοντάς του πτερύγια, οπότε και αυξημένες επιφάνειες. Με την ίδια ικανότητα ψύξης και ένα εμπειρικό λόγο διαφορών

$$\frac{(T_{WK} - T_K)_{Lu}}{(T_{WK} - T_K)_{Wa}} \approx 2 \dots 4$$

η επιφάνεια απομάκρυνσης της θερμότητας στην πλευρά της ψύξης πρέπει να αυξηθεί σε

$$\frac{A_{Lu}}{A_{Wa}} \approx 15 \dots 55$$

Για ευθεία πτερύγια με τετράγωνη διατομή, ένα ύψος πτερυγίου  $h$ , πλάτους  $b$  και απόστασης μεταξύ τους  $s$  και ένα συντελεστή θερμικής αγωγής  $\lambda_R$ , ισχύει το παρακάτω στην ροπή ενέργειας ψύξης  $q_K$  σε μια θερμοκρασία τοιχώματος  $T_{WK}$  στην βάση του πτερυγίου και μια θερμοκρασία του αέρα ψύξης  $T_K$ :

$$q_K = h_K (T_{WK} - T_K) \left[ \frac{2h + s}{b + s} \right] \cdot \eta_R$$

με τον συντελεστή απόδοσης του πτερυγίου

$$\eta_R = \frac{\tanh\left(h \sqrt{\frac{2h_K}{\lambda_R b}}\right)}{h \sqrt{\frac{2h_K}{\lambda_R b}}}$$

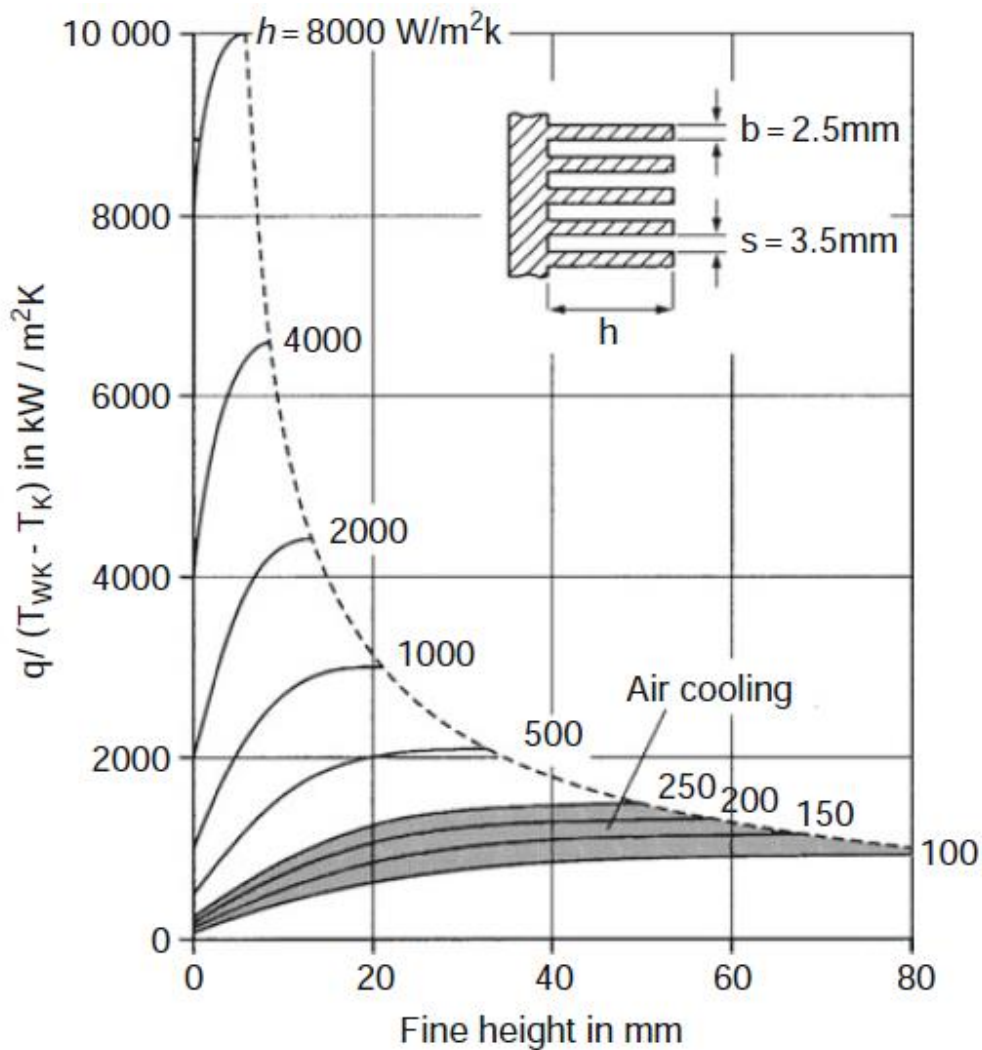
που συγκρίνει την ροή της θερμότητας που πραγματικά απελευθερώνεται από ένα πτερύγιο ψύξης με αυτή που θα μετέφερε ένα πτερύγιο με σταθερή θερμοκρασία επιφάνειας, δηλαδή με άπειρα μεγάλη θερμική αγωγιμότητα. Όπως φαίνεται στην εικόνα 2.11, το ύψος του πτερυγίου που είναι απαραίτητο για την εναλλαγή θερμότητας, οπότε και η σημασία της πτερυγώσης μειώνεται δραματικά καθώς ο συντελεστής μεταφοράς γίνεται μεγαλύτερος. Οπότε, τα τοιχώματα του ψυκτικού θαλάμου των υδρόψυκτων κινητήρων παραμένουν χωρίς πτερύγια. Για την οριακή περίπτωση που το ύψος του πτερυγίου και το πάχος του πτερυγίου τείνουν στο μηδέν, η εξίσωση για την πυκνότητα της ροής θερμότητας απλοποιείται στην μορφή που ισχύει για το επίπεδο ομαλό τοίχωμα  $q_K = h_K(T_{WK} - T_K)$ .

Η γνώση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, εκτός από την τοπική θερμοκρασία του τμήματος είναι προαπαιτούμενο για τον ακριβή προσδιορισμό της ροής ενέργειας ψύξης. Ως αρχή, οι διαφορετικές εξισώσεις για τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μπορούμε να δούμε ότι προέρχονται από μία από τις προσεγγίσεις:

- Μεταφορά θερμότητας σε ένα κανάλι τυρβώδους ροής ή
- Μεταφορά θερμότητας σε ένα σώμα μέσα σε μια ροή

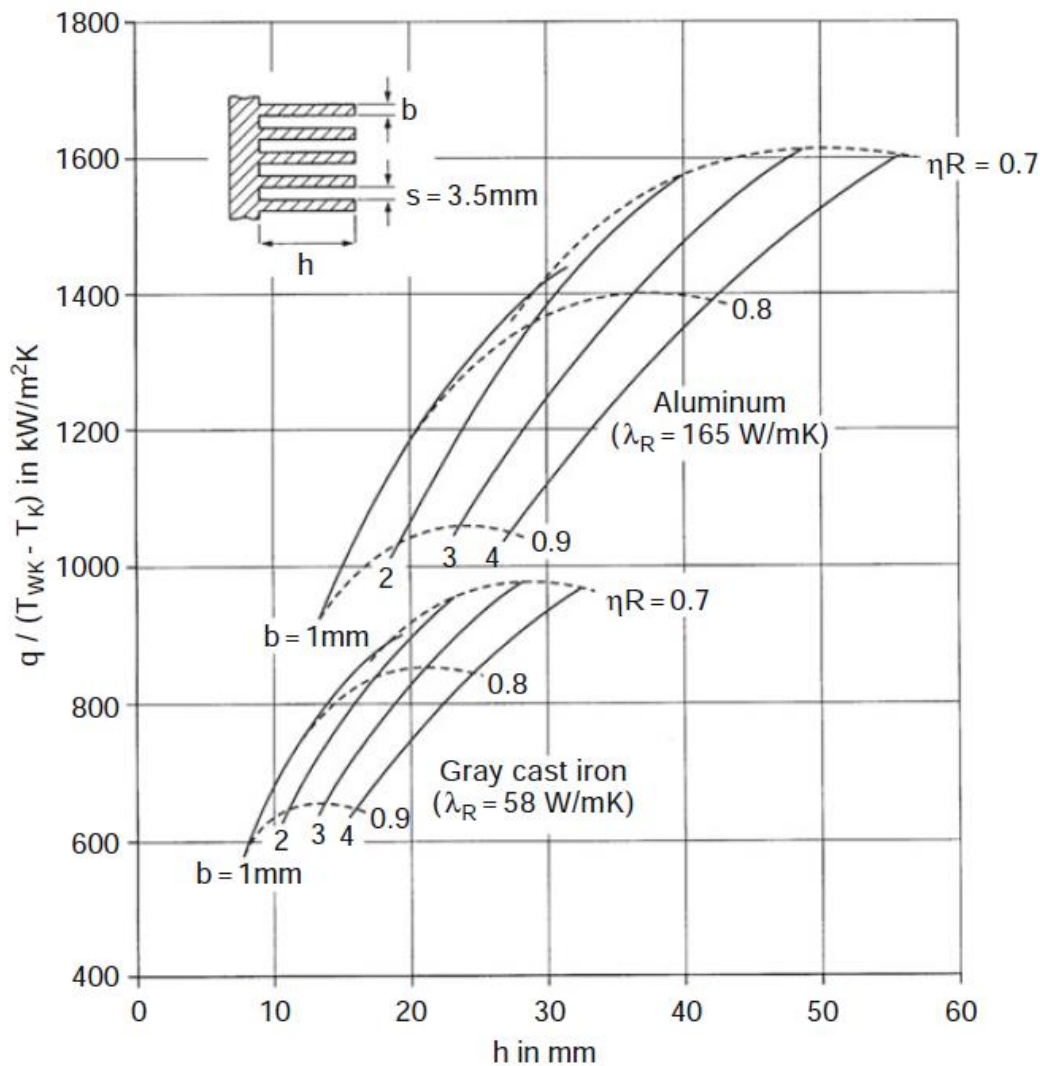
Για το κανάλι με τα πτερύγια ενός πλήρως εγκιβωτισμένου σωλήνα με πτερύγια, η πρώτη προσέγγιση στην ροή καναλιού μπορεί να γίνει από τις πολλαπλές επιβεβαιωμένες εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας για τυρβώδη ροή σε σωλήνα εισάγοντας την υδραυλική διάμετρο. Η δεύτερη προσέγγιση βασίζεται στις έρευνες των Krischer και Kast και αντιστοιχεί σε ένα μη εγκιβωτισμένο σωλήνα με πτερύγια. Στην βιβλιογραφία υπάρχουν οι μαθηματικοί υπολογισμοί για την μεταφορά θερμότητας ενός αερόψυκτου κινητήρα. Πρέπει να χρησιμοποιήσουμε τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας που παίρνουμε πειραματικά όταν οι συνθήκες ροής στην πτερυγώση δεν είναι γνωστή με ακρίβεια.





Σχήμα 2.11: Επίδραση του ύψους του περυγίου και του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην ροή θερμότητας σχετικά με την βαθμίδα θερμοκρασίας για περύγωση από γκρι χυτοσίδηρο με  $\lambda_R = 58 \frac{\text{W}}{\text{mk}}$

Η μεγέθυνση της εξωθερμικής επιφάνειας μέσω της περύγωσης μπορεί να επιτευχθεί με μεγαλύτερο ύψος περυγίων και με μεγαλύτερο αριθμό περυγίων. Όμως, οι δύο επιλογές δεν οδηγούν στην ίδια αύξηση της πυκνότητας ροής θερμότητας όταν η μεγέθυνση των επιφανειών τους είναι ίδια. Πέρα από κάποιο σημείο, η αύξηση του ύψους του περυγίου δεν προκαλεί άλλη απομάκρυνση θερμότητας εφόσον η θερμοκρασία στην άκρη του περυγίου ήδη προσεγγίζει αυτή του ψυχόμενου αέρα. Όπως δείχνει η σύγκριση της περύγωσης από αλουμίνιο με περύγωση από γκρι χυτοσίδηρο στο σχήμα 2.12, η θερμική αγωγιμότητα του υλικού του περυγίου προσδιορίζει αποφασιστικά την καμπύλη της θερμοκρασίας ανάμεσα στην βάση του περυγίου και την άκρη του περυγίου.



Σχήμα 2.12: Επίδραση του ύψους του πτερυγίου  $h$  και της θερμικής αγωγιμότητας  $\lambda_R$  στην ροή της θερμότητας σχετικά με την βαθμίδα θερμοκρασίας με ένα σταθερό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $h_K = 150 \frac{W}{m^2K}$

Ομοίως, η επιφάνεια μπορεί να αυξηθεί αυξάνοντας τον αριθμό των πτερυγίων μέχρι ένα σημείο, και μειώνοντας την απόσταση μεταξύ τους. Αυτός ορίζεται από το πλάτος της απόστασης στο οποίο η ροή γίνεται τυρβώδης αμέσως μετά την συνένωση των διαδοχικών οριακών φιλμ. Το ελάχιστο, που είναι ακόμα οικονομικό πλάτος της απόστασης, είναι περίπου 1.2 mm. Τέτοια μικρά πλάτη απόστασης είναι στο όριο της κατασκευασιμότητας και βρίσκονται μόνο σε κατεργασμένα χαλύβδινα κυλινδρικά βαρέλια των αερόψυκτων κινητήρων υψηλών επιδόσεων.

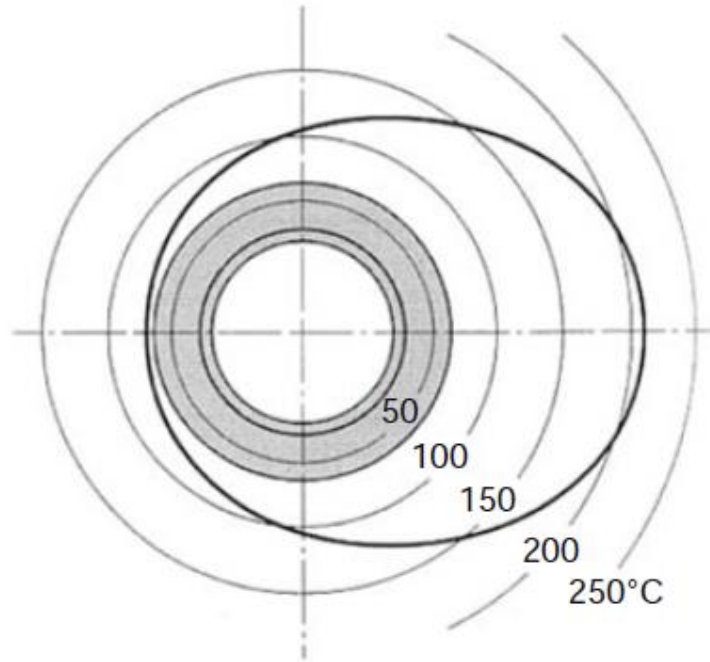
Τα ύψη των πτερυγίων μέχρι 70 mm με ελάχιστο πλάτος απόστασης 3.5 mm στην βάση του πτερυγίου και πάχος πτερυγίου 3 – 2 mm από την βάση ως την άκρη είναι αποδοτικά σε κόστος και επίσης επιτεύξιμα για κυλινδροκεφαλές από αλουμίνιο

που παράγονται με μόνιμα καλούπια χύτευσης. Δεδομένης της χαμηλότερης θερμικής αγωγιμότητας, τα κατεργασμένα χαλύβδινα κυλινδρικά βαρέλια παράγονται με χύτευση άμμου με ύψη πτερυγίων όχι πάνω από 35 mm και πλάτος απόστασης 3 mm στην βάση του πτερυγίου και πάχος πτερυγίου 2.5 – 1.5 από την βάση στο άκρο. Πρέπει να χρησιμοποιηθεί η κατεργασία του τύπου σε κατασκευή κινητήρων για αεροσκάφη για μικρότερα πάχη πτερυγίων και πλάτη αποστάσεων.

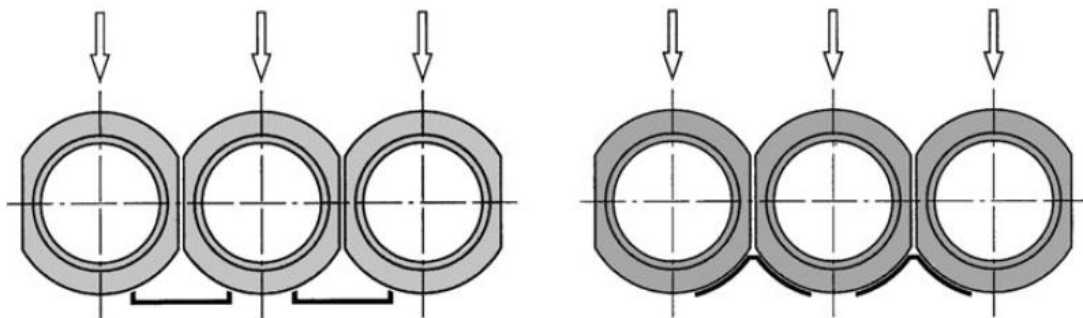
Όταν ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι  $h_k = 250 \frac{W}{m^2K}$ , η μέγιστη θερμότητα που απομακρύνεται σε ένα βαρέλι κυλίνδρου με πτερύγια από γκρι χυτοσίδηρο εκτιμάται ότι είναι περίπου  $0.5 \cdot 10^3 \frac{kW}{m^2}$ . Σε ένα βαρέλι κυλίνδρου με πτερύγια Alfin εκτιμάται ότι είναι περίπου  $0.2 \cdot 10^3 \frac{kW}{m^2}$ . Συγκριτικά, η υδρόψυξη των υψηλά θερμικά φορτισμένων τμημάτων μπορεί να απομακρύνει  $0.5 \cdot 10^3 \frac{kW}{m^2}$  θερμότητας με τοπικό πυρηνικό βράσιμο.

### *Δρομολόγηση της ροής του αέρα ψύξης και μεταφορά θερμότητας*

Η δρομολόγηση του αέρα ψύξης επηρεάζει την μεταφορά θερμότητας, οπότε και την κατανομή της θερμοκρασίας σε ένα τμήμα. Ο αέρας ψύξης που ρέει διαμέσου ενός βαρελιού κυλίνδρου με πτερύγια αρχικά μπερδεύεται στο σημείο πρόσπτωσης και στην συνέχεια ρέει γύρω από το βαρέλι του κυλίνδρου μέχρι να διασπαστεί πλευρικά στο ύψος του μεσημβρινού τμήματος έτσι ώστε να σχηματίζει μια νεκρή ζώνη πίσω από τον κύλινδρο. Αυτό προκαλεί την υψηλότερη θερμοκρασία τοιχώματος να εμφανιστεί στο πίσω μέρος του κυλίνδρου και η χαμηλότερη στην πλευρά από όπου έρχεται η ροή του αέρα (σχήμα 2.13). Απαιτείται κάλυψη αέρα που θα περιβάλει το βαρέλι του κυλίνδρου με τα πτερύγια για να αποφευχθεί η στρέβλωση του κυλίνδρου από τις διαφορετικές θερμικές διαστολές (σχήμα 2.14). Αυτό μπορεί να γίνει μόνο σε κινητήρες με μικρές διαμέτρους κυλίνδρου και χαμηλές εξόδους ισχύος ανά εκτόπισμα, πχ κινητήρες μοτοσυκλετών.



Σχήμα 2.13: Καμπύλη θερμοκρασίας σταυρωτής ροής για ένα μη εγκιβωτισμένο βαρέλι κυλίνδρου (ροή από αριστερά)



Σχήμα 2.14: Δρομολόγηση αέρα ψύξης: Πέρασμα Argus (αριστερά). Πέρασμα που εφάπτεται στον σωλήνα με τα πτερύγια δεξιά

Οι οδηγητικές πλάκες έχουν σκοπό να εξασφαλίσουν ότι ο αέρας ψύξης περνάει μέσα από τα κανάλια των πτερυγίων χωρίς νεκρές ζώνες. Δυνάμει της αρχής, η απορρόφηση της θερμότητας από τον ψυκτικό αέρα στο κανάλι με τα πτερύγια κάνει αδύνατο να πάρουμε μία πλήρως ομοιόμορφη κατανομή θερμοκρασίας στην περιφέρεια όταν η είσοδος της ροής είναι εγκάρσια. Η εμπειρία έχει δείξει ότι, ως συνάρτηση της θέρμανσης του ψυχόμενου αέρα κατά  $\Delta T_{KL}$ , ισχύει το παρακάτω για την μέγιστη απόκλιση θερμοκρασίας στην περιφέρεια  $\Delta T_{Umfang}$ :

$$\frac{\Delta T_{Umfang}}{\Delta T_{KL}} \approx 0.8$$

Συνεπώς, η θέρμανση του αέρα ψύξης περιορίζεται στους 50 K για μία μέγιστη επιτρεπόμενη απόκλιση θερμοκρασίας 40 K.

### *2.1.4.3 Χαρακτηριστικά σχεδίασης αερόψυκτων κινητήρων*

#### **Γενική σχεδίαση κινητήρα**

Τα πιο έντονα χαρακτηριστικά σχεδίασης των αερόψυκτων κινητήρων είναι οι μονοί κύλινδροί τους και το ενσωματωμένο σύστημα ψύξης. Εφόσον το αλουμίνιο και ο χυτοσίδηρος έχουν πολύ διαφορετική θερμική διαστολή, η στην ουσία καθολική χρήση αλουμινένιων κυλινδροκεφαλών (πιο ομοιόμορφη κατανομή θερμοκρασίας στο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής και μέγιστη απομάκρυνση θερμότητας προς τα πτερύγια ψύξης) και η απαίτηση της ανεμπόδιστης θερμικής διαστολής των τμημάτων πρακτικά επιβάλλει την κατασκευή του μονού κυλίνδρου. Οπότε, οι αερόψυκτοι κινητήρες ουσιαστικά προορίζονται για την αρθρωτή αρχή με ένα μεγάλο αριθμό από ίδια τμήματα και τα πλεονεκτήματα κόστους που προκύπτουν στην κατασκευή και διαχείριση των ανταλλακτικών, ειδικά για μικρές και μεσαίες ποσότητες. Επιπλέον ένας αρθρωτός κινητήρας επιτρέπει εύκολη συντήρηση γύρω από την κυλινδροκεφαλή, το βαρέλι του κυλίνδρου και το πιστόνι, χωρίς να χρειάζεται να αφαιρεθεί ο κινητήρας και να αποσυναρμολογηθεί το καρτέρ λαδιού.

Στις περισσότερες περιπτώσεις, μία μονάδα αερόψυκτου κινητήρα ντίζελ εξοπλίζεται με τέσσερις κοχλίες τάσης που συνδέουν την κυλινδροκεφαλή με τον στροφαλοθάλαμο, συγκρατούν το βαρέλι του κυλίνδρου ανάμεσα στα δύο και μεταφέρουν τις δυνάμεις του αερίου απευθείας στον στροφαλοθάλαμο. Οι κοχλίες τάσης είναι λεπτοί υψηλής ελαστικότητας κοχλίες διαστολής που μειώνουν τα εναλλασσόμενα φορτία στις περιοχές εφελκυστικών καταπονήσεων του σπειρώματος και περιορίζουν την αύξηση της δύναμης που προκύπτει από την μεγαλύτερη θερμική διαστολή της κυλινδροκεφαλής και του βαρελιού του κυλίνδρου από τους σημαντικά ψυχρότερους κοχλίες.

Σημαντικό για το ολικό μήκος του κινητήρα, η σχεδίαση των πτερυγίων και όχι η απόσταση των ρουλεμάν του στροφαλοθάλαμου προσδιορίζει την απόσταση των κυλίνδρων στους αερόψυκτους σε σειρά κινητήρες. Σχετικά με την διάμετρο του

κυλίνδρου, αυτό είναι συνήθως 1.35 – 1.45 και μόνο 1.275 σε ακραίες περιπτώσεις (KHD κινητήρας μοντέλο B/FL 913).

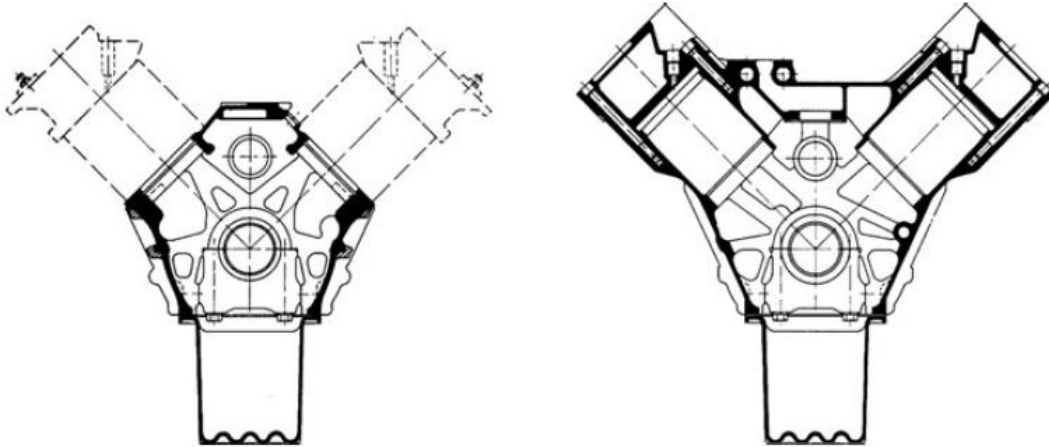
Μία σύγκριση των διαστάσεων εγκατάστασης των κινητήρων με ψύξη αέρα και νερού, συμπεριλαμβανομένου του εξωτερικού συστήματος ψύξης της ψύξης με νερό είναι ένας εξαιρετικά συμπαγής κινητήρας παρά την μεγαλύτερη απόσταση των κυλίνδρων. Αυτό είναι ιδιαίτερα αληθές για τον κινητήρα τύπου V, στον οποίο ο ανεμιστήρας ψύξης τοποθετείται ανάμεσα στις σειρές των κυλίνδρων και έτσι εξοικονομείται χώρος.

### **Στροφαλοθάλαμος**

Μαζί με το βαρέλι του κυλίνδρου, ο στροφαλοθάλαμος απορροφά την μεταφορά φορτίου από την κυλινδροκεφαλή προς την συνδεσμολογία του στροφαλοθαλάμου με το ρουλεμάν του στροφαλοθαλάμου και έτσι απαιτεί μεγάλη έμφυτη σταθερότητα για την διαδρομή του πιστονιού, ακόμα και αν ο στροφαλοθάλαμος είναι ταυτοχρόνως ένα από τα φέροντα στοιχεί του οχήματος, πχ στα τρακτέρ. Μία σύγκριση των διατομών των στροφαλοθαλάμων των αερόψυκτων και υδρόψυκτων κινητήρων με ίδιες κύριες διαστάσεις που είναι σημαντική για την καμπτική και στρεπτική ακαμψία τους που γίνεται στο σχήμα 2.15 δείχνει ότι ο στροφαλοθάλαμος ενός αερόψυκτου κινητήρα πρέπει να σχεδιαστεί με μεγαλύτερη προσοχή εξαιτίας του σημαντικά μικρότερου συνολικού ύψους εξαιτίας της απουσίας δεξαμενής νερού και της φτωχότερες συνθήκες αντοχής που προκύπτουν. Αποδοτικά και αποδεδειγμένα μέτρα που εξασφαλίζουν στο στροφαλοθάλαμο ενός αερόψυκτου κινητήρα υψηλή έμφυτη σταθερότητα είναι:

- πλευρικά τοιχώματα περιβλήματος που πέφτουν πολύ κάτω από τον άξονα του στροφαλοφόρου άξονα και, εάν είναι δυνατόν, κυρτά,
- συνεχείς νευρώσεις στήριξης στα πλευρικά και εγκάρσια τοιχώματα του περιβλήματος και μια στιβαρή, πλατιά φλάντζα λαδιού,
- μία σχετικά παχιά, με λίγες οπές βάση στήριξης κυλίνδρου
- μια χυτή λεκάνη λαδιού αντί από λαμαρίνα και
- σταυρωτοί κοχλίες του καλύμματος του κύριου ρουλεμάν με τα τοιχώματα του περιβλήματος σε κινητήρες V.

Οι αερόψυκτοι κινητήρες συχνά επίσης κατασκευάζονται με σχεδίαση τούνελ για λόγους ακαμψίας.



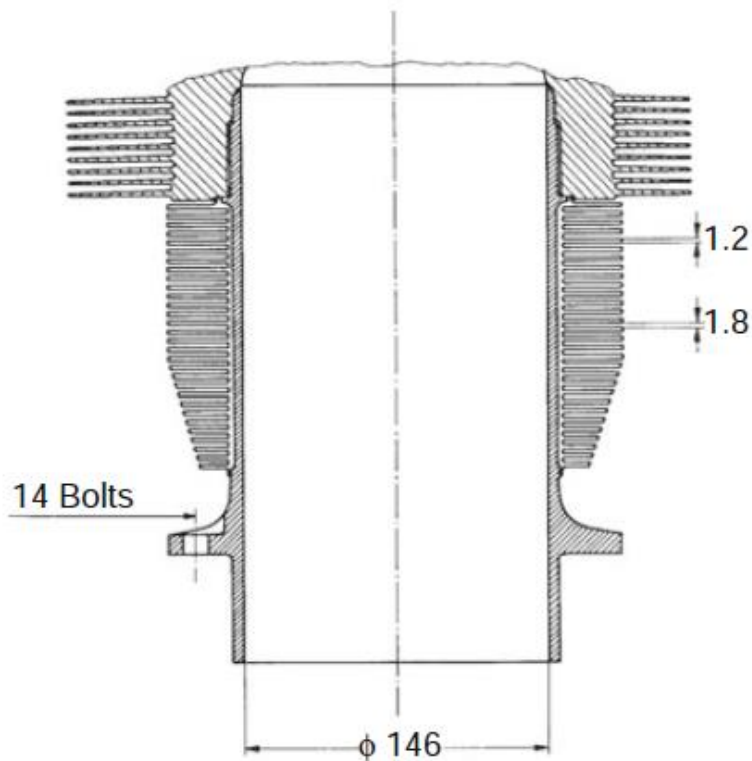
Σχήμα 2.15: Τομή κρίσιμη για την έμφυτη σταθερότητα ενός αερόψυκτου κινητήρα με βαρέλι κυλίνδρου και μονή κυλινδροκεφαλή (αριστερά) και ενός υδρόψυκτου κινητήρα με μπλοκ κυλινδροκεφαλή (δεξιά)

## Βαρέλι κυλίνδρου

Κατασκευασμένο ως επένδυση κυλίνδρου με πτερύγια ψύξης, το βαρέλι κυλίνδρου συνήθως κατασκευάζεται από γκρι χυτοσίδηρο σε ένα κομμάτι. Η χύτευση με άμμο παραμένει οικονομική ακόμα και σε μεγάλες ποσότητες. Οι τοίχοι στην άνω και την κάτω περιοχή του βαρελιού είναι συνήθως σχεδιασμένοι κάπως πιο παχιοί και η πιο πάνω ζώνη του βαρελιού έχει πτερύγια ψύξης που είναι κλειστά τριγύρω σε όλη την περιφέρεια για να περιοριστούν οι παραμορφώσεις της επένδυσης που προκαλούνται από τις δυνάμεις των κοχλιών και την πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Για λόγους αντοχής και ψύξης, οι κινητήρες με υψηλή έξοδο ισχύος ανά λίτρο εκτοπίσματος πρέπει να χρησιμοποιήσουν βαρέλια από χυτό ατσάλι και το κεντημένο σώμα των ψυκτικών πτερυγίων πρέπει να είναι κατεργασμένο.

Η διαδικασία σύνθετης χύτευσης που είναι γνωστή ως διαδικασία Alfin στην οποία ένα ενδιάμεσο μεταλλικό στρώμα πάχους 0.03 mm εξασφαλίζει την χωρίς κενό ένωση ανάμεσα στο ατσάλινο βαρέλι και το πτερυγωτό αλουμινένιο τζάκετ του έχει χρησιμοποιηθεί μόνο στην κατασκευή κινητήρων αεροσκαφών, με εξαίρεση κάποιες στρατιωτικές εφαρμογές. Επίσης εφαρμόζεται σε κινητήρες ντίζελ στον εμπορικό τομέα, χρησιμοποιώντας γκρι χυτοσίδηρο αντί για ατσάλι. Τα βαρέλια κυλίνδρου από

ελαφρύ κράμα με κατάλληλα λειασμένες επιφάνειες βαρελιού χρησιμοποιούνται για κινητήρες βενζίνης μόνο.



Σχήμα 2.16: Βαρέλι κυλίνδρου Alfin ενός αερόψυκτου κινητήρα ντίζελ (Telefyne Continental)

### Κυλινδροκεφαλή

Η ποικιλία των λειτουργιών και η εναλλαγή μηχανικών και θερμικών καταπονήσεων κάνουν την κυλινδροκεφαλή το πιο περίπλοκο τμήμα ενός κινητήρα. Μία κυλινδροκεφαλή πρέπει να έχει υψηλή έμφυτη σταθερότητα για να μεταφέρει της δυνάμεις του αερίου που δρουν σε αυτή στον στροφαλοθάλαμο και ταυτοχρόνως να εξασφαλίζει ότι η σύνθεση με το βαρέλι του κυλίνδρου είναι αεροστεγής. Ένας αεροστεγής κύλινδρος δεν χρειάζεται μόνο να έχει τις θύρες του αερίου, το ακροφύσιο ψεκασμού, πιθανώς ένα προθάλαμο και τους κοχλίες της κυλινδροκεφαλής, αλλά επίσης τα πτερύγια ψύξης και τις απαραίτητες διατομές ροής που είναι απαραίτητες για τον αέρα ψύξης. Αυτή είναι ένα δύσκολο έργο αν αναλογιστούμε ότι η επιφάνεια των πτερυγίων που απαιτείται είναι 30 – 35 φορές μεγαλύτερη από την επιφάνεια του πιστονιού για να ψυχθεί το κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής και η περιοχή της θύρας εξαγωγής. Πρόσθετα, τα πτερύγια ψύξης πρέπει να είναι σχεδιασμένα έτσι ώστε η



μέγιστη θερμοκρασία της κυλινδροκεφαλής ανάμεσα στις βαλβίδες να παραμένει περιορισμένη και να αποφεύγονται οι μεγάλες θερμοκρασιακές διαφορές για να αποφευχθούν οι υψηλές θερμικές καταπονήσεις στο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής. Κανονικά, μόνο οι αλουμινένιες κυλινδροκεφαλές μπορούν να ικανοποιήσουν αυτές τις απαιτήσεις. Η υψηλή θερμική αγωγιμότητα που έχουν διευκολύνει την κατανομή της θερμότητας στο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής και επιτρέπει την αποδοτική σε κόστος κατασκευή λεπτών πτερυγίων με μεγάλη ικανότητα ψύξης.

Τέτοιες κυλινδροκεφαλές βασικά απαιτούν ένθετα έδρας βαλβίδων, που συνήθως χυτεύονται φυγοκεντρικά και προσαρμόζονται με συρρίκνωση. Η εγκάρσια διάταξη των βαλβίδων στον άξονα του στροφαλοφόρου άξονα επιτρέπει ένα καλύτερο σχεδιασμό πτερυγίων ψύξης καθώς και μεγαλύτερες διατομές ροής για τον αέρα ψύξης. Όμως, το σύστημα καύσης πρέπει να επιτρέπει στις βαλβίδες να έχουν έντονη κλίση (κινητήρες βενζίνης). Όταν είναι διατεταγμένες παράλληλα με τον στροφαλοφόρο άξονα, οι βαλβίδες πρέπει να κλίνουν προς τον άξονα του κυλίνδρου ελαφρώς. Όμως, εφόσον το σύστημα καύσης επιτρέπει ένα ελαφρώς καμπύλο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής, αυτό επιτρέπει στα πτερύγια ψύξης μία κάτω μεγαλύτερη επιφάνεια πάνω από την γέφυρα των βαλβίδων. Για να έχουμε το μέγιστο των πτερυγίων ψύξης στην υψηλά θερμικά καταπονημένη περιοχή της γέφυρας των βαλβίδων απαιτεί ο σχεδιασμός των διατομών των θυρών του αερίου να είναι σχετικά στενός και ψηλός. Ενώ οι τετραβάλβιδες κυλινδροκεφαλές είναι πρακτικά το στάνταρ στους αερόψυκτους κινητήρες βενζίνης για μοτοσυκλέτες, ο εξαιρετικά περιορισμένος χώρος πάνω από το κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής αποτρέπει την χρήση κυλίνδρου με τέσσερις βαλβίδες σε αερόψυκτους κινητήρες ντίζελ.

Το διακριτό χαρακτηριστικό των χυτών κραμάτων αλουμινίου για αερόψυκτες κυλινδροκεφαλές είναι η ιδιαίτερα υψηλή αντοχή υψηλών θερμοκρασιών και η αντίσταση στην κυκλική θερμοκρασία. Και οι δύο αυτές ιδιότητες υλικού, που είναι σημαντικές για την διαστατική σταθερότητα της κυλινδροκεφαλής, παίρνονται με σύνθεση περίπλοκων κραμάτων (πίνακας 2.3), ελεγχόμενη ψύξη στο μόνιμο καλούπι και ειδική επεξεργασία μετά την θερμότητα. Η αντοχή υψηλής θερμοκρασίας του πολυκραματικού υλικού RR350 των  $230 \text{ N/mm}^2$  στους  $200^\circ \text{C}$  είναι η υψηλότερη με διαφορά και ακόμα η αντοχή υψηλής θερμοκρασίας του των  $200 \text{ N/mm}^2$  στους  $250^\circ \text{C}$  είναι καλή. Η μεγαλύτερη θερμική διαστολή και η ολκιμότητα των κραμάτων αλουμινίου, κάνουν δυσανάλογα μεγαλύτερο τον κίνδυνο των ρωγμών της γέφυρας των βαλβίδων στις αερόψυκτες κυλινδροκεφαλές από τις υδρόψυκτες

κυλινδροκεφαλές. Δύο χυτευμένες ατσάλινες πλάκες που λειτουργούν ως συνδέσεις διαστολής μπορούν να κρατήσουν την περιοχή της βάσης της κυλινδροκεφαλής ανάμεσα στις βαλβίδες σε μεγάλο βαθμό χωρίς εφελκυστική καταπόνηση όταν η κυλινδροκεφαλή ψύχεται και έτσι να αποτραπούν οι ρωγμές της γέφυρας των βαλβίδων (σχήμα 2.17). Τα τεστ θερμικού σοκ στα οποία η γέφυρα των βαλβίδων θερμαίνεται στους 300° C και ψύχεται στους 100° C σε διαστήματα περίπου 2 λεπτών είναι ένα σημαντικό βοήθημα για την ανάπτυξη των αερόψυκτων κυλινδροκεφαλών.

Alloy type	Alloy name	Alloy elements in % by weight								
		Cu	Ni	Si	Mg	Mn	Ti	Co	Zr	Sb
AlMgSiMn	Hydronalium, Ho 411, 511, Hy 418, 511, Hy 51, Hy 71	0	0	0.7	3.5	0.1	0.1	–	–	–
		–	–	–	–	–	–	–	–	–
AlCuNiMg	Y alloy, A-U4NT	1.0	1.5	1.8	6.5	1.0	0.2	–	–	–
		–	–	–	–	–	–	–	–	–
		4.5	2.3	0.6	1.7	0.6	0.2	–	–	–
AlCuNiCoMnTiZrSb	RR 350, A-USNZr	4.5	1.3	0	0	0.2	0	0.1	0.1	0.1
		–	–	–	–	–	–	–	–	–
		5.5	1.8	0.3	0.5	0.3	0.25	0.4	0.3	0.4

Πίνακας 2.3: Χυτά κράματα αλουμινίου για αερόψυκτες κυλινδροκεφαλές



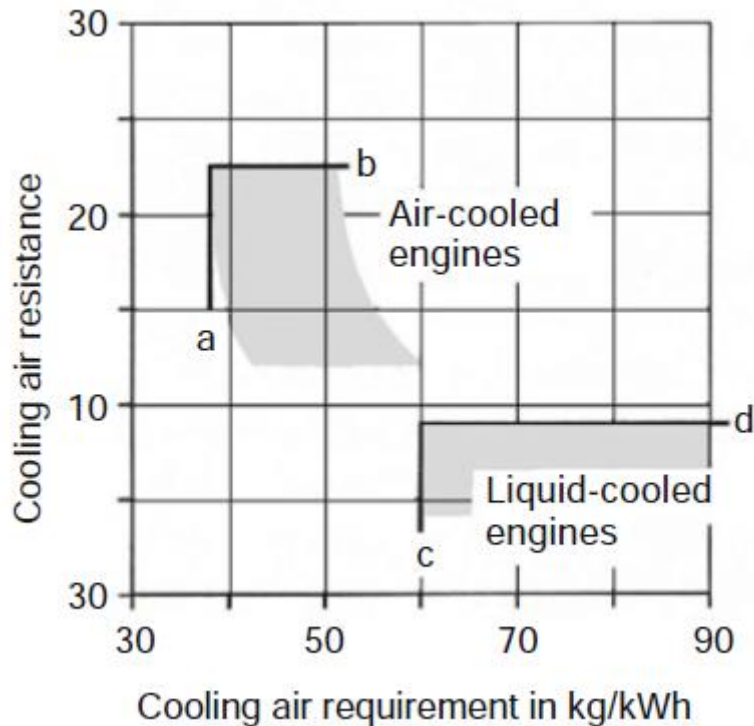
Σχήμα 2.17: Χυτές ατσάλινες πλάκες στις γέφυρες των βαλβίδων για να αποτραπούν ρωγμές της γέφυρας των βαλβίδων στην κυλινδροκεφαλή ενός αερόψυκτου κινητήρα ντίζελ (Deutz AG FL 513)

#### 2.1.4.4 Ψυκτικά συστήματα ενσωματωμένα στον κινητήρα

### Σύγκριση των εξωτερικών συστημάτων ψύξης

Δυνάμει της αρχής, τα συστήματα ψύξης στους αερόψυκτους κινητήρες είναι ενσωματωμένα στον κινητήρα, εφόσον η θερμότητα των τμημάτων διαχέεται

απευθείας στον αέρα του περιβάλλοντος. Ο κινητήρας και το σύστημα ψύξης αποτελούν μία μονάδα. Οι ανεμιστήρες ψύξης με κάλυμμα και οι ολοκληρωμένοι ψύκτες λαδιού καθώς και ο εξοπλισμός ή οι ψύκτες του οχήματος, πχ οι ψύκτες υδραυλικού λαδιού του κατασκευαστικού εξοπλισμού ή οι ψύκτες του λαδιού του κιβωτίου μετάδοσης των οχημάτων, είναι τμήματα πρόσθετα στον κινητήρα. Οι αερόψυκτοι κινητήρες απαιτούν μικρότερες ποσότητες από αέρα ψύξης καθώς τον χρησιμοποιούν καλύτερα (μεγαλύτερη αύξηση θερμότητας). Όμως, οι στενότερες διατομές ροής προκαλούν σχετικά υψηλές ταχύτητες αέρα στην πτερύγωση, οπότε και σχετικά υψηλές αντιστάσεις ψυκτικού αέρα (σχήμα 2.18). Η προσαρμογή των συστημάτων ψύξης σε αυτές τις συνθήκες έχουν αποτέλεσμα διάφορα μεγέθη και σχέδια των τμημάτων στους υδρόψυκτους κινητήρες. Έτσι, οι ανεμιστήρες των αερόψυκτων κινητήρων είναι περίπου μισοί σε διάμετρο από τους ανεμιστήρες των συγκρίσιμων υγρόψυκτων κινητήρων. Λειτουργούν όμως σε ταχύτητες δύο ή τρεις φορές υψηλότερες και κατασκευάζονται κάπως μακρύτεροι καθώς απαιτούνται οδηγητικά πτερύγια. Τα ψυγεία είναι επίσης πιο συμπαγή, με την πλευρά τους ψυχόμενου αέρα να είναι μέχρι 60% μικρότερο από τα συμβατικά ψυγεία. Τοποθετούνται συνήθως πάνω σε ένα κινητήρα χωρίς ενδιάμεσα ελαστικά στοιχεία. Αυτό προκαλεί υψηλή μηχανική καταπόνηση και απαιτεί ψυγείο αλουμινίου με χαμηλές αδρανειακές δυνάμεις και υψηλότερη αντοχή και ακαμψία. Η αποδοτική ενδιάμεση ψύξη που βασίζεται στην αρχή αέρα/αέρα έχει εφαρμοστεί στους αερόψυκτους κινητήρες εξαρχής. Έτσι, το φορτίο του αέρα μπορεί να ψυχθεί αρκετά κάτω από την θερμοκρασία του ψυκτικού ενός κινητήρα με ψύξη υγρού. Ανάλογα με τον τύπο της διάταξης του ενδιάμεσου ψύκτη (πριν τον ανεμιστήρα ψύξης ή στην παράλληλη ροή των άλλων καταναλωτών ψυκτικού αέρα), φτάνονται οι θερμοκρασίες του φορτίου αέρα, που είναι μόνο 25 – 45 K πάνω από την αντίστοιχη θερμοκρασία του περιβάλλοντος.



Σχήμα 2.18: Συστήματα ψύξης των κινητήρων ντίζελ με άμεσο ψεκασμό. Τα εύρη λειτουργίας για την αντίσταση του ψυκτικού αέρα ως συνάρτηση της απαίτησης του ψυκτικού αέρα: a. Μέγιστη επιτρεπτή θέρμανση του ψυκτικού αέρα b. Οικονομική και ακόμα δικαιολογήσιμη αντίσταση του ψυκτικού αέρα c. Μέγιστη θέρμανση του ψυκτικού αέρα για συμβατικά συστήματα d. Μέγιστη αύξηση πίεσης των συμβατικών ανεμιστήρων

### Σχέδια ανεμιστήρων ψύξης και κριτήρια σχεδιασμού

Η σχετικά υψηλή αντίσταση του ψυκτικού αέρα ενός αερόψυκτου κινητήρα και η απαίτηση για ένα ανεμιστήρα με τις μικρότερες δυνατές διαστάσεις και χαμηλές ταχύτητες οδηγεί στους αξονικούς ανεμιστήρες ψύξης με αεροδυναμικά υψηλά φορτωμένες αλληλουχίες ροής. Βασικά τοποθετημένοι στον σφόνδυλο, οι ακτινικοί ανεμιστήρες τοποθετούνται σε μικρούς κινητήρες ενός ή δύο κυλίνδρων.

Η συμπαγής σχεδίαση του αξονικού ανεμιστήρα διευκολύνει την απλή δρομολόγηση της ροής του αέρα ψύξης. Οι υψηλές αποδόσεις με χαμηλές εκπομπές θορύβου μπορούν να επιτευχθούν όταν η αλληλουχία της ροής είναι σχεδιασμένη και κατασκευάζεται πιο μεθοδικά. Δύο σχέδια διακρίνονται ως προς την διαρρύθμιση των οδηγητικών πτερυγίων: Και οι δύο πτερυγώσεις στους ανεμιστήρες με ένα οδηγητικό πτερύγιο μετά το στροφέιο (ανεμιστήρας με οδηγητικό πτερύγιο εξόδου) είναι αλληλουχίες επιβράδυνσης στις οποίες αυξάνει η πίεση. Όταν το οδηγητικό πτερύγιο είναι πριν το στροφέιο (ανεμιστήρας με οδηγητικό πτερύγιο εισόδου), είναι μία αλληλουχία επιτάχυνσης και μειώνει την στατική πίεση ώστε το στροφέιο μόνο του

πρέπει να παράγει την αύξηση της πίεσης, αντισταθμίζοντας την προηγούμενη πτώση πίεσης.

Δεδομένων των πολλαπλών περιορισμών, μία απόφαση για την καταλληλότητα ενός από τα δύο σχέδια ανεμιστήρα μπορεί να γίνει μόνο μετά από ζύγισμα των αντίστοιχων χαρακτηριστικών τους. Στον πίνακα 2.4 δίνονται τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά. Και τα δύο σχέδια έχουν αποδείξει την αξία τους σε εφαρμογές. Οι συνολικές επιδόσεις 80 – 84% είναι επιτεύξιμες όταν παρατηρούνται συγκεκριμένες τιμές για την ροή και τον συντελεστή πίεσης και τα όρια για μία ροή χωρίς αποκόλληση στην αξονική αλληλουχία. Η συνολική ισχύς που απαιτείται για ψύξη ενσωματωμένη στον κινητήρα είναι 2.5 – 4.5% της ονομαστικής ισχύος του κινητήρα ανάλογα την απόδοση του κινητήρα, την απαίτηση για αέρα ψύξης και την αντίσταση στην ροή.

	Outlet guide vane fan	Inlet guide vane fan
Maximum efficiency	84%	80%
Minimum specific sound power level	31 dB(A)	33 dB(A)
Tool requirements for pressure die casting	Only two mold halves (bladings are free of overlap and allow axial demolding)	Two mold halves plus radial slide (bladings are not free of overlap)
Engine installation	High	Low

Acoustic sensitivity during disturbances upstream from the fan (obstacle, flow constrictions)

Πίνακας 2.4: Διαφορές ανάμεσα σε ανεμιστήρα οδηγητικού πτερυγίου εξόδου και εισόδου

Μαζί με την καλή αεροδυναμική σχεδίαση, ο θόρυβος που παράγει ένας ανεμιστήρας έχει ακόμα μεγαλύτερη σημασία. Δεν πρέπει να επηρεάζει σημαντικά τον συνολικό θόρυβο του κινητήρα και πρέπει να μην έχει τονικές συνιστώσες. Υπό το πρίσμα των αυξανόμενων περιβαλλοντικών κανονισμών, αυτό μπορεί να κάνει απαραίτητο το αυξημένο κόστος ανάπτυξης. Ο αεροδυναμικός θόρυβος ενός ανεμιστήρα αποτελείται από τρία διαφορετικά κομμάτια: την ισχυρότερη πηγή θορύβου, η περιδίνηση και ο θόρυβος των δινών υπάρχει σε όλο ακουστό φάσμα συχνοτήτων. Από την άλλη, ο τονικός θόρυβος που παράγεται από το στροφέιο με μία πλειάδα από βασικές συχνότητες από το ανθρώπινο αυτί (ο αριθμός των πτερυγίων επί την ταχύτητα) γίνεται αντιληπτός ως πολλές φορές δυνατότερος από ένα εξίσου ισχυρό θόρυβο ευρείας μπάνας. Η άνιση διάταξη των πτερυγίων του στροφείου είναι μία αντιμετώπιση.

Η ισχύς του ήχου που εκπέμπεται από ένα ανεμιστήρα ψύξης μπορεί να περιγραφεί από τον εμπειρικό νόμο:

$$L = L_{sp} + 10 \log \left[ \left( \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} \right) \left( \frac{\Delta p_g}{\Delta p_{g0}} \right)^2 \right]$$

όπου οι παράμετροι του σημείου λειτουργίας είναι  $\dot{V}$  = ογκομετρική ροής και  $\Delta p_g$  = συνολική αύξηση πίεσης και οι μεταβλητές αναφοράς είναι  $\dot{V}_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  και  $\Delta p_{g0} = 1 \text{ mbar}$ . Ένα σταθερό χαρακτηριστικό για κάθε σχέδιο ανεμιστήρα,  $L_{sp}$  είναι η ειδική ισχύς ήχου. Ο δεύτερος όρος αντιστοιχεί στην ισχύ ήχου του σημείου λειτουργίας. Η ένταση του ήχου του ανεμιστήρα μπορεί να μειωθεί μόνο σε ένα ορισμένο σημείο λειτουργίας (απαίτηση αέρα ψύξης και αντίσταση του συστήματος ψύξης στην ροή) μειώνονται την ειδική ισχύ του ήχου. Πρόσθετα στον συντελεστή ροής και τον συντελεστή πίεσης, το μέγεθος που οποίου μπορεί μόνο να μεταβληθεί σε ένα συγκεκριμένο εύρος τιμών για βέλτιστη σχεδίαση, επηρεάζεται σημαντικά από τα:

- τύπος της διάταξης των οδηγητικών πτερυγίων
- αεροδυναμική ποιότητα της αλληλουχίας ροής και της εισόδου του ανεμιστήρα
- θέση του σημείου λειτουργίας ως προς σημείο σχεδιασμού
- ακτινικό κενό ανάμεσα στο στροφέιο και το τοίχωμα στέγασης
- αξονική απόσταση ανάμεσα στις δύο πτερυγώσεις
- τύπος του σχήματος της πτερυγώσεως του στροφέιου (ακτινική ή δρεπανοειδής)
- τύπος της διάταξης των πτερυγίων στην περιφέρεια του στροφέιου και
- αριθμός των πτερυγίων και τύπος ζευγαρώματος του αριθμού των πτερυγίων.

Οι υψηλής ποιότητας αξονικοί ανεμιστήρες των αερόψυκτων κινητήρων πλέον φτάνουν επίπεδα ειδικής ισχύος 31 db(A) και διακρίνονται από χαμηλό θόρυβο ευρείας μπάντας.

Ένα ομοίμορφο επίπεδο θερμοκρασίας και λιπαντικού λαδιού, οπότε και βέλτιστες συνθήκες για την λειτουργία του κινητήρα (κατανάλωση, ποιότητα καυσαερίων, εκπομπές θορύβου και διάρκεια ζωής) πετυχαίνονται ελέγχοντας την ποσότητα του αέρα ψύξης. Ένας έλεγχος στον οποίο η θερμοκρασία της

κυλινδροκεφαλής είναι η ελεγχόμενη μεταβλητή και επιτρέποντας για την θερμοκρασία του λιπαντικού λαδιού, παραμένει σταθερή, είναι ιδιαίτερα πλεονεκτικός. Ένας υδραυλικός συμπλέκτης που εγκαθίσταται στο κέντρο του ανεμιστήρα μπορεί να ελέγξει την ταχύτητά του.

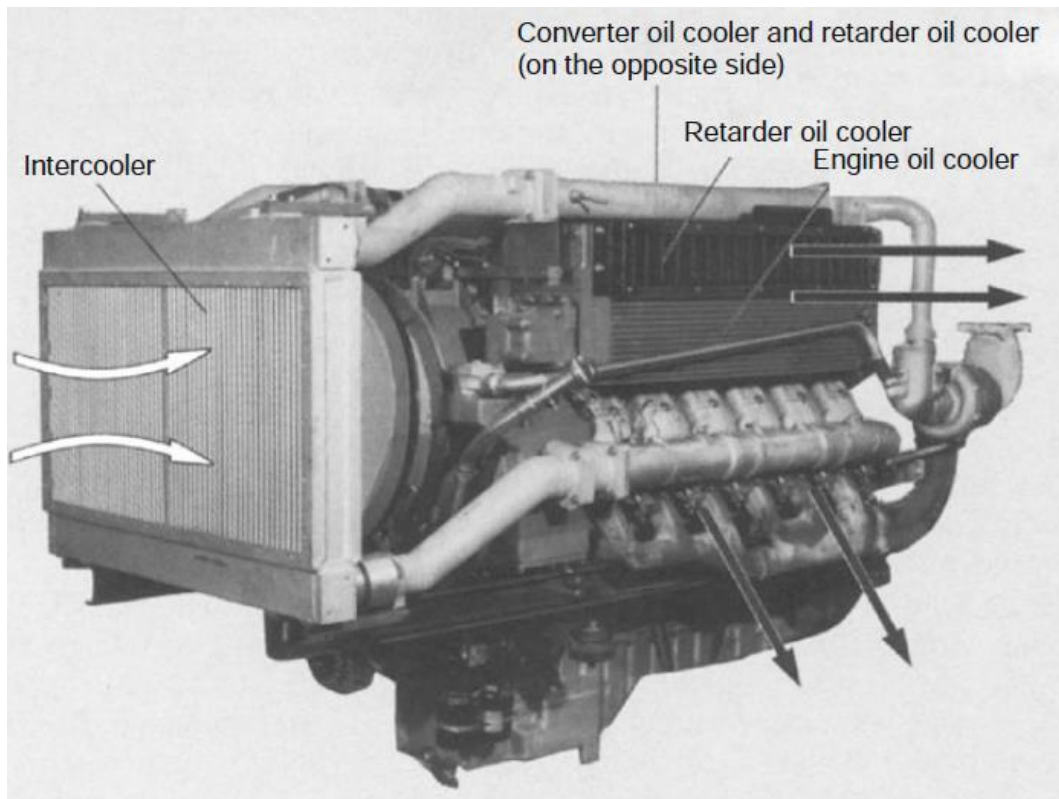
#### *2.1.4.5 Παραδείγματα εφαρμογών κινητήρων ντίζελ*

Το εύρος των εμπορικά διαθέσιμων αερόψυκτων κινητήρων ντίζελ είναι από καθολικής εφαρμογής μικροί μονοκύλινδροι κινητήρες ντίζελ άμεσου ψεκασμού με τον τυπικό τους σχεδιασμό να προτιμάται για κατασκευαστικό εξοπλισμό και μονάδες ισχύος και αντλίες, μέχρι ισχυρούς κινητήρες ντίζελ V12 για βαριά εμπορικά οχήματα (σχήμα 2.19). Η έκδοση υψηλής απόδοσης που απεικονίζεται με υπερπλήρωση καυσαερίων και ενδιάμεση ψύξη είναι μέρος μιας σειράς κινητήρων με έξι, οκτώ και δέκα κυλίνδρους και είναι σχεδιασμένος για συγκεκριμένες απαιτήσεις ενός φορτηγού ανατροπής 38 τόνων που χρησιμοποιείται σε μεγάλα εργοτάξια και ορυχεία. Δείχνει με εξαιρετικό τρόπο τα πλεονεκτήματα ενός ενσωματωμένου συστήματος ψύξης κινητήρα, που όχι μόνο έχει την ψύξη του κινητήρα αλλά και του εναλλάκτη θερμότητας που ψύχει το φορτίο του αέρα, το λάδι του κινητήρα και το λάδι που χρησιμοποιείται στο κιβώτιο ταχυτήτων και τον επιβραδυντή. Οπότε, ο κινητήρας όταν εγκαθίσταται, αρκεί να συνδεθεί με την παροχή καυσίμου και την πολλαπλή εξαγωγής. Στην κανονική οδήγηση, η ειδική απαίτηση αέρα για την ψύξη του κινητήρα είναι  $41 \text{ kg/kWh}$ . Η κατανάλωση ισχύος του ανεμιστήρα απαιτεί περίπου 11.6 kW. Οι αερόψυκτοι βιομηχανικοί κινητήρες ντίζελ βρίσκονται στο μεσαίο και χαμηλό εύρος ισχύος και χρησιμοποιούνται σε πολλές εφαρμογές συμπεριλαμβανομένου ηχομονωμένων κινητήρων ντίζελ με ενθυλάκωση.

#### *2.1.4.6 Όρια των αερόψυκτων κινητήρων*

Οι αερόψυκτοι κινητήρες ντίζελ που είναι διαθέσιμοι στο εύρος ισχύος μέχρι και 440 kW έχουν φτάσει ένα υψηλό επίπεδο ωριμότητας και χρησιμοποιούνται κυρίως ως βιομηχανικοί κινητήρες χάρη στην απλότητα και τη δύναμή τους. Οι αερόψυκτοι κινητήρες ντίζελ παραμένουν χαμηλά στις προτιμήσεις στον τομέα της

αυτοκινητοβιομηχανίας εξαιτίας της ανεπαρκούς άνεσής τους, ειδικά της χαμηλής τους παροχής θερμότητας για θέρμανση.



Σχήμα 2.19: Αερόψυκτος δωδεκακύλινδρος κινητήρας ντίζελ Deutz AG BF12L523CP,  $V_H = 19.144 \text{ dm}^3$ ,  $P_e = 441 \text{ kW}$  στις 2300 rpm

Καθώς αυξάνουν οι ρυθμοί υπερπλήρωσης, η αερόψυξη αμφισβητείται ως μία ισοδύναμη εναλλακτική διαδικασία ψύξης όλο και περισσότερο συχνά εφόσον οι μεγάλες μέσες αποδοτικές πιέσεις προκαλούν σημαντική μηχανική καταπόνηση στην μονάδα του κυλίνδρου και στην συνδεσμολογία του στροφαλοφόρου άξονα και μία σημαντική αύξηση της θερμικής φόρτισης του πιστονιού, του βαρελιού του κυλίνδρου και της κυλινδροκεφαλής. Τα όρια της θερμικής φόρτισης βγαίνουν από την αντοχή υψηλής θερμοκρασίας του κράματος αλουμινίου για την κυλινδροκεφαλή και την μέγιστη ενέργεια ψύξης που μπορεί να απομακρυνθεί. Το μειονέκτημα του μικρότερου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $h_K$  στην πλευρά της ψύξης μπορεί να αντισταθμιστεί με μία μεγαλύτερη βαθμίδα θερμότητας ανάμεσα σε ένα τμήμα και τον αέρα ψύξης και αυξάνοντας την εξωθερμική επιφάνεια του τμήματος με λεπτότερα και πλησιέστερα περύγια, όπου επίσης υπάρχουν όρια όμως. Υπάρχουν όρια στην μεγαλύτερη βαθμίδα θερμοκρασίας επίσης, καθώς αναπόφευκτα αυξάνει τις



θερμοκρασίες των τμημάτων. Αν συνυπολογίσουμε την επαρκή λίπανση, η θερμοκρασία μπορεί να είναι ένα μέγιστο των 190° C στην πλευρά ολίσθησης της επένδυσης, 240° C κατά μέσο όρο στο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής για διαστατική ευστάθεια και όχι πάνω από 280° C στην γέφυρα των βαλβίδων.

Η χαμηλότερη αντοχή υψηλών θερμοκρασιών των κραμάτων αλουμινίου από αυτή του γκρι χυτοσιδήρου κάνει την κυλινδροκεφαλή το πιο αδύναμο τμήμα, οπότε και το τμήμα σε ένα αερόψυκτο κινητήρα που θα κρίνει την απόδοσή του. Η διαστατική σταθερότητα της κυλινδροκεφαλής προσδιορίζει την ποιότητα του σφραγίσματος της κυλινδροκεφαλής. Δεδομένη της αυξημένης θερμοκρασίας του βαρελιού του κυλίνδρου και της μεγαλύτερη θερμικής διαστολής των κραμάτων αλουμινίου, οι παραμορφώσεις των τμημάτων που προκαλούνται θερμικά έχει αποδειχθεί ότι είναι περισσότερες από τις μηχανικές παραμορφώσεις που προκαλούνται από δυνάμεις και πίεση. Εκτός από τη μετατόπιση της μέγιστης πίεσης σφραγίσματος στην εσωτερική περιοχή σφραγίσματος που προκύπτει από το καμπύλο κάτω μέρος της κυλινδροκεφαλής, η πλαστική παραμόρφωση της θύρας εξαγωγής που παρατηρείται επίσης σε κινητήρες υψηλής υπερτροφοδότησης επηρεάζει την κατανομή της πίεσης στεγανοποίησης.

Όμως, το υψηλότερο επίπεδο θερμοκρασίας των τμημάτων του αερόψυκτου κινητήρα επίσης προκαλεί περισσότερη θέρμανση του ατμοσφαιρικού αέρα καύσης, οπότε και μειώνεται το φορτίο του κυλίνδρου. Όταν οι εκπομπές καπνού είναι ίδιες, η ονομαστική ισχύς των αερόψυκτων κινητήρων ντίζελ στην διαμόρφωση αναρρόφησης είναι περίπου 2.5% χαμηλότερη από τους υδρόψυκτους κινητήρες και 3.5% χαμηλότερη στο σημείο της μέγιστης ροπής. Μία εξομοίωση βρήκε ότι η θερμότερη θύρα εισαγωγή προκαλεί περίπου 50% από αυτό, οι υψηλότερες θερμοκρασίες τοιχώματος της επένδυσης του κυλίνδρου περίπου 30% και η θερμότερη κυλινδροκεφαλή και άνω μέρος του πιστονιού από 10%. Εφόσον οι θερμοκρασιακές διαφορές ανάμεσα στα τμήματα και τον αέρα καύσης είναι σχετικά μικρά, δεν έχουμε μεγάλη απώλεια ισχύος στους υπερπληρωμένους κινητήρες χωρίς ενδιάμεση ψύξη. Μπορεί να αντισταθμιστεί από μία οριακά υψηλότερη πίεση του φορτίου αέρα σε κινητήρες με ενδιάμεση ψύξη.

Το υψηλότερο επίπεδο θερμοκρασιών των τμημάτων που σχηματίζουν το θάλαμο καύσης μαζί με την υψηλότερη θερμοκρασία του φορτίου καθορίζει την τελική θερμοκρασία συμπίεσης και έτσι την μέγιστη θερμοκρασία καύσης. Όπως επιβεβαίωσαν τα βασικά τεστ της επίδρασης της ψύξης στον σχηματισμό των  $NO_x$ ,

αυτό είναι αποφασιστικό για τον σχηματισμό των εκπομπών  $NO_x$  καθώς τα όρια των εκπομπών γίνονται συνεχώς πιο περιοριστικά και προκαλεί σημαντικά προβλήματα στους αερόψυκτους κινητήρες.

Ενώ τα μέτρα που:

- Κάνουν εντονότερη την εσωτερική ψύξη (ενδιάμεσοι ψύκτες και έμβολα καναλιών ψύξης)
- Αυξάνουν τα όρια θερμοκρασίας των τμημάτων, κάνοντας απαραίτητη την χρήση ακριβών υλικών, λιπαντικών και περισσότερο περίπλοκη κατεργασία (υλικό κυλινδροκεφαλής με εξαιρετικά υψηλή αντοχή υψηλής θερμοκρασίας, πλήρως συνθετικά λιπαντικά λάδια, επιφάνειες βαρελιού κυλίνδρου ψυχρής κατεργασίας, φορείς δακτυλίου εμβόλου συνδεδεμένοι με Alfin και διπλοί δακτύλιοι με επίστρωση μολυβδαινίου) και
- Θερμομόνωση των τμημάτων (θερμική μόνωση της θύρας εξαγωγής από την κυλινδροκεφαλή)

μπορούν να μετακινήσουν σημαντικά τα όρια που ορίζονται από την περιορισμένη εξωτερική απομάκρυνση θερμότητας στους αερόψυκτους κινητήρες ντίζελ, απαιτούν ένα επίπεδο τεχνολογίας που οι συγκρίσιμοι υδρόψυκτοι κινητήρες δεν απαιτούν καθόλου ή στον ίδιο βαθμό.

## **2.2 Εξωτερικά συστήματα ψύξης κινητήρα**

### **2.2.2 Η λειτουργία των συστημάτων ψύξης κινητήρα**

#### *2.2.1.1 Ορισμοί*

Όπως εξηγήθηκε και στο τμήμα 2.1, το σύστημα ψύξης αποτελεί ένα σημαντικό προαπαιτούμενο για την δίχως προβλήματα λειτουργία του κινητήρα, με το να απομακρύνει θερμότητα από τα θερμικά κρίσιμα σημεία στα τμήματα του κινητήρα (κυλινδροκεφαλή, πιστόνι, επένδυση κυλίνδρου, κτλ) και μέσα (λάδι κινητήρα,

καύσιμο, φορτίο αέρα, κτλ) ως ψυκτικό φορτίο προς το περιβάλλον είτε άμεσα (πχ με εσωτερική ψύξη αέρα, τμήμα 2.4) ή, συνήθως με ένα κλειστό κύκλωμα ψυκτικού και ένα ψυγείο για να λειτουργήσει μέσα στα όρια των θερμοκρασιών λειτουργίας του.

Η ψύξη των μέσων αναφέρεται ως άμεση ψύξη όταν ένας εναλλάκτης θερμότητας απελευθερώνει την θερμότητα απευθείας στον αέρα ψύξης και ως έμμεση όταν η θερμότητα απελευθερώνεται σε ένα κλειστό κύκλωμα ψυκτικού.

Η διάταξη των τμημάτων που απομακρύνουν την θερμότητα το ένα στο άλλο και ο έλεγχος τους αποτελεί ένα σύστημα ψύξης.

Από την οπτική της θερμικής μηχανικής, η ψύξη του κινητήρα για τα τμήματα αποτελείται από εναλλάκτες θερμότητας με συνήθως μικρές επιφάνειες εναλλαγής που συνδέονται παράλληλα και/ή σε σειρά. Αυτό απαιτεί μεγάλους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας.

Εκτός από το ψυγείο για το ψυκτικό, εναλλάκτες θερμότητας για:

- Λάδι κινητήρα
- Ψυκτικό λάδι ή νερό για το πιστόνι
- Ψύξη του ακροφυσίου με καύσιμο, ψυκτικό νερό ή ψυκτικό λάδι
- Φορτίο αέρα
- Ανακυκλοφορία καυσαερίων κα
- Λάδι του κιβωτίου ταχυτήτων

είναι επίσης ενσωματωμένα στο κύκλωμα ψύξης.

Συχνά πρέπει να γίνουν συμβιβασμοί όταν σχεδιάζεται ένα σύστημα ψύξης και τα τμήματά του. Ενώ η ψύξη ορίζονταν κυρίως για την ονομαστική και έξτρα ισχύ, αν συνυπολογίσουμε τις δυσμενείς οριακές συνθήκες (πχ κλίμα και εποχές), τις ακόμα αυστηρότερες απαιτήσεις για κατανάλωση καυσίμου, εκπομπές καυσαερίων και επιδόσεις ρελαντί και μερικού φορτίου, έκαναν τον έλεγχο της θερμοκρασίας των τμημάτων και των μέσων την πρωτεύουσα λειτουργία του συστήματος ψύξης αντί για την ψύξη τους. Αυτό όχι μόνο κάνει απαραίτητο να υπάρχει ικανή ψύξη αλλά επίσης να χρησιμοποιούνται προσαρμόσιμοι ενεργοποιητές όπως θερμοστάτες, βαλβίδες, αντλίες και ανεμιστήρες.

### 2.2.1.2 Ψύξη κινητήρα

Αναλόγως τον κινητήρα, η θερμότητα που απομακρύνεται από την ψύξη του κινητήρα με το ψυκτικό ως ψυκτικό φορτίο είναι 40 – 100% της ονομαστικής ισχύος ή 20 – 40% της παρεχόμενης ενέργειας καυσίμου (πίνακας 2.5). Η υπερπλήρωση υψηλής πίεσης αύξηση της πυκνότητας ισχύος έχει οδηγήσει σε μία μετατόπιση στις ισορροπίες θερμότητας καθώς έχουν αυξηθεί οι αποτελεσματικές αποδόσεις. Όταν η απελευθέρωση θερμότητας του κινητήρα προς το ψυκτικό μειώνεται, η θερμότητα που απορροφάται στον ψύκτη του λαδιού και τον ενδιάμεσο ψύκτη αυξάνει έτσι ώστε η συνολική ψύξη να παραμένει σχεδόν σταθερή. Από την άλλη, η ενέργεια των καυσαερίων μειώνεται όσο αυξάνει το αποτελεσματικό έργο πέδησης.

Engine type/speed range	Engine cooling <sup>a</sup>	Engine oil	Intercooling	Coolant heat	EGR cooling
Low speed engines 60...200 rpm	14...20	6...15.3 <sup>b</sup>	20...35	40...70	–
Medium speed engines 400...1,000 rpm	12...25	10...15	20...40	40...80	–
High performance engines 1000...2,000 rpm	30...50	5...15	10...20	10...20	–
Commercial vehicle engines 1800...3,000 rpm with exhaust gas turbocharging and intercooling	30...50	30...50	15...30	45...80	10...20 <sup>c</sup>
Naturally aspirated engines	50...70	50...70	n. a.	50...70	–

<sup>a</sup> Cylinder, cylinder head and exhaust gas turbocharging cooling.

<sup>b</sup> Lubricating oil and piston cooling oil cooling.

<sup>c</sup> Lubricating oil cooling (piston cooling by water).

Note: These and the following figures for quantities of heat, volumetric flows and temperatures are guide values. The diversity of engine design, power ranges and operating conditions explain the large range.

**Πίνακας 2.5: Ροές απομακρυσμένης θερμότητας σε % της ονομαστικής ισχύος**

Με την σειρά του, η ανακυκλοφορία των ψυχραμένων καυσαερίων που χρησιμοποιείται για την μείωση των  $NO_x$  εισάγει πρόσθετες ποσότητες θερμότητας στο ψυκτικό ως συνάρτηση των ρυθμών ανακυκλοφορίας. Αυτό συνήθως αυξάνει την πολυπλοκότητα ενός συστήματος ψύξης σημαντικά.

Η απελευθέρωση του ψυκτικού φορτίου στο περιβάλλον, που θεωρείται ως απώλεια ενέργειας, μπορεί να χρησιμοποιηθεί οικολογικά και οικονομικά κάνοντας συμπαραγωγή για να αυξηθεί η απόδοση του συστήματος.

### 2.2.1.3 Ψυκτικά μέσα

## Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

Η απώλεια θερμότητας από την μετάδοση ισχύος και τα φρένα στα συστήματα μετάδοσης της κίνησης πρέπει να απομακρυνθεί και αυτή και το σύστημα ψύξης να σχεδιαστεί κατάλληλα. Η πρόσθετη απαίτηση ψύξης σχετικά με την ισχύ εισόδου στην μετάδοση ισχύος είναι

- 1 – 3% για την μηχανική μετάδοση
- Μέχρι 5% για τις αυτόματες μεταδόσεις με μετατροπέα ροπής
- 5% για τις υδραυλικές μεταδόσεις των τρένων όταν ψύχονται με λάδι/νερό (40% όταν ψύχονται με αέρα/λάδι) και
- 25% για τις υδραυλικές μεταδόσεις των βαγονιών (όταν οι επιτρεπόμενες θερμοκρασίες για το λάδι μετάδοσης είναι  $T = 80 - 100^{\circ}C$  και μόνο προσωρινά  $125^{\circ}C$  με ένα μέγιστο  $130^{\circ}C$ ).

Τα υδροδυναμικά φρένα στα εμπορικά οχήματα (πχ επιβραδυντές) μπορούν να εισάγουν μεγάλες ποσότητες θερμότητας σε ένα σύστημα ψύξης που ο κινητήρας απελευθερώνει σε κανονική λειτουργία.

Οι θερμοκρασίες των μέσων νερού, λαδιού και φορτίου αέρα είναι συνάρτηση του μεγέθους, τύπου και της διαμόρφωσης λειτουργίας του κινητήρα. Οι θερμοκρασίες του ψυκτικού νερού του κινητήρα διατηρούνται κάπως χαμηλότερες σε μεγάλους κινητήρες χαμηλής και μεσαίας ταχύτητας από τους κινητήρες υψηλής ταχύτητας. Λαμβάνοντας υπόψη την κατασκευή, υλικά και σχέδιο ενός ρουλεμάν οι θερμοκρασίες του λιπαντικού λαδιού είναι συχνά σημαντικά χαμηλότερες (πίνακας 2.6). Οι ροές απομακρυσμένης θερμότητας και η επιθυμητές ή επιτρεπτές θερμοκρασιακές διαφορές παράγουν τις ογκομετρικές ροές ψυκτικού (πίνακας 2.7).

	Low speed two-stroke engines	Medium speed four-stroke engines	High speed four-stroke engines
<i>Engine cooling water</i>			
Inlet into engine	65–75	70–80 (82)	76–87
Outlet from engine	75–80	80–90	80–95 (110)
Temperature difference in the engine	5–10	5–10	4–8
Preheating to	50	40–50	40
Preheating during heavy fuel oil operation to	60–70	60–70	n. a.
<i>Fresh water (sea water)</i>			
Inlet into radiator, maximum <sup>a</sup>	32–38	32–38	32–38
Outlet from radiator, maximal	≤ 50	≤ 50	≤ 50

Πίνακας 2.6: Θερμοκρασίες ψυκτικού νερού σε °C

	Low speed two-stroke engines	Medium speed four-stroke engines	High speed four-stroke engines	Commercial vehicle engines
Engine cooling water	6 . . 15	30 . . 40	50 . . 80	50 . . 90
Fresh water	30 . . 40	30 . . 50	30 . . 50	N.A.

Πίνακας 2.7 Ογκομετρικές ροές ψυκτικών σχετικά με την ισχύ του κινητήρα *l/kwh*

## 2.2.2 Σχεδίαση συστήματος ψύξης

### 2.2.2.1 Συστήματα ψύξης με απευθείας απομάκρυνση θερμότητας

Από τις δύο επιλογές για απομάκρυνση θερμότητας από τον κινητήρα προς το περιβάλλον, η άμεση ψύξη απομακρύνει το ψυκτικό φορτίο προς το περιβάλλον σε ένα ανοιχτό κύκλωμα ψυκτικού. Αυτό είναι τμήμα των

- Αερόψυκτων κινητήρων
- Κινητήρων με ψύκτη του νερού που κυκλοφορεί
- Κινητήρων με ψύξη πύργου ψύξης και
- Κινητήρες με ψύξη εξάτμισης.

Με μερικές εξαιρέσεις, η άμεση ψύξη είναι πλέον συνώνυμη με την αερόψυξη.

### 2.2.2.2 Συστήματα ψύξης με έμμεση απομάκρυνση θερμότητας

#### Απομάκρυνση θερμότητας

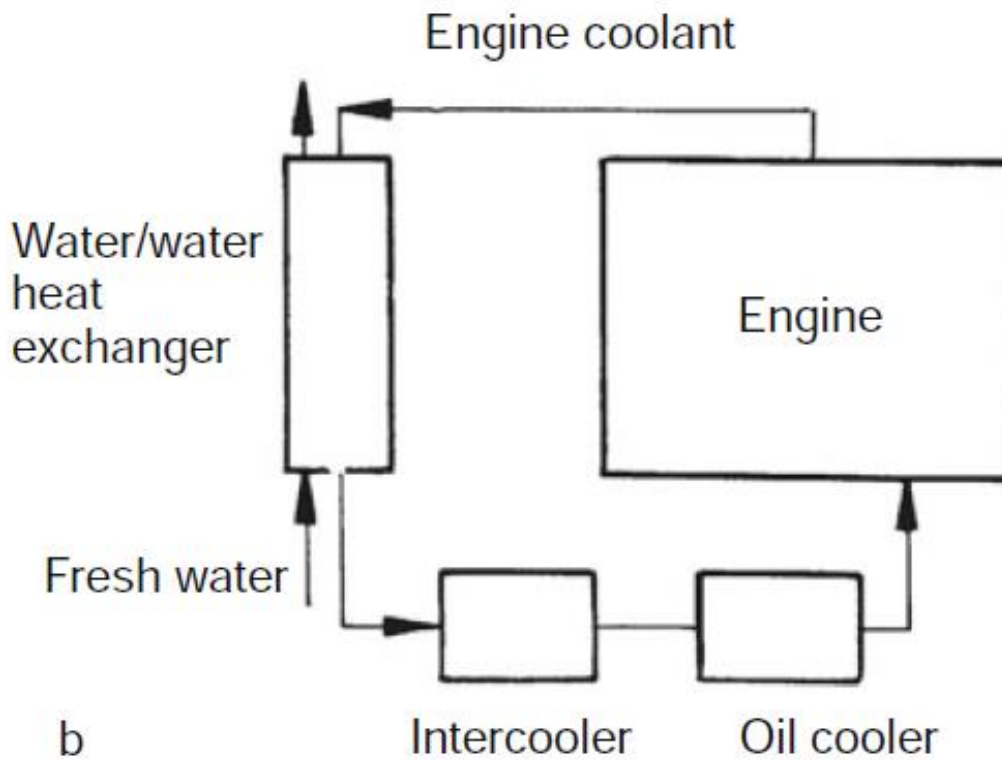
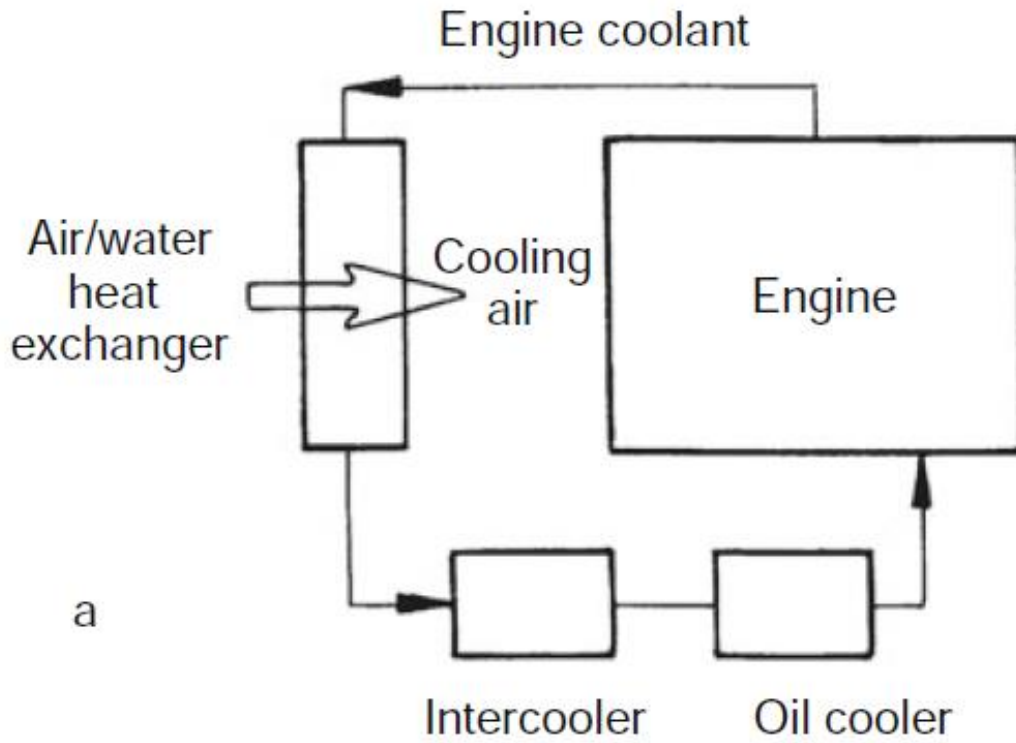
Στην έμμεση απομάκρυνση θερμότητας ή ψύξη (σχήμα 2.20), ένας κινητήρας αρχικά απελευθερώνει η ενέργεια ψύξης σε ένα ψυκτικό σε ένα κλειστό κύκλωμα (κυρίως κύκλωμα). Έπειτα ένας εναλλάκτης θερμότητας στο σύστημα ψύξης μεταφέρει αυτήν θερμότητα σε ένα άλλο ψυκτικό (δευτερεύων κύκλωμα).

Οι υδρόψυκτοι κινητήρες χωρίζονται σε:

- Κινητήρες με ψύξη νερού (ψύξη αέρα/νερού): Αυτή χρησιμοποιείται όταν δεν υπάρχει διαθέσιμη ψυκτικό νερό για το δευτερεύων κύκλωμα (αυτόνομα συστήματα ψύξης), δηλαδή κυρίως σε κινητήρες οχημάτων αλλά ακόμα και σε σταθερούς κινητήρες. Το πλεονέκτημα της

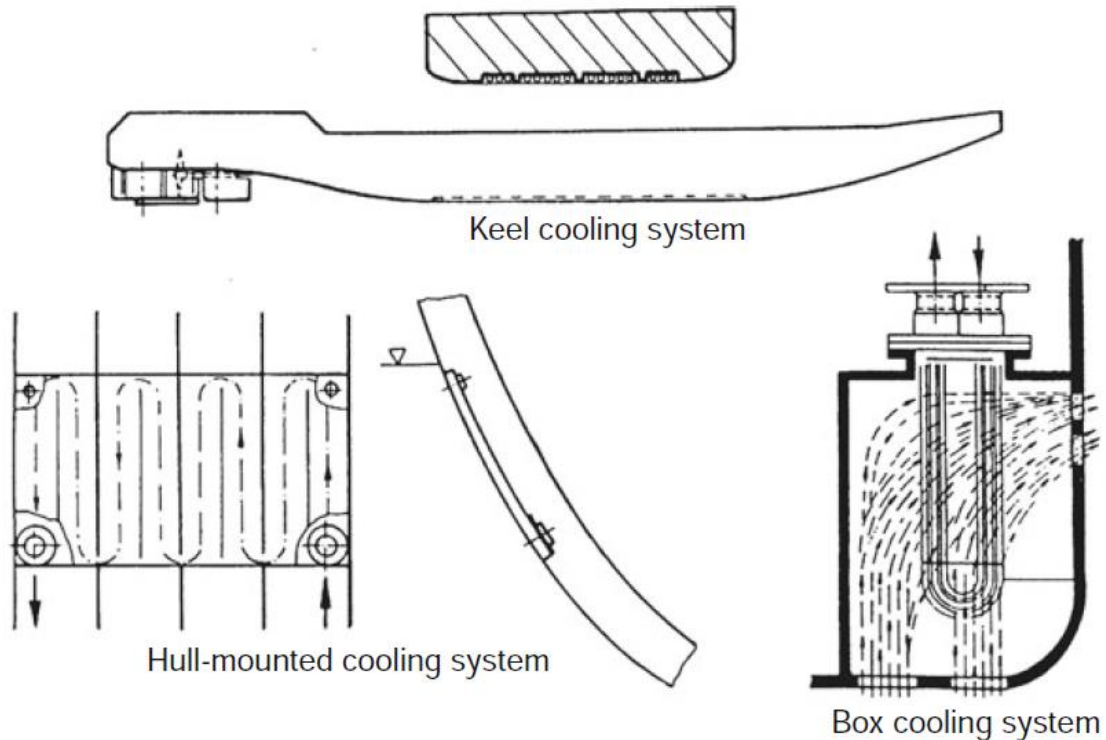
μηδενικής κατανάλωσης νερού το παίρνουμε με την κατανάλωση ισχύος από τον ανεμιστήρα. Οι ανεμιστήρες πρέπει να έχουν μεγάλη ισχύ όταν οι συνθήκες εγκατάστασης είναι φτωχές (< 1% της ονομαστικής ισχύος για τα αυτοκίνητα, μέχρι 5% για κινητήρες μεσαίων εμπορικών οχημάτων και περίπου 10% για κινητήρες μεγάλων εμπορικών οχημάτων). Οπότε για να μην αυξηθεί υπερβολικά η κατανάλωση καυσίμου, αυτοί οι ανεμιστήρες ρυθμίζονται ώστε η μέγιστη κατανάλωση ισχύος να χρειάζεται μόνο στις κρίσιμες συνθήκες ψύξης. Τα συστήματα ψύξης με αέρα δεν έχουν τμήματα ή γραμμές που μεταφέρουν φρέσκο ή θαλασσινό νερό. Όμως, το υψηλότερο κόστος του συστήματος και οι μεγαλύτερες απαιτήσεις χώρου είναι μειονεκτήματα.

- Κινητήρες με ψύξη νερού/νερού σε ένα κλειστό δευτερεύων κύκλωμα: Το φρέσκο νερό του δευτερεύοντος κυκλώματος άγεται από πάνω σε ένα πύργο ψύξης ότι κατανέμεται πάνω σε μια μεγάλη επιφάνεια ή ατομικοποιείται σε μία φυσική ή από ανεμιστήρα αντιροή ρεύματος αέρα και απευλευθερώνει την θερμότητά του στον αέρα με εξάτμιση και ψύξη. Η ικανότητα ψύξης εξαρτάται από την θερμοκρασία του αέρα, το ρυθμό ροής και την υγρασία. Η απώλεια νερού είναι περίπου 3%. Η μεγαλύτερη πολυπλοκότητα του εξοπλισμού, η προβληματική προστασία αντιπάγωσης και ο σχηματισμός λοφίων είναι μειονεκτήματα. Αυτού του τύπου η ψύξη έχει νόημα μόνο στα μεγάλα εργοστάσια.
- Κινητήρες με ψύξη νερού/νερού σε ανοιχτό δευτερεύων κύκλωμα: Το κύκλωμα φρέσκου ή ανεπεξέργαστου νερού (δευτερεύον κύκλωμα) είναι ανοιχτό. Το νερό είναι φρέσκο (ποταμού ή λίμνης) ή θαλασσινό ή υφάλμυρο νερό. Το φρέσκο ανοιχτό νερό, ειδικά το θαλασσινό νερό, αποτελεί πρακτικά μία ψήκτρα απείρων διαστάσεων. Όμως, αυτού του τύπου η ψύξη έχει ένα αριθμό προβλημάτων στην πράξη, που πρέπει να παίρνονται υπόψη όταν σχεδιάζονται τα κυκλώματα ψύξης. Η αναρτώμενη σε κύτος και η ψύξη καρίνα είναι ειδικές μορφές αυτού του τύπου ψύξης (σχήμα 2.21).



Σχήμα 2.20: Έμμεση ψύξη με ένα κλειστό σύστημα. a) ψύξη με αέρα b) ψύξη με νερό





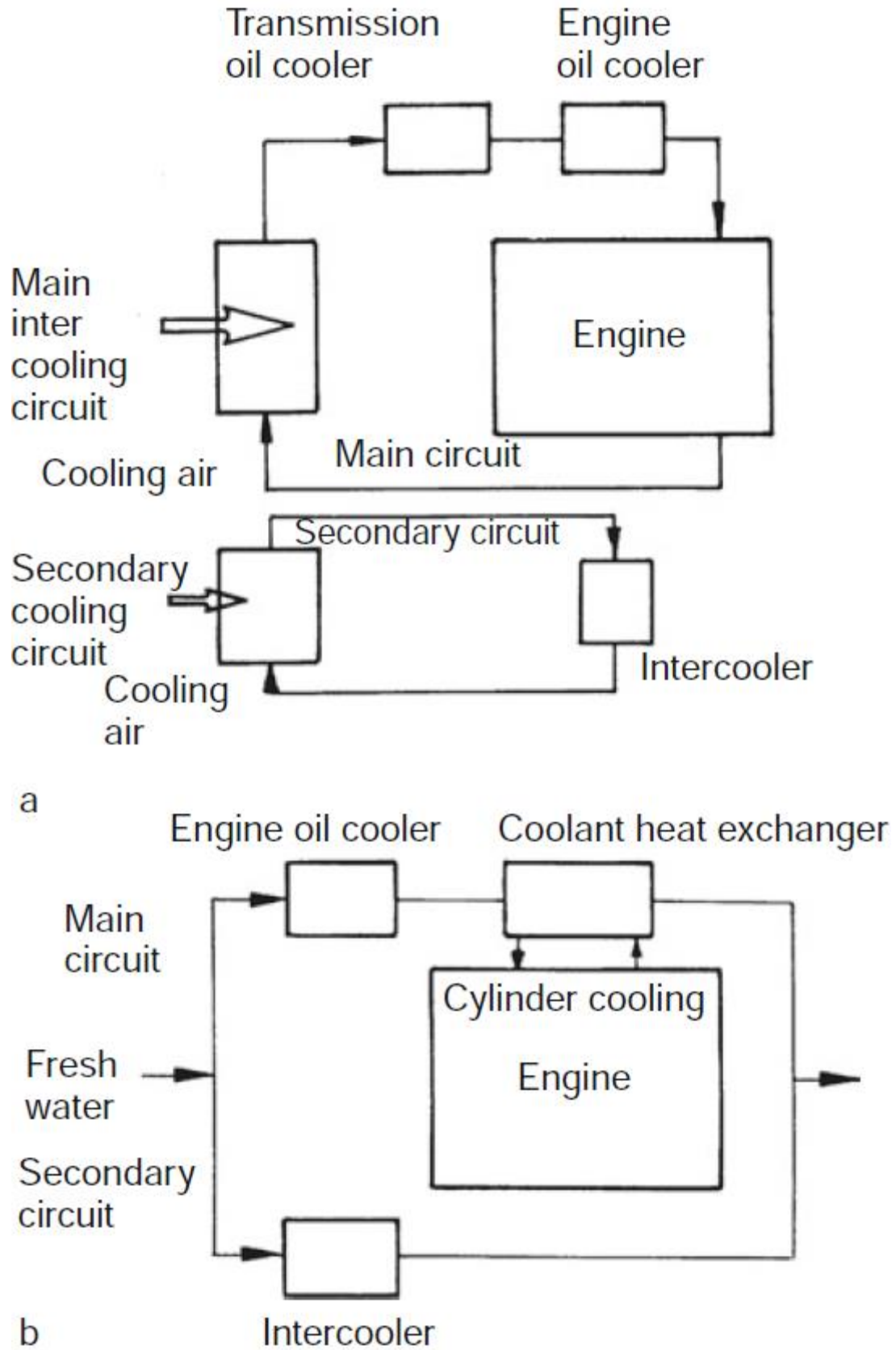
Σχήμα 2.21: Ψύξη με νερό πλοίου της ενδοχώρας

## Σχεδίαση συστήματος ψύξης

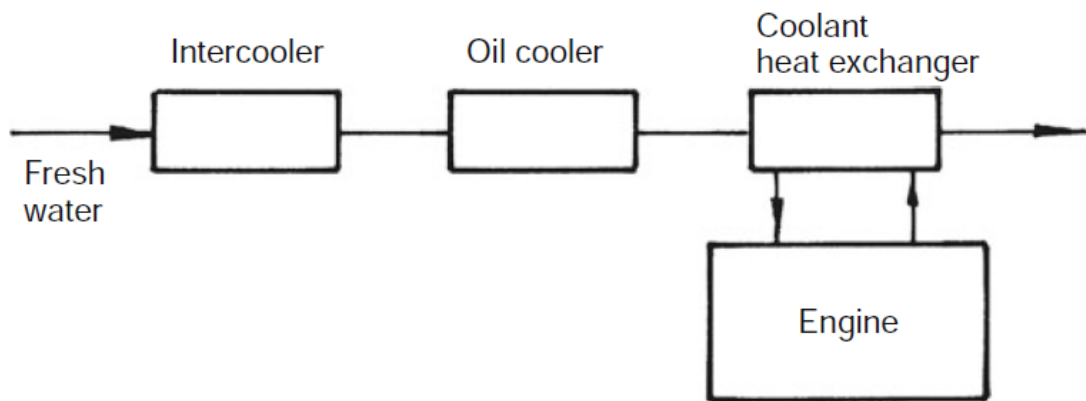
Κυρίως και δευτερεύον κύκλωμα ψύξης: Οι εναλλάκτες θερμότητας συνδέονται παράλληλα στην δευτερεύουσα πλευρά, δηλαδή στην πλευρά του εξωτερικού νερού (σχήμα 2.22).

Ψύξη μονού, διπλού και πολλαπλού κυκλώματος: Οι εναλλάκτες σε αυτά τα συστήματα συνδέονται σε σειρά στην δευτερεύουσα πλευρά. Υπάρχουν διαθέσιμες αρκετές διαμορφώσεις:

- Σύστημα απλού κυκλώματος: Σε ένα σύστημα απλού κυκλώματος, τα τμήματα που ψύχονται στις επιθυμητές θερμοκρασίες (προτεραιότητα ψύξης) συνδέονται σε σειρά και/ή παράλληλα στο κύκλωμα ψύξης (σχήμα 2.23). Οι εναλλάκτες θερμότητας στο κύκλωμα ψύξης αλληλοεπιδρούν. Όταν έχουν διαμορφωθεί σωστά αυτό το εκμεταλλευόμαστε για τον σκοπό της αυτό ρύθμισης.



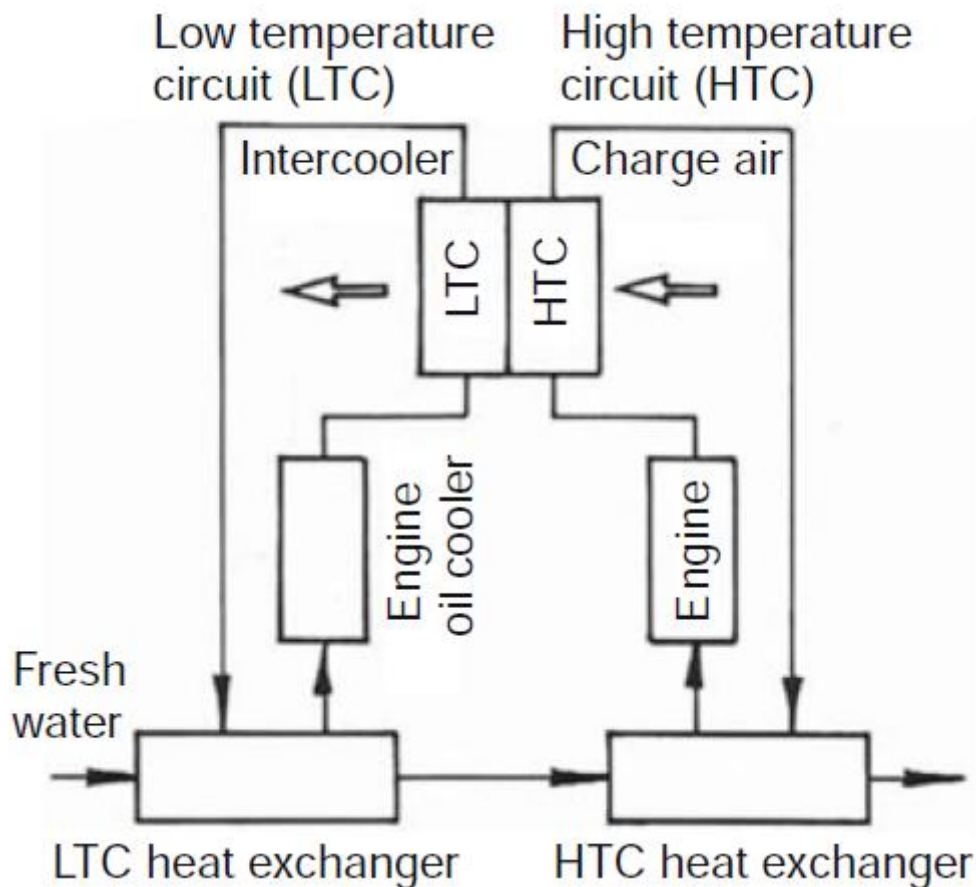
Σχήμα 2.22: Κόριο και δευτερεύον κύκλωμα ψύξης: Το σύστημα ψύξης συνδέεται παράλληλα στην πλευρά του ψυκτικού (δευτερεύουσα πλευρά). Το μεγαλύτερο κομμάτι της θερμότητας απομακρύνεται στο κυρίως κύκλωμα, και το μικρότερο στο δευτερεύον α) ψύξη με αέρα b) ψύξη με φρέσκο νερό



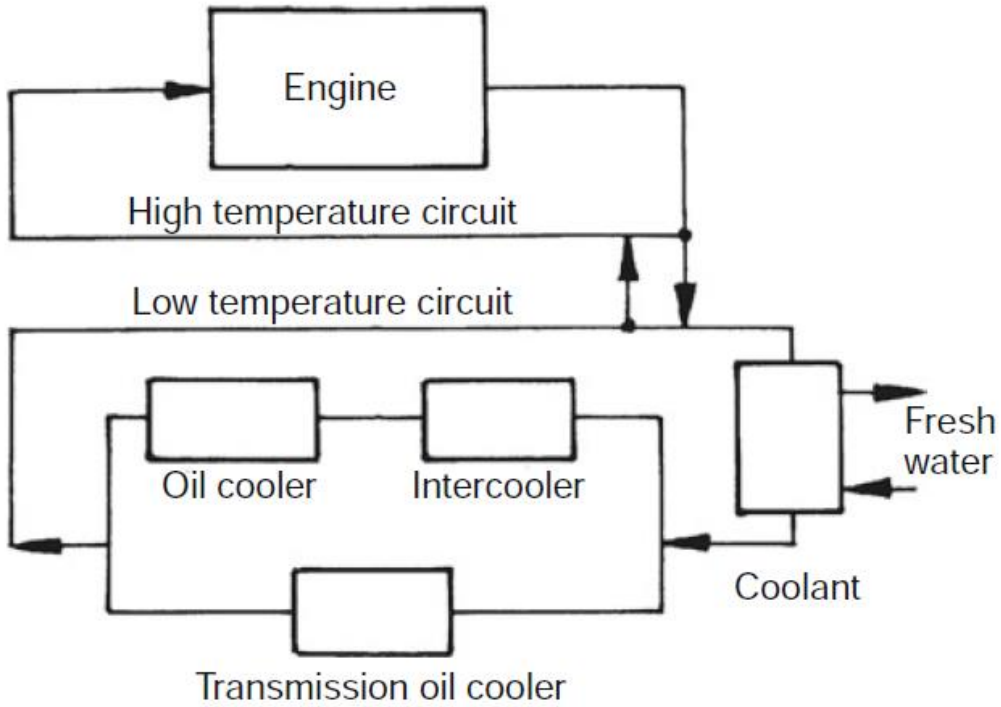
Σχήμα 2.23: Απλό κύκλωμα ψύξης

- Σύστημα διπλού κυκλώματος: Μια καλύτερη προσαρμογή του συστήματος ψύξης στις μεταβλητές όπως το φορτίο του κινητήρα, η απαίτηση θερμότητας ή θερμοκρασίας φρέσκου νερού, παίρνεται διαχωρίζοντας θερμικά τα κυκλώματα σε κύκλωμα υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας (HTC και LTC). Οι εναλλάκτες θερμότητας LTC και HTC συνδέονται σε σειρά στην πλευρά του φρέσκου νερού (στην πλευρά του αέρα ψύξης στους κινητήρες οχημάτων) (σχήμα 2.24). Αυτό έχει το επιπλέον πλεονέκτημα της λειτουργίας με μικρότερες ογκομετρικές παροχές φρέσκου νερού. Η κατανομή της ροής θερμότητας στα υποκυκλώματα εξαρτάται από τον σχεδιασμό του συστήματος: Ποιοι εναλλάκτες είναι σε ποιους κλάδους; Έτσι, για παράδειγμα, οι κινητήρες οχημάτων και οι κινητήρες θαλάσσιων οχημάτων και γεννητριών συχνά έχουν ένα αναμειγμένο διπλό κύκλωμα στο οποίο ο ενδιάμεσος εναλλάκτης αέρα τοποθετείται πριν τον εναλλάκτη αέρα/νερού.
- Σύστημα ανάμεικτου διπλού κυκλώματος: Σε αυτό το σύστημα ψύξης, που είναι γνωστό και ως ολοκληρωμένο σύστημα ψύξης, τα κυκλώματα HTC και LTC είναι υδραυλικά συνδεδεμένα (σχήμα 2.25). Το ψυκτικό νερό HT ψύχεται αναμειγνύοντάς το με το LT ψυκτικό νερό. Αυτό απομακρύνει τον εναλλάκτη θερμότητας HTC. Όμως, αυτό απαιτεί προσεκτική εργασία σχεδίασης για να εξασφαλιστεί ότι η επιθυμητή ροή ψυκτικού είναι παρούσα σε κάθε κλάδο του κυκλώματος. Στους συμπαγείς κινητήρες με πλήρως ενσωματωμένα βοηθήματα, ένας

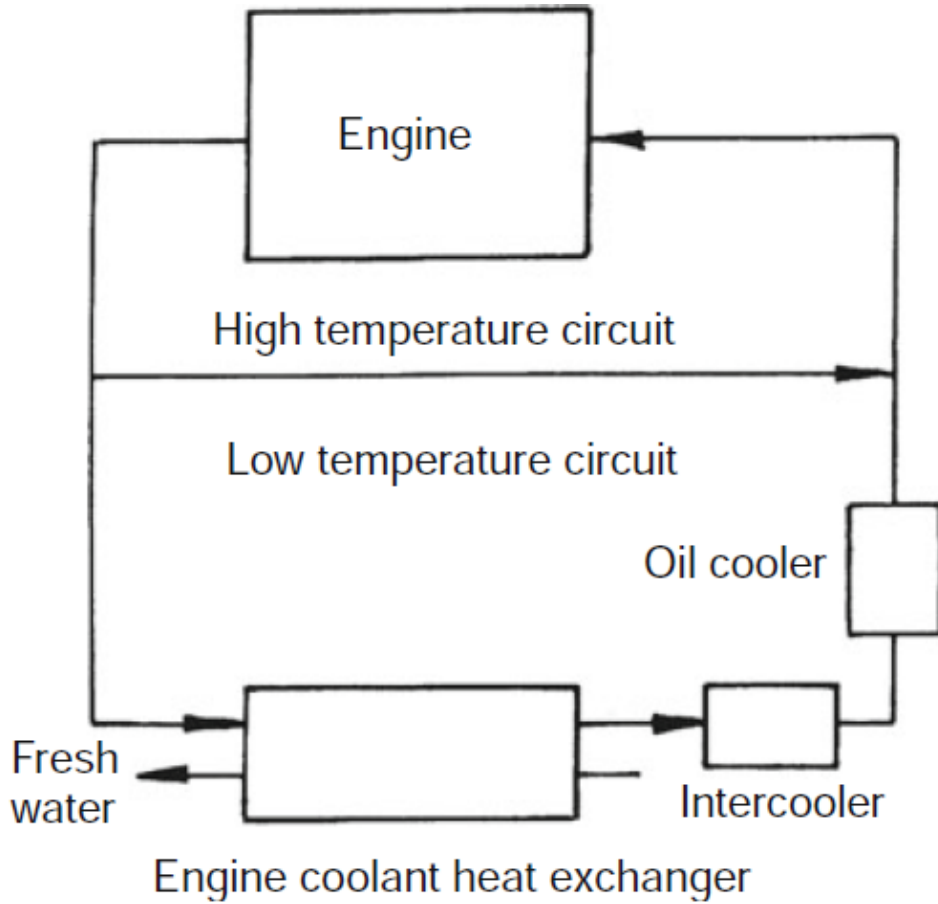
κλάδος του HT και ένας κλάδος του LT είναι ενωμένα (σχήμα 2.26). Περίπου δύο τρίτα του ψυκτικού περνάνε από το κύκλωμα υψηλής θερμοκρασίας (HTC) και το υπόλοιπο από το κύκλωμα χαμηλής θερμοκρασίας (LTC). Το ψυκτικό νερό HTC ψύχεται αναμειγνύοντάς του με το LTC ψυκτικό νερό και όχι από ένα εναλλάκτη θερμότητας. Σε χαμηλό και μερικό φορτίο, το LTC ελέγχεται έτσι ώστε το θερμαινόμενο ψυκτικό νερό του κινητήρα να φτάνει στον ενδιάμεσο ψύκτη απευθείας μέσω μιας γραμμής παράκαμψης. Το υποκύκλωμα παραμένει χωρίς ψύξη και θερμαίνει το φορτίο αέρα. Το ψυκτικό νερό του κινητήρα στέλνεται όλο και περισσότερο μέσω του εναλλάκτη θερμότητας και του ενδιάμεσου εναλλάκτη καθώς η θερμοκρασία του κινητήρα αυξάνεται.



Σχήμα 2.24: Ψύξη διπλού κυκλώματος με κύκλωμα υψηλής (HTC) και χαμηλής (LTC) θερμοκρασίας με ψύξη με φρέσκο νερό



Σχήμα 2.25: Ψύξη ανάμεικτου διπλού κυκλώματος: Τα κυκλώματα υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας είναι υδραυλικά συνδεδεμένα

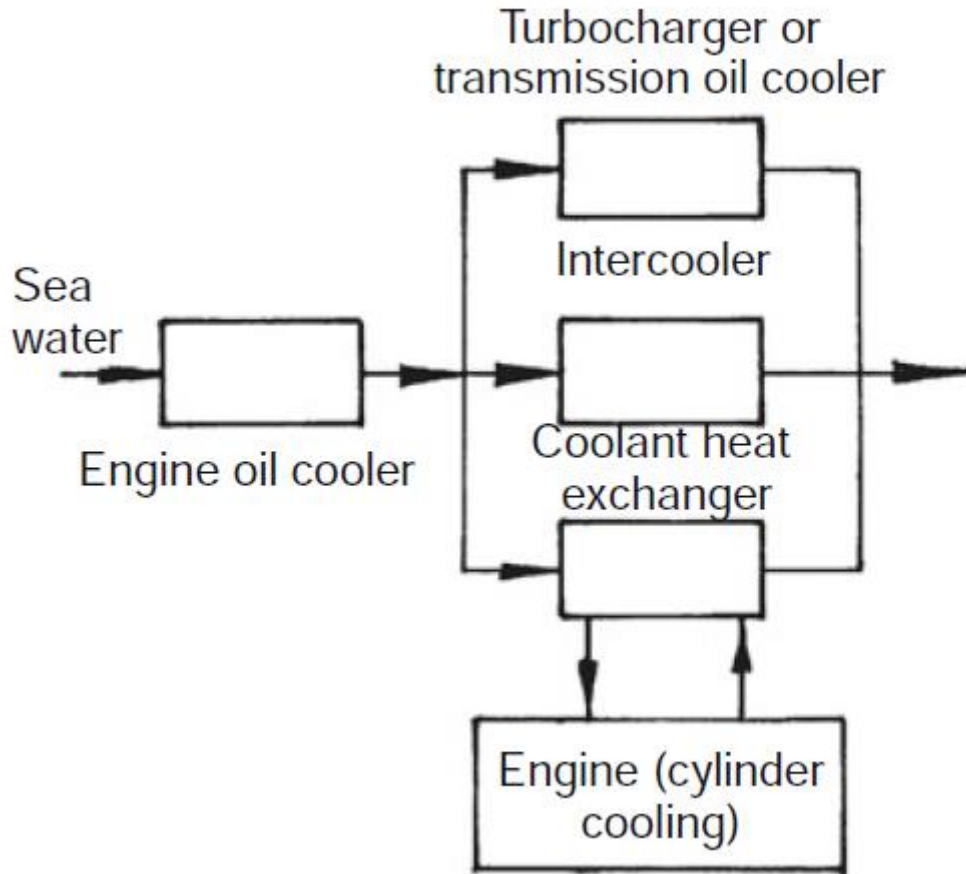


Σχήμα 2.26: Ψύξη ανάμεικτου διπλού κυκλώματος με συνδεδεμένους κλάδους κυκλώματος υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας

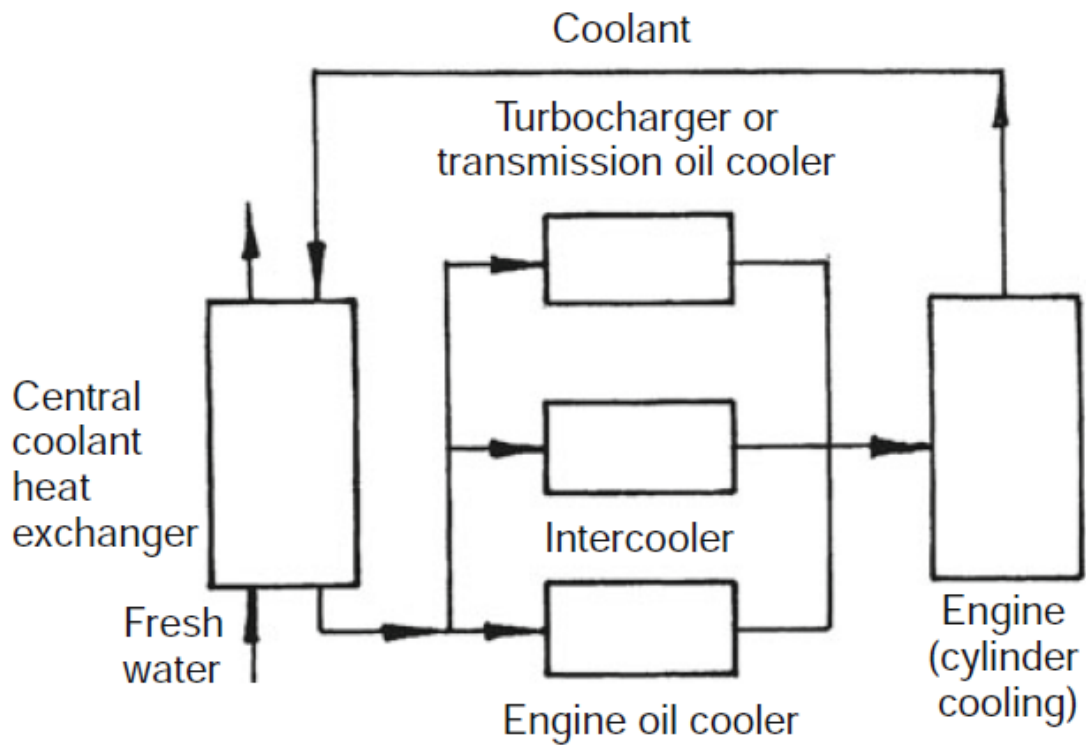
Ο συνδυασμός αυτών των χαρακτηριστικών και η τοποθέτηση των εναλλακτών θερμότητας στους μεμονωμένους κλάδους των κυκλωμάτων ψύξης επιτρέπει πολλές επιλογές στο σχεδιασμό και βελτιστοποίησης ενός συστήματος ψύξης που βασίζεται στη συγκεκριμένη σχεδίαση κινητήρα και την τοποθέτηση του ψύκτη στο δευτερεύον κύκλωμα. Πιο συγκεκριμένα, η λειτουργία με θαλασσινό νερό πρέπει να έχει πρόβλεψη για μόλυνση και επικαθίσεις.

Συστήματα ψύξης για λειτουργία με θαλασσινό νερό: Αυτά χωρίζονται σε

- Συμβατική ψύξη με θαλασσινό νερό (σχήμα 2.27): Αυτό τεχνικά απλό πλεονέκτημα θερμικής μηχανικής των μεγαλύτερων διαφορών θερμοκρασίας εισόδου και χαμηλότερων εξόδων αντλίας με αποτέλεσμα μικρότερη ογκομετρική παροχή θαλασσινού νερού σημαίνει την αποδοχή των μειονεκτημάτων με την λειτουργία με θαλασσινό νερό.
- Κεντρική ψύξη (σχήμα 2.28): Με τα μειονεκτήματα της συμβατικής ψύξης, προτιμάται συνήθως η κεντρική ψύξη στην οποία ένας κεντρικός ψύκτης ψύχει το φρέσκο νερό. Η υψηλή τεχνική περιπλοκότητας που προκύπτει από περισσότερους και μεγαλύτερους ψύκτες (χαμηλότερες διαφορές θερμοκρασίας εισόδου και επιπλέον αντιστάσεις μεταφοράς θερμότητας) και περισσότερες γραμμές και αντλίες είναι μία ένδειξη των προβλημάτων της έμμεσης ψύξης με θαλασσινό νερό. Από την άλλη, χρειάζονται λιγότερες γραμμές και τμήματα για την αγωγή του θαλασσινού νερού. Εφόσον η θερμοκρασία στα κυκλώματα του φρέσκου νερού παραμένει αρκετά σταθερή, το σύστημα ψύξης ελέγχεται πιο εύκολα. Οπότε η κεντρική ψύξη έχει πλεονεκτήματα, πάνω απ' όλα, σε συστήματα πολλαπλών κινητήρων.



Σχήμα 2.27: Συμβατική ψύξη θαλασσινού νερού (σύστημα μονού κυκλώματος)



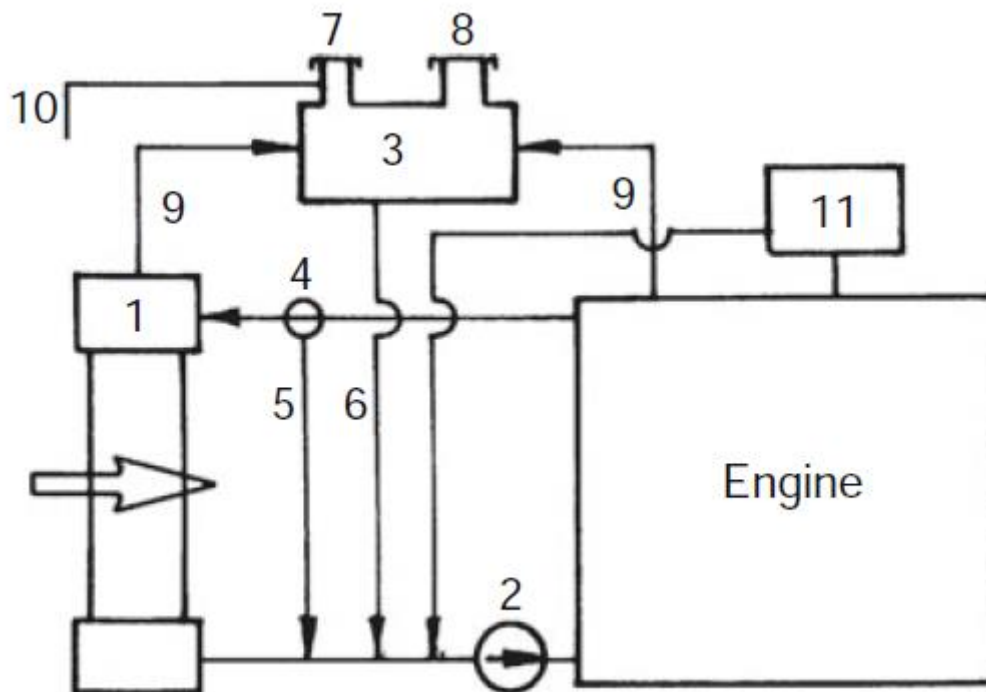
Σχήμα 2.28: Κεντρική ψύξη

Τοποθέτηση ενδιάμεσου ψύκτη: Η τοποθέτηση του ενδιάμεσου ψύκτη στο κύκλωμα ψύξης καθορίζεται από την απαίτηση για μία ελάχιστη θερμοκρασία φορτίου αέρα στο πλήρες φορτίο και από την ανάγκη για μία αποδεκτή θερμοκρασία φορτίου αέρα σε συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Υπάρχουν πολλές λύσεις από όπου μπορούμε να επιλέξουμε:

- Εσωτερική ενδιάμεση ψύξη: Οι ενδιάμεσοι ψύκτες που είναι ενσωματωμένοι στο κύκλωμα του ψυκτικού νερού του κινητήρα (κυρίως κύκλωμα) στην πλευρά του ψυκτικού παράγουν μία αυτορρυθμιση της θερμοκρασίας του φορτίου αέρα (σχήμα 2.29). Ενώ αυτό μπορεί μόνο να ψύξει το φορτίο αέρα στο επίπεδο της θερμοκρασίας του ψυκτικού νερού του κινητήρα στην καλύτερη περίπτωση (απώλειες ισχύος), το φορτίο του κινητήρα προσαρμόζεται (βελτιωμένες ιδιότητες λειτουργίας του κινητήρα). Το φορτίο αέρα ψύχεται στην άνω περιοχή φορτίου και θερμαίνεται στην κάτω.
- Εξωτερική ενδιάμεση ψύξη: Ο ενδιάμεσος ψύκτης (ή ψύκτες) τοποθετείται σε ένα δευτερεύον κύκλωμα και η το ψυκτικό ρέει από μέσα του παράλληλα με τους άλλους εναλλάκτες θερμότητας (σχήμα 2.23). Έτσι, έχουμε μία μεγάλη διαφορά θερμοκρασίας εισόδου, που ψύχει περισσότερο το φορτίο αέρα. Έχουν γίνει προσπάθειες τα τελευταία 20 χρόνια για την εκμετάλλευση αυτού του πλεονεκτήματος για τους μικρότερους κινητήρες (εμπορικοί κινητήρες οχημάτων). Εφόσον το φορτίο αέρα είναι θερμικά αποσυνδεδεμένο από τον κινητήρα, πρέπει να υπάρχει ο κατάλληλος έλεγχος του εξωτερικού κυκλώματος για την προσαρμογή της θερμοκρασίας στο επίπεδο του φορτίου του κινητήρα.
- Ενδιάμεση ψύξη δύο και πολλαπλών σταδίων: Ο ενδιάμεσος ψύκτης χωρίζεται σε ένα υποψύκτη που συνδέεται στο κύκλωμα υψηλής θερμοκρασίας και ένα υποψύκτη που συνδέεται στο κύκλωμα χαμηλής θερμοκρασίας (ενδιάμεση ψύξη δύο σταδίων στο σχήμα 2.24). Όταν το φορτίο αέρα μπαίνει στον ψύκτη στο HTC, η υψηλή του θερμοκρασία μπορεί να αυξήσει την θερμοκρασία του ψυκτικού για του καταναλωτές θερμότητας (πχ παραγωγοί φρέσκου νερού) στους 98° C και



αντιστοίχως να αυξήσει την βαθμίδα θερμότητας. Η περισσότερη από την θερμότητα του φορτίου αέρα απομακρύνεται στο HTC (1.5 – 2.6:1). Το στάδιο χαμηλής θερμοκρασίας απενεργοποιείται στην λειτουργία μερικού φορτίου ( $\leq 40\%$ , ειδικά σε πλήρη ταχύτητα) ή σε πολική λειτουργία και το φορτίο αέρα θερμαίνεται από το ψυκτικό νερό του κινητήρα στο HTC. Αυτό σημαίνει καλύτερη καύση, χαμηλότερες πιέσεις ανάφλεξης και χαμηλότερες εκπομπές καπνού. Η θέρμανση του ψυκτικού νερού του κινητήρα μπορεί να απενεργοποιηθεί όταν το φορτίο του κινητήρα πέφτει κάτω από το 15%.



Σχήμα 2.29: Ψύξη κινητήρα εμπορικού αυτοκινήτου. 1. Ψυγείο 2. Αντλία νερού 3. Δεξαμενή διαστολής 4. Θερμοστάτης 5. Γραμμή παράκαμψης 6. Γραμμή πλήρωσης 7. Βαλβίδα λειτουργίας 8. Καπάκι πλήρωσης με βαλβίδα ασφαλείας 9. Γραμμές εξαερισμού 10. Γραμμή υπερχείλισης 11. Εναλλάκτης θερμότητας για την θέρμανση της καμπίνας

Τέτοια συστήματα ψύξης με τόσο περίπλοκη διαμόρφωση εφαρμόζονται με πολλούς κλάδους ροής και ενώσεις και τμήματα με διαφορετικές αντιστάσεις ροής. Η πίεση και οι ογκομετρικές ροές μοντελοποιούνται για τους μεμονωμένους κλάδους του κυκλώματος και επιβεβαιώνονται σε τεστ του συστήματος ή όταν εγκαθίσταται. Όπου είναι απαραίτητο, οι μεμονωμένες μερικές ροές μπορούν να διορθωθούν με προσαρμόσιμους περιοριστές.

## **Συστήματα ψύξης σε οχήματα και συμπαγείς κινητήρες**

Οι κινητήρες έχουν μια ειδική θέση για τα οχήματα, κινητές ή μεταφέρσιμες γεννήτριες και όλοι οι τύποι των γρήγορων σκαφών. Εφόσον απαιτείται συμπαγής σχεδιασμός, τα τμήματα του συστήματος ψύξης πρέπει να είναι ενσωματωμένα στην συνδεσμολογία του κινητήρα ή να είναι τοποθετημένα όσο πιο κοντά στον κινητήρα γίνεται.

Ο πραγματικός κύκλος του ψυκτικού νερού κινητήρα σε κινητήρες οχημάτων ή κινητήρες με παρόμοια συμπαγή σχεδιασμό περιλαμβάνει τον ίδιο τον κινητήρα, το ψυγείο, τις γραμμές, την δεξαμενή διαστολής, το ελεγκτή θερμοκρασίας και την αντλία κυκλοφορίας. Οδηγούμενη απευθείας από τον κινητήρα, η αντλία του ψυκτικού νερού αναγκάζει του ψυκτικό νερό να περάσει μέσα από τους εναλλάκτες θερμότητας (ψύκτης λαδιού και ενδιάμεσος ψύκτης), που συνδέονται μεταξύ τους σε σειρά ή παράλληλα, στους ψυκτικούς θαλάμους του κινητήρα (κυλίνδρους και κυλινδροκεφαλές) και διαμέσου των άλλων τμημάτων που ψύχονται, πχ υπερπληρωτές καυσαερίων, πολλαπλές εξαγωγής, κτλ, ή διαμέσου άλλων εναλλακτών θερμότητας, πχ ψύκτες λαδιού, ψύκτες ανακυκλοφορίας καυσαερίων κτλ. Η ροή του ψυκτικού νερού χωρίζεται σύμφωνα με την απαίτηση για ικανότητα ψύξης. Ένας ελεγκτής θερμοκρασίας εξασφαλίζει ότι το ψυκτικό νερό σε ένα κρύο κινητήρα φτάνει στην γραμμή αναρρόφησης προς την αντλία του ψυκτικού νερού του κινητήρα παρακάμπτοντας πλήρως ή μερικώς το ψυγείο μέσω μιας γραμμής παράκαμψης (σχήμα 2.29). Αυτό εξασφαλίζει ότι η θερμοκρασία λειτουργίας φτάνεται γρήγορα και η επιθυμητή θερμοκρασία διατηρείται ακόμα και όταν το φορτίο του κινητήρα μεταβάλλεται.

Η δεξαμενή διαστολής του ψυκτικού νερού, που είναι τοποθετημένη στο υψηλότερο σημείο του κυκλώματος ψύξης, συλλέγει τις μεταβολές στον όγκο του ψυκτικού νερού όταν κυμαίνονται οι θερμοκρασίες και απομακρύνει τα καυσαέρια (πχ κατά την διάρκεια του περάσματος από την φλάντζα της κυλινδροκεφαλής) και αέρα (πχ εισαγωγή από την φλάντζα της αντλίας νερού) από το κύκλωμα ψύξης. Η εξαέρωση του αέρα του κυκλώματος ψύξης είναι σημαντική καθώς ο αέρας ή αέριο στο νερό ψύξης μειώνει την διακίνηση του. Ο κύκλος γίνεται ασταθής όταν το περιεχόμενο σε αέρα γίνει 12% και καταρρέει στο 15%. Επιπλέον, η μεταφορά θερμότητας περιορίζει

ή διευκολύνεται μία επίθεση διάβρωσης. Πρόσθετα, η δεξαμενή διαστολής περιέχει ένα απόθεμα ψυκτικού για μικρές διαρροές και δημιουργεί ένα συγκεκριμένο ρυθμιστικό πίεσης.

Μία συνδυασμένη βαλβίδα πίεσης και αναρρόφησης παρέχει την εξισορρόπηση της πίεσης που είναι απαραίτητη για την επιπλέον πίεση που παράγεται όταν το ψυκτικό νερό θερμαίνεται και όταν δημιουργείται ένα κενό όταν ψύχεται. Συνεχείς γραμμές εξαέρωσης πάνε από τον κινητήρα – όπως και από το ψυγείο αέρα/νερού στους κινητήρες αυτοκινήτων – προς την δεξαμενή διαστολής. Πρόσθετα μία συνδετική γραμμή πάει από την δεξαμενή διαστολής στην πλευρά αναρρόφησης της αντλίας του ψυκτικού νερού.

Η ροή του ψυκτικού νερού διαμέσου του κυλίνδρου και της κυλινδροκεφαλής δρομολογείται σχολαστικά. Σε κινητήρες με θάλαμο νερού που μοιράζεται από όλους του κυλίνδρους, οι ορισμένες συνθήκες ροής πρέπει να εξασφαλίζουν ότι το ψυκτικό νερό ρέει ομοιόμορφα γύρω από τις θερμικά φορτισμένες ζώνες (σταυρωτή ροή). Από την μία, η ταχύτητα της ροής πρέπει να είναι αρκετά υψηλή για την ανταλλαγή της θερμότητας. Από την άλλη, δεν πρέπει να συμβεί σπηλαίωση. Οι απώλειες πίεσης επίσης πρέπει να παραμείνουν χαμηλές. Οι συνθήκες αποδεικνύεται ότι είναι απλούστερες σε μεγάλους μονοκύλινδρους κινητήρες επειδή οι κύλινδροι έχουν μεμονωμένη παροχή από την πολλαπλή. Εφόσον οι κυλινδροκεφαλές έχουν περίπλοκη δομή στην οποία οι απόψεις της θερμικής και μηχανική αντοχής και της χυτευσιμότητας έχουν εξέχουσα θέση, απαιτείται εμπειρία στον σχεδιασμό των μονοπατιών του ψυκτικού νερού ώστε οι θερμοκρασίες να είναι όσο γίνεται ομοιόμορφες. Η διαρροή ή η εξαέρωση δεν θα πρέπει να προκαλούν το σχηματισμό θυλάκων αέρα όταν γίνεται θέρμανση. Η τοπική εξάτμιση δεν πρέπει να προκαλεί συσσωμάτωση των φυσαλίδων ατμού. Η ροή του ψυκτικού νερού βελτιστοποιείται με εξομοιώσεις ροής (CFD) και μπορεί να δοκιμαστεί με τεστ σε μοντέλα από Plexiglas.

## **2.2.3 Έλεγχος συστήματος ψύξης**

### *2.2.3.1 Απαιτήσεις ελέγχου*

Με το βλέμμα προς την κατανάλωση καυσίμου, φθορά, εκπομπές ρυπαντών και θορύβου, γίνονται προσπάθειες να φτάσει ο κινητήρας στην θερμοκρασία λειτουργίας

του γρήγορα, να διατηρήσεις τις επιθυμητές θερμοκρασίες ανεξάρτητα από το φορτίο του (αποτρέποντας υπόψυξη και υπερθέρμανση) και να χάσει την ελάχιστη ισχύ μέσω των πρόσθετων συνδεσμολογιών (πχ ανεμιστήρας ψύξης) για την διατήρηση της ψύξης. Επιπλέον, το κύκλωμα του ψυκτικού πρέπει να είναι ικανό να προσαρμόζεται στις απαιτήσεις της λειτουργίας του κινητήρα και τις πρόσθετες οριακές συνθήκες. Πρόσθετα, το κύκλωμα ψύξης πρέπει όχι μόνο να προσαρμόζεται στο ψυκτικό φορτίο, που αλλάζει καθώς αλλάζει το φορτίο του κινητήρα, αλλά και στις διαφορετικές θερμοκρασίες του αέρα (πχ εποχικές και γεωγραφικές συνθήκες).

Οι κινητήρες χρησιμοποιούνται επίσης σε διαφορετικά φορτία, πλήρες, μερικό και ρελαντί. Στην αρχική προσέγγιση, η θερμότητα που συσσωρεύεται από το νερό ψύξης του κινητήρα, τον ενδιάμεσο ψύκτη ή τον ψύκτη λαδιού του κινητήρα είναι συνάρτηση της ισχύος του κινητήρα. Η ικανότητα ψύξης των εναλλακτών θερμότητας προσδιορίζεται κυρίως από την ροή μάζας του ψυκτικού στο δευτερεύον κύκλωμα και το υγρό που ψύχεται. Έτσι, η απαίτηση της ικανότητας και παροχής ψύξης αποκλίνουν όταν η ροή του ψυκτικού αλλάζει δυσανάλογα με την ισχύ του κινητήρα.

Εφόσον οι εναλλάκτες θερμότητας και το συνολικό σύστημα ψύξης είναι σχεδιασμένα σύμφωνα με την ονομαστική ισχύ του κινητήρα για την μέγιστη ικανότητα ψύξης που απαιτείται (ψυκτικό φορτίο), πρέπει να εξασφαλίζεται ότι οι παίρνονται επιθυμητές θερμοκρασίες ακόμα και όταν τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα αποκλίνουν. Έτσι, ο έλεγχος των θερμοκρασιών του ψυκτικού είναι απαραίτητος. Η θερμοκρασία του ψυκτικού ρυθμίζεται στο κυρίως κύκλωμα.

Θερμοκρασία επιστροφής: Η θερμοκρασία του ψυκτικού στην έξοδο του κινητήρα είναι μία ένδειξη για την θερμική κατάσταση του κινητήρα. Το στοιχείο ενεργοποίησης είναι μία βαλβίδα θερμοστατικού ελέγχου που διαθέτει ένα αισθητήρα θερμοκρασίας. Η επιθυμητή θερμοκρασία ορίζεται αναμειγνύοντας ψυχρό νερό ψύξης που άγεται μετά το ψυγείο στην γραμμή παράκαμψης με το μη ψυγμένο νερό ψύξης στην βαλβίδα ελέγχου. Η διαδικασία είναι παρόμοια για του ψύκτες λαδιού.

Θερμοκρασία ροής: Η θερμοκρασία του ψυκτικού ρυθμίζεται στην είσοδο. Με παρόμοια εφαρμογή, ο έλεγχος αναμειγμένης θερμοκρασίας κυρίως εφαρμόζεται στα συστήματα πολλαπλών κινητήρων με σύστημα κεντρικής ψύξης. Οι μεγαλύτεροι κινητήρες έχουν ελεγκτές ανατροφοδότησης που ενεργοποιούνται ηλεκτρικά ή πνευματικά. Οι μικρότεροι κινητήρες λειτουργούν με ελεγκτές χωρίς βοηθητική ισχύ (στοιχείο διαστολής). Η θερμική αδράνεια του ψυκτικού νερού του κινητήρα μπορεί

να αγνοηθεί όταν το φορτίο του κινητήρα αλλάζει. Το ψυκτικό νερό φτάνει την θερμοκρασία λειτουργίας μετά από 50 – 70 δευτερόλεπτα, ακόμα και σε μεγάλους κινητήρες μεσαίας ταχύτητας. Όταν η περιοχή του ταξιδιού αλλάζει, οι θαλάσσιοι κινητήρες χρησιμοποιούν αντλίες νερού με ηλεκτρικούς κινητήρες αντιστροφής πόλων για να προσαρμόσουν το ρυθμό ροής του θαλασσινού νερού στις πραγματικές απαιτήσεις ψύξης.

Προθέρμανση: Οι κινητήρες από τους οποίους απαιτείται η πλήρης ισχύ αμέσως μετά την εκκίνηση (ιδίως τα ταχείας εκκίνησης και χωρίς διακοπή σετ ετοιμότητας παραγωγής) πρέπει να είναι προθερμασμένα ή να διατηρούνται θερμά, για να είμαστε πιο ακριβής, θερμαίνοντας το ψυκτικό νερό του κινητήρα στους 40° C μέσω ηλεκτρικού εξοπλισμού προθέρμανσης ή θερμικών εναλλακτών θερμότητας. Οι μεγαλύτεροι κινητήρες είναι συνήθως προθερμασμένοι.

### *2.2.3.2 Συνδυασμοί ανεμιστήρα – ψύκτη*

Οι συνδυασμοί ανεμιστήρα – ψύκτη, δηλαδή κυρίως για σχεδίαση κινητήρων αυτοκινήτων και σταθερών μονάδων, η χρήση του ελέγχου του ανεμιστήρα για τον έλεγχο της ροής του ψυκτικού αέρα, για να κρατήσουν την επιθυμητή θερμοκρασία του ψυκτικού νερού. Αυτό μπορεί αποτελεσματικά μπορεί να μειώσει την κατανάλωση ενέργειας και τις εκπομπές θορύβου. Η θερμοκρασία που θέτεται από τον ανεμιστήρα είναι υψηλότερη από το εύρος λειτουργίας του θερμοστάτη. Ο ανεμιστήρας να παίρνουν ισχύ:

- Μηχανικά: Η άκαμπτη σύνδεση της ταχύτητας του ανεμιστήρα με την ταχύτητα του κινητήρα δεν επιτρέπει καθόλου έλεγχο παρέμβασης και είναι μειονεκτικό. Όταν χρησιμοποιούνται διμεταλλικοί ιξώδεις συμπλέκτες, η ταχύτητα μπορεί να ρυθμιστεί ως συνάρτηση της θερμοκρασίας του αέρα ψύξης (βάση του ψυγείου του οχήματος). Οι μοντέρνοι ηλεκτρικά ελεγχόμενοι συμπλέκτες μπορούν να ελέγξουν την ταχύτητα του ανεμιστήρα ως μία συνάρτηση σε κάθε μεταβλητή αναφοράς.
- Ηλεκτρικά: Η ταχύτητα του ανεμιστήρα είναι ανεξάρτητη από την ταχύτητα του κινητήρα. Ο ανεμιστήρας μπορεί να συνεχίζει να

λειτουργεί όταν ο κινητήρας είναι σταματημένος. Αυτό δίνει ευελιξία στην διαμόρφωση του ανεμιστήρα και του ψύκτη.

- Υδραυλικά: Μία υδραυλική σύνδεση μεταβλητής ταχύτητας παράγει την κίνηση. Το εύρος του ελέγχου είναι περιορισμένο. Ο ανεμιστήρας πρέπει να τοποθετηθεί απευθείας στον κινητήρα. Εν τέλει, είναι μια περίπλοκη λύση που κυρίως χρησιμοποιείται για τους μεγαλύτερους κινητήρες οχημάτων, όταν η είσοδος ισχύος για τον ανεμιστήρα δεν μπορεί να μεταδοθεί πλέον με ιμάντα χωρίς προβλήματα και οι δονήσεις στο σύστημα μετάδοσης κίνησης πρέπει να αποσβεστούν.
- Υδροστατικά: Οι είσοδοι υψηλότερης ισχύος μπορούν να μεταδοθούν σε μεγαλύτερες αποστάσεις. Έτσι, υπάρχει ευελιξία στην τοποθέτηση του ψυγείου. Το εύρος ελέγχου και η απώλειες ισχύος είναι μεγάλες, και ο όγκος και η μάζα της μονάδας είναι μικρά.

Υπάρχουν διάφορες επιλογές για την σχεδίαση των μηχανικά οδηγούμενων ανεμιστήρων. Οι αξονικοί ανεμιστήρες με μικρά κενά (περίπου 8 mm) χρησιμοποιούνται για τις μέγιστες απαιτήσεις σε απόδοση και ροή της μάζας του αέρα. Δεδομένης της κίνησης του κινητήρα, τέτοιο μικρό κενό απαιτεί σταθερή εγκατάσταση του δακτυλίου του πλαισίου γύρω από τον ανεμιστήρα στον κινητήρα. Όταν το πλαίσιο δεν είναι σταθερό πάνω στον κινητήρα, η σχετική κίνηση πρέπει να αντισταθμιστεί με ένα μεγάλο κενό (20 – 30 mm). Οι ανεμιστήρες με κάλυμμα χρησιμοποιούνται για να αποφευχθεί μία ισχυρή αντίστροφη ροή διαμέσου του κενού και διασκορπισμός της ροής. Πρόσθετα στις μεγαλύτερες ανοχές του ανεμιστήρα, αυτή η διάταξη έχει πλεονεκτήματα στην ακουστική και την σταθερότητα της ροής.

## **2.2.4 Εφαρμοσμένα συστήματα ψύξης**

### **2.2.4.1 Συστήματα ψύξης για κινητήρες ντίζελ εμπορικών οχημάτων**

Στο σχήμα 2.29 φαίνεται το τυπικό σύστημα ψύξης που περιγράφεται εδώ. Η έξοδος του εναλλάκτη θερμότητας (περίπου 6 – 10 kW) που χρειάζεται για να θερμανθεί η καμπίνα δεν ενσωματώνεται στην σχεδίαση του κυκλώματος του ψυγείου.

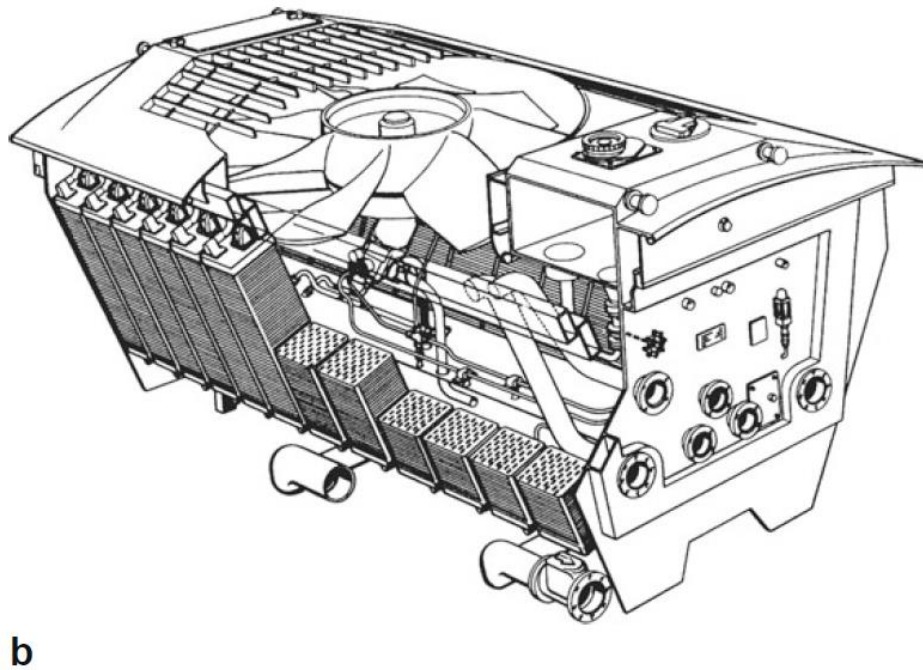
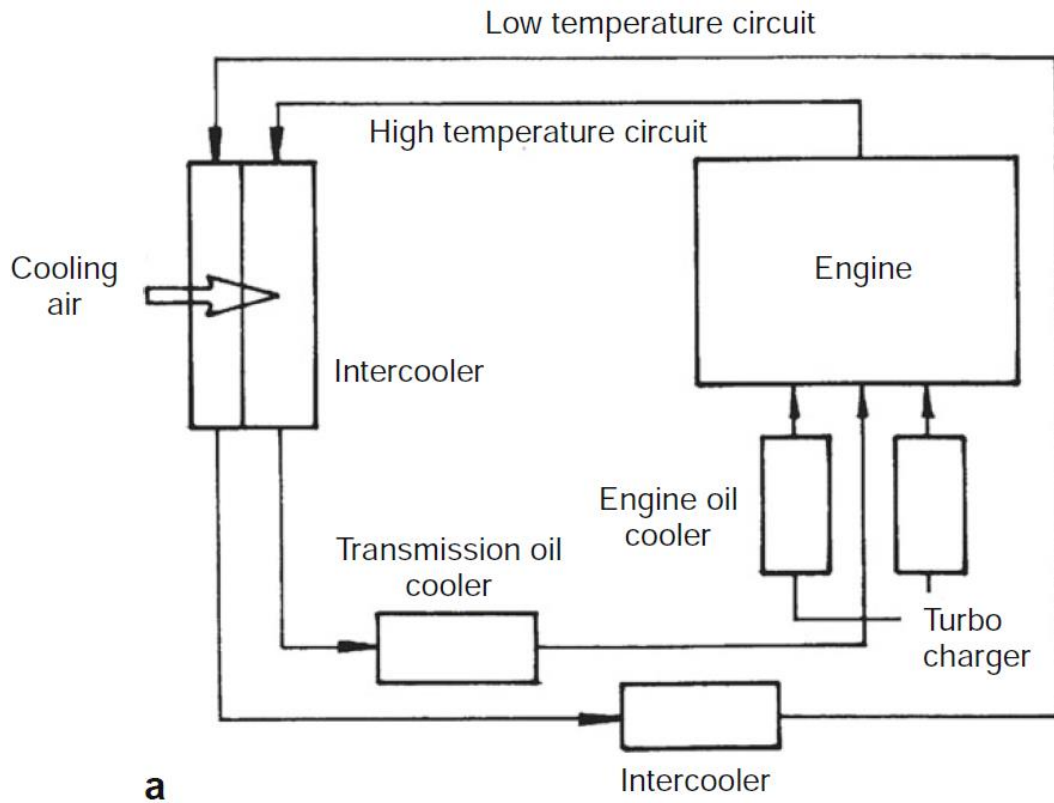
Όμως, για να αποφευχθεί η θερμοκρασία του νερού ψύξης του κινητήρα από το να πέσει πάρα πολύ, δεν πρέπει να τραβηχτεί πάνω από το 20% της θερμότητας από το κύκλωμα ψύξης. Η θερμότητα από το νερό ψύξης του κινητήρα σε κινητήρες με μεγάλη ώθηση μπορεί να είναι ανεπαρκής για να καλύψει την απαίτηση θερμότητας, ειδικά σε καμπίνες υψωμένης οροφής (περίπου 20 kW). Σε τέτοιες περιπτώσεις, μία πρόσθετη μονάδα θέρμανση πρέπει να σχεδιαστεί. Άλλοι εναλλάκτες θερμότητας (για επιβραδυντές και το λάδι της μετάδοσης ισχύος) συνδέονται στην γραμμή με τον κινητήρα ανάμεσα στην έξοδο του νερού από τον κινητήρα και τον θερμοστάτη.

Ακραίες απαιτήσεις υπάρχουν στα ψυγεία των θωρακισμένων οχημάτων, που πρέπει να απομακρύνουν σημαντικές ποσότητες ροής θερμότητας από τον κινητήρα και την μετάδοση ισχύος κάτω από ακραίες θερμοκρασίες περιβάλλοντος ( $-30^{\circ}\text{C}$  μέχρι  $40^{\circ}\text{C}$ ). Αυτό απαιτεί μία μεγάλη ροή μάζας αέρα και μία μεγάλη βαθμίδα από την θερμοκρασία του νερού ψύξης προς την εξωτερική θερμοκρασία, πχ  $95^{\circ}\text{C}$  ( $110^{\circ}\text{C}$ ) σε μία εξωτερική θερμοκρασία  $20^{\circ}\text{C}$  ( $45^{\circ}\text{C}$ ). Ο περιορισμένος χώρος σε ένα ταγκ απαιτεί εξαιρετικά περιορισμένη σχεδίαση του ψυγείου. Πρόσθετα, ο ανεμιστήρας πρέπει να υπερβεί τις υψηλές απώλειες εισαγωγής και πίεσης σε αντίστοιχα υψηλότερη έξοδο (πχ 13.5% της ισχύος του κινητήρα των 1100 kW ενός ταγκ Leopard II).

#### *2.2.4.2 Συστήματα ψύξης τρένων ντίζελ*

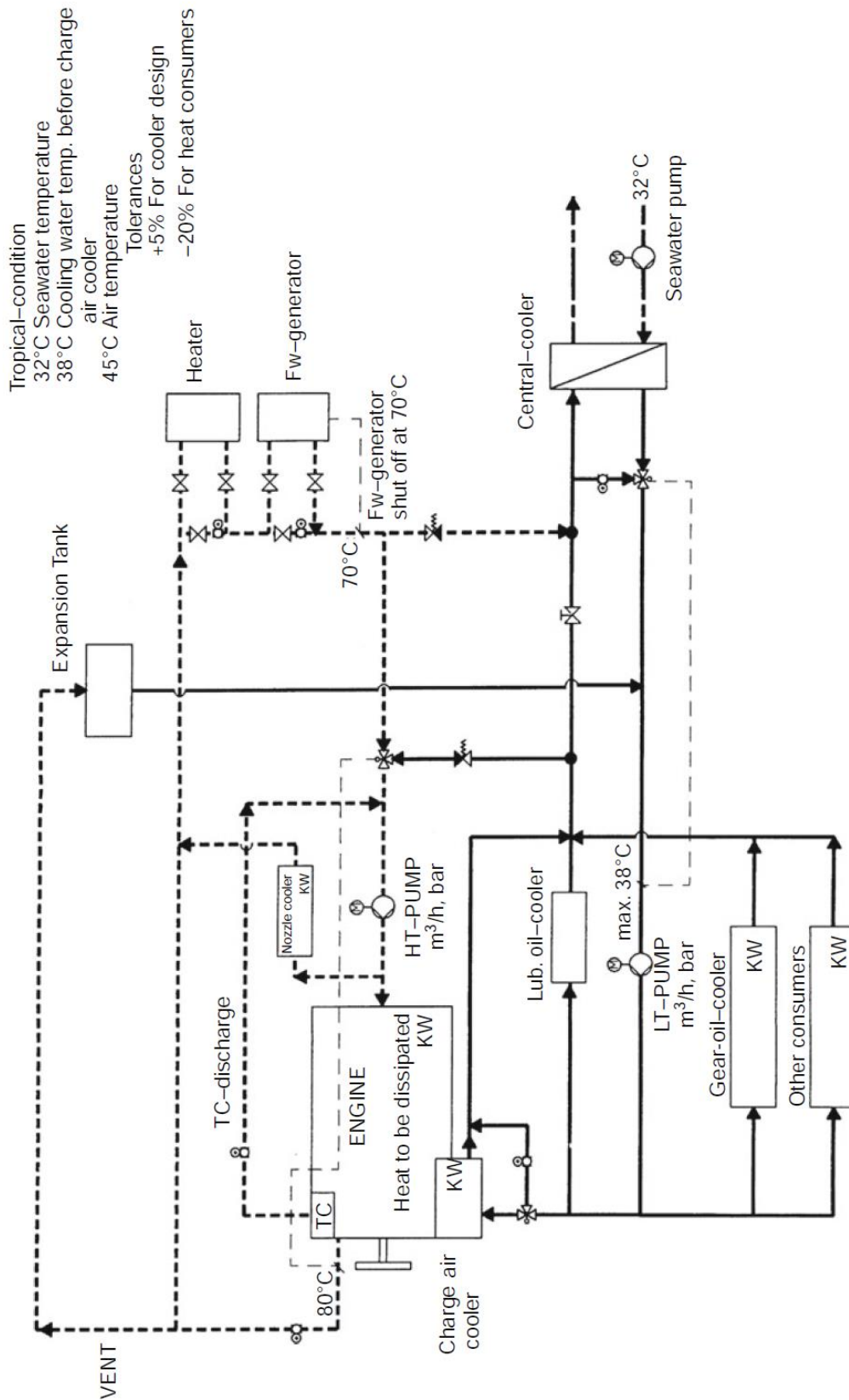
Το σύστημα ψύξης των σειρών Deutsche Bahn's 215, 218 και 210 τρένων ντίζελ, κατασκευάζεται σαν ένα σύστημα δύο κυκλωμάτων με κύκλωμα υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας (HTC και LTC) (σχήμα 2.30). Το πραγματικό σύστημα ψύξης, αποτελείται από δύο πυρήνες ψυγείων διαμορφωμένους σε σχήμα V διαμέσου των οποίων ένας υδροστατικής ή υδροδυναμικής ισχύος αξονικός ανεμιστήρας φέρνει τον αέρα ψύξης. Η ταχύτητα του ανεμιστήρα ρυθμίζεται έτσι ώστε η θερμοκρασία του ψυκτικού να παραμένει σχεδόν σταθερή ως μία συνάρτηση του φορτίου του κινητήρα και της εξωτερικής θερμοκρασίας. Μία βαλβίδα ανάμειξης (με θερμοκρασία απόκρισης τους  $30^{\circ}\text{C}$ ) ενώνει υδραυλικά το LTC και το HTC για να μειώσει την υπόψυξη του LTC, όταν οι εξωτερικές θερμοκρασίες είναι πολύ χαμηλές. Μία δεύτερη βαλβίδα ανάμειξης (περίπου στους  $60^{\circ}\text{C}$ ) επιτρέπει την προθέρμανση και των δύο κυκλωμάτων ψύξης και τα κρατάει θερμά με ένα θερμοαντήρα και μια αντλία

κυκλοφορίας. Η ποσότητα του ψυκτικού που ρέει από το καθένα από τα κυκλώματα στο άλλο επιστρέφεται στην δεξαμενή διαστολής.



Σχήμα 2.30: Το ψυγείο των Deutsche Bahn's 215, 218 και 210 τρένων ντίζελ (διπλό κύκλωμα ψύξης με LTC και HTC, σχήμα 2.24). a) σχηματικό του συστήματος ψύξης b) ψυγείο σε διαμόρφωση V





Σχήμα 2.31: Ενσωματωμένο σύστημα κεντρικής ψύξης διπλού κυκλώματος ενός συστήματος θαλάσσιας προώθησης (MAN B&W)

### *2.2.4.3 Συστήματα ψύξης για συστήματα θαλάσσιας ώθησης*

Στο σχήμα 2.31 φαίνεται ένα λεπτομερές σχηματικό ενός συστήματος κεντρικής ψύξης θαλάσσιου κινητήρα με υδραυλικά συνδεδεμένα HTC και LTC (ενσωματωμένο σύστημα ψύξης) που περιλαμβάνει αντλίες, δεξαμενές διαστολής και άλλα βοηθήματα. Η βασική διαμόρφωση αντιστοιχεί σε αυτή του σχήματος 2.26. Αυτό το σύστημα ψύξης είναι η βάση του MAN B&W 40/54 με 58/64 σειρών κινητήρα.

### *2.2.4.4 Μονάδες συστημάτων ψύξης οχημάτων*

Στα οχήματα, τα βασικά τμήματα που είναι απαραίτητα για την ψύξη ενώνονται σε μία μονάδα ψύξης που συνήθως αποτελείται από ψυγείο, ενδιάμεσο ψύκτη, συμπυκνωτή αір κοντίσιον και κάλυμμα ανεμιστήρα. Ο ανεμιστήρας μπορεί να παίρνει ισχύ ηλεκτρικά ή μηχανικά απευθείας από τον κινητήρα. Η υδροστατική κίνηση ανεμιστήρα χρησιμοποιείται συχνά σε λεωφορεία και ειδικά οχήματα.

Η διαμόρφωση των εναλλακτών θερμότητας στην ροή του αέρα ψύξης προκύπτει από την συγκεκριμένη είσοδο και τις θερμοκρασίες στόχους για τα υγρά που ψύχονται. Συνήθως, αυτό έχει ως αποτέλεσμα την σειρά συμπυκνωτής, ενδιάμεσος ψύκτης, ψυγείο και ανεμιστήρας.

Είναι σημαντικό ότι οι οδηγοί του αέρα και οι σφραγίσεις να αποτρέπουν τον θερμασμένο αέρα από το να ανακυκλοφορείται για να χρησιμοποιείται βέλτιστα η ικανότητα ψύξης της εγκατεστημένης μονάδας ψύξης.

## **2.2.5 Εναλλάκτες θερμότητας**

### *2.2.5.1 Θερμική μηχανική*

Μόνο οι σταθεροί εναλλάκτες θερμότητας που λειτουργούν με σταθερά διαφράγματα μεταξύ δύο υγρών, τους λεγόμενους αναγεννητές θα μελετηθούν εδώ.

Ο δείκτης 1 πάντα δείχνει το εξωθερμικό υγρό και ο δείκτης 2 πάντα δείχνει το υγρό που απορροφά θερμότητα. Ο δείκτης *e* είναι για την είσοδο και ο δείκτης *a* για την έξοδο.

Οπότε ισχύουν τα παρακάτω για την ψύξης μίας ροής μάζας  $\dot{m}_1$ :

$$\Delta T_1 = T_{1e} - T_{1a} \geq 0 \quad (2.1)$$

και το παρακάτω για την θέρμανση της ροής μάζας  $\dot{m}_2$ :

$$\Delta T_2 = T_{2a} - T_{2e} \geq 0 \quad (2.2)$$

Εισάγοντας τις ροές ικανότητας μεταφοράς θερμότητας

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_1 C_{p1} \quad (2.3)$$

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_2 C_{p2} \quad (2.4)$$

δίνει το παρακάτω για την ικανότητα μεταφοράς θερμότητας

$$\dot{Q} = \dot{W}_1 \Delta T_1 = \dot{W}_2 \Delta T_2 \quad (2.5)$$

Όταν η ισχύς σχετίζεται με την μεγαλύτερη δυνατή θερμοκρασιακή διαφορά στην μεταφορά θερμότητας, δηλαδή την διαφορά θερμοκρασιών εισόδου ανάμεσα στις δύο ροές μάζας

$$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2e} \quad (2.6)$$

τότε, με  $\dot{W}_{\min}$  ως το μικρότερο από της δύο ροές ικανότητας θερμότητας παίρνουμε

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta T_e} = \frac{\dot{W}_1 \Delta T_1}{\Delta T_e} = \frac{\dot{W}_2 \Delta T_2}{\Delta T_e} = \dot{W}_{\min} \varepsilon \quad (2.7)$$

με

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_e} \text{ αν } \dot{W}_{\min} = \dot{W}_1 \quad (2.8)$$

Ή

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_e} \text{ αν } \dot{W}_{\min} = \dot{W}_2 \quad (2.9)$$

Σε αυτήν την σχέση το  $\varepsilon$  ορίζεται ως η απόδοση του εναλλάκτη ή το λειτουργικό χαρακτηριστικό.

Μπορεί να αποδειχθεί ότι το  $\varepsilon$  είναι μία συνάρτηση του αριθμού των μονάδων μεταφοράς θερμότητας

$$N = \frac{kA}{\dot{W}_{\min}} \quad (2.10)$$

του λόγου των ροών ικανότητας θερμότητας

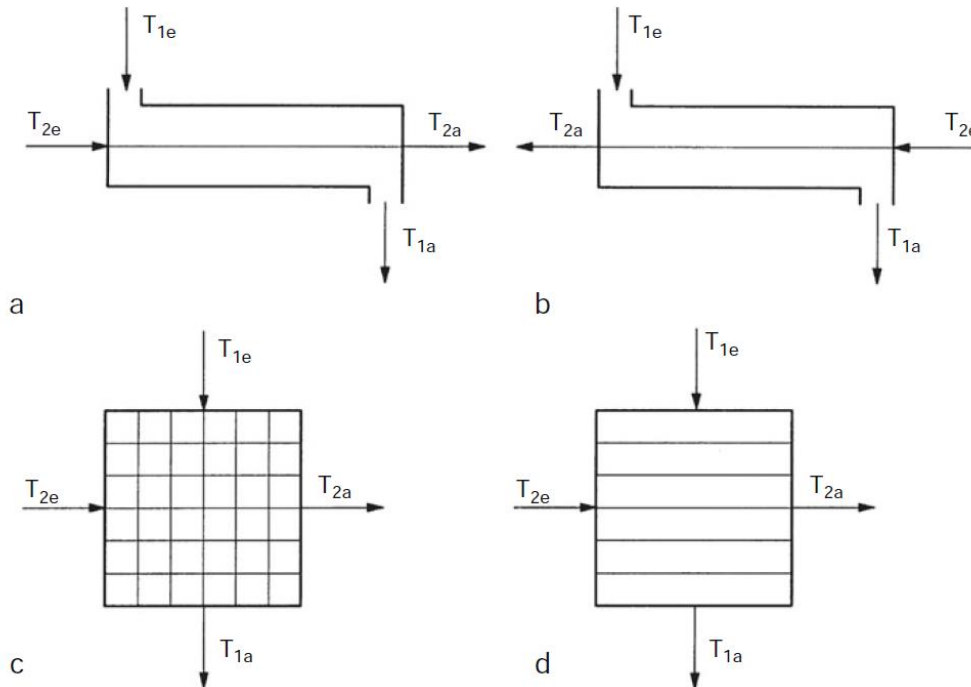
$$R = \frac{\dot{W}_{\min}}{\dot{W}_{\max}} \quad (2.11)$$

και της διαμόρφωσης της ροής στον εναλλάκτη θερμότητας. Στην εξίσωση 2.10,  $kA$  είναι το γινόμενο του συντελεστή της μετάδοσης θερμότητας  $k$  και της επιφάνειας του εναλλάκτη θερμότητας που δεν μπορούν να διαχωριστούν στις επιφάνειες με πτερύγια, όπως ισχύει συνήθως.

Στην βιβλιογραφία υπάρχουν τύποι και διαγράμματα για τις διάφορες διαμορφώσεις ροής (σχήμα 2.32). Διευκρινίζεται μία μαθηματική μέθοδος, η μέθοδος των κελιών, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να υπολογιστεί η απόδοση του εναλλάκτη σε κάθε διαμόρφωση ροής.

Ο σκοπός όταν σχεδιάζονται εναλλάκτες θερμότητας είναι να υπολογιστεί η απαραίτητη απόδοση του εναλλάκτη  $\varepsilon$  από την εξίσωση 2.7 σε ροές ικανότητας μεταφοράς θερμότητας που ορίζονται με βάση τις εξισώσεις 2.3 και 2.4 και την σχετική ικανότητα μεταφοράς θερμότητας  $\dot{Q}_c/\Delta T_c$  που θα πάρουμε. Αναλόγως την επιθυμητή διαμόρφωση ροής, ο αριθμός των μονάδων μεταφοράς θερμότητας  $N$ , οπότε και η τιμή  $kA$  που απαιτείται από την εξίσωση 2.10, μπορεί να προσδιοριστεί σύμφωνα με τον

σχετικό τύπο ή το σχετικό διάγραμμα. Σε πολλές περιπτώσεις, το N δεν μπορεί να βγει ρητά από τις προσδιορισμένες εξισώσεις. Οπότε πρέπει να προσδιοριστεί επαναληπτικά.



Σχήμα 2.32: Μερικές βασικές μορφές διαμόρφωσης ροής σε εναλλάκτες θερμότητας α) καθαρά παράλληλη ροή b) καθαρά αντίθετη ροή c) καθαρά στρωροροή d) στρωροροή αναμεμιγμένη στην μία πλευρά

Εφόσον το μέτρο των ροών της ικανότητας μεταφοράς θερμότητας συχνά εξαρτάται από το επιλεγμένο μέγεθος και σχεδίαση του εναλλάκτη θερμότητας, για παράδειγμα το ψυγείο ενός οχήματος που πιέζεται δυναμικά με αέρα ψύξης, υποθέτουμε ένα μέγεθος του εναλλάκτη θερμότητας, που διορθώνεται συνεχώς από την μέση θερμοκρασία του υγρού μέχρι να υπάρχει ικανοποιητική αντιστοίχιση. Όταν είναι απαραίτητο, το εναλλάκτης θερμότητας που υπολογίστηκε με αυτόν τον τρόπο γίνεται η βάση για την προσαρμογή του μεγέθους του εναλλάκτη θερμότητας στις απαιτήσεις απόδοσης.

Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας  $h_1$  και  $h_2$  και οι συντελεστές θερμικής αγωγιμότητας του κελύφους  $\lambda_w$  και των πτερυγίων  $\lambda_{r1}$  και  $\lambda_{r2}$  απαιτούνται για να υπολογιστεί η τιμή του  $kA$ . Τότε ισχύει η εξίσωση Peclet:

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\delta_w}{A_w \lambda_w} + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (2.12)$$

με το  $A_w$  να είναι η επιφάνεια του επίπεδου κελύφους,  $\delta_w$  το πάχος του και  $A_1$  και  $A_2$  οι επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας, βαθμονομημένες εν μέρει με μία απόδοση πτερυγίων  $\eta_r$ . Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας ορίζονται ως αριθμοί Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot l}{\lambda} = Nu(Re, Pr) \quad (2.13)$$

όπου

$$Re = \frac{u \cdot l}{\nu} \quad (2.14)$$

είναι ο αριθμός Reynolds και

$$Pr = \frac{\rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.15)$$

είναι ο αριθμός Pradtl, το  $l$  είναι η χαρακτηριστική διάσταση του σταθερού σώματος,  $\lambda$  ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας,  $u$  η ταχύτητα της ροής,  $\nu$  το κινηματικό ιξώδες,  $\rho$  η πυκνότητα και  $c_p$  είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα της ισοβαρούς μάζας.

Οι εναλλάκτες θερμότητας για ψύξη κινητήρων οχημάτων χαρακτηρίζονται από πολύ συμπαγή σχεδιασμό. Η επιφάνεια μεταφοράς  $A_1$  ή  $A_2$  σχετικά με την μονάδα όγκου  $V$  του πλέγματος του εναλλάκτη θερμότητας είναι τυπική. Οι τιμές που είναι συνήθως διαθέσιμες είναι:

$$\frac{A}{V} > 700 \frac{m^2}{m^3} \quad (2.16)$$

Όμως, οι τιμές  $kA$  σχετικά με τον όγκο του πλέγματος είναι πιο πληροφοριακές. Στον πίνακα 2.8 δίνονται κάποιες προτεινόμενες τιμές.

## Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

Fluid 1	Fluid 2	Specific mass flows		
		$\dot{m}_1^*$ kg/(m <sup>2</sup> · s)	$\dot{m}_2^*$ kg/(m <sup>2</sup> · s)	(kA/V) · 10 <sup>-3</sup> W/(m <sup>3</sup> · K)
Coolant <sup>a</sup>	Air	250	12	370
Lubricating oil <sup>b</sup>	Air	150	6	200
Lubricating oil <sup>b</sup>	Coolant <sup>a</sup>	150	200	1,300
Charge air	Coolant <sup>c</sup>	12	40	280
Charge air	Air	20	10	100

<sup>a</sup> Mixture of water and glycol with a volumetric content of 70/30% at approximately 100 °C.

<sup>b</sup> Essolub HDX 30 at approximately 130 °C.

<sup>c</sup> Same as <sup>a</sup>) but at approximately 70 °C.

*Πίνακας 2.8: Συνηθισμένες μέγιστες ροές μάζας για συγκεκριμένες διατομές και συνακόλουθες τιμές kA/V για εναλλάκτη θερμότητας υψηλής απόδοσης. Υγρό 1 εξωθερμικό, Υγρό 2 απορροφά θερμότητα*

### 2.2.5.2 Ψυγεία

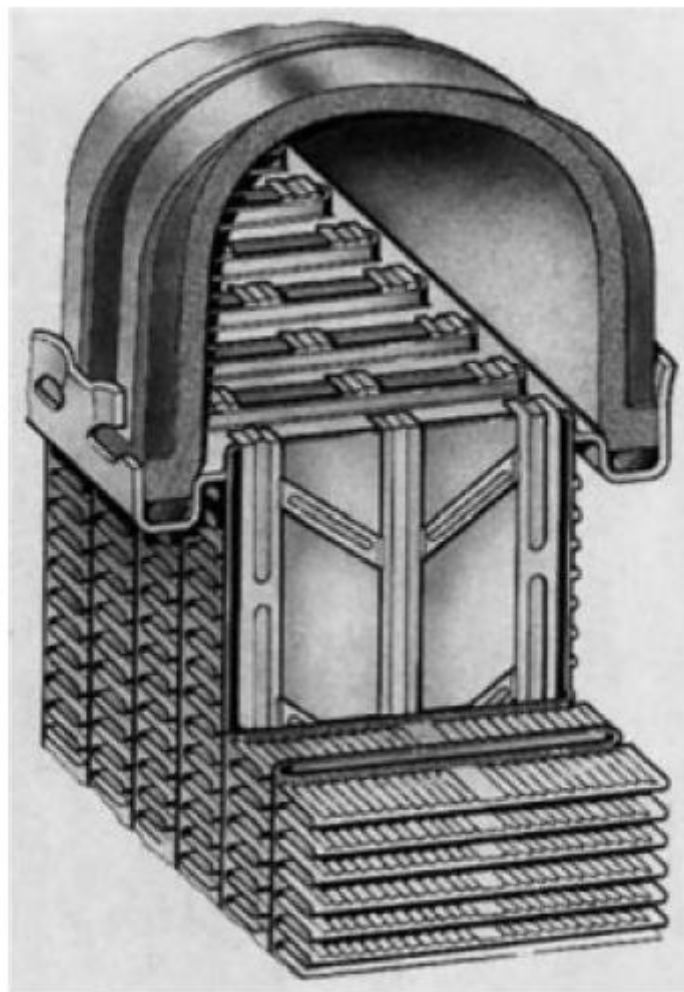
Γίνεται μία διάκριση ανάμεσα σε αερόψυκτα και υγρόψυκτα ψυγεία. Οι αερόψυκτοι εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούνται για κινητήρες ντίζελ οχημάτων πρέπει να σχεδιαστούν να είναι πολύ συμπαγής και ελαφριόι, αλλά οι επιτρεπόμενες πτώσεις πίεσης από την πλευρά του αέρα και του ψυκτικού περιορίζουν την συμπαγότητα τους. Επιπλέον η ευαισθησία του πυρήνα σωλήνα με πτερύγια στην ρύπανση αυξάνεται καθώς η πυκνότητα της επιφάνειας στην πλευρά του αέρα αυξάνει σύμφωνα με την εξίσωση 2.16, οπότε και βάζει όρια, ειδικά για τρακτέρ και οχήματα κατασκευών για παράδειγμα. Οι πυρήνες των σωλήνων με πτερύγια αποτελούνται από συνδυασμούς πτερυγίων και σωλήνων, που είναι διαφορετικά σχηματισμένοι ανάλογα την διαδικασία κατασκευής. Μία σχεδίαση συγκόλλησης που αποτελείται από επίπεδους σωλήνες και κυματοειδή πτερύγια συγκολλημένα μεταξύ τους φαίνεται στην εικόνα 2.33.

Τα μηχανικά συνδεδεμένα ψυγεία (σχήμα 2.34) έχουν στρογγυλούς ή οβάλ σωλήνες που κόλλησαν μέσα από οπές με ακριβείς διαστάσεις σε πτερύγια με περσίδες. Αυτά είναι διαμορφωμένα μηχανικά για να παράγουν επαφή πίεσης που κρατάει για μεγάλα χρονικά διαστήματα, ανάμεσα στο σωλήνα και την οπή για να άγουν θερμότητα από τον σωλήνα στο πτερύγιο. Και στις δύο περιπτώσεις, τα πτερύγια παρέχονται με πολλαπλές εγκοπές σαν βράχια ψαριών για να βελτιώσουν την μεταφορά θερμότητας. Κατασκευάζονται από ίνες γυαλιού ενισχυμένες με πολυαμίδια, οι δεξαμενές απομάκρυνσης και παραλαβής είναι διασυνδεδεμένες με την συγκεκριμένη κεφαλίδα με ελαστικό σφράγισμα. Επίσης υπάρχουν λύσεις για τα συγκολλημένα ψυγεία με συγκολλημένες δεξαμενές παραλαβής. Οι σωλήνες μπορεί να παρέχονται με ένθετα

στροβιλισμού για να αποφευχθεί η στρωτή ροή που μπορεί να συμβεί όταν οι ροές του ψυκτικού είναι μικρές.

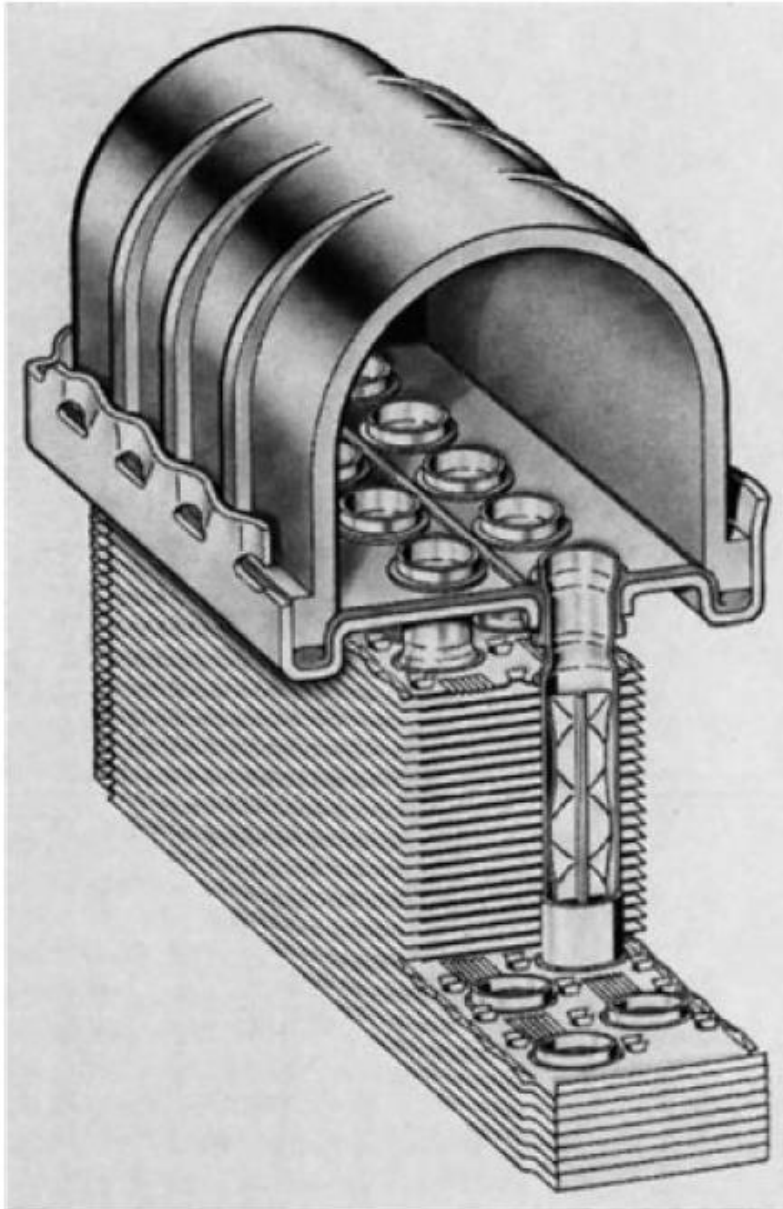
Τα μηχανικά συνδεδεμένα ψυγεία κοστίζουν λιγότερο στην κατασκευή από τα συγκολλημένα. Όμως, η ικανότητα μεταφοράς θερμότητας σχετικά με την πλευρά του αέρα ή την πτώση πίεσης στην πλευρά του αέρα είναι συνήθως φτωχότερη. Οπότε είναι απαραίτητα τα μεγαλύτερα ψυγεία ή η μεγαλύτερη ισχύς του ανεμιστήρα.

Οι εφαρμογές οχημάτων σε ευρωπαϊκά αυτοκίνητα και εμπορικά οχήματα πλέον σχεδόν αποκλειστικά χρησιμοποιούν ψυγεία αλουμινίου.



*Εικόνα 2.33: Σχεδίαση συγκολλημένου ψυγείου αλουμινίου για χρήση σε οχήματα*

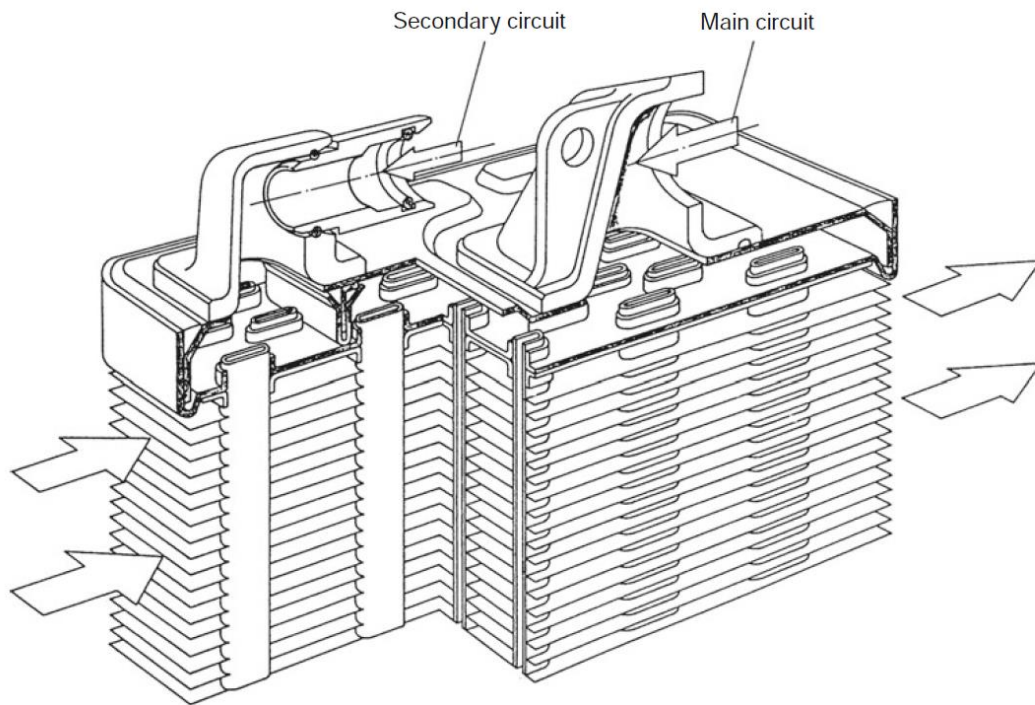




Εικόνα 2.34: Σχεδίαση μηχανικά συνδεδεμένου ψυγείου αλουμινίου για χρήση σε οχήματα

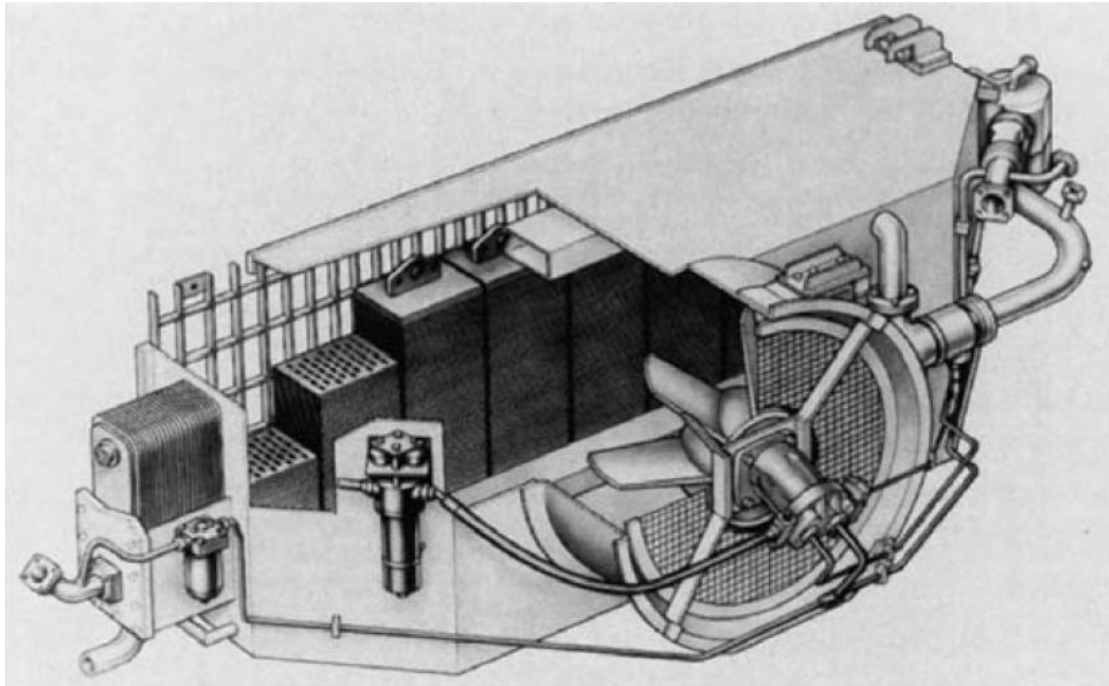
Μία άλλη σχεδίαση αερόψυκτου ψυγείου είναι ο πυρήνας του ψυγείου που φαίνεται στο σχήμα 2.35 για ένα σύστημα ψύξης με κυρίως και δευτερεύον κύκλωμα. (τμήμα 2.2.2). Μία μερική ροή που έρχεται από το κυρίως κύκλωμα ψύχεται περαιτέρω στο δευτερεύον για να χρησιμοποιηθεί για να πάρουμε μία χαμηλή θερμοκρασία φορτίου αέρα σε ένα ενδιάμεσο ψύκτη για παράδειγμα. Ο πυρήνας αποτελείται από πτερύγια σαν περσίδες, συνήθως ομαλά χάλκινα με σπές για τους επίπεδους σωλήνες χαλκού. Ένα στρώμα του συγκολλητικού μόλυβδου – κασσίτερου στους σωλήνες συνδέει του σωλήνες και τα πτερύγια. Οι κεφαλίδες, οι δεξαμενές παραλαβής και απομάκρυνσης και οι χυτοί σύνδεσμοι που είναι συγκολλημένοι σε αυτό είναι από

ορείχαλκο. Η κεφαλίδα του σωλήνα συνδέεται και η δεξαμενή συγκολλείται με μαλακό συγκολλητικό. Τέτοια στοιχεία ψυγείων, που είναι πολύ ανθεκτικά και δεν είναι επιρρεπή σε μολύνσεις, προτιμώνται σε οχήματα με ράγες αλλά χρησιμοποιούνται και σε σταθερές μηχανές. Στο σχήμα 2.36 φαίνεται η χρήση τμημάτων πυρήνων απλού ψυγείου τυρβώδους ροής για το σύστημα κάτω από το πάτωμα για το Deutsche Bahn.



Σχήμα 2.35: Σχεδίαση ενός μη σιδηρούχου μεταλλικού πυρήνα ψυγείου με κυρίως και δευτερεύον κύκλωμα σε οχήματα σε ράγες

Πρέπει να επιλεγούν ιδιαίτερα δονητικές σχεδιάσεις για τα ψυγεία που τοποθετούνται απευθείας πάνω σε κινητήρες. Η Deutz AG χρησιμοποιεί ένα αερόψυκτο ψυγείο σε κέλυφος ή σχεδίαση πλάκας για την νέα γενιά κινητήρων της με ενσωματωμένο στον κινητήρα σύστημα ψύξης. Κάθε ένα από τα στοιχεία που άγουν ψυκτικό σχηματίζονται από δύο μισές πλάκες αλουμινίου. Τα αλουμινένια κυματοειδή πτερύγια, παρόμοια με αυτά που φαίνονται στο σχήμα 2.33 τοποθετούνται ανάμεσα στα μεμονωμένα στοιχεία. Εξοπλισμένο με τις κατάλληλες ακριανές πλάκες και συνδέσεις, όλο το ψυγείο είναι συγκολλημένο. Η επίδοση μπορεί εύκολα να αλλάξει με τον αριθμό των στοιχείων.



Σχήμα 2.36: Σύστημα ψύξης κάτω από το πάτωμα για ένα όχημα σε ράγες Deutsche Bahn, που αποτελείται από δέκα τμήματα πυρήνων ψυγείου με μήκη 700 mm και πλάτη 200 mm και ένα υγρόψυκτο ψύκτη λαδιού στο σύστημα μετάδοσης με σχεδίαση πλάκας και ανεμιστήρα με υδροστατική κίνηση. 405 kW μεταδίδονται στην ροή του ψυκτικού αέρα με μία θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου 58 K

Τα ψυγεία που είναι γεμάτα με υγρό χρησιμοποιούνται κυρίως σε θαλάσσιους κινητήρες αλλά και σε μερικούς σταθερούς κινητήρες. Συνήθως χρησιμοποιούνται τα συστήματα χωρίς πτερύγια καθώς οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας είναι παρόμοια υψηλοί και στις δύο πλευρές του εναλλάκτη θερμότητας. Επιπλέον, η χαμηλή ευαισθησία στην ρύπανση και οι καλές επιλογές καθαρισμού και αντίστασης στην διάβρωση είναι σημαντικοί όταν χρησιμοποιείται θαλασσινό νερό. Πρόσθετα στις κλασσικές μονάδες δέσμης σωλήνων, χρησιμοποιούνται οι εναλλάκτες θερμότητας πλάκας που κατασκευάζονται από CuNi ή τιτάνιο. Συνήθως εγκαθίστανται χωριστά όπως στην νεότερη σειρά κινητήρων 595 της MTU.

Στο σχήμα 2.37 φαίνεται μία άλλη σχεδίαση ψυγείου που είναι γεμάτο με θαλασσινό νερό, που είναι επίσης ενσωματωμένο στον κινητήρα. Μία επίπεδη σωληνωτή μονάδα, που είναι μέσα σε ένα κάλυμμα χυτού αλουμινίου μέσα από το οποίο ρέει το ψυκτικό του κινητήρα. Το θαλασσινό νερό ρέει γύρω από τους επίπεδους σωλήνες σε μία διαμόρφωση μητρώου και έρχεται σε επαφή με τα τμήματα CuNi που είναι συγκολλημένα μεταξύ τους. Οι μεμονωμένοι επίπεδοι σωλήνες έχουν λακκάκια από πίεση που είναι συγκολλημένα με τα λακκάκια της απέναντι πλευράς του σωλήνα. Αυτό παράγει την μηχανική αντοχή που απαιτείται για την πίεση λειτουργίας των 6 bar

σχετικής πίεσης όπως και την καλύτερη μεταφορά θερμότητας από του ομαλούς σωλήνες.

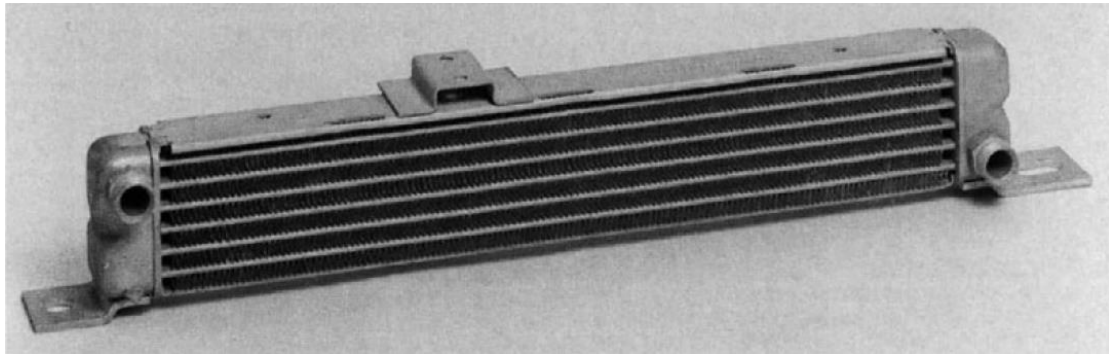


*Σχήμα 2.37: Ψυγείο γεμάτο με θαλασσινό νερό σε επίπεδη σωληνωτή σχεδίαση για τοποθέτηση σε κινητήρα.*

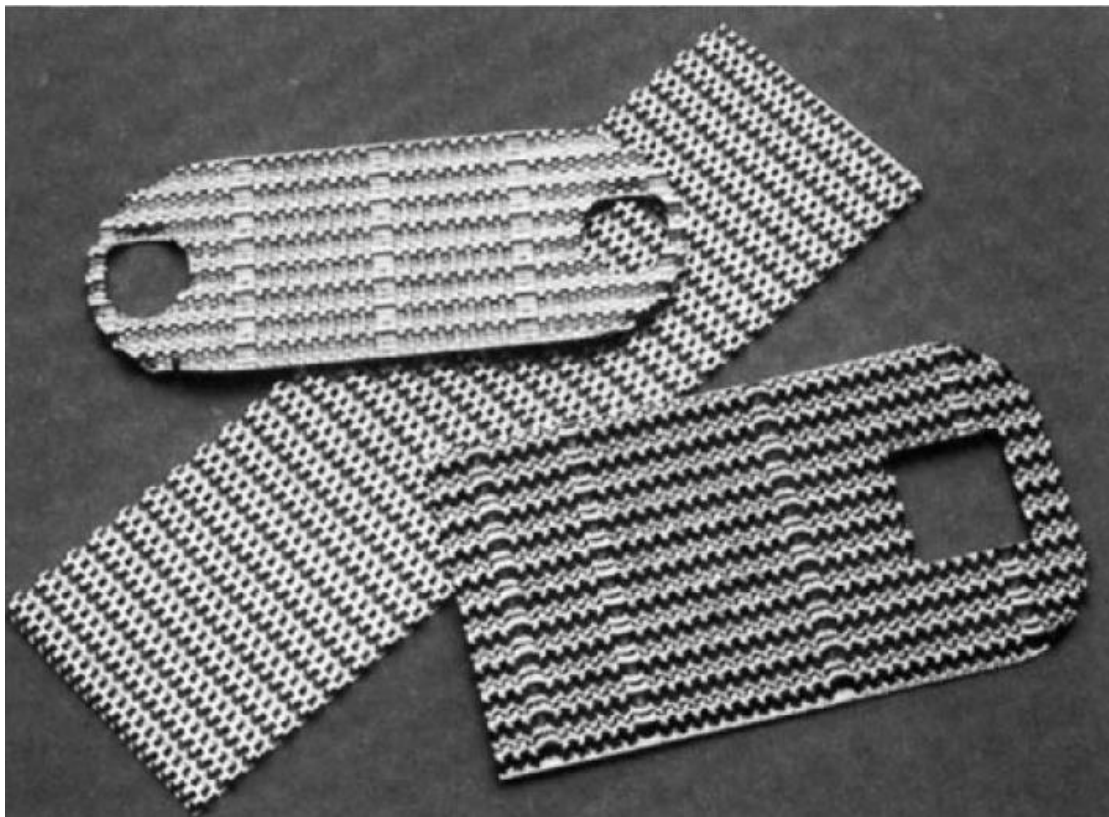
### *2.2.5.3 Ψύκτες λαδιού*

Οι ψύκτες λαδιού πρέπει να είναι σχεδιασμένοι για υψηλότερες πιέσεις λειτουργίας από τα ψυγεία, δηλαδή ανάμεσα σε 10 και 20 bar. Πρόσθετα, η μεταφορά θερμότητας από το λάδι στα τοιχώματα είναι σημαντικά χαμηλότερη. Αυτό απαιτεί να υπάρχουν δομές που παράγουν δίνες στην πλευρά του λαδιού. Η συγκόλλησή τους στις επιφάνειες του τοιχώματος επίσης επιτυγχάνει την απαραίτητη αύξηση της εσωτερικής μηχανικής αντοχής.

Οι αερόψυκτοι ψύκτες λαδιού κατασκευάζονται ουσιαστικά χωρίς εξαίρεση από αλουμίνιο. Στο σχήμα 2.38 φαίνεται ένας ψύκτης λαδιού με επίπεδη σωληνωτή σχεδίαση που χρησιμοποιείται σε κινητήρες ντίζελ οχημάτων. Η σχεδίαση των πυρήνων των σωλήνων με πτερύγια μοιάζει με αυτή των συγκολλητών ψυγείων. Όμως, οι δεξαμενές κατασκευάζονται από αλουμίνιο εξαιτίας των αυξημένων πιέσεων λειτουργίας. Όπως φαίνεται στο σχήμα 2.39, οι πλάκες στροβιλισμού σχηματίζονται ως μετατοπισμένα πτερύγια.



*Σχήμα 2.38: Αερόψυκτος ψύκτης λαδιού σε επίπεδη σχεδίαση αλουμινίου για χρήση σε οχήματα*

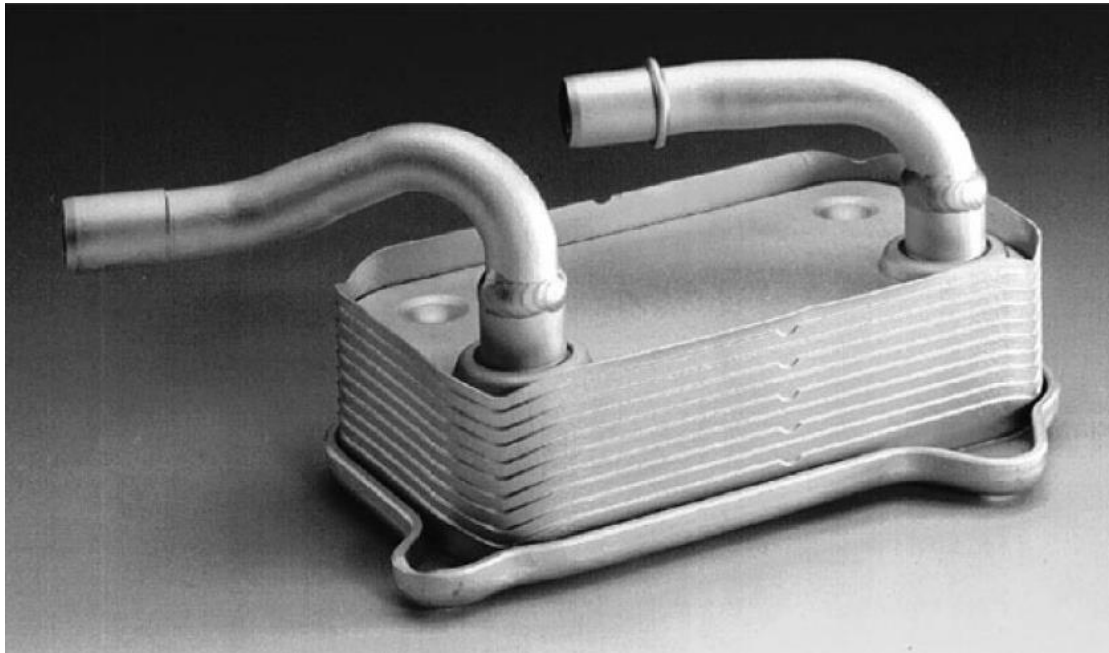


*Σχήμα 2.39: Διαφορετικές πλάκες στροβιλισμού για χρήση με αερόψυκτων και υδρόψυκτων ψυκτών. Κατασκευάζονται από αλουμίνιο ή ατσάλι*

Αντί για επίπεδους σωλήνες, οι πλάκες αλουμινίου ανάμεσα στις οποίες τοποθετούνται οι πλάκες στροβιλισμού, επίσης χρησιμοποιούνται μερικώς. Συγκολλημένες ως όρια, οι πλάκες με ένα ορθογώνιο προφίλ παράγουν κανάλια που άγουν αέρα και λάδι. Τέτοιο πακετάρισμα έχει το πλεονέκτημα ότι το κάνει δυνατό να κατασκευαστεί κάθε σχεδίαση ψυγείου χωρίς ειδικά εργαλεία. Οι ειδικές για τον τύπο δεξαμενές συγκολλούνται πάνω στο πλήρως συγκολλημένο μπλοκ του εναλλάκτη θερμότητας.

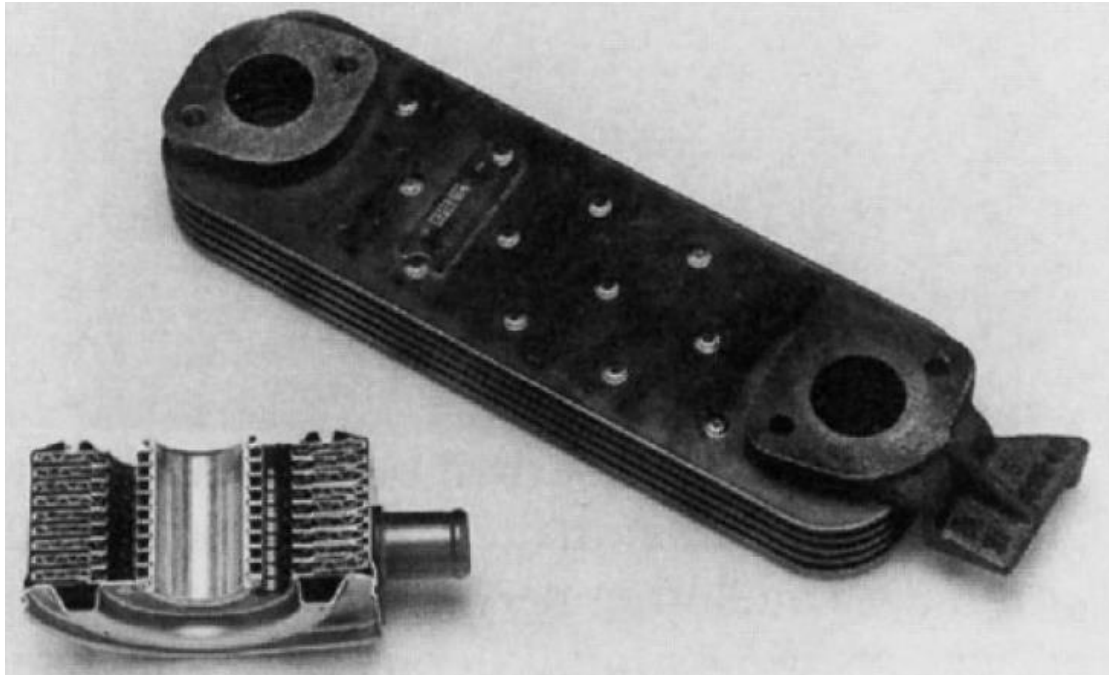
Μία άλλη παραλλαγή του αερόψυκτου ψύκτη λαδιού είναι η σχεδίαση πλάκας. Και εδώ, οι πλάκες στροβιλισμού που συγκολλούνται με τις πλάκες στην πλευρά του λαδιού είναι απαραίτητες για λόγους αντοχής και εναλλαγής θερμότητας.

Στο σχήμα 2.40, φαίνονται στοιβαγμένοι ψύκτες λαδιού πλάκας από αλουμίνιο, που μόλις πρόσφατα άρχισαν να χρησιμοποιούνται για γεμισμένους με υγρό ψύκτες λαδιού σε κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτων. Χάρη στις ανασηκωμένες άκρες των πλακών, κάθε μία από τις οποίες είναι συγκολλημένη με την επόμενη, αυτά τα ψυγεία δεν χρειάζονται ξεχωριστό κέλυφος. Τα ένθετα στροβιλισμού παρόμοια με αυτά στο σχήμα 2.39 είναι τοποθετημένα στην πλευρά του ψυκτικού και στην πλευρά του λαδιού ή οι πλάκες έχουν ήδη μία διακριτή δομή που αναλαμβάνει αυτό το ρόλο. Τέτοια ψυγεία είναι συχνά βιδωμένα στη μονάδα του φίλτρου με επίσης ένα φίλτρο λαδιού.



*Σχήμα 2.40: Στοιβαγμένοι ψύκτες λαδιού πλάκας για εφαρμογές σε αυτοκίνητα*

Η σχεδίαση πλάκας που φαίνεται στα δεξιά στο σχήμα 2.41 χρησιμοποιείται συχνά για κινητήρες βαριάς εργασίας, πχ εφαρμογές εμπορικών οχημάτων. Έχει μία διαμήκη μονάδα ψύξης λαδιού πλάκας σε ειδικό κέλυφος, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.36 ή ενσωματωμένος απευθείας στο μπλοκ του κινητήρα. Το λάδι ρέει παράλληλα μέσα από τις μεμονωμένες πλάκες που είναι εξοπλισμένες με πλάκες στροβιλισμού και το ψυκτικό ρέει γύρω από τα πακέτα των πλακών σε αντιροή και σταυροροή.



Σχήμα 2.41: Σχεδίαση υγρόψυκτου ψύκτη λαδιού για εγκατάσταση κάτω από το φίλτρο λαδιού (διαιρεμένο, αριστερά) και στο μπλοκ του κινητήρα ή σε ξεχωριστό κέλυφος (δεξιά)

Ο ανοιγμένος στρόγγυλος ψύκτης λαδιού στοιβαγμένων πλακών που φαίνεται στα αριστερά στο σχήμα 2.41 μπορεί να εγκατασταθεί κάτω από το φίλτρο λαδιού και έτσι ενσωματώνεται στην ροή του λαδιού. Εφόσον η χρήση ατσαλιού ως υλικό σημαίνει μεγαλύτερο βάρος, αυτό το προϊόν χρησιμοποιείται όλο και σπανιότερα. Οι ψύκτες λαδιού πλάκας κατασκευάζονται επίσης περιστασιακά εξολοκλήρου από αλουμίνιο ή κράμα CuNi όταν χρησιμοποιείται θαλασσινό νερό.

Σε θαλάσσιους και μεγάλους βιομηχανικούς κινητήρες χρησιμοποιούνται, όχι μόνο οι ψύκτες λαδιού πλάκας αλλά επίσης και εναλλάκτες θερμότητας δέσμης σωλήνων. Για να αντισταθμιστούν οι φτωχότερες ιδιότητες εναλλαγής θερμότητας, οι δέσμες σωλήνων είναι εφοδιασμένες με πτερύγια σχήματος περσίδας πάνω από τα οποία ρέει το λάδι με βάση τη διάταξη των διαφραγμάτων. Μία άλλη σχεδίαση χρησιμοποιεί δεσμίδες ομαλών σωλήνων και άγει το λάδι μέσα από τους σωλήνες που έχουν ειδική συσκευασία. Επίσης χρησιμοποιούνται για ψύξη λαδιού και οι εναλλάκτες θερμότητας που είναι ενσωματωμένοι στον κινητήρα. Όμως, επειδή έχουν μόνο μία κύρια επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας, τέτοιες μονάδες έχουν μόνο μικρή ικανότητα για να αντιμετωπίσουν τις μη ισορροπημένες ιδιότητες εναλλαγής θερμότητας του λαδιού και του ψυκτικού του κινητήρα ή του θαλάσσιου νερού.

## 2.2.5.4 Ενδιάμεσοι ψύκτες

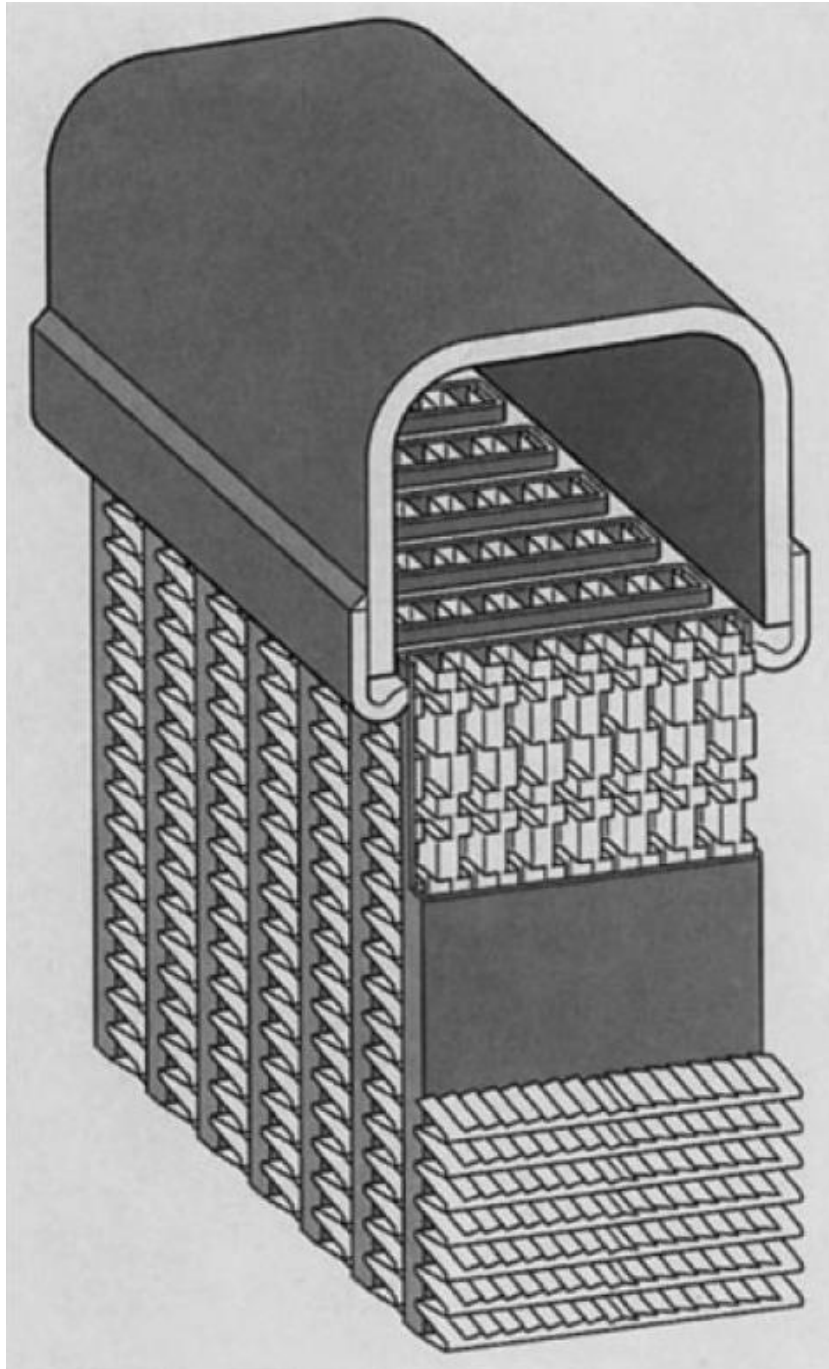
Η ενδιάμεση ψύξη αυξάνει την πυκνότητα του αέρα μειώνοντας την θερμοκρασία του αέρα. Έτσι, μία μεγαλύτερη μάζα αέρα εισάγεται στην διαδικασία καύσης. Αυτό έχει αποτέλεσμα σε υψηλότερη ισχύ κινητήρα. Οπότε η πτώση πίεσης  $\Delta p_1$  στην πλευρά του φορτίου αέρα πρέπει να κρατηθεί όσο το δυνατόν χαμηλότερα όταν αναπτύσσεται ένας ενδιάμεσος ψύκτης. Αλλιώς, η πτώση πίεσης μπορεί να υπεραντισταθμίσει την αύξηση της πυκνότητας του αέρα που εισάγεται με την ψύξη και ο ενδιάμεσος ψύκτης να προκαλέσει μία μείωση στην ισχύ του κινητήρα. Ο συντελεστής απόδοσης

$$\eta_p = \frac{\frac{T_{1e}}{T_{1a}} \left(1 - \frac{\Delta p_1}{p_{1e}}\right) - 1}{\frac{T_{1e}}{T_{2e}} - 1} \quad (2.17)$$

Εισάγεται για να εκτιμηθεί η ανάκτηση πυκνότητας που παίρνουμε από τον ενδιάμεσο ψύκτη. Οι θερμοκρασίες  $T_{1e}, T_{1a}, T_{2e}$  και  $T_{2a}$  πρέπει να είναι σε Κ. Η  $p_{1e}$  είναι η απόλυτη πίεση του φορτίου αέρα στην εισαγωγή στο ψυγείο. Έχουμε  $\eta_p = 1$  σε ένα ιδανικό, απείρως μεγάλο εναλλάκτη θερμότητας χωρίς πτώση πίεσης. Όμως, ο  $\eta_p$  μπορεί να πάρει και αρνητικές τιμές, δηλαδή να μειωθεί η πυκνότητα, όταν συμβαίνουν μεγάλες πτώσεις πίεσης σε χαμηλές πιέσεις ώθησης.

Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι ενδιάμεσοι ψύκτες εφαρμόζονται σε οχήματα. Τοποθετούνται πριν το ψυγείο και κάποιες φορές σε άλλες θέσεις σε επιβατικά αυτοκίνητα. Η κατασκευή ενός αλουμινένιου πυρήνα ψυγείου μοιάζει με ένα συγκολλημένο ψυγείο. Όπως στα ψυγεία, χρησιμοποιούνται δεξαμενές πολυαμιδίου ενισχυμένου με ίνες γυαλιού όταν οι θερμοκρασίες του φορτίου αέρα είναι κάτω από  $190^\circ \text{C}$ . Ειδικά ανθεκτικά πλαστικά μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε θερμοκρασίες μέχρι και  $220^\circ \text{C}$ . Σε υψηλότερες θερμοκρασίες, οι δεξαμενές αλουμινίου που χυτεύονται σε μόνιμα καλούπια πρέπει να συγκολληθούν, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.39. Οι επίπεδοι σωλήνες περιέχουν εσωτερική πτερύγωση που, συνυπολογίζοντας την πτώση πίεσης, έχουν μοναδικό σκοπό να αυξηθεί αρκετά η επιφάνεια.





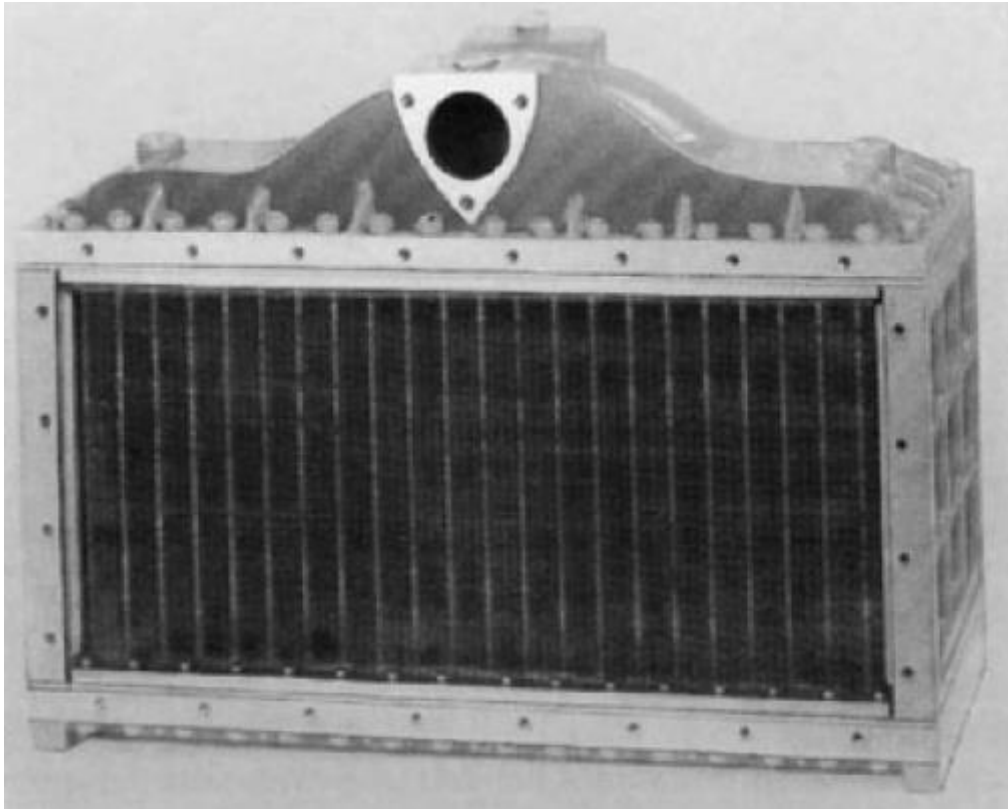
Σχήμα 2.42: Σχεδίαση ενός αλουμινένιου συγκολλημένου ενδιάμεσου εναλλάκτη για χρήση σε οχήματα

Εκτός και χρησιμοποιηθούν σε άλλα οχήματα ή σταθερούς κινητήρες, οι αερόψυκτοι ενδιάμεσοι ψύκτες κατασκευάζονται συνήθως ως πακέτα αλουμινίου όπως περιγράφηκε για τους ψύκτες λαδιού στο τμήμα 2.2.5.3. Τα πτερύγια στην πλευρά του φορτίου και της ψύξης έχουν σχεδίαση παρόμοια με αυτή στο σχήμα 2.42. Το πλεονέκτημα την κατασκευής πακέτου είναι η ικανότητα να παραχθούν αποδοτικά σε κόστος μικρές ποσότητες από συμπαγείς ψύκτες με μεμονωμένες διαστάσεις. Τα συστήματα επίπεδων σωλήνων που κατασκευάζονται από ατσάλι ή μη σιδηρούχο

μέταλλο χρησιμοποιούνται επίσης όταν ο χώρος και το βάρος έχουν δευτερεύον ρόλο. Για να έχουμε χαμηλή πτώση πίεσης στην πλευρά του φορτίου, οι επίπεδοι σωλήνες συχνά δεν περιέχουν εσωτερική πτερύγωση. Η ικανότητα ψύξης που απαιτείται τότε πρέπει να επιτευχθεί σχεδιάζοντας την πλευρά του ψυγείου να είναι αρκετά μεγάλη.

Οι υδρόψυκτοι ενδιάμεσοι ψύκτες προτιμώνται για ροές φορτίου αέρα που διευκολύνουν την ροή και έτσι επιτρέπουν τις απώλειες πίεσης. Μπορούν να ενσωματωθούν αρμονικά στην γραμμή του φορτίου αέρα του κινητήρα. Πρόσθετα, κατασκευάζονται ακόμα πιο συμπαγείς επειδή οι τιμές  $kA/V$  τους πρέπει να είναι μεγαλύτερες (πίνακας 2.8) και επίσης ο λόγος  $R$  των ροών θερμοχωρητικότητας είναι καλύτερος. Επιπλέον, χρησιμοποιείται συχνά η διαμόρφωση σταυροροής για να παίρνουμε μεγάλες αποδόσεις εναλλαγής.

Με εξαίρεση τους κινητήρες των οχημάτων, οι μεγαλύτεροι κινητήρες ντίζελ με υπερπλήρωση και οι θαλάσσιοι κινητήρες συγκεκριμένα, είναι το κυρίως πεδίο εφαρμογής των υγρόψυκτων ενδιάμεσων ψυκτών. Αυτή η τεχνολογία εφαρμόζεται ήδη όλο και περισσότερο σε οχήματα. Στο σχήμα 3.43 φαίνεται ένας τέτοιος ψύκτης με ένα εναλλάκτη θερμότητας μήτρας που λειτουργεί ως ενδιάμεσος ψύκτης σε ένα θαλάσσιο κινητήρα ντίζελ. Αποτελείται από στρογγυλούς σωλήνες με εξωτερική διάμετρο 8 mm και ελαφρώς κυματοειδή, πτερύγια περσίδες από χαλκό με πάχος 0.12 mm. Τα πτερύγια και οι σωλήνες συνδέονται μηχανικά όπως στα μηχανικά συνδεδεμένα ψυγεία (σχήμα 2.34). Χρησιμοποιείται ένα κράμα CrNi ή CuNi για τους σωλήνες ανάλογα την περίπτωση. Οι ατσάλινες ή από ειδικό χαλκό πλάκες σωλήνες συνδέονται με κύλιση στους σωλήνες. Επιλέγεται γκρι χυτοσίδηρο ή ένα κράμα AlSi ή CuAl για τις δεξαμενές παραλαβής ή απομάκρυνσης αναλόγως του ψυκτικού που χρησιμοποιείται. Εφόσον το φορτίο αέρα και οι θερμοκρασίες του ψυκτικού διαφέρουν σημαντικά, μία από τις πλάκες σχεδιάζεται ως ολισθαίνουσα πλάκα, εν μέρει για να αποφευχθούν θερμικές καταπονήσεις. Το αλουμίνιο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τα χυτά πλευρικά τμήματα. Αλλιώς προτιμάται ο γκρι χυτοσίδηρος που δίνει λόγους διαστολής παρόμοιους με αυτούς στους σωλήνες.

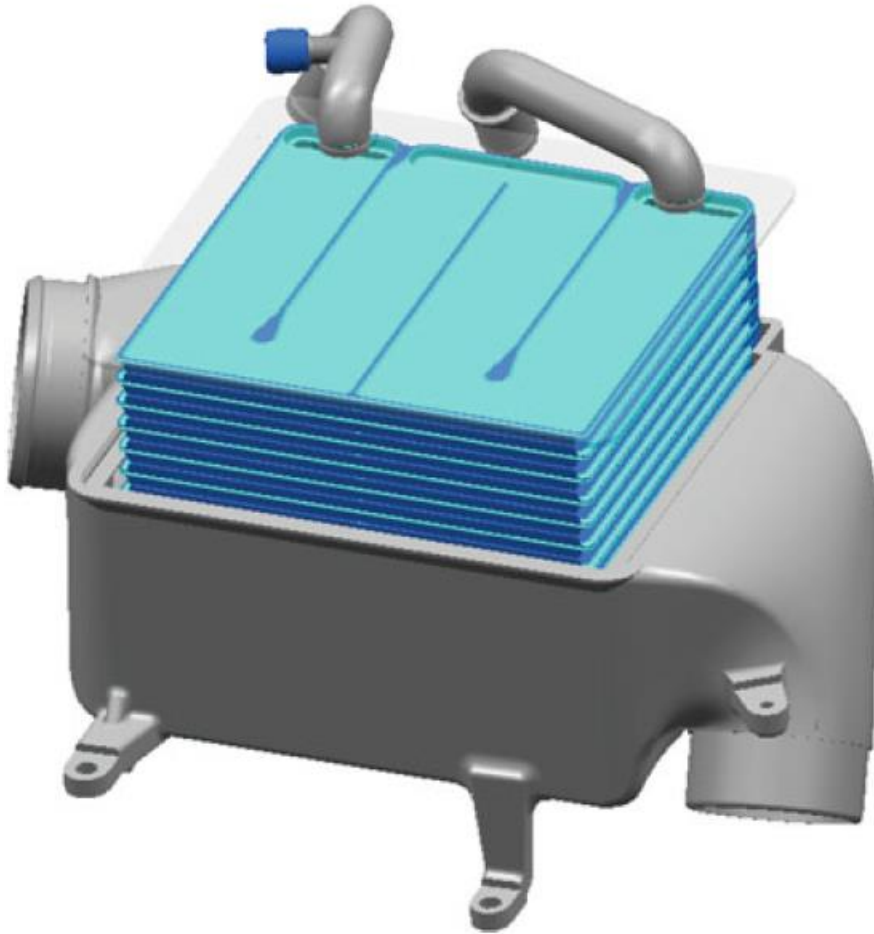


Σχήμα 2.43: Ενδιάμεσος ψύκτης με στρόγγυλους σωλήνες γεμισμένος με θαλασσινό νερό για εγκατάσταση στην γραμμή φορτίου αέρα των θαλάσσιων κινητήρων ντίζελ

Η Mercedes Benz χρησιμοποιεί ένα υγρόψυκτο ενδιάμεσο ψύκτη στον δωδεκακύλινδρο κινητήρα με δύο υπερπληρωτές που κινεί την Mercedes S class και την Maybach, που φαίνεται στην εικόνα 2.44. Αυτός ο ενδιάμεσος ψύκτης είναι κατασκευασμένος ολόκληρος από αλουμίνιο. Ο εναλλάκτης θερμότητας μήτρας αποτελείται από πλάκες, με κάθε ζεύγος από πλάκες να σχηματίζει ένα στενό κανάλι για την δρομολόγηση του ψυκτικού. Υπάρχουν πτερύγια διατεταγμένα ανάμεσα σε αυτές τις πλάκες που απορροφούν θερμότητα από το φορτίο αέρα και το απελευθερώνουν στο ψυκτικό. Το κάλυμμα είναι κατασκευασμένο από χυτό αλουμίνιο.

Υπάρχουν άλλες παραλλαγές για εμπορικά οχήματα.

Γενικά, οι ενδιάμεσοι ψύκτες που είναι γεμάτοι με υγρό είναι επίσης κατάλληλοι ως προθερμαντήρες φορτίου αέρα και χρησιμοποιούνται ως τέτοιοι με ίδιο σχεδιασμό.



Σχήμα 2.44: Ενδιάμεσος ψύκτης για τις Mercedes S class και Maybach (12 κύλινδροι διπλού υπερπληρωτή, M275)

#### 2.2.5.5 Εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων

##### Σχέδια, μορφές κατασκευής

Οι εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων είναι εναλλάκτες θερμότητας αερίου/νερού (λαδιού). Μέχρι στιγμής, κάθε μορφή έχει σχεδιαστεί με ποικίλα αποτελέσματα, δηλαδή εναλλάκτες θερμότητας με ομαλούς και με πτερύγια σωλήνες και την εξωτερική ροή του αερίου προσανατολισμένη κατακόρυφα και οριζόντια. Η ποικιλία των σχεδίων προκύπτει από τις στριμωγμένες συνθήκες εγκατάστασης (κατακόρυφα και οριζόντια σχέδια ή η χρήση των σωλήνων με πτερύγια από την παραγωγή ψύκτη αέρα), από τα κατασκευαστικά πλεονεκτήματα όταν τα σχέδια προέρχονται από την παραγωγή ψυκτών αέρα/νερού ή από συγκεκριμένους

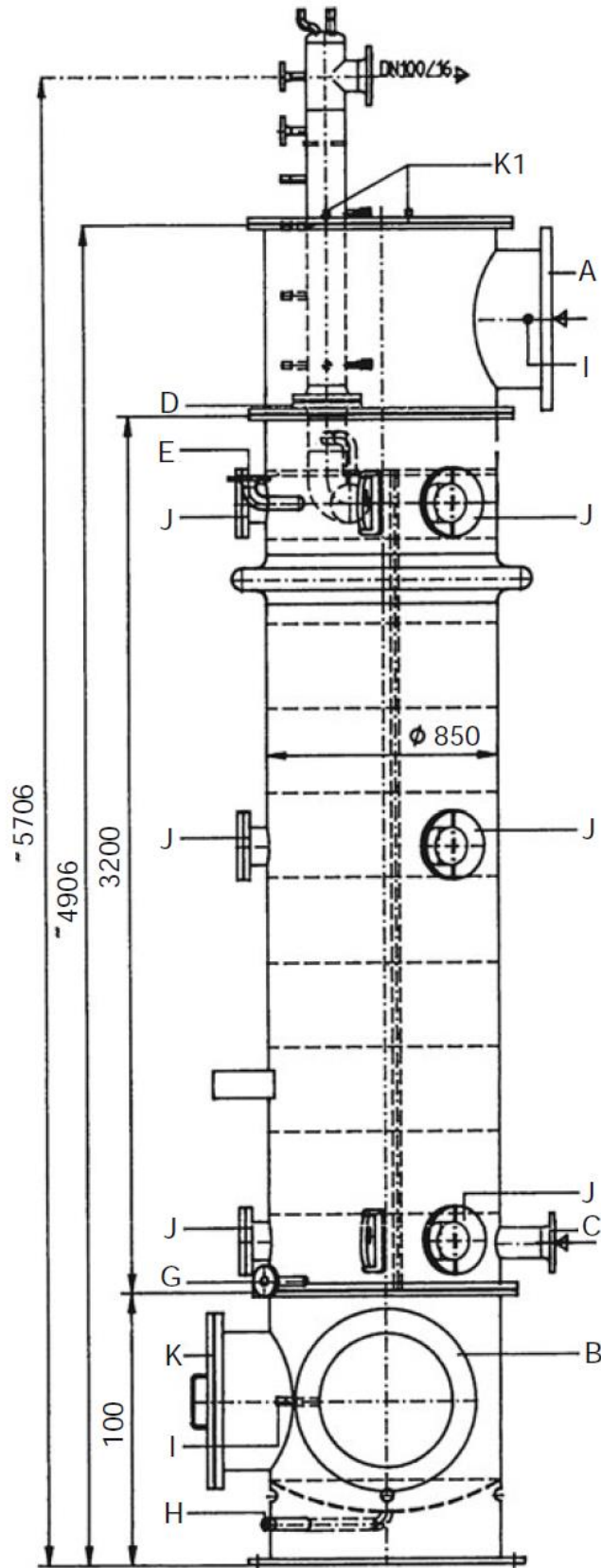
περιορισμούς κόστους. Από την άλλη, υπάρχουν ξεκάθαροι κανονισμοί για την σχεδίαση εναλλακτών θερμότητας για κινητήρες ντίζελ, που προέρχονται από του κανονισμούς και διάφορα τεστ. Εξειδικευμένες εταιρίες αυτομάτως παρακολουθούν αυτούς τους κανόνες:

- Βασικά χρησιμοποιούνται μόνο ευθείς σωλήνες με εσωτερική δρομολόγηση, επιτρέποντας μηχανικό καθαρισμό και απλοποιημένη σχεδίαση.
- Οι σωλήνες ενώνονται με συγκόλληση στην πλάκες σωλήνες. Η κύλιση είναι ανεπαρκής όταν η συμβεί τοπική υπερθέρμανση και αποδυναμώνει τις κυλισμένες συνδέσεις.
- Δίνονται δυνατότητες για τους σωλήνες αερίου να μπορέσουν να διασταλούν θερμικά. Για παράδειγμα, δίνεται ελευθερία στους σωλήνες να αποκλίνουν από της ευθείες γραμμές και οι κατευθύνσεις της απόκλισης προσδιορίζονται από μικρές καμπές ή μία προσαρμόσιμη πλάκα σωλήνα ή σχεδιάζεται ευέλικτο κάλυμμα.
- Τα σχέδια είναι κυρίως κατακόρυφα, δηλαδή όσο είναι δυνατόν, χρησιμοποιούνται θάλαμοι εξόδου κάτω από τους σωλήνες με την κατεύθυνση της ροής προς τα κάτω έτσι ώστε τα συσσωματωμένα σωματίδια να μπορούν να χωριστούν πιο εύκολα και, όπου είναι απαραίτητο, η μαζεμένη συμπύκνωση να απομακρύνεται. Εφόσον απαιτούνται μεγαλύτερα ύψη για τους ελιγμούς πάνω από τον εναλλάκτη θερμότητας, τα μειονεκτήματα του μηχανικού καθαρισμού πρέπει να γίνονται αποδεκτά.
- Επιλέγονται διάμετροι σωληνώσεων που είναι όχι μικρότεροι από 12 mm
- Ο σχεδιασμός επιβάλλει το ψυκτικό νερό να ρέει αξιόπιστα στην είσοδο της πλάκας σωλήνα των καυσαερίων και στην περιοχή εισόδου των σωλήνων του αερίου
- Η ροή του ψυκτικού νερού σχεδιάζεται πάνω από κάτω προς τα πάνω και παρέχεται καλή εξαέρωση ακόμα και στην λειτουργία.
- Με χρήση κυκλικών φλαντζών, οι θάλαμοι εισαγωγής και εξαγωγής σχεδιάζονται έτσι ώστε και οι δύο πλευρές να ανοίγουν εύκολα ή σχεδιάζονται επαρκή ανοίγματα έτσι ώστε η αιθάλη ή οι πιθανές

στερεές επικαθίσεις θειικού μετάλλου να μπορούν να απομακρυνθούν και να ξεμπλοκαριστεί η έξοδος των συμπυκνωμάτων.

- Εφόσον οι βαλβίδες καυσαερίων δεν κλείνουν ποτέ πλήρως, μία μικρή ροή νερού πάντα ενσωματώνεται για να απορροφήσει την θερμότητα από τα καυσαέρια που διαρρέουν.
- Δεδομένου του αποθέματος αντοχής των τοιχωμάτων που έχουν οι εμπορικοί ημιτελείς σωλήνες, οι μικροί σωλήνες αερίου (12 – 30 mm  $\varnothing$ ) κατασκευάζονται από υψηλής ποιότητας ατσάλι X10CrNiMoTi 18.10, υλικό νούμερο 1.4671, και οι μεγάλοι σωλήνες ακόμα και από μαλακό ατσάλι St 37.10. Οι πλάκες σωλήνες παράγονται συνήθως από μαλακό ατσάλι για λόγους κόστους και κατασκευαστικούς. Το υψηλής ποιότητας ατσάλι X10CrNiMoTi 18.10, υλικό νούμερο 1.4671 επιλέγεται επίσης για την είσοδο και έξοδο του θαλάμου εξάτμισης. Τα υλικά 1.4539 και 1.4404 χρησιμοποιούνται επίσης για σωλήνες καυσαερίων σε εφαρμογές αυτοκινήτων.

Το σχήμα 2.45 παρουσιάζει ένα κατακόρυφο εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων που παρασκευάζεται σε μικρές παρτίδες. Τα οριζόντια μοντέλα για μικρότερη ισχύ επίσης κατασκευάζονται για ειδικές συνθήκες εγκατάστασης, χαμηλά μηχανουργεία και χώρους χωρίς όγκο πάνω από τον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων. Εφόσον υπάρχουν ακόμα περιορισμοί στην ανάκτηση των καυσαερίων των κινητήρων ντίζελ και οι ποσότητες είναι συνήθως μικρές, γενικά κατασκευάζονται ειδικοί εναλλάκτες θερμότητας μεμονωμένα για κάθε σύστημα στην γραμμή παραγωγής. Οι γεννήτριες παραγωγής ατμού εξάτμισης από την άλλη είναι ειδικές σχεδιάσεις εναλλακτών θερμότητας καυσαερίων και για αυτό σχεδιάζονται οριζόντια και κατακόρυφα. Πρέπει να κατασκευαστούν για την συγκεκριμένη περίπτωση από εξειδικευμένες εταιρίες και να εξοπλίζονται με πολύ καλύτερα συστήματα ασφαλείας.



Σχήμα 2.45: Κατακόρυφος εναλλάκτης θερμότητας καυσαερίων (MBN, Neustaft/Weid). Έξοδος θερμότητας 718 kW για να θερμάνει νερό από τους 100° C στους 120° C σε  $T_{A1} = 475^\circ \text{C}$ ,  $T_{A2} = 180^\circ \text{C}$ ,  $\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_W} = \frac{8475 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{3057 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}$ , A εισαγωγή εξαγωγής B έξοδος εξαγωγής C εισαγωγή νερού και D έξοδος νερού E Βαλβίδα ασφαλείας J οπές επιθεώρησης K, L ακροφύσια ψεκασμού νερού

## Προβλήματα με την ρύπανση της θερμής πλευράς

Οι εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων (εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων/νερού) που χρησιμοποιούνται σε κινητήρες ντίζελ συχνά εμφανίζουν μπλοκάρισμα στα περάσματα των καυσαερίων του με ξηρές και χαλαρές έως ελαφρώς υγρές επικαθίσεις σωματιδίων αιθάλης και υγροποιήσιμων συστατικών. Οπότε, τα συνηθισμένα σχέδια εναλλακτών θερμότητας αερίου/νερού έχουν χρησιμοποιηθεί αποτελεσματικά μόνο με πρόσθετα μέτρα.

Εφόσον ο σχηματισμός αιθάλης στους κινητήρες ντίζελ προκαλείται από το σύστημα, ακόμα και οι μεγάλοι κινητήρες που έχουν μερικώς πολύ χαμηλές τιμές εκπομπών αιθάλης δεν είναι απαλλαγμένοι πλήρως από την αιθάλη παρά τις εξελίξεις στην τεχνολογία καύσης (ακόμα και με φίλτρο αιθάλης).

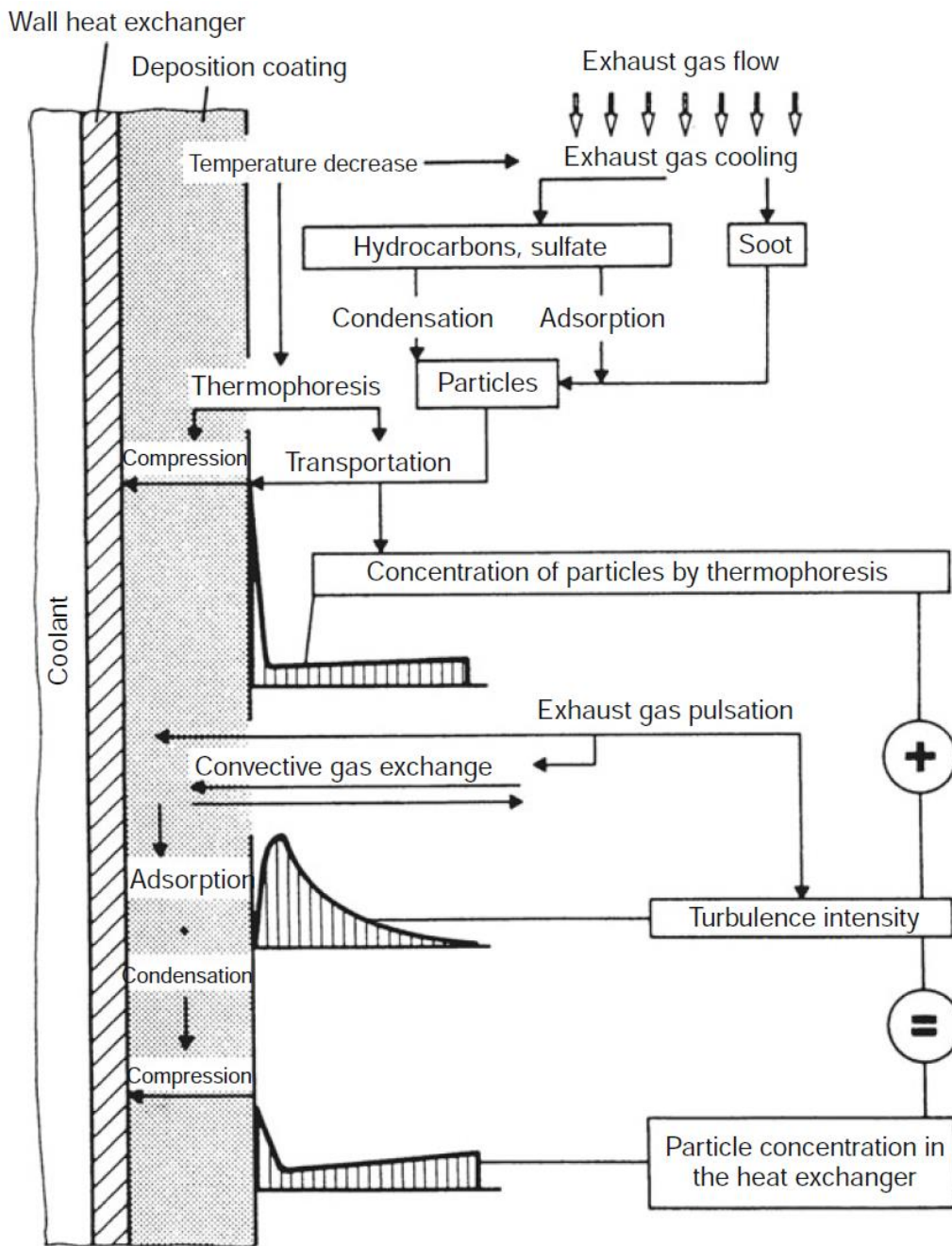
Ερευνητικές μελέτες έχουν καταφέρει να εξηγήσουν σε μεγάλο βαθμό τον μηχανισμό των επικαθίσεων σε συστηματικά πειράματα. Αναλόγως, τα σωματίδια που παρασύρονται από τα καυσαέρια δέχονται διαφορετικές δυνάμεις (σχήμα 2.46). Η θερμοφόρηση, δηλαδή η έλξη των σωματιδίων που κινούνται στην κατεύθυνση της βαθμίδας θερμοκρασίας, και η προσκόλληση των υδρογονανθράκων που συμπυκνώνονται, νερό και θειικό ή θειούχα οξέα στα τοιχώματα (απορρόφηση) προκαλούν τα σωματίδια να συσσωρευθούν.

Οι παλμοί της εξαγωγής και η ένταση του στροβιλισμού στα καυσαέρια προκαλούν τα σωματίδια να μεταφέρονται ξανά μακριά με την ροή των καυσαερίων. Πρόσθετα, η ξήρανση του στρώματος στο τοίχωμα είναι σαν καθαρισμός.

Ενώ τα ευρήματα που βγήκαν από τα συστηματικά πειράματα δείχνουν δυνατότητες βελτίωσης, δεν έχουν εξαλειφθεί όλες οι δυσκολίες. Η ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια των κινητήρων ντίζελ έχει τα παρακάτω προβλήματα:

- Χωρίς εξωτερική επίδραση, η ρύπανση μπορεί σταδιακά να προκαλέσει μπλοκάρισμα
- Η ρύπανση εμποδίζει πολύ ή αποτρέπει την ανταλλαγή θερμότητας από τα καυσαέρια προς το μέσο ανάκτησης θερμότητας, πχ νερό.
- Αντί να φύγουν από τον εναλλάκτη θερμότητας σταθερά, τα σωματίδια συσσωματώνονται σε μεγαλύτερα σωματίδια που απομακρύνονται απεριοδικά και μολύνουν το περιβάλλον.





Σχήμα 2.46: Διαδικασία σχηματισμού επικαθίσεων σε εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων

Όχι μόνο τα σωματίδια αιθάλης, αλλά επίσης και τα μεταλλικά σουλφίδια (ειδικά  $Fe_2(SO_4)_3 \cdot H_2O$ ), που κάθονται στους εναλλάκτες θερμότητας ως ογκώδη στερεά σε εύρη θερμοκρασίας του σημείου δρόσου του θεικού οξέος/νερού, μπορεί να μολύνουν τις επιφάνειες θέρμανσης. Αυτά τα μεταλλικά σουλφίδια σχηματίζονται με το να αποσπώνται σταδιακά – ειδικά από σίδηρο - από το σύστημα εξάτμισης του κινητήρα για παράδειγμα. Όσο περισσότερο θείο περιέχεται στο καύσιμο και πιο

συγκεκριμένα όσο περισσότερο  $SO_3$  περιέχεται στην εξαγωγή, τόσο πιο έντονα εμφανίζονται. Αυτή η διαδικασία εμφανιζόταν όλο και περισσότερο όσο χρησιμοποιούντουσαν καταλυτικοί μετατροπείς οξείδωσης σε κινητήρες ντίζελ στους οποίους το  $SO_3$  σχηματιζόταν από το  $SO_2$ .

## **Λύσεις**

Οι ερευνητικές μελέτες και η εμπειρία με την κατασκευή μονάδων κινητήρων ντίζελ δίνουν κάποια βασικά μέτρα για την αποτροπή ή μείωση των επικαθίσεων αιθάλης. Επιπλέον, ο περιοδικός ή χημικός καθαρισμός για εναλλάκτες θερμότητας που είναι πλήρως ή μερικώς ανοιχτοί πρέπει να προγραμματιστεί για τις ώρες που η μονάδα είναι ανενεργή.

## **Ψεκασμός νερού**

Ο ψεκασμός νερού είναι μία μηχανική διαδικασία που εφαρμόστηκε πρώτη φορά σε σταθμούς ισχύος και θερμότητας που έχουν κινητήρες ντίζελ ως μέτρα μετατροπής. Βασίζεται στο φαινόμενο του φουσητήρα αιθάλης που είναι γνωστός από την λειτουργία του λέβητα ατμού. Ένα παράδειγμα πετυχημένης εγκατάστασης είναι το CHPS που παίρνει ισχύ από ντίζελ στο μέγιστο φορτίο με  $2 \times 1000 kW_{el}$  που είναι σε λειτουργία στον Lulsfeld από το 1979. Μέχρι το 1991 ήταν σε λειτουργία 18000 ώρες ήταν μια καλή εμπειρία με κύκλους ψεκασμού περίπου 10 λεπτά με χρόνους σπρέι μόνο 5 – 6 δευτερόλεπτα.

Όμως, αυτή η μέθοδος δεν μπορεί να θεωρηθεί καθολικά εφαρμόσιμο και αξιόπιστο μέτρο. Ο ψεκασμός νερού πρέπει να εφαρμόζεται περιοδικά και αυξάνει τις δυσμενείς επιπτώσεις στο περιβάλλον. Πρόσθετα, πρέπει να απορρίπτεται το συμπύκνωμα που περιέχει την αιθάλη.

## **Τρίψιμο με συμπύκνωμα καυσαερίων**

Η ψύξη των καυσαερίων σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες, πχ μία θερμοκρασία ψύξης στους μόνο  $15^\circ C$ , προκαλεί μία μεγάλη ποσότητα συμπυκνώματος να

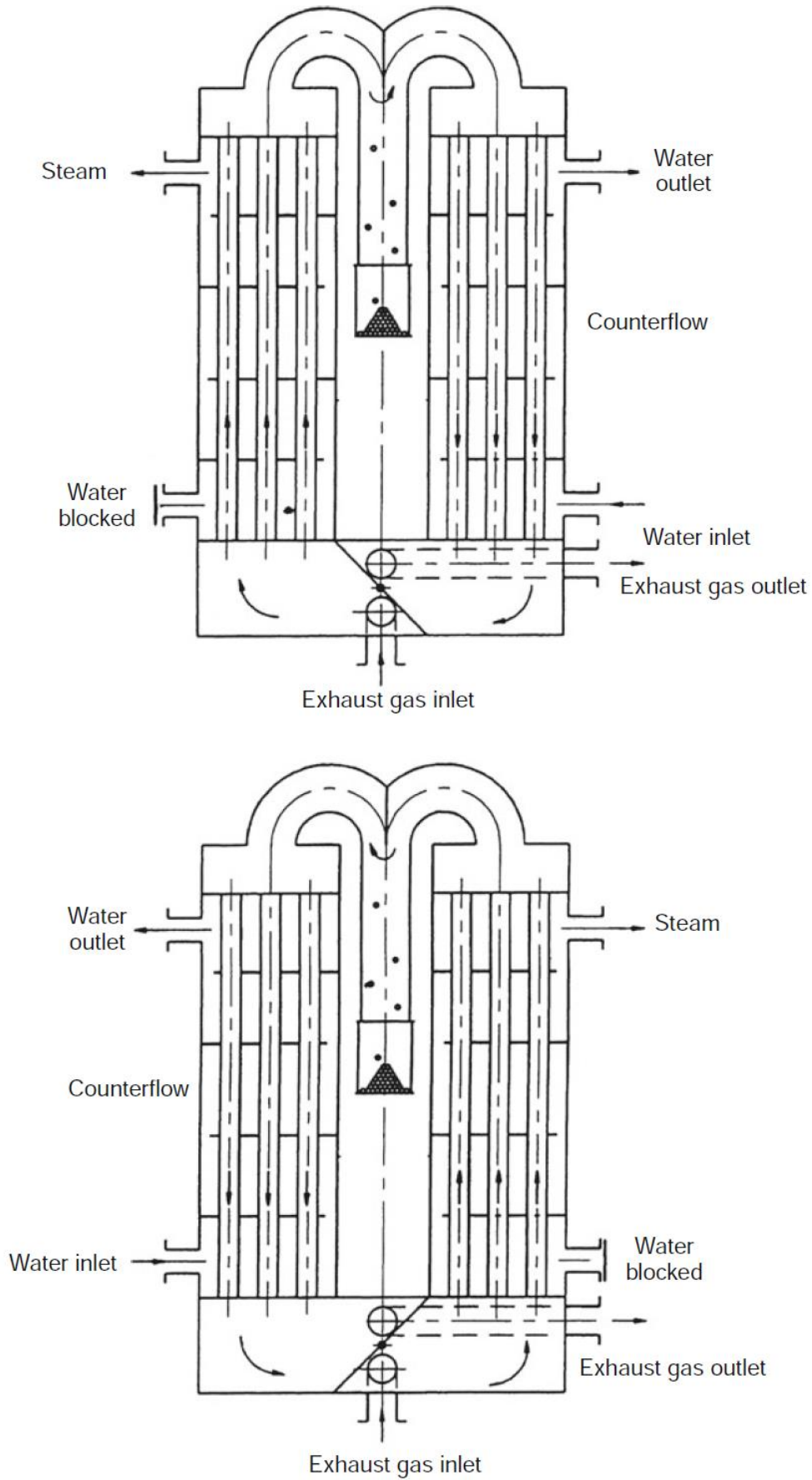
διαχωριστεί, που είναι ικανή να ξεπλύνει τις επικαθίσεις. Οι χαμηλές θερμοκρασίας ψυκτικού που απαιτούνται περιορίζουν την αποδοτικότητα του μέτρου στο χαμηλό εύρος θερμοκρασιών του εναλλάκτη θερμότητας.

### **Μηχανικός καθαρισμός**

Ο εξοπλισμός καθαρισμό με βολή, που είναι γνωστός από την κατασκευή λεβήτων έχει εφαρμοστεί αποτελεσματικά σε περίπου 40 μεγάλους σταθμούς θερμικής ισχύος με ντίζελ, ειδικά για ξηρές επικαθίσεις. Σχεδόν κάθε 60 – 100 λεπτά, αλλά κάθε τόσο μόνο μια φορά την εβδομάδα, βολή μαλακού σιδήρου με διάμετρο 3 mmβάλλεται στις επιφάνειες θέρμανσης και χτυπά τις επικαθίσεις που υπάρχουν εκεί. Η βολή ξανασυλλέγεται και επιστρέφεται στον εναλλάκτη θερμότητας με την ροή αέρα. Τα σωματίδια αιθάλης και βρωμιάς αποβάλλονται με την ροή της εξαγωγής. Η αυξημένη τεχνική πολυπλοκότητα το κάνει να αξίζει μόνο στα μεγάλα εργοστάσια όμως.

### **Θερμική αναγέννηση του εναλλάκτη θερμότητας**

Υλοποιημένη για σταθμούς θερμικής ισχύος με κινητήρες ντίζελ, αυτή η μέθοδος χρησιμοποιεί δύο ίδια κατασκευασμένους εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων σε σειρά στην οποία μία βαλβίδα μπορεί να αναδρομολογήσει την ροή των καυσαερίων. Το νερό ψύξης μπορεί να κλείσει και στα δύο μέρη όπως φαίνεται στο σχήμα 2.47 για το αριστερό μέρος του εξοπλισμού που είναι γεμάτο με καυσαέρια. Το υπολειπόμενο νερό που περιέχεται εξατμίζεται, φτάνει σε ένα διαχωριστή ατμού και έπειτα μία δεξαμενή συγκράτησης. Τα ξηραμένα σωματίδια αποσπώνται από τα τοιχώματα που θερμάνθηκαν από τα καυσαέρια ανάμεσα στους δύο εναλλάκτες θερμότητας ή φτάνουν στην ατμόσφαιρα με τα καυσαέρια. Εάν η προς τα πίσω πίεση στον δεξί εναλλάκτη θερμότητας που χρησιμοποιείται για την θέρμανση του νερού αυξηθεί, η βαλβίδα των καυσαερίων αντιστρέφεται, η δεξιά είσοδος νερού μπλοκάρεται και ο αριστερός εναλλάκτης θερμότητας ξαναανοίγει και η διαδικασία επαναλαμβάνεται.



Σχήμα 2.47: Αυτοκαθαριζόμενος εναλλάκτης θερμότητας καυσαερίων με θερμική αναγέννηση

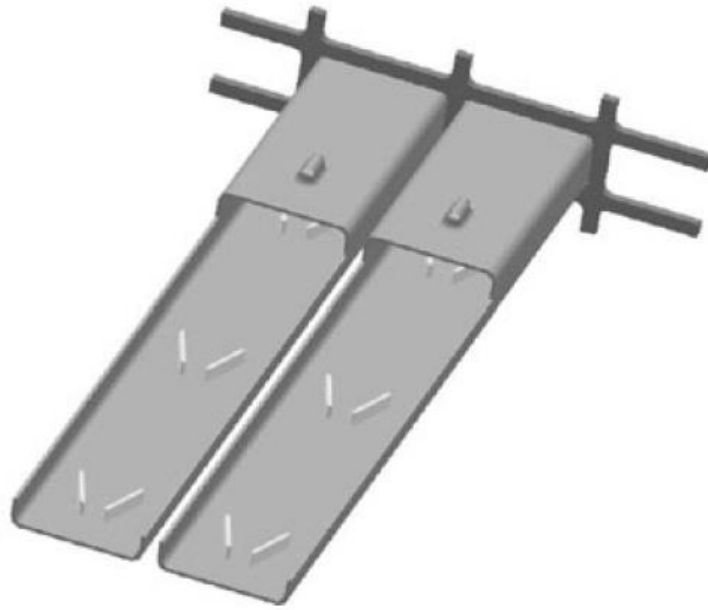
## Ωθηση στροβιλισμού

Η ώθηση του στροβιλισμού της ροής στην ροή των καυσαερίων στην εγγύτητα του τοιχώματος μεταφοράς θερμότητας κάνει τα σωματίδια που κινούνται προς το τοίχωμα να επιστρέψουν στην κυρίως ροή εξαγωγής ως αποτέλεσμα της θερμοφόρησης. Πρόσθετα στους δεδομένους παλμούς της εξαγωγής, μπορούν να χρησιμοποιηθούν και οι παλμοί που δημιουργούνται από αντηχεία Helmholtz. Η τάση για σχηματισμό επικαθίσεων μειώνεται καθώς τα εύρη των παλμών αυξάνουν και καθώς η θερμοκρασία του μέσου ψύξης αυξάνεται, ενώ η συχνότητα των παλμών δεν έχει προφανή επίδραση. Αυτά τα ευρήματα δεν χρησιμοποιούνται ακόμα βιομηχανικά όμως. Οι εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων (ψύκτες) έχουν χρησιμοποιηθεί για την ανακυκλοφορία ψυχραμένων καυσαερίων για να ικανοποιηθούν τα πρότυπα εκπομπών Euro 4 στους κινητήρες ντίζελ. Τα ενσωματωμένα τμήματα παραγωγής στροβιλισμών, τοποθετούνται πάνω στην επιφάνεια των σωλήνων για να μειωθεί η ρύπανσή τους. Παράγουν στροβιλισμούς στα καυσαέρια με αποδεκτές απώλειες πίεσης και έτσι μειώνεται η τάση στην ρύπανση και ταυτοχρόνως βελτιώνεται η μεταφορά θερμότητας. Τα πτερύγια συγκολλούνται ή σχηματίζονται με πίεση (σχήμα 2.48). Οι χώροι για το νερό διευθετούνται γύρω από τις θύρες εξαγωγής. Η μήτρα της θύρας συγκολλείται με λέιζερ από λεπτό υψηλής ποιότητας ατσάλι πλάκα (σχήμα 2.49). Ο εναλλάκτης θερμότητας κατασκευάζεται σε μήκη 100 – 800 mm.

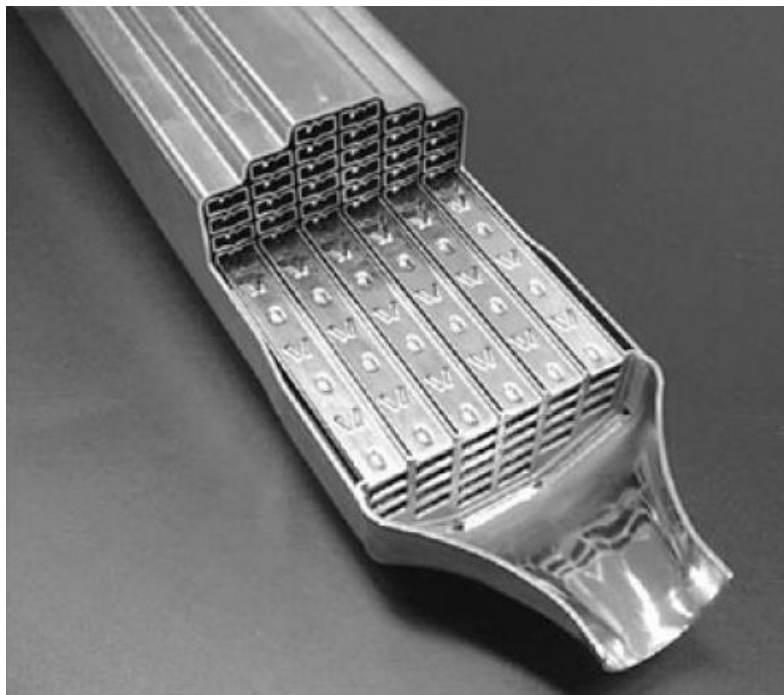
Ένας ψύκτης ανακυκλοφορίας καυσαερίων ή EGR συνήθως χρησιμοποιείται σε μία γραμμή κλάδο που πάει από την πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα στην πολλαπλή εισαγωγής πίσω στον ενδιάμεσο ψύκτη. Η ροή διατηρείται από την πλεονάζουσα πίεση των καυσαερίων που είναι λίγο πάνω από την πίεση αναρρόφησης και περιστασιακά από έναν σωλήνα venturi εκκένωσης στο σύστημα εισαγωγής, όπως και μιας βαλβίδας αντεπιστροφής για την εκμετάλλευση των σύντομων κυμάτων πίεσης. Η ροή των καυσαερίων ψύχεται στους 100 – 200° C για να μειθούν οι εκπομπές  $NO_x$ . Ο ψύκτης EGR συνδέεται στο κύκλωμα του ψυκτικού. Εκτός από την εφαρμογή υψηλής πίεσης, που ανακυκλοφορεί την εξαγωγή στην πλευρά υψηλής πίεσης, δοκιμάζονται ιδέες στις οποίες η εξαγωγή πρώτα εξάγεται μετά την τουρμπίνα καυσαερίων και μετά το φίλτρο σωματιδίων. Η εξαγωγή, αναμειγμένη με φρέσκο αέρα εισάγεται από τον συμπιεστή και άγεται συμπιεσμένη μέσω του ενδιάμεσου ψύκτη. Το

## *Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel*

πλεονέκτημα αυτής της λύσης είναι η εξάλειψη του ορίου που βάζει στον ρυθμό ανακυκλοφορίας από την διαφορετική πίεση ανάμεσα στην πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα και την σύνδεση της εισαγωγής. Εφόσον η πίεση των καυσαερίων είναι μόνο λίγο πάνω από την ατμοσφαιρική πίεση, ο ψύκτης EGR στην πλευρά της εξαγωγής πρέπει να έχει σημαντική απώλεια πίεσης.



*Σχήμα 2.48: Κανάλια ροής εξαγωγής με πτερόγια και πλάκα σωλήνα*



*Σχήμα 2.49: Τομή ενός σωλήνα μήτρα ενός ψύκτη EGR*

## **Λειτουργία υψηλής θερμοκρασίας**

Η λειτουργία των εναλλακτών θερμότητας καυσαερίων σε υψηλές θερμοκρασίες, δηλαδή  $> 240^{\circ}\text{C}$ , αποτρέπει την συμπύκνωση των συστατικών από την εξαγωγή στο να ενωθούν. Τέτοιοι εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται με θερμικό λάδι ως ψυκτικό μέσο ή με νερό σε πίεση για να παράγει ατμό. Αυτός ο εξοπλισμός λειτουργεί ικανοποιητικά καθώς οι επικαθίσεις και η διάβρωση ισορροπούνται σε ένα στρώμα επικαθίσεων που παραμένει περίπου σταθερό. Αρχικά, σχεδιάζονταν συνήθως στα θαλάσσια συστήματα ως λέβητες δύο περασμάτων με αντιροή (υπερθερμαντήρες) και παράλληλη ροή (εξατμιστές). Ενώ είχαν λιγότερες δυσκολίες με την ρύπανση, χρησιμοποιούσαν μόνο το κλάσμα υψηλής θερμοκρασίας της θερμότητας της εξαγωγής.

Βασικά, η χρήση των καυσίμων χαμηλού θείου μειώνει την επικαθήση των σουλφιδίων και τον σχηματισμό των σωματιδίων. Οι εναλλάκτες θερμότητας καυσαερίων πρέπει να σχεδιάζονται έτσι ώστε τα περάσματα του αερίου να είναι εύκολα προσβάσιμα για καθαρισμό.

### **2.2.6 Ψυκτικό**

#### *2.2.6.1 Ψυκτικό νερό: Ιδιότητες και απαιτήσεις*

Η υγρόψυξη κυρίως χρησιμοποιεί νερό με πρόσθετα βελτίωσης (ψυκτικό κινητήρα, χημικά, λάδι αντιδιάβρωσης, κτλ). Η χρήση του καυσίμου για την ψύξη των ακροφυσίων του ψεκαστήρα και νάτριο για την ψύξη του εσωτερικού τους στελέχους της βαλβίδας είναι ειδικές περιπτώσεις.

Το νερό, χάρη στις θερμικές ιδιότητές του, είναι ένα ιδανικό ψυκτικό, αλλά έχει επίσης και μειονεκτήματα ως προς την λειτουργία του κινητήρα.

- Τα σημεία πήξης και τήξης περιορίζουν το μέγιστο ωφέλιμο εύρος θερμοκρασιών σε 100 K. Όμως, ο πυρηνικός βρασμός μπορεί να ψύξει τοπικά έντονα τα τμήματα με υψηλό θερμικό φορτίο (τμήμα 2.1.2 θερμική αυτοπροστασία).

## Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

- Οι ουσίες που διαλύονται στο νερό μπορούν να δράσουν διαβρωτικά ή/και να περιορίσουν την μεταφορά θερμότητας με τις επικαθίσεις.
- Οι δυσλειτουργίες και η ζημιά στο σύστημα ψύξης με νερό μπορεί να προκαλέσουν σοβαρές ζημιές. 15 με 20% των ζημιών του κινητήρα προκύπτουν άμεσα ή έμμεσα σε δυσλειτουργίες και αποκλίσεις στο σύστημα ψύξης με νερό.

Οι πίνακες 2.9 και 2.10 συγκρίνουν τις πιο σημαντικές φυσικές ιδιότητες για την εναλλαγή θερμότητας.

Όπως το καύσιμο και τα λιπαντικά, το νερό ψύξης είναι υγρό αυτοκινήτου. Η αξιοπιστία του κινητήρα και η διάρκεια ζωής εξαρτάται από την σύνθεσή του. Η καταλληλότητά του ως ψυκτικό καθορίζεται από τις ιδιότητες που περιγράφονται παρακάτω.

Variable		Unit	Air	Water	Engine oil	Coolant <sup>a</sup>
Density	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	0.986	972.0	843.6	1035
Spec. heat capacity	$c_p$	kJ/(kg · K)	1.010	4.194	2.154	3.59
Kinematic viscosity	$\nu$	10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s	21.2	0.366	23.34	1.01
Thermal conductivity	$\lambda$	10 <sup>-3</sup> · W/(m · K)	29.93	666.6	127	429
Prandtl number	$Pr$	–	0.70	2.24	333.1	8.73

<sup>a</sup> Coolant: Mixture of 50% water by volume + 50 % glycol based engine coolant by volume.

**Πίνακας 2.9:** Φυσικές ιδιότητες των μέσων μεταφοράς θερμότητας που είναι σημαντικό για την ψύξη του κινητήρα (στους 80° C και 1 bar)

Physical variables of a heat transfer medium	Air	Water	Engine oil	Coolant (see Table 9-2)
Density	1	986	856	1,050
Specific heat capacity	1	4.15	2.13	3.55
Kinematic viscosity	1	0.017	1.10	0.048
Thermal conductivity	1	22.27	4.24	14.33
Prandtl number	1	3.20	475.9	12.47

**Πίνακας 2.10:** Φυσικές ιδιότητες των μέσων μεταφοράς θερμότητας σχετικά με τον αέρα (στους 80° C και 1 bar)

## Σκληρότητα νερού

Η σκληρότητα δείχνει την περιεκτικότητα του νερού σε ιόντα ασβεστίου και μαγνησίου (DIN 38409 part 6). Οι συνολικές αλκαλικές γαίες αναφέρονται ως ολική σκληρότητα που αποτελείται από:

- Προσωρινή σκληρότητα (σκληρότητα ανθρακούχου άλατος): Τα ανθρακούχα άλατα διαχωρίζονται από τα όξινα ανθρακικά καθώς



αυξάνει η θερμοκρασία κατά την θέρμανση και γίνεται επικάθιση, ως κλίμακα σκληρότητας, κυρίως στα θερμά σημεία όπου εμποδίζουν την ανταλλαγή θερμότητας με το ψυκτικό. Εφόσον το διοξείδιο του άνθρακα που απελευθερώνεται δρα διαβρωτικά, μόνο ένα μικρό ποσοστό σκληρότητας ανθρακούχου άλατος πρέπει να είναι παρούσα όταν σχηματίζεται.

- Μόνιμη σκληρότητα (σκληρότητα μη ανθρακούχων αλάτων): Το περιεχόμενο σε χλωρίδια ασβεστίου και μαγνησίου και σε σουλφίδια δεν αλλάζει με την αλλαγή της θερμοκρασίας. Όμως, επηρεάζει την ηλεκτρική αγωγιμότητα και έτσι διευκολύνει την διάβρωση.

Η σκληρότητα του νερού προσδιορίζεται ως η συγκέντρωση των ποσοτήτων των ιόντων σκληρότητας σε mmol/l. Όμως οι απαρχαιωμένες προδιαγραφές σε mval/l και η γερμανική σκληρότητα (° d) είναι συνηθισμένες στην μηχανική των κινητήρων. Ο πίνακας 2.11 περιέχει την συσχέτιση ανάμεσα στην ποσότητα των διαλυμένων συστατικών σκληρότητας και τους βαθμούς σκληρότητας.

Ranking	Total hardness [mmol/l]	German degrees of hardness [° d]	Former German classification [° dH]	Parts per million (USA) [ppm]
Very soft	0 – 1	0 – 5.6	0 – 4	0 – 70
Soft	1 – 2	5.6 – 11.2	4 – 8	70 – 140
Moderately	2 – 3	11.2 – 16.8	8 – 18	140 – 320
hard	3 – 4	16.8 – 22.4	18 – 30	320 – 530
Hard	> 4	>22.4	> 30	> 530
Very hard				

Πίνακας 2.11: Περίληψη των βαθμών σκληρότητας

## Τιμή pH

Η τιμή pH είναι ένα μέτρο της συγκέντρωση των ιόντων υδρογόνου. Τα ουδέτερα διαλύματα έχουν τιμή pH. Τα βασικά διαλύματα έχουν υψηλότερη τιμή pH (> 7) και τα όξινα διαλύματα μικρότερη τιμή pH (< 7). Το ψυκτικό νερό του κινητήρα πρέπει να έχει τιμή pH ανάμεσα σε 6.5 και 8.5 (πίνακας 2.12).

Total hardness [° d]	pH value [-]	Chloride [mg/l]	Sulfate [mg/l]	Hydrogen carbonate [mg/l]
max. 20	6.5...8.5	max. 100	max. 100	max. 100

Πίνακας 2.12: Απαιτούμενες ιδιότητες του ψυκτικού νερού για κινητήρα

## **Περιεχόμενο χλωριδίων**

Τα χλωρίδια διευκολύνουν πολύ την διάβρωση (ειδικά σε υλικά αλουμινίου και ψυγεία από υψηλής ποιότητας ατσάλι) και τον σχηματισμό γλίτσας. Οπότε, το περιεχόμενο σε χλωρίδια πρέπει να είναι ελάχιστο ή λιγότερο από 100 mg/l (πίνακας 2.12).

## **Διάβρωση, σπηλαίωση και αποσάθρωση**

Η διάβρωση των υλικών και η αποσύνθεση που προκύπτει προκαλείται από μία ηλεκτροχημική αντίδραση ανάμεσα στα μέταλλα ως γαλβανικά στοιχεία και το νερό ψύξης ως ηλεκτρολύτη. Τα αέρια που είναι διαλυμένα σε αυτό, πχ οξυγόνο, διοξείδιο του άνθρακα και του θείου, και οι τιμές του pH που αποκλίνουν από τις προτεινόμενες τιμές ενισχύουν την διάβρωση. Το ίδιο ισχύει στην εμφάνιση σπηλαίωσης ροής ή δόνησης που προκαλείται από την αλλαγή επαφή με το πιστόνι. Το μπλοκάρισμα ατμού που συμβαίνει όταν οι επιφάνειες υπερθερμαίνονται είναι ειδική περίπτωση, που συγκριτικά με την διαδικασία κατά την διάρκεια της σπηλαίωσης, κάνει ζημιά στην επιφάνεια του υλικού και του προστατευτικού της στρώματος με εσωρήξεις κοντά στο τοίχωμα. Αυτή είναι η θερμή διάβρωση. Η αποσάθρωση είναι σε ένα εναλλάκτη θερμότητας ότι είναι η σπηλαίωση για την δεξαμενή ψυκτικού νερού του κινητήρα. Η αποσάθρωση, η φθορά του υλικού που προκαλείται από την μηχανική τριβή ανάμεσα στο ψυκτικό και την επιφάνεια του υλικού, εξαρτάται από την ταχύτητα ροής του ψυκτικού και των στερεών και αερίων που περιέχονται σε αυτό.

### *2.2.6.2 Η επίδραση της δρομολόγησης του ψυκτικού νερού*

Ο κίνδυνος της βλάβης του κινητήρα μέχρι και την πλήρη αστοχία που προκαλείται από το ακατάλληλο νερό κάνει την προετοιμασία του και την συντήρηση ουσιώδη. Τα σχεδιαστικά μέτρα μπορούν πρόσθετα να μειώσουν τους πιθανούς κινδύνους. Αυτά περιλαμβάνουν:

- Εξαέρωση στο ψυκτικού κύκλωμα
- Σχεδιασμός των γραμμών και των διατομών για να διευκολύνεται η ροή

- Αύξηση της πίεσης του συστήματος στο κύκλωμα ψύξης και
- Επιλογή των βέλτιστων ταχυτήτων ροής.

Ένα ψυκτικό κύκλωμα μπορεί να λειτουργήσει με θερμοκρασίες ψυκτικού μέχρι και περίπου 115° C, με μία υπέρβαση πίεσης μέχρι 2 bar να είναι απαραίτητη. Το σύστημα προστατεύεται από μία βαλβίδα εκτόνωσης της πίεσης.

Οι χαμηλές ταχύτητες ροής διευκολύνουν τον σχηματισμό επικαθίσεων και αυξάνουν την φθορά του υλικού που προκύπτει από την διάβρωση ανάλογα το υλικό. Οι προτεινόμενες τιμές είναι  $0.2 \frac{m}{s} < c_{Grenz} < 3.0 \frac{m}{s}$  για το αλουμίνιο,  $c_{Grenz} < 2.2 \frac{m}{s}$  για  $CuZn20Al$  για τμήματα που ψύχονται με νερό,  $c_{Grenz} < 2.7 \frac{m}{s}$  για  $CuNi10Fe$  και  $< 4.5 \frac{m}{s}$  για  $CuNi30Fe$ . Η ηλεκτροχημική συμβατότητα των υλικών είναι σημαντική όταν τα ψυκτικά είναι καλοί αγωγοί του ηλεκτρισμού. Αυτό είναι ιδιαίτερα αληθές, όταν ένα σύστημα ψύξης είναι σχεδιασμένο από διαφορετικές εταιρίες (κατασκευαστές κινητήρων, ναυπηγείο, κτλ). Τέλος οι απώλειες ψυκτικού νερού πρέπει να αποφεύγονται ή να ελαχιστοποιούνται καθώς η αναπλήρωση επιτρέπει πρόσθετο οξυγόνο και διοξείδιο του άνθρακα να φτάσει στο κύκλωμα ψύξης. Επιπλέον, μπορούν να συγκεντρωθούν δραστικά συστατικά (συσσώρευση μεταλλικών στοιχείων).

### 2.2.6.3 Συντήρηση ψυκτικού νερού

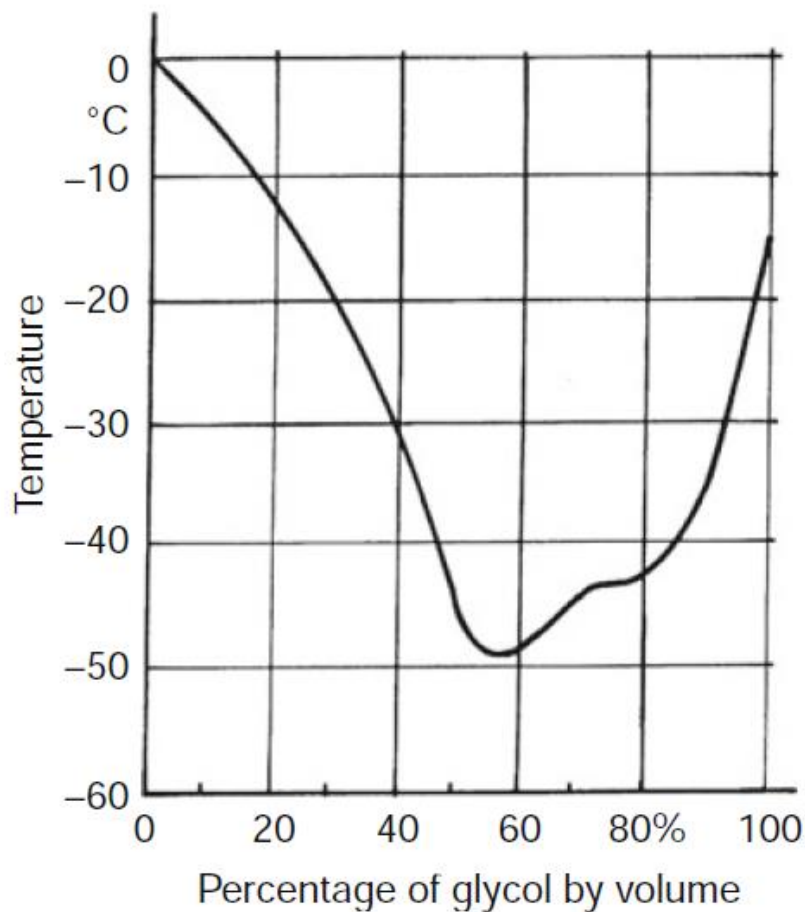
#### Απαιτήσεις ψυκτικού νερού

Η συντήρηση του ψυκτικού νερού ξεκινά από την επιλογή του νερού. Οι κατασκευαστές κινητήρων βάζουν προδιαγραφές για καθαρό, διαφανές νερό χωρίς ακαθαρσίες. Όμως, μπορεί να χρησιμοποιηθεί επίσης η συμπύκνωση ή ο πλήρης απιονισμός του νερού. Το μαλακό νερό αποτρέπει κλιμακωτές επικαθίσεις (πίνακας 2.11), αλλά επίσης πρέπει να έχει μία ελάχιστη σκληρότητα 2° d για να αποφευχθεί η αυξημένη διαλυτότητα ιόντων μετάλλου (πίνακας 2.12)

## Ψυκτικό κινητήρα

### Αντιψυκτικά

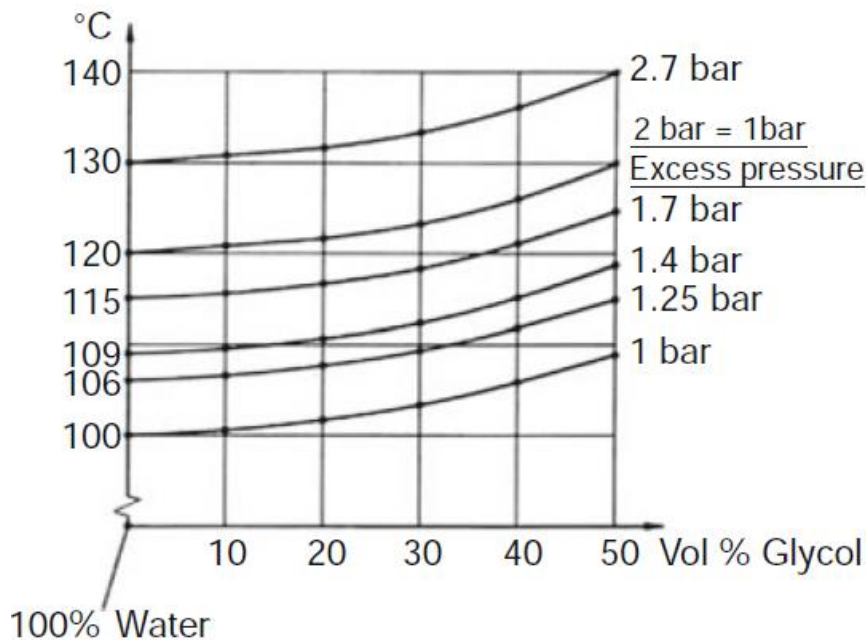
Ένα αντιψυκτικό κινητήρα πρέπει να προστεθεί στο ψυκτικό νερό του κινητήρα όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος που είναι στο ή υπό του μηδέν. Βασίζεται στην αιθυλενογλυκόλη ή σπανιότερα στην προπυλενογλυκόλη. Η αποτελεσματικότητά του εξαρτάται στο λόγο μίξης με το νερό. Ένα περιεχόμενο γλυκόλης περίπου 50% κατ' όγκο μειώνει το σημείο πήξης του μείγματος στους περίπου  $-50^{\circ}\text{C}$ . Το αποτέλεσμα μειώνεται ξανά όταν τα ποσοστά γίνονται μεγαλύτερα (σχήμα 2.50).



Σχήμα 2.50: Αλλαγή στο σημείο πήξης του νερού/ αιθυλενογλυκόλης ως συνάρτηση του περιεχομένου γλυκόλης κατ' όγκο

Το ποσοστό της γλυκόλης αλλάζει επίσης τις φυσικές ιδιότητες του ψυκτικού (πυκνότητα, θερμοχωρητικότητα, ιξώδες, θερμική αγωγιμότητα και σημείο εξάτμισης). Αυτό πρέπει να ληφθεί υπόψη στο σχεδιασμό του ψυγείου (σχήμα 2.51).

Εφόσον ένα μείγμα νερού/γλυκόλης παρέχει ανεπαρκή προστασία ενάντια στην διάβρωση, προστίθενται αντιδιαβρωτικά (αναστολείς) στα εμπορικά ψυκτικά των κινητήρων.



Σχήμα 2.51: Καμπύλες σημείου βρασμού των μειγμάτων νερού/αιθυλενογλυκόλης ως συνάρτηση της πίεσης

### Πυριτικά ψυκτικά κινητήρα

Τα πυριτικά ψυκτικά κινητήρα κυρίως περιέχουν ανόργανους αναστολείς, πχ πυριτικά, νιτρώδη, νιτρικά ή μολυβδαινικά, καθώς και οργανικούς αναστολείς, πχ τολύλιο ή, σε μικρό βαθμό, βενζοτριαζόλη. Πρόσθετα, πχ βορικό, φωσφορικό, βενζοϊκό ή ιμιδαζόλιο, χρησιμεύουν ως ρυθμιστικές ουσίες για τη διασφάλιση της επιθυμητής, ήπιας αλκαλικής τιμής pH καθ' όλη την περίοδο λειτουργίας. Επιπλέον, προστίθενται επίσης απορροπαντικά (πχ σουλφονικά), αντιαφριστικοί παράγοντες και χρωστικές.

Αυτά τα ψυκτικά κινητήρα έχουν αποδειχθεί στην πράξη εδώ και δεκαετίες. Το πυριτικό περιεχόμενό τους αντιμετωπίζει την επικίνδυνη θερμή διάβρωση σε κινητήρες αλουμινίου σχηματίζοντας λεπτά προστατευτικά στρώματα. Όμως, η

χαμηλή διαλυτότητα κάποιων πρόσθετων είναι μειονέκτημα. Έτσι η συγκέντρωση των αναστολέων δεν μπορεί να αυξηθεί στην τύχη. Τα ανόργανα πρόσθετα διασπώνται στην κανονική οδήγηση, και κάνουν απαραίτητη μια νέα δόση ή αντικατάσταση εάν η ελάχιστη συγκέντρωση μειωθεί.

### **OAT (Τεχνολογία οργανικού οξέος) ψυκτικό κινητήρα**

Τα OAT ψυκτικά κινητήρα είναι διαθέσιμα εδώ και πολλά χρόνια και περιέχουν ένα συνδυασμό από οργανικούς αντί από ανόργανους αναστολείς. Οι τυπικοί συνδυασμοί αλειφατικών μονοκαρβοξυλικών και δικαρβοξυλικών οξέων, αζελαϊκού και αρωματικού καρβοξυλικού οξέος. Χρησιμοποιούνται επίσης μείγματα καρβοξυλικού οξέος με ανόργανους αναστολείς, αλλά συνήθως δεν χρησιμοποιούνται πυριτικά άλατα. Το πλεονέκτημα των OAT προϊόντων είναι η βραδύτερη διάσπασή τους σε κανονική οδήγηση. Αυτό αυξάνει τη διάρκεια ζωής τους και συνεπώς μειώνει την απαιτούμενη συντήρηση.

### **Χημικά**

Τα χημικά χρησιμοποιούνται μόνο όταν δεν υπάρχει κίνδυνος να παγώσουν και επιτρέπεται από τις προδιαγραφές του κατασκευαστή του κινητήρα. Τα πρόσθετα που χρησιμοποιούνται δεν περιέχουν γλυκόλη, οπότε προστατεύουν μόνο από την διάβρωση. Όμως, αυτό αυξάνει τις απώλειες εξάτμισης, οπότε και μειώνει τα διαστήματα συντήρησης. Ο κίνδυνος της διάβρωσης αυξάνει επίσης όταν υπάρχουν μηχανικά φορτία. Τα χημικά συνήθως προστίθενται σε μια συγκέντρωση 5 – 10%.

### **Αντιδιαβρωτικά λάδια**

Τα αντιδιαβρωτικά λάδια, που χρησιμοποιούνται σπάνια, έχουν αντιδιαβρωτική προστασία κατά της διάβρωσης και της σπηλαίωσης που βασίζεται στην αποτροπή του οξυγόνου και των άλλων αερίων που είναι διαλυμένα στο νερό να φτάσουν στα τοιχώματα του κινητήρα στο ψυκτικό νερό του κινητήρα σχηματίζοντας ένα προστατευτικό φιλμ και στο σταμάτημα της ηλεκτροχημικής διάβρωσης.

Προστίθενται σε ένα λόγο ανάμειξης 1:200 με 1:100 (70), τα αντιδιαβρωτικά λάδια αποτελούνται από γαλακτωματοποιήσιμα ορυκτέλαια με πρόσθετα για να προστατέψουν από την διάβρωση και τις επικαθίσεις γλίτσας για την περίπτωση που το γαλάκτωμα διασπαστεί, πχ όταν θερμανθεί σε  $>95^{\circ}\text{C}$  ή με την επαφή με τα χάλκινα υλικά.

Ένας γενικός κανόνας είναι ότι πρέπει να ακολουθηθούν οι προδιαγραφές του κατασκευαστή του κινητήρα μαζί με την συμβατότητα με τους ανθρώπους και το περιβάλλον κατά την χρήση και την απόρριψη του κάθε πρόσθετου.

## **3 Λιπαντικά και σύστημα λίπανσης**

### **3.1 Λιπαντικά**

#### **3.1.1 Απαιτήσεις για λάδια κινητήρα σε κινητήρες ντίζελ**

Οι κινητήρες ντίζελ δεν έχουν μεγάλες απαιτήσεις στην ικανότητα φόρτισης μόνο από τα διάφορα τμήματα αλλά και από το λιπαντικό, δηλαδή το λάδι του κινητήρα, που για αυτό είναι ένας τεχνικά περίπλοκος παράγοντας. Εφόσον οι λειτουργικές συνθήκες των κινητήρων ντίζελ των αυτοκινήτων και των εμπορικών οχημάτων διαφέρουν σημαντικά, τα λιπαντικά λάδια βελτιστοποιούνται διαφορετικά για τον αντίστοιχο σκοπό.

Το λάδι του κινητήρα δεν είναι μόνο λιπαντικό αλλά επίσης ένα σημαντικό στοιχείο σχεδιασμού που είναι κρίσιμο και αναπόσπαστο για την λειτουργία ενός κινητήρα και την διάρκεια ζωής του και οπότε πρέπει να ταιριάζει στα πρότυπα τεχνικής ποιότητας του κινητήρα. Τα τριβολογικά βελτιστοποιημένα στρώματα, που καθορίζουν την απόδοση τριβής και φθοράς του κινητήρα, σχηματίζονται μόνο όταν οι επιφάνειες των τμημάτων και των λιπαντικών αλληλοεπιδρούν κάτω από τις μηχανικές και θερμικές φορτίσεις (ειδικά κατά την διάρκεια της προθέρμανσης). Οι διαφορετικές ιδέες κινητήρα θέτουν διαφορετικές απαιτήσεις στο λάδι του κινητήρα, τις οποίες ο κατασκευαστής πρέπει να καθορίζει συνυπολογίζοντας το σύστημα λίπανσης, την συντήρηση, την μεταλλουργία και την σχεδίαση των τμημάτων του κινητήρα. Επιπλέον, αρχίζοντας με το πρωτόκολλο του Kyoto και τα διάφορα εθνικά στάνταρ καυσαερίων, υπάρχουν πολύ συγκεκριμένες πρόσθετες απαιτήσεις για νέες τεχνολογίες που μειώνουν τις εκπομπές των σχετικών με το κλίμα αερίων και ρυπαντών, που κάνουν απαραίτητη την ανάπτυξη λαδιών κινητήρα οικονομίας καυσίμου και συνθέσεις συμβατές με τους καταλύτες.

Το λάδι του κινητήρα απαιτείται να εκπληρώσει όλες τις λειτουργίες, που υπερβαίνουν κατά πολύ τις λειτουργίες του λιπαντικού λαδιού, κάτω από όλες τις συνθήκες λειτουργίας τουλάχιστον μέχρι την προγραμματισμένη αλλαγή λαδιών.



## Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

Οι απαιτήσεις του λαδιού του κινητήρα που χαρακτηρίζονται από χημικές, φυσικές και τεχνολογικές ιδιότητες, προέρχονται από τις κύριες λειτουργίες που απαιτούνται για την λειτουργία του κινητήρα, δηλαδή:

- Το διαχωρισμό των ολισθόντων επιφανειών
- Την μετάδοση των δυνάμεων
- Την εξουδετέρωση των ανεπιθύμητων προϊόντων
- Προστασία από φθορά
- Προστασία από διάβρωση
- Σφράγιση και
- Ψύξη.

Ο πίνακας 3.1 έχει τις λειτουργίες του λαδιού του κινητήρα μαζί με τα αποτελεσματικά εύρη του κινητήρα και τις καταστάσεις λειτουργίας και τις περιπλοκότητες των απαιτούμενων ιδιοτήτων. Από την μία, συγκεκριμένες λειτουργίες πρέπει να τις δούμε συνολικά αντί χωριστά την μία από την άλλη. Από την άλλη, οι διαφορετικές και μερικώς αντικρουόμενες ιδιότητες πρέπει να υπάρχουν για να εκπληρωθούν συγκεκριμένες λειτουργίες ταυτοχρόνως για να έχουμε τις ιδανικές συνθήκες.

Function	Engine range and operating state	Requisite property
Separate sliding surfaces and		
a) Transfer forces a 1) Through load carrying film under pressure a 2) Through chemophysical reaction film	Friction points with fluid friction Friction points with mixed friction	High viscosity Surface activity/high viscosity (EP and AW properties) <sup>a)</sup>
b) Neutralization of undesired products (against contamination) neutralizing properties and detergent-dispersive properties b1) Neutralization of liquid impurities b2) Suspension of solid impurities	Low and high operating temperatures	Neutralizing properties Detergent-dispersive properties
c) Wear protection c 1) see a 1) c 2) see a 2)	Friction points with – Fluid friction – Mixed friction	High viscosity Capillary activity/high viscosity (EP and AW properties)
d) Corrosion protection d 1) see a 2) d 2) see b 1)	Low and high operating temperatures Engine stoppage and operation	Surface activity Neutralizing properties
e) Sealing	Piston-piston ring zone/ cylinder wall	High viscosity
f) Cooling	Areas with fluid and mixed friction	Heat dissipation properties/ low viscosity

<sup>a)</sup> Suitable for maximum pressures (extreme pressure) with low wear (anti-wear).

**Πίνακας 3.1: Λειτουργίες των λαδιών κινητήρα και οι απαιτήσεις που προκύπτουν**

Οι ιδιότητες των λαδιών του κινητήρα μπορούν να χωριστούν στις παρακάτω κάπως απλοποιημένες ομάδες:

- Ιξώδες και χαρακτηριστικά ροής
- Δραστηριότητα επιφάνειας και
- Προστασία από διάβρωση.

Η δραστηριότητα επιφάνειας διαφοροποιείται ανάλογα με το εάν επηρεάζει τις επιφάνειες του κινητήρα ή τις ακαθαρσίες. Η προστασία από διάβρωση αναφέρεται στην ικανότητα να εξουδετερωθούν και τα προϊόντα της καύσης και να σταθεροποιηθεί το ίδιο το λιπαντικό απέναντι στην οξειδωτική αποσύνθεση.

Πρόσθετα στις κύριες λειτουργίες, υπάρχουν οι παρακάτω απαιτήσεις από το λάδι του κινητήρα:

- Ουδετερότητα ως προς τα υλικά σφράγισης
- Χαμηλή τάση για αφρισμό
- Μεγάλη διάρκεια ζωής και μεγάλα διαστήματα αλλαγής λαδιών
- Χαμηλή κατανάλωση λαδιού
- Χαμηλή κατανάλωση καυσίμου και
- Χαμηλή φόρτιση στα συστήματα ελέγχου εκπομπών.

### **3.1.2 Σύνθεση**

Όπως τα άλλα λιπαντικά λάδια, τα λάδια του κινητήρα αποτελούνται από ένα βασικό λάδι ή βασικό μείγμα λαδιού και πρόσθετα. Τα καθαρά ορυκτά λάδια, οι μείξεις ορυκτών και συνθετικών λαδιών ή τα πλήρως συνθετικά λάδια χρησιμοποιούνται ως βασικό λάδι. Πρόσθετα στα συμβατικά ορυκτά λάδια, τα λάδια υδρογονανθράκων και μερικά συνθετικά υγρά όπως οι πολυαλφαολεφίνες, οι διαστέρες, οι πολυαστέρες κτλ, έχουν γίνει εξαιρετικά σημαντικά, ειδικά για την παραγωγή λαδιών μεταβλητής ρευστότητας.

Τα συνθετικά λάδια χρησιμοποιούνται ως συστατικά βασικού λαδιού επειδή έχουν υψηλότερη οξειδωτική σταθερότητα, χαμηλότερες απώλειες εξάτμισης, λιγότερα υπολείμματα άνθρακα και καλύτερη αντίσταση στην αλλαγή του ιξώδους με την θερμοκρασία από τα ορυκτά καύσιμα. Όμως, είναι λιγότερο διαλυτά και η

συμβατότητά τους με τα υλικά σφράγισης είναι προβληματική. Μόνο τα συνθετικά λάδια ικανοποιούν τις πιο αυστηρές απαιτήσεις.

Τα σύγχρονα λάδια κινητήρα κατά κανόνα περιέχουν πρόσθετα για να δώσουν τις απαιτούμενες λειτουργίες, οπότε και καλούνται πλήρως διαμορφωμένα λάδια. Τα λάδια χωρίς πρόσθετα που χρησιμοποιούντουσαν παλιότερα δεν υπάρχουν πλέον. Τα προηγμένα λάδια κινητήρα υψηλής απόδοσης μπορούμε να υποθέσουμε ότι περιέχουν τους τύπους των πρόσθετων που φαίνονται στον πίνακα 3.2, που περιλαμβάνει παραδείγματα από χημικές ενώσεις που είναι συνηθισμένες στα διάφορα πρόσθετα και κάποιες πληροφορίες για την λειτουργία τους.

Type	Examples	Function
1. Basic detergents	Calcium or magnesium sulfonates, phenolates or salicylates	1. Neutralization of acids 2. Inhibition of varnish formation
2. Ashless dispersants	Polysisobutene succinimides	1. Dispersion of soot and oxidation products 2. Inhibition of the deposition of impurities and varnish
3. Antioxidants	Zinc dithiophosphates, inhibited phenols, phosphor-sulfurized olefins, metal salicylates, amines	Inhibition of oil oxidation and oil thickening
4. High pressure (EP) additives	Zinc dithiophosphates, organic phosphates, organic sulfur compounds	Inhibition of wear
5. Corrosion/rust protection additives	Calcium or sodium sulfonates, amine phosphates, zinc dithiophosphates	Inhibition of corrosion
6. Viscosity index improvers	Polymethacrylates, ethylene propylene copolymers, styrene butadiene copolymers	Reduction of the drop in viscosity that occurs as the temperature rises
7. Antifoaming agents	Silicon compounds, acrylates	Inhibition of foaming when intensely circulated
8. Friction modifiers	Fatty acids, fatty acid derivatives, organic amines, amine phosphates, generally milder EP additives	Reduction of friction force losses

**Πίνακας 3.2: Πρόσθετα λαδιών κινητήρα. Τύποι, χημικές συνθέσεις και λειτουργία**

Τα καθαριστικά και τα διασκορπιστικά προσαρτούν τις πολικές κεφαλές τους στα αδιάλυτα προϊόντα καύσης και οξείδωσης, τα συγκρατούν σε αιώρηση με τη βοήθεια των ελαιόφιλων υδρογονανθρακικών αλυσίδων τους και έτσι εμποδίζουν τις εναποθέσεις σε μεταλλικές επιφάνειες, την πάχυνση λαδιού και το σχηματισμό γλίτσας σε έναν κινητήρα. Τα βασικά (υπερβάσεως) απορρυπαντικά περιέχουν υπερστοιχειομετρική ποσότητα μεταλλικών ιόντων (ασβέστιο και μαγνήσιο) και επομένως λειτουργούν πρόσθετα και ως αντιδιαβρωτική προστασία. Το αλκαλικό τους απόθεμα εξουδετερώνει τα όξινα προϊόντα καύσης που έχουν φτάσει στο λάδι. Η αλκαλικότητα ενός λαδιού κινητήρα, που καθορίζεται από τον TBN (συνολικός αριθμός βάσης), είναι ιδιαίτερα σημαντική, ειδικά για μεγάλους κινητήρες ντίζελ που τροφοδοτούνται με βαρύ μαζούτ υψηλής περιεκτικότητας σε θείο. Ειδικά για την λίπανση του κυλίνδρου τέτοιων κινητήρων, τα πολύ αλκαλικά, ελαιοδιαλυόμενα

πρόσθετα σχηματίζουν ομοιογενή λάδια μονής φάσης με TBN μέχρι 100 (που αντιστοιχεί σε 100 mgKOH/g λαδιού) και μειώνουν τον κίνδυνο της φθοράς από χημική διάβρωση. Επιπλέον πρόσθετα απαιτούνται για την παραγωγή ελάχιστης στάχτης με μόνο μαλακή δομή κατά την διάρκεια της καύσης.

Οι ομάδες των δίχως στάχτη διασκορπιστικών των πολικών κεφαλών περιέχουν μόνο λειτουργικές ομάδες με άτομα οξυγόνου και αζώτου, οπότε δεν έχουν μεταλλικά ιόντα που σχηματίζουν στάχτη. Τα διασκορπιστικά με ένα κλάσμα από μακρομοριακά ελαιοφιλικά μόρια λειτουργούν πρόσθετα και σαν βελτιωτικά του δείκτη ιξώδους (VI).

Τα αντιοξειδωτικά έχουν σκοπό να εμποδίσουν την αποσύνθεση του λιπαντικού από την δράση του οξυγόνου. Ενώ οι ανεσταλμένες φαινόλες διακόπτουν την αλυσιδωτή αντίδραση της οξείδωσης του υδρογονάνθρακα εγκλωβίζοντας τα ελεύθερα αντιδρώντα, οι διθειοφωσφορικοί ψευδάργυροι παρεμβαίνουν αλληλεπιδρώντας με τα υπεροξειδία που σχηματίζονται επίσης κατά την οξείδωση.

Τα βελτιωτικά VI είναι μεγάλες αλυσίδες από πολυμερή υδρογονάνθρακα, που συναθροίζονται σε σφιχτές μπάλες (με κυρίως διαμοριακές αλληλεπιδράσεις) στις χαμηλότερες θερμοκρασίες και ξετυλίγονται ξανά στις μεγάλες θερμοκρασίες και προκαλούν πύκνωση με μία αύξηση του ιξώδους (καθώς οι διαμοριακές αλληλεπιδράσεις συνεχίζονται). Μια σύνθεση του λαδιού με βελτιωτικά VI πρέπει να επιτρέπει μία πιθανή μείωση της αποτελεσματικότητας από μηχανική διάτμηση (σταθερότητα σε διάτμηση) και μία προσωρινή μείωση του ιξώδους στο κενό του ρουλεμάν σε υψηλές θερμοκρασίες και υψηλούς ρυθμούς διάτμησης (HTHS ιξώδες). Από αυτήν την άποψη, όσο πιο σύνθετη είναι η σύνθεση των λαδιών υψηλής απόδοσης με βασικά λάδια με καλή αντίσταση σε αλλαγή του ιξώδους με την θερμοκρασία (πχ συνθετικά λάδια) και αντιστοίχως χαμηλή περιεκτικότητα σε επιλεγμένα βελτιωτικά VI, τόσο πιο ακριβό αλλά τεχνικά πιο πλεονεκτική μέθοδος είναι. Η μόνιμες και προσωρινές απώλειες ιξώδους παίζουν συνεχώς πιο σημαντικό ρόλο, ειδικά σε λάδια κινητήρα οικονομίας καυσίμου. Τα αποκαλούμενα λάδια που διατηρούν την ρευστότητα παραμένουν μέσα στα όρια του ιξώδους της προσδιορισμένης ταξινόμησης SAE που έχουν κατά την διάρκεια ζωής τους.

Η προσθήκη των βελτιωτικών του σημείου ροής καθυστερεί την κρυσταλλοποίηση των παραφινών (κεριών) που περιέχονται στα ορυκτά βασικά λάδια και έτσι βελτιώνει την απόδοση χαμηλής θερμοκρασίας του λαδιού.

Τα πρόσθετα μείωσης τριβής, μετατροπείς τριβής (FM), αποκτούν συνεχώς μεγαλύτερη σημασία σε συνδυασμό με τα μέτρα μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου. Δρουν σε μία περιοχή μεικτής τριβής για να μειώσουν την προσκόλληση από την τριβή των στερεών σωμάτων σχηματίζοντας ένα απορροφητικό στρώμα στην επιφάνεια, που διαχωρίζει τις μεταλλικές επιφάνειες μεταξύ τους. Τα χωρίς στάχτη, καθαρά οργανικά FM έχουν εξαιρετικά πολικές ομάδες κεφαλής με μεγάλη έλξη προς τις επιφάνειες και τις αλυσίδες ολεφινικών υδρογονανθράκων που διαχωρίζουν τις επιφάνειες υπό μικτές συνθήκες τριβής. Τα οργανικά FM από μολυβδαίνιο δρουν ως σημεία τριβής σχηματίζοντας σουλφίδια μολυβδαινίου που μειώνουν την τριβή.

Τα προϊόντα της καύσης των πρόσθετων που σχηματίζουν στάχτη και περιέχουν θείο και φώσφορο είναι πιθανώς καταστροφικά για του καταλύτες και μειώνουν την διάρκεια ζωής των καταλυτών μετατροπέων τριών δρόμων και των φίλτρων σωματιδίων ντίζελ. Οπότε, τα συμβατά με τους καταλυτικούς μετατροπείς λάδια υψηλής απόδοσης αναπτύχθηκαν με χαμηλά όρια περιεκτικότητας σε θείο, φώσφορο και θειική τέφρα.

### **3.1.3 Χαρακτηρισμός των λαδιών του κινητήρα**

#### *3.1.3.1 Γενικά χαρακτηριστικά*

Οι απαιτήσεις που αναφέρθηκαν στο τμήμα 3.1.1 συνήθως χαρακτηρίζονται από ένα συνδυασμό από τα παρακάτω κριτήρια:

- Φυσικοχημικά δεδομένα, πχ πυκνότητα, σημείο ανάφλεξης, το ιξώδες, απόθεμα αλκαλικότητας, θειική τέφρα κτλ (σε φρέσκα και χρησιμοποιημένα λάδια)
- Μετρημένες τιμές από τυποποιημένες και μη τυποποιημένες δοκιμές σε κινητήρες ενός και πολλαπλών κυλίνδρων (πχ MWM B, OM 602 A, OM 411 LA),
- Αποτελέσματα από περισσότερο ή λιγότερο ελεγχόμενα τεστ στο δρόμο και
- Εμπειρικές τιμές από το πεδίο.

## *Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel*

Ο πίνακας 3.3 περιέχει μία επιλογή από φυσικές, χημικές και τεχνολογικές μεθόδους τεστ που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον προσδιορισμό νέων και χρησιμοποιημένων λαδιών.

Parameters	Standard	Parameters	Standard
Density	DIN 51 757	Sealing material performance	
Flash and fire point		Swelling	DIN 53 521
Fresh	DIN EN ISO 2592	Shore hardness	DIN 53 505
Used	DIN EN 22719	Ball indentation hardness	DIN 53 519
Viscosity		Reference elastomer nitrile rubber (Tensile strength test)	DIN 53 504
Ubbelohde	DIN 51 562	Wear test:	
Cannon-Fenske	DIN 51 366	FZG-Test	DIN 51 354
Viscosity index	DIN ISO 2909	VKA-Test	DIN 51 350
m value	DIN 51 563	Iron content	DIN 51397
Cold cranking simulator	ASTM D 5293	IR analysis	DIN 51451
Mini rotary viscosimeter	ASTM D 4684	IR soot content	DIN 51452
Cold viscosity	DIN 51 377	X-ray fluorescence analysis (RFA)	DIN 51396-2
SAE grades for engine oils	DIN 51 511	Carbon distribution	DIN 51 378
Neutralization number	DIN 51 558	Metal contents (Ba, Ca ,Zn)	DIN 51 391
Saponification number	DIN 51 559	Magnesium content	DIN 51 431
Total base number	DIN ISO 3771	Chlorine content	DIN 51 577
Coking tendency		Phosphorus content	ASTM D 1091
Conradson	DIN 51 551	Sulfur content	DIN 51 768
Ramsbottom	ASTM D 524		DIN 51 450
Ash content		Lead content	ASTM D 810
Oxide	DIN ISO 6245	Other metals (Sn, Si, Al etc.)	ASTM D 811
Sulfate	DIN 51 575	Undissolved matter	
Color (ASTM)	DIN ISO 2049	Diaphragm filter methods	DIN 51 592
Evaporation	DIN 51 581	Water content - Distillation method	DIN ISO 3733
Foaming tendency		Ethylene glycol content	DIN 51 375
Seq. 1-3	ASTM D 892	Lubricating oil content in two-stroke mixture	DIN 51 784
Seq. 4	ASTM D 6082	Sampling	DIN 51 750
Air separation properties	DIN 51381	Test error	DIN 51 848
Aging stability	DIN 51 352		
	IP 48		
Oxidation stability	ASTM D 2272		
Thermostability	MIL-II-27601A		
Shear stability: mechanical	DIN 51 381		
Sonication	ASTM D 2603		
Corrosion protection test			
Seawater	DIN 51 358		
HBr	DIN 51 357		

*Πίνακας 3.3: Φυσικές, χημικές και τεχνολογικές μέθοδοι τεστ για τον χαρακτηρισμό νέων και χρησιμοποιημένων λαδιών και συστατικών βασικών λαδιών*

### *3.1.3.2 Ποιότητες ιξώδους λαδιού κινητήρα SAE*

Η κοινωνία των μηχανικών αυτοκινήτου (SAE) έχει εισάγει το διεθνώς εφαρμοσμένο σύστημα ταξινόμησης ιξώδους. Ο πίνακας 3.4 παρουσιάζει ένα κομμάτι από την ταξινόμηση SAE J300 του ιξώδους του λαδιού κινητήρων. Καλύπτει χειμερινά λάδια από SAE 0 W μέχρι SAE 25 W και καλοκαιρινά από SAE 20 μέχρι SAE 60. Τα χειμερινά λάδια πρέπει να ικανοποιήσουν απαιτήσεις μέγιστου ιξώδους σε χαμηλές θερμοκρασίες και ελάχιστου ιξώδους σε υψηλές θερμοκρασίες. Αντιθέτως, απαιτείται

## Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

μόνο ένα ελάχιστο ιξώδες στις υψηλές θερμοκρασίες για τα καλοκαιρινά λάδια. Το ελάχιστο ιξώδες στις υψηλές θερμοκρασίες και ο υψηλός ρυθμός διάτμησης εισήχθη το 1994.

SAE viscosity grade <sup>a</sup>	Low-temperature cranking (CCS) viscosity <sup>b</sup> max.		Low-temperature pumping viscosity <sup>c</sup> max. with no yield stress		Low-shear-rate Kinematic viscosity <sup>d</sup> (mm <sup>2</sup> /s) at 100 °C		High-shear-rate viscosity <sup>e</sup> (mPa s) at 150 °C and 10 <sup>6</sup> s <sup>-1</sup> min.
	mPa s	at °C	mPa s	at °C	min.	max.	
0 W	< 6200	-35	< 60000	-40	3.8		-
5 W	< 6600	-30	< 60000	-35	3.8		-
10 W	< 7000	-25	< 60000	-30	4.1		-
15 W	< 7000	-20	< 60000	-25	5.6		-
20 W	< 9500	-15	< 60000	-20	5.6		-
25 W	< 13000	-10	< 60000	-15	9.3		-
20	-		-		5.6	< 9.3	2.6
30	-		-		9.3	< 12.5	2.9
40	-		-		12.5	< 16.3	3.5 <sup>f</sup>
40	-		-		12.5	< 16.3	3.7 <sup>g</sup>
50	-		-		16.3	< 21.9	3.7
60	-		-		21.9	< 26.1	3.7

Notes: <sup>a</sup> Requirement in accordance with ASTM D3244; <sup>b</sup> CCS - Cold Cranking Simulator: ASTM D5293 or DIN 51 377; <sup>c</sup> MRV - Mini rotary viscometer: ASTM D4684; <sup>d</sup> ASTM D445 or DIN 51 562; <sup>e</sup> ASTM D4683 or CEC L-36-A-90 (ASTM D4741); <sup>f</sup> For 0 W-40, 5 W-40 and 10 W-40 oils; <sup>g</sup> For 15 W-40, 20 W-40, 25 W-40 and 40 oils  
<sup>h</sup>SAE J300 Engine Oil Viscosity Classification, revised in November 2007, effective May 2009

**Πίνακας 3.4: Ποιότητες ιξώδους για λάδια κινητήρα σύμφωνα με το SAE J300 (2007)**

Εφόσον οι αναμενόμενες εξωτερικές θερμοκρασίες το επιτρέπουν, και τα λάδια σταθερής και μεταβλητής ρευστότητας χρησιμοποιούνται για την λίπανση ενός κινητήρα. Οι κορυφαίοι κατασκευαστές χρησιμοποιούν όλο και περισσότερο λάδια κινητήρα οικονομίας καυσίμου όπως το 0 W – 30. Η τήρηση των προδιαγραφών του κατασκευαστή είναι επιτακτική στους μοντέρνους κινητήρες υψηλής απόδοσης. Τα λάδια σταθερή ρευστότητας δεν είναι πια συνηθισμένα στην κεντρική Ευρώπη.

### 3.1.3.3 Ταξινόμησεις, προδιαγραφές και τεστ

#### Στρατιωτικές προδιαγραφές

Οι προδιαγραφές που καθορίζουν τα θέματα καθώς και η ακριβής ακολουθία των δοκιμών έχουν οριστεί για να διευκολυνθεί η αξιολόγηση των χαρακτηριστικών απόδοσης των λιπαντικών κινητήρα προσαρμοσμένων στις συνθήκες λειτουργίας. Οι προδιαγραφές πεδίου του στρατού των ΗΠΑ, MIL – L – 2104 (τα διαφορετικά γράμματα δείχνουν διαφορετικές εκδόσεις) ήταν κάποτε τρομερά σημαντικά σε όλο τον κόσμο, ακόμα και στον ιδιωτικό τομέα, αλλά αυτό δεν ισχύει πλέον.

## Ιδιωτικές προδιαγραφές

Μια διάκριση γίνεται ανάμεσα στις γενικές και τις ιδιωτικές των κατασκευαστών ταξινομήσεις και προδιαγραφές των λαδιών των κινητήρων και των χαρακτηριστικών απόδοσής τους. Οι γενικά ισχύουσες ιδιωτικές προδιαγραφές και ταξινομήσεις του λαδιού των κινητήρων περιλαμβάνει αυτές από τη το API (Αμερικάνικο ινστιτούτο πετρελαίου) και τη ACEA (Οργάνωση κατασκευαστών αυτοκινήτου), που προηγούνται από τις ταξινομήσεις της CCMC (Επιτροπή Οικοδόμων της κοινής αγοράς αυτοκινήτων).

Οι παρακάτω ποιότητες API είναι ιδιαίτερα σημαντικές:

- – SM, SL και SJ για λάδια κινητήρων βενζίνης και
- – CJ-4, CI-4, CH-4, CG-4 CF-2, και CF για λάδια κινητήρων ντίζελ (πίνακας 3.5)

Category	Status	Service
CJ-4	Current	Introduced in 2006. For high-speed, four-stroke engines designed to meet 2007 model year on-highway exhaust emission standards for all applications with diesel fuels with up to 500 ppm sulfur effective at sustaining emission control system durability where particulate filters and other advanced aftertreatment systems are used. Optimum protection for control of catalyst poisoning, particulate filter blocking, engine wear, piston deposits, low- and high-temperature stability, soot handling properties, oxidative thickening, foaming, and viscosity loss due to shear. May be used in place of API CI-4 with CI-4 PLUS, CI-4, CH-4, CG-4 and CF-4. Using CJ-4 oil with higher than 15 ppm sulfur fuel may impact exhaust aftertreatment systems.
CI-4	Current	Introduced in 2002. For high-speed, four-stroke engines designed to meet 2004 exhaust emission standards implemented in 2002. CI-4 oils are formulated to sustain engine durability where exhaust gas recirculation (EGR) is used and are intended for use with diesel fuels ranging in sulfur content up to 0.5% weight. Can be used in place of CD, CE, CF-4, CG-4, and CH-4 oils. Some CI-4 oils may also qualify for the CI-4 PLUS designation.
CH-4	Current	Introduced in 1998. For high-speed, four-stroke engines designed to meet 1998 exhaust emission standards. CH-4 oils are specifically compounded for use with diesel fuels ranging in sulfur content up to 0.5% weight. May be used in place of CD, CE, CF-4, and CG-4 oils.
CG-4	Current	Introduced in 1995. For severe duty, high-speed, four-stroke engines using fuel with less than 0.5% weight sulfur. CG-4 oils are required for engines meeting 1994 emission standards. May be used in place of CD, CE, and CF-4 oils.
CF-4	Obsolete	Introduced in 1990. For high-speed, four-stroke, naturally aspirated and turbocharged engines. May be used in place of CD and CE oils.
CF-2	Current	Introduced in 1994. For severe duty, two-stroke-cycle engines. May be used in place of CD-II oils.
CF	Current	Introduced in 1994. For off-road, indirect-injected and other diesel engines including those using fuel with over 0.5% weight sulfur. May be used in place of CD oils.
CE	Obsolete	Introduced in 1985. For high-speed, four-stroke, naturally aspirated and turbocharged engines. May be used in place of CC and CD oils.
CD-II	Obsolete	Introduced in 1985. For two-stroke cycle engines.
CD	Obsolete	Introduced in 1955. For certain naturally aspirated and turbocharged engines.
CC	Obsolete	CAUTION: Unsuitable for use in diesel-powered engines built after 1990.
CB	Obsolete	CAUTION: Unsuitable for use in diesel-powered engines built after 1961.
CA	Obsolete	CAUTION: Unsuitable for use in diesel-powered engines built after 1959.

Πίνακας 3.5: Ταξινόμηση API για λάδια κινητήρων ντίζελ



## *Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel*

Η ACEA χρησιμοποιεί ταξινομήσεις AxBx για κινητήρες βενζίνης και κινητήρες ντίζελ (πίνακας 3.6), Ex για εμπορικούς κινητήρες ντίζελ οχημάτων (πίνακας 3.7) και την νέα ταξινόμηση Cx για συμβατά με καταλύτες λάδια κινητήρα που προορίζονται για να εξασφαλίσουν μεγαλύτερη διάρκεια ζωής στους καταλυτικούς μετατροπείς τριών δρόμων και τα φίλτρα σωματιδίων ντίζελ και μία βιώσιμη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου. Υπάρχουν οι σειρές τεστ ACEA για:

- Κινητήρες βενζίνης και ντίζελ: A1/B1-08, A3/B3-08, A3/B4-08 και A5/B5-08,
- Λάδια συμβατά με καταλύτες: C1-08, C2-08 και C3-08 (Πίνακας 3.8) και
- Κινητήρες ντίζελ εμπορικών οχημάτων: E4-08, E6-08 και E7-08 (Πίνακας 3.9).

ACEA- grade	Status	Range of applications/requirements
B1	Current	Category for fuel economy engine oils with particularly low HTHS viscosity (corresponding to A1)
B2	Withdrawn	Category for conventional and high lubricity engine oils
B3	Current	Category for conventional and high lubricity engine oils; exceed ACEA B2 in terms of cam wear, piston cleanliness, viscosity stability at soot load
B4	Current	New category for direct injection diesel engines (TDI)
B5	Current	Corresponds to ACEA B4, however with reduced HTHS viscosity. Fuel economizing $\geq 2.5\%$ compared to a 15 W-40 reference oil must be demonstrated in a test engine.
C1	Current	As of 2004 for car diesel engines with diesel particulate filters, maximum sulfate ash content of 0.5%, with reduced HTHS (Ford).
C2	Current	As of 2004 for car diesel engines with diesel particulate filters, maximum sulfate ash content of 0.8%, with HTHS $> 2.9$ mPas (Peugeot).
C3	Current	As of 2004 for car diesel engines with particulate filters, maximum sulfate ash content of 0.8%, with HTHS $> 3.5$ mPas. (Mercedes Benz and BMW)

**Πίνακας 3.6: Προδιαγραφές ACEA για λάδια κινητήρα ντίζελ αυτοκινήτου**

ACEA-grade	Status	Range of applications / requirements
E1	Withdrawn	Largely corresponds to previous CCMC D 4.
E2	Current	Largely based on MB 228.1, a Mack T8 test is additionally required
E3	Withdrawn	Largely based on MB 228.3, a Mack T8 test is additionally required
E4	Current	Largely based on MB 228.5; no engine test OM 364 A but a Mack T8 & T8E test, longest oil change, suited for Euro III engines.
E5	Withdrawn	Category for Euro III engines, reduced ash content over E4. Quality level is between ACEA E3 and E4.
E6	Current	For EGR engines with and without diesel particulate filters and SCR NO <sub>x</sub> engines; recommended for engines with diesel particulate filters in combination with sulfur-free fuel; sulfate ash content $< 1\%$ (wt.)
E7	Current	For most EGR and most SCR NO <sub>x</sub> engines without diesel particulate filters; sulfate ash content max. 2% (wt.).

**Πίνακας 3.7: Προδιαγραφές ACEA για λάδια κινητήρων ντίζελ φορτηγών**

Requirement	Test procedure	Properties	Unit	Limit values								
				Oils for car gasoline and diesel engines				Catalyst compatible oils				
Lab tests				A1/B1-08	A3/B3-08	A3/B4-08	A5/B5-04	C1-08	C2-08	C3-08	C4-08	
Viscosity grades		SAE J 300		No restrictions except for requirements for shear stability and HTHS. Manufacturers can indicate specific requirements for viscosity relative to the ambient temperature.								
Shear stability	CEC L-14-A-93 or ASTM D6278	100° C viscosity after 30 cycles	mm <sup>2</sup> /s	XW-20 s.i.g. XW-30 ≥ 9.3 XW-40 ≥ 12.0	The viscosity of all grades must stay in grade (s.i.g.)							
HT/HS viscosity	CEC L-36-A-90 (2nd Ed.) (Ravenfield)	Viscosity at 150° C and 10 <sup>6</sup> s <sup>-1</sup> shear rate	mPa s	≥ 2.9 and ≤ 3.5 XW-20: 2.6 min.	≥ 3.5	≥ 2.9 and ≤ 3.5	≥ 2.9	≥ 2.9	≥ 2.9	≥ 3.5	≥ 3.5	
Evaporative losses	CEC L-40-A-93 (Noack)	Maximum weight loss after 1 h at 250° C	%	≤ 15	≤ 13	≤ 13	≤ 13	≤ 13	≤ 13	≤ 13	≤ 11	
Sulfated ash	ASTM D874		% m/m	≤ 1.3	≤ 1.5	≤ 1.6	≤ 1.6	≤ 0.5	≤ 0.8	≤ 0.8	≤ 0.5	
Sulfur	ASTM D5185		% m/m	Report				≤ 0.2	≤ 0.3	≤ 0.3	≤ 0.2	
Phosphorus	ASTM D5185		% m/m	Report				≤ 0.05	≤ 0.090	≤ 0.090	≤ 0.090	
Chlorine	ASTM D6443		ppm m/m	Report								
TBN	ASTM D2896		mg KOH/g	≥ 8						≥ 6	≥ 6	
Foaming tendency	ASTM D892	Tendency-stability	ml	Sequence I (24° C) 10 – nil Sequence II (94° C) 50 – nil Sequence III (24° C) 10 – nil								
High temperature foaming tendency	ASTM D6082	Tendency-stability	ml	Sequence IV (150° C) 100 – nil								
<b>Engine tests</b>												
High temperature deposits	CEC L-088-T-02 (TUSJP-L4)	Ring sticking	Merit	≥ 9.0								
Ring sticking	72 h Test	Piston varnish	Merit	≥ RL 216								
Oil thickening		Increase in viscosity	mm <sup>2</sup> /s	≤ 0.8 x RL 216								
Low-temperature sludge	ASTM D6593-00	Oil consumption	kg/test	Report								
		Avg. engine sludge	Merit	≥ 7.8								
		Rocker cover sludge	Merit	≥ 8.0								
		Avg. piston skirt varnish	Merit	≥ 7.5								
		Avg. engine varnish	Merit	≥ 8.9								
		Compression ring (hot stuck)		none								
		Oil screen clogging	%	≤ 20								
Valve train scuffing wear	CEC L-038-94 (TU3M)	Oil screen clogging	μm	≤ 10								
		Cam wear, avg.	μm	≤ 15								
		Cam wear, max	μm	≤ 15								
		Pad merit	Merit	≥ 7.5								

Πίνακας 3.8: Σειρές τεστ ACEA για κινητήρες βενζίνης και ντίζελ και για λάδια συμβατά με καταλύτες

Requirement	Test procedure	Properties	Unit	Limit values								
				Oils for car gasoline and diesel engines				Catalyst compatible oils				
				A1/B1-08	A3/B3-08	A3/B4-08	A5/B5-04	C1-08	C2-08	C3-08	C4-08	
Black sludge	CEC L-53-95 (M111)	Sludge in engine (Average)	Merit	≥ RL 140	≥ RL 140 + 4σ or ≥ 9.0							
Fuel economy	CEC L-54-96 (M111)	Improvement over RL 191 (15 W-40)	%	≥ 2.5			≥ 2.5			≥ 2.5	≥ 1.0 (for xW-30)	
Medium temperature dispersivity	CEC L-093-04 (DV4TD)	Increase in viscosity Piston merit	mm/s <sup>2</sup> Merit	≤ 0.6 RL 223 result ≥ RL 223 - 2.5 pts.								
Wear	CEC L-099-08 (OM646LA)	Avg. cam wear outlet	μm	≤ 140	≤ 120	≤ 100	≤ 120	≤ 120	≤ 120	≤ 120	≤ 120	
		Avg. cam wear inlet	μm	≤ 110	≤ 100	≤ 100	≤ 100	≤ 100	≤ 100	≤ 100	≤ 100	
		Avg. cylinder wear	μm	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0	≤ 5.0	
		Bore polishing	%	≤ 3.5	≤ 3.0	≤ 3.0	≤ 3.0	≤ 3.0	≤ 3.0	≤ 3.0	≤ 3.0	≤ 3.0
		Avg. tappet wear inlet	μm	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report
		Avg. tappet wear outlet	μm	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report
		Avg. piston cleanliness	Merit	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report
		Avg. engine sludge	Merit	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report
DI diesel piston cleanliness and ring sticking	CEC-L-078-99 (VW TDI)	Piston cleanliness	Merit	≥ RL 206 - 4 pts.	≥ RL 206 - 4 pts.	≥ RL 206	≥ RL 206	≥ RL 206	≥ RL 206	≥ RL 206	≥ RL 206	
		Ring sticking (rings 1 & 2)	ASF	≤ 1.2	≤ 1.0	≤ 1.0	≤ 1.0	≤ 1.0	≤ 1.0	≤ 1.0	≤ 1.0	
		Average	ASF	≤ 2.5	≤ 2.5	≤ 2.5	≤ 2.5	≤ 2.5	≤ 2.5	≤ 2.5	≤ 2.5	
		Max for 1 <sup>st</sup> ring	ASF	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	
		Max for 2 <sup>nd</sup> ring	ASF	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	≤ 0.0	
		EOT TBN (ISO 3771)	mgKOH/g	≥ 4.0	≥ 4.0	≥ 4.0	≥ 4.0	≥ 4.0	≥ 4.0	≥ 4.0	≥ 4.0	≥ 4.0
EOT TAN (ASTM D 664)	mgKOH/g	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report	Report		

Πίνακας 3.8: Συνέχεια

Requirement	Test procedure	Properties	Unit	Limit values
Oils for commercial vehicle diesel engines				
				E4-08   E6-08   E7-08   E9-08
Lab tests				
Viscosity grade		SAE J300		No restrictions except for requirements for shear stability and HTHS. Manufacturers can indicate specific requirements for viscosity relative to the ambient temperature.
Shear stability	CEC-L-14-A-93 or ASTM D6278	Viscosity after 30 cycles 100 °C	mm <sup>2</sup> /s	stay in grade
	ASTM D6278	Viscosity after 90 cycles 100 °C	mm <sup>2</sup> /s	stay in grade
HT/HS viscosity	CEC-L-36-A-90 (2nd Ed.) (Ravenfield)	Viscosity at 150 °C and 10 <sup>6</sup> s <sup>-1</sup> Shear rate	mPa s	≥ 3.5
Evaporative losses	CEC-L-40-A-93 (Noack)	Maximum weight loss after 1 h at 250 °C	%	≤ 13
Sulfated ash	ASTM D874		% m/m	≤ 2.0
Sulfur	ASTM D5185		% m/m	≤ 0.3
Phosphorus	ASTM D5185		% m/m	≤ 0.08
Foaming tendency	ASTM D892	Tendency - stability	ml	Sequence I (24 °C) 10 – nil Sequence II (94 °C) 50 – nil Sequence III (24 °C) 10 – nil
High temperature foaming stability	ASTM D6082	Tendency - stability	ml	Sequence IV (150 °C) 200-50
Oxidation	CEC-L-085-99 (PDSC)	Induction time	min	R&R ≥ 65
Corrosion	ASTM D 6594	Copper increase Lead increase Copper strip rating	ppm ppm max	R&R ≤ 20 R&R ≤ 100 R&R ≤ 3
TBN	ASTM D 2896		mg KOH/g	≥ 7   ≥ 9   ≥ 7
Engine tests				
Wear	CEC L-099-08 (OM646/A)	Cam wear outlet (avg.)	µm	≤ 140   ≤ 155   ≤ 155
Soot in oil	ASTM D 5967 (Mack T-8E)	Test duration 300 h Rel. viscosity at 4.8% soot 1 test/2 test/3 test average		≤ 2.1/2.2/2.3
Soot in oil	Mack T11	Min TGA soot @ 4.0 cSt (100 °C) Min TGA soot @ 12.0 cSt (100 °C) Min TGA soot @ 15.0 cSt (100 °C)	%	3.5/3.4/3.3 6.0/5.9/5.9 6.7/6.6/6.5
Bore polishing Piston cleanliness	CEC L-101-08 (OM501/A)	Bore polishing, avg. Piston cleanliness, avg. Oil consumption	% Mertt kg/test	≤ 1.0 ≥ 26 ≤ 9   ≤ 2.0 ≥ 17 ≤ 9

Πίνακας 3.9: Σειρές τεστ ACEA για λάδια για κινητήρες ντίζελ εμπορικών οχημάτων

Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

Requirement	Test procedure	Properties	Unit	Limit values			
				Oils for commercial vehicle diesel engines			
				E4-08	E6-08	E7-08	E9-08
				≤ R&R			
Soot induced wear	Cummins ISM	Engine sludge, avg.	Merit				
		Merit					
		Rocker pad average weight loss at 3.9% soot	mg		≤ 7.5/7.8/7.9		≥ 1000
		1 test/2 test/3 test average			≤ 7.5/7.8/7.9		≤ 7.1
		Oil filter diff. press @ 150 h	kPa		≤ 55/67/74		≤ 19
		Engine sludge	Merit				
		1 test/2 test/3 test average	mg		≥ 8.1/8.0/8.0	≥ 8.7	
		Adj. screw weight loss				≤ 49	
Wear (liner-ring-bearings)	Mack T12	Merit					
		Avg. liner wear	μm		1000		1000
		Avg. top ring wt. loss	mg		≤ 26		≤ 24
		Lead content (end of test)	ppm		≤ 117		≤ 105
		Delta lead 250–300 h	ppm		≤ 42		≤ 35
		Oil consumption (Phase II)	g/h		≤ 18		≤ 15
						≤ 95	

Πίνακας 3.9: Συνέχεια

Η ACEA έχει επεκτείνει τα πεδία των τεστ των κινητήρων. Τα όρια περιεχομένου σε θειική τέφρα και θείο και φώσφορο εισήχθησαν ή αυστηροποιήθηκαν για τα λάδια που είναι συμβατά με καταλύτες Cx.

Η ACEA έχει πιο αυστηρές απαιτήσεις ιξώδους από την SAE. Τα παρακάτω τεστ κινητήρων έχουν σχεδιαστεί για τις απαιτήσεις που αναφέραμε:

- Κολλήσεις δακτυλίου και καθαρότητα εμβόλου (CEL – 78 – T – 99): VW – 1.9 – 1 – DI, που αντικαταστάθηκε από τον VW 1.6 TC D, απαιτεί μία επίδειξη της απόδοσης των λαδιών σε καθορισμένους κλάδους σε σχέση με τον RL 206.
- Γυάλισμα οπών και καθαρότητα πιστονιού: Το OM – 501LA τεστ (CEL – L – 101 – 08) είναι το καθοριστικό κριτήριο ποιότητας για τα λάδια E4 και E7. Μία ελάχιστη ποσότητα πιθανών επικαθίσεων στις αυλακώσεις των δακτυλίων είναι κρίσιμη.
- Πύκνωση λαδιού: Το Mack T – 8E (Mack T11 για E9 – 08) επιλέχθηκε με ένα όριο για την αύξηση στο ιξώδες ανά ώρα.
- Φθορά: Ο κινητήρας OM 646 LA CEC L – 099 – 08 επιλέχθηκε για τη φθορά και άλλα κριτήρια.
- Η καθαρότητα του πιστονιού και η αύξηση του ιξώδους μετρούνται σε ένα κινητήρα Peugeot DV4TD CECL – 093 – 04.

Φυσικά, κάποιοι κατασκευαστές κινητήρων έχουν αναπτύξει τις δικές τους ταξινομήσεις και προδιαγραφές. Μερικά παραδείγματα είναι:

- MAN 270 και 271
- QC 13 – 017
- Mercedes Benz 228.1 με 229.5
- MTY MTA 5044
- Προδιαγραφή αποστράγγισης Volvo VDS και VDS – 2 και
- VW 505.00 με 507.00

Σε ορισμένες τεχνολογίες (φίλτρα σωματιδίων ντίζελ και μονάδες ψεκαστήρα) και συντήρησης (αύξηση του διαστήματος συντήρησης), επιβάλλουν απαιτήσεις που υπερβαίνουν της προδιαγραφές ACEA.

Δεν υπάρχουν διεθνείς προδιαγραφές για τα αλκαλικά λάδια κινητήρα σε μεγάλους κινητήρες ντίζελ που δουλεύουν με βαρύ λάδι καύσιμο. Έτσι, εγκρίνονται μόνο μετά από μεγάλες δοκιμές στις εγκαταστάσεις του κατασκευαστή. Όμως, εκτός από το TBN τους, πρέπει να ικανοποιούν τις προδιαγραφές MIL – L 2104C ή API CS (πίνακας 3.4).

### **3.1.4 Αλλαγές στο λάδι του κινητήρα που προκαλούνται από την λειτουργία**

#### *3.1.4.1 Κυρίως προκαλούμενες από εξάτμιση, βελτιωτικά VI και διείδυση στερεών ακαθαρσιών*

#### **Απώλειες εξάτμισης**

Οι αλλαγές στο λάδι του κινητήρα κατά την λειτουργία του κινητήρα προκαλούνται μερικώς από τα φυσικά φαινόμενα που προκύπτουν από τα μηχανικά και θερμικά τεστ και μερικώς από τις χημικές αντιδράσεις. Οι φυσικά προκαλούμενες αλλαγές περιλαμβάνουν τις απώλειες εξάτμισης. Σε ένα δεδομένο επίπεδο θερμοκρασίας, εξαρτώνται από τις παραμέτρους:

- Μοριακό βάρος και ιξώδες του βασικού λαδιού και τύπος του βασικού λαδιού (ορυκτό λάδι και συνθετικό λάδι).
- Σύνθεση του βασικού λαδιού (το κλάσμα πυρήνα είναι καλύτερο από ένα μείγμα βασικών λαδιών με υψηλό και χαμηλό ιξώδες και
- Το μοριακό βάρος και η κατανομή των βελτιωτικών VI.

Οι συνέπειες των απωλειών εξάτμισης είναι η αυξημένη κατανάλωση λαδιού και η πάχυνση του λαδιού, δηλαδή το αυξημένο ιξώδες.

## **Μείωση του ιξώδους με διάτμηση**

Η μηχανική, θερμική και οξειδωτική διάσπαση των πολυμερών υψηλού μοριακού βάρους χρησιμοποιείται καθώς τα βελτιωτικά VI χαμηλώνουν το επίπεδο ιξώδους και δυσχεραίνουν τα χαρακτηριστικά ιξώδους ως προς την θερμοκρασία του λαδιού του κινητήρα.

Το εύρος των απωλειών από την διάτμηση εξαρτάται από τις συνθήκες λειτουργίας, την χημική δομή και το μοριακό βάρος των πολυμερών πρόσθετων. Τα λάδια είναι σχεδιασμένα ως σταθερής ρευστότητας όταν παραμένουν στην αρχική ρευστότητα τους ακόμα και μετά την διάτμηση.

## **Προσωρινή μείωση του ιξώδους**

Σε μεγάλο ρυθμό διάτμησης, τα λάδια που σχηματίζονται με βελτιωτικά δείκτη ιξώδους μπορεί προσωρινά να χάσουν το ιξώδες στο φιλμ λαδιού ανάμεσα στις ολισθαίνουσες επιφάνειες. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί από την ευθυγράμμιση των μορίων που είναι σε μεγάλες αλυσίδες των πρόσθετων στην κατεύθυνση της ροής, που αποτελεί ιδιαιτέρως ένα πρόβλημα για τα χαμηλού ιξώδους λάδια κινητήρα οικονομίας καυσίμου. Για αυτό, εισήχθη μία μέτρηση ιξώδους στους 150° C κάτω από υψηλό ρυθμό διάτμησης (HTHS ιξώδες) πρόσθετα στην ακόμα συνηθισμένη μέθοδο Ubbelohde για μέτρηση του ιξώδους σε ένα τριχοειδή σωλήνα στους 100° C. Παρά το χαμηλότερο ονομαστικό ιξώδες τους (ποιότητα SAE), τα λάδια κινητήρα οικονομίας καυσίμου πρέπει να ικανοποιούν τα κατάλληλα όρια HTHS για να εξασφαλιστεί ικανοποιητική βεβαιότητα λίπανσης σε υψηλό φορτίο.

## **Μείωση του ιξώδους από το καύσιμο**

Η συμπύκνωση του άκαυτου καυσίμου στα κρύα τοιχώματα και η διείδυσή του στο λάδι του κινητήρα δεν μπορεί να αποκλειστεί, ειδικά στην οδήγηση μικρών αποστάσεων κάτω από την κανονική θερμοκρασία λειτουργίας. Αυτό μειώνει το ιξώδες.

Πρακτικά μέχρι και 2% του καυσίμου στο λάδι του κινητήρα θεωρείται ως κανονικό και οι μεγαλύτερες τιμές κρίσιμες. Κάθε εκτίμηση αυτών των νούμερων



πρέπει να επιτρέπει ώστε ένα μικρό ποσοστό του καυσίμου να ρίξει το ιξώδες στην αμέσως χαμηλότερη ποιότητα ιξώδους (κίνδυνος φθοράς).

### **Αύξηση στο ιξώδες από στερεές ακαθαρσίες**

Οι στερεές ακαθαρσίες στο χρησιμοποιημένο λάδι κινητήρα περιλαμβάνουν σωματίδια βρωμιάς από εξωτερικά με τα προϊόντα αντίδρασης αέρα που δεν διαλύονται στο λάδι, που προκαλούν γήρανση του λαδιού και υπολείμματα από την καύση του καυσίμου. Κυρίως είναι σημαντική η αιθάλη που παράγεται στους κινητήρες ντίζελ.

Στην πράξη 1 – 2% αιθάλη κατά μάζα στο λάδι θεωρείται αβλαβής. Η αύξηση του ποσοστού του ιξώδους του λαδιού του κινητήρα ως συνάρτηση του περιεχομένου των στερεών ακαθαρσιών δείχνει ότι λιγότερο από 1% αιθάλη αρκεί για να αυξηθεί το ιξώδες στα λάδια υψηλού ιξώδους στην επόμενη υψηλότερη ποιότητα ιξώδους. Λιγότερη αιθάλη διεισδύει στο λάδι του κινητήρα στους κινητήρες ντίζελ άμεσου ψεκασμού από τους κινητήρες με σύστημα θαλάμου καύσης.

#### *3.1.4.2 Κυρίως από εξάντληση πρόσθετων*

### **Οξειδωση**

Η οξειδωση του λαδιού του κινητήρα προκαλείται από την οξειδωση του λαδιού που προκαλεί οργανικά, διαλυτά στο λάδι οξέα. Ακόμα και οι ενώσεις που παράγονται κατά την διάρκεια της καύσης των θειούχων καυσίμων – διακρίνεται έντονα στην λειτουργία με βαρύ λάδι καύσιμο των μεγάλων κινητήρων ντίζελ – συνεισφέρουν στην οξειδωση του λαδιού. Τα αποτελέσματα της οξειδωσης του λαδιού του κινητήρα είναι η χημική φθορά στα βαρέλια των κυλίνδρων και η διάβρωση, ειδικά στα ρουλεμάν.

Η χρήση της οξειδωσης και οι αναστολές διάβρωσης στο λάδι του κινητήρα είναι κάποια από τα πιο σημαντικά μέτρα κατά τις οξειδωσης του λαδιού του κινητήρα και των επιπτώσεών του. Το λάδι πρέπει πάντα να παραμένει αλκαλικό και να αλλάζει πριν γίνει όξινο.

## **Σχηματισμός υπολείμματος**

Η θερμική αποσύνθεση και οξείδωση του λαδιού παράγει μεγάλο μοριακού βάρους, οργανικές, χωρίς υδρογόνο και διαλυτές στο λάδι συνθέσεις και είναι οι αιτίες για το σχηματισμό υπολειμμάτων. Αυτές οι διαδικασίες δρουν διαχωρίζοντας τις ενώσεις από το λάδι και δημιουργώντας επικαθίσεις στα πιστόνια, στις οπές λαδιού και στις γραμμές.

Η χρήση πρόσθετων καθαριστικών/διασκορπιστικών στο λάδι του κινητήρα είναι το σημαντικότερο μέτρο κατά του σχηματισμού υπολείμματος.

## **Σχηματισμός γλίτσας**

Η ένωση των υπολειμμάτων λαδιού με στερεές ακαθαρσίες, νερό και οξέα προκαλεί το σχηματισμό γλίτσας. Διακρίνονται δύο τύποι γλίτσας:

- Γλίτσα χαμηλής θερμοκρασίας που είναι τυπική στην οδήγηση σταμάτα – ξεκίνα στην υπόψυκτη κατάσταση λειτουργίας ενός κινητήρα. Εάν δεν φτάσει την κανονική θερμοκρασία λειτουργίας, το νερό και το άκαυτο καύσιμο που παράγονται κατά την καύση μπορεί να συμπυκνωθεί και να σχηματίσει υπολείμματα λαδιού που σχηματίζουν γλίτσα.
- Γλίτσα υψηλής θερμοκρασίας που σχηματίζεται κυρίως σε υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας και αποτελείται από προϊόντα αντίδρασης που διαλύονται στο λάδι από αέρα, νιτρικά οξείδια και λάδι κινητήρα. Σε έναν κινητήρα, αυτού του τύπου οι επικαθίσεις βρίσκονται κυρίως στο κάλυμμα της βαλβίδας (κυλινδροκεφαλή) όπου δεν μπορεί να απομακρυνθεί με αλλαγή λαδιών (κίνδυνος στο σύστημα εξαέρωσης του στροφαλοθάλαμου). Εκτός από τα χαρακτηριστικά του κινητήρα και τις συνθήκες λειτουργίας, το λάδι του κινητήρα και το καύσιμο είναι παράγοντες που επηρεάζουν το σχηματισμό γλίτσας υψηλής θερμοκρασίας.

Το λάδι του κινητήρα που έχει κατάλληλη σύνθεση με καθαριστικά/διασκορπιστικά γενικά αντιμετωπίζει το σχηματισμό γλίτσας.

## **3.2 Συστήματα λίπανσης**

### **3.2.1 Λειτουργίες και απαιτήσεις**

Η καλή σχεδίαση του κυκλώματος λαδιού προσδιορίζει σημαντικά την διάρκεια ζωής των κινητήρων ντίζελ.

Πρόσθετα στην βασική λειτουργία της λίπανσης, το κύκλωμα λαδιού, που αποτελείται από τα κυρίως τμήματα δεξαμενή λαδιού, αντλία λαδιού, ψύκτης λαδιού και φίλτρο λαδιού, πρέπει επίσης να εξασφαλίσει ότι τα τμήματα του κινητήρα ψύχονται και προστατεύονται από την διάβρωση.

- Ένα σύστημα παροχής λαδιού πρέπει να παρέχει τους απαιτούμενες όγκους λαδιού για κάθε τμήμα σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα και κάτω από όλες τις συνθήκες λειτουργίας, πχ σε εξαιρετικά υψηλές και χαμηλές θερμοκρασίες λειτουργίας. Μεταξύ άλλων, αυτό σημαίνει την μέτρηση και παρακολούθηση της πίεσης του λαδιού στο κυρίως κύκλωμα του λαδιού.
- Ένα σύστημα λίπανσης πρέπει να είναι σχεδιασμένο έτσι ώστε η τακτική αλλαγή του λαδιού και του φίλτρου και η παρακολούθηση του όγκου του λαδιού (πχ με τη ράβδο στάθμης λαδιού) και την ένδειξη της πίεσης του λαδιού να είναι η μόνη εργασία που απαιτείται σε όλη τη διάρκεια ζωής του κινητήρα.

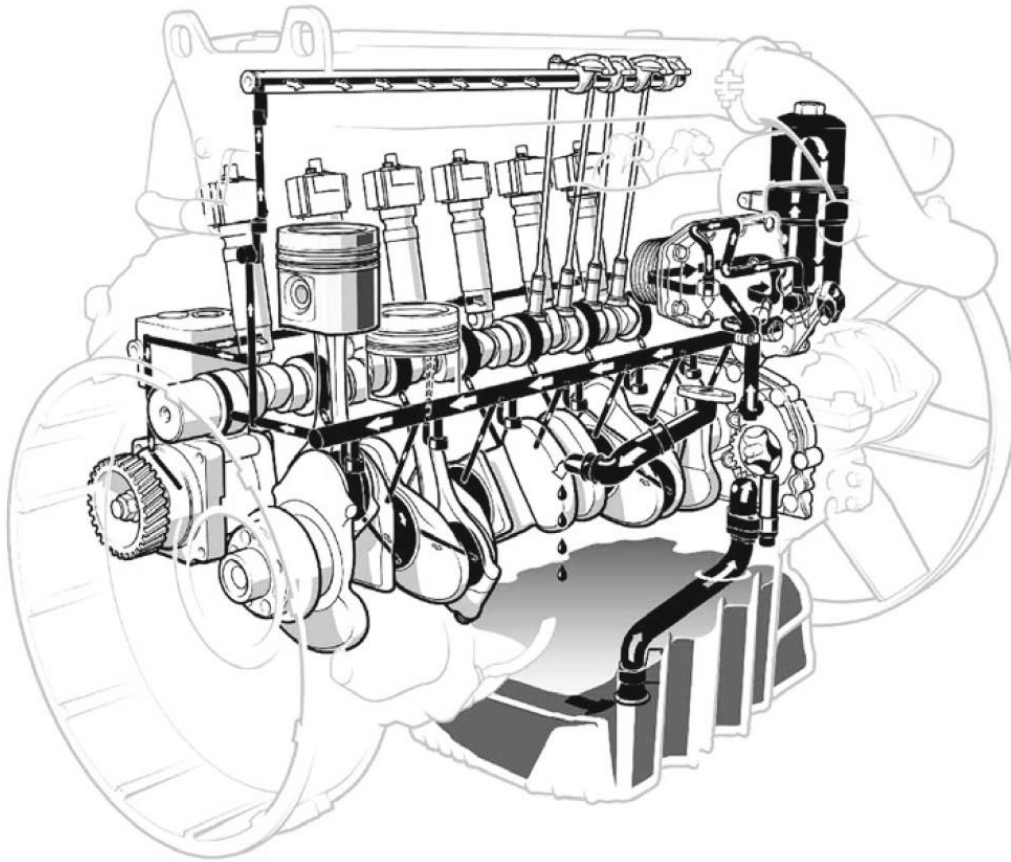
### **3.2.2 Σχεδίαση**

#### *3.2.2.1 Διαστασιολόγηση του κυκλώματος λαδιού*

Στο σχήμα 3.1 φαίνεται ο κύκλωμα λίπανσης του κινητήρα OM 906 LA για εμπορικά οχήματα με την πραγματική διαρρύθμιση των μεμονωμένων τμημάτων, των καναλιών λαδιού και των γραμμών τροφοδοσίας.

### Ψύξη και λίπανση μηχανών diesel

Δείχνει ότι προσαρμόζοντας την παροχή και ψύχοντας τα τμήματα με τον διαθέσιμο όγκο λαδιού και παρέχοντας σε κάθε τμήμα αρκετό λάδι είναι περίπλοκο. Η κατανομή του λαδιού μπορεί να υποθετηθεί ότι απαιτεί περίπου 25 – 30 l λάδι ανά kWh. Αυτός ο όγκος διαιρείται σε τρίτα ανάμεσα στις συνδεσμολογίες της ανάρτησης του κινητήρα, το σύστημα ψύξης του πιστονιού και το σύστημα ελέγχου του υπερπληρωτή. Ο ολικός όγκος του λαδιού στον κινητήρα ενός οχήματος είναι περίπου  $2 \text{ l/dm}^3$  εκτοπίσματος.



Σχήμα 3.1: Κύκλωμα λαδιού OM 906 LA

Οι καταναλωτές σε ένα κύκλωμα λαδιού θα πρέπει να έχουν τις χαμηλότερες αντιστάσεις ροής που είναι δυνατόν για να μειωθούν οι απώλειες πίεσης. Αυτό οδηγεί σε συμπαγή σχεδιασμό, δηλαδή οι εξωτερικές γραμμές αφαιρούνται, ο ψύκτης λαδιού είναι συχνά ενσωματωμένος στο στροφαλοθάλαμο και το φίλτρο λαδιού είναι τοποθετημένο στον κινητήρα για να δίνει μικρές διαδρομές λαδιού με μικρές απώλειες πίεσης.

Η σειρά των τμημάτων σε ένα κύκλωμα είναι ιδιαίτερα σημαντική. Το φίλτρο λαδιού πρέπει να είναι τοποθετημένο πριν τα κυρίως κανάλια του λαδιού για να μπορεί να παγιδεύει γρέζια από την κατασκευή και τις ακαθαρσίες. Ο ψύκτης λαδιού είναι τοποθετημένος μετά την αντλία λαδιού για να διατηρηθεί το επίπεδο θερμοκρασίας στον στροφαλοθάλαμο χαμηλά.

Γενικά, τα ρουλεμάν του στροφαλοθάλαμου πρέπει να λαμβάνουν υψηλότερο όγκο από λάδι για να παρέχουν στο φέρον κέλυφος υδροδυναμική λίπανση και ψύξη. Όμως, η αυξημένη ροή προκαλεί αυξημένη αντίσταση ροής και έτσι θέρμανση στα ρουλεμάν. Και αυτό, υπογραμμίζει την ανάγκη για να υπάρχει ακριβής όγκος λαδιού.

Τα τμήματα ελέγχου όπως το εκκεντροφόρος και ρουλεμάν των ωστήριων παίρνουν λάδι από τα κανάλια λαδιού. Τα έκκεντρα και οι ζυγοί παίρνουν σπρέι λαδιού που εκτινάσσεται ή παρέχεται από ακροφύσιο.

Τα κυκλώματα λαδιού σχεδιάζονται τώρα με πειραματικές μεθόδους, πχ με μέσα μέτρησης της ροής (ροόμετρα), συλλέκτες σταγόνων, οπτική μέτρηση ταχύτητας σωματιδίων (PIV), ανεμομετρία λέιζερ Doppler (LDA) και μετρήσεις θερμοκρασίας, αλλά και βίντεο υψηλής ταχύτητας.

Στην απλούστερη περίπτωση μαθηματικού σχεδιασμού, τα προγράμματα εξομοίωσης χρησιμοποιούνται για να εξομοιώσουν μονοδιάστατες ροές. Οι εξομοιώσεις γίνονται για να κατανοηθούν φαινομενολογικές επιδράσεις της ροής. Η μέτρηση και η εξομοίωση πρέπει πάντα να λαμβάνουν υπόψη όλες τις συνθήκες λειτουργίας από την κρύα εκκίνηση μέχρι τις εξαιρετικά υψηλές θερμοκρασίες.

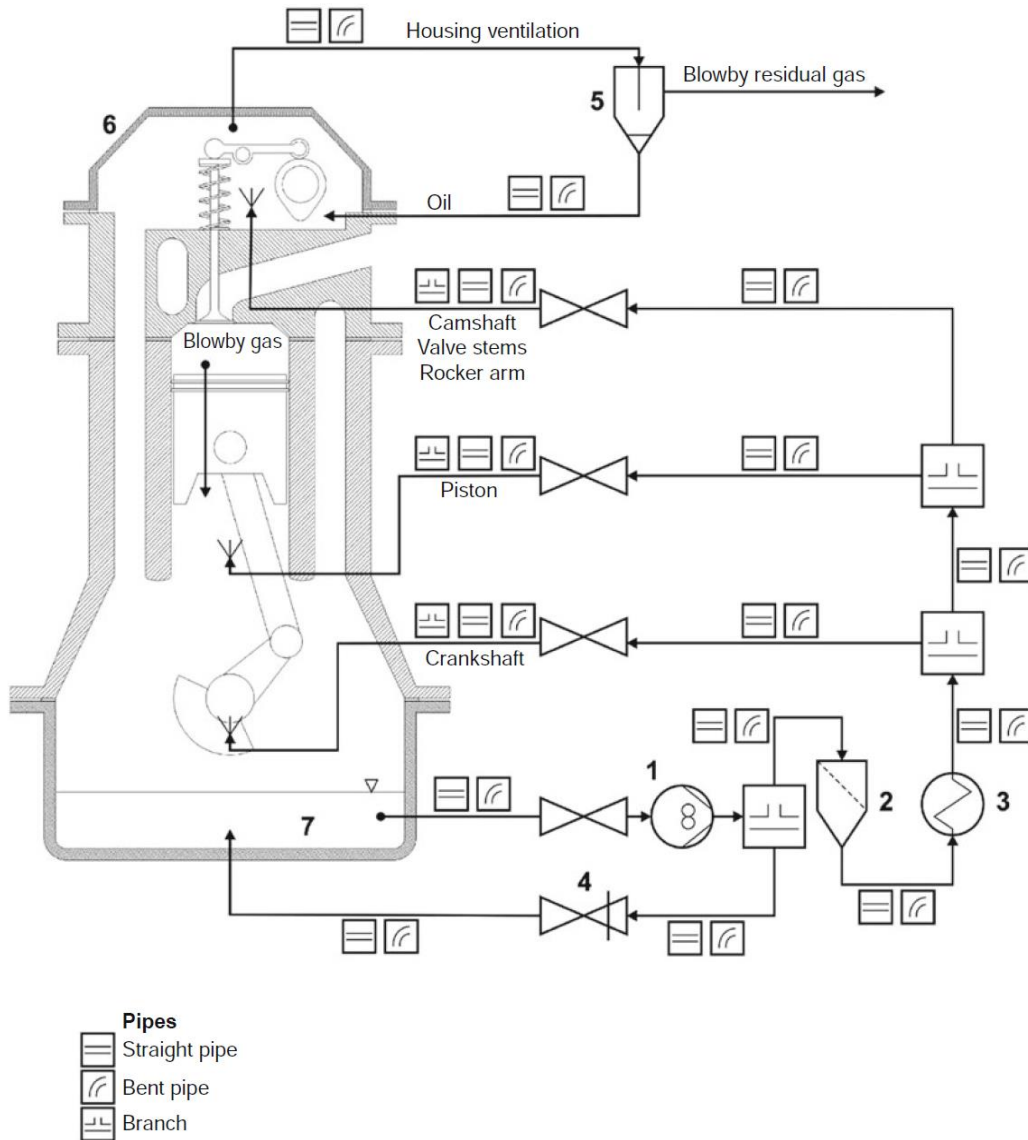
### *3.2.2.2 Συστήματα λίπανσης*

Στο σχήμα 3.2 φαίνεται ένα σχηματικό του κυκλώματος λαδιού του κινητήρα ενός εμπορικού οχήματος.

Η αντλία λαδιού αναρροφά λάδι από την δεξαμενή και το μεταφέρει μέσω των θυρών στους καταναλωτές. Εφόσον ο όγκος του λαδιού που κυκλοφορεί ως προς το χρόνο αυξάνει με την ταχύτητα του κινητήρα, μία βαλβίδα περιορίζει την μέγιστη πίεση του λαδιού στα 5 bar για να αποφευχθεί η ζημιά στον ψύκτη λαδιού, το φίλτρο λαδιού και τις σφραγίσεις.

Η ροή του λαδιού από την αντλία λαδιού αρχικά προχωράει μέσω του ψύκτη και του φίλτρου προς τα κυρίως κανάλια μέσω ενός σημείου μέτρησης της πίεσης του

λαδιού. Όλοι οι κλάδοι προς τα άλλα σημεία λίπανσης ξεκινούν από εδώ. Ο υπερπληρωτής καυσαερίων και η αντλία ψεκασμού λιπαίνονται επίσης με λάδι από τα κύρια κανάλια.



Σχήμα 3.2: Σχηματικό κυκλώματος λαδιού 1 αντλία, 2 φίλτρο λαδιού, 3 ψύκτης λαδιού, 4 βαλβίδα ελέγχου πίεσης 5 διαχωριστής λαδιού, 6 κέλυφος κινητήρα, 7 λεκάνη λαδιού

Το λάδι φτάνει το φέρων κέλυφος στην περιοχή της συνδεσμολογίας του στροφαλοθάλαμου όπου διέρχεται μέσω του στροφαλοφόρου άξονα προς τα ρουλεμάν των διωστήρων και μέσω οπών στο διωστήρα στα δαχτυλίδια του πιστονιού. Εναλλακτικά, ο πείρος του πιστονιού και το μικρό άκρο του διωστήρα μπορεί να δεχτούν παροχή από σπρέι λαδιού.

Το λάδι φτάνει στο στοφαλοθάλαμο, τα ζύγωθρα, και τους ζυγούς μέσω θυρών για να λιπάνει τα τμήματα ελέγχου. Μόλις έχουν λιπανθεί, το λάδι ρέει χωρίς πίεση μέσω επιστροφών και θυρών πίσω στην λεκάνη του λαδιού.

### **3.2.3 Τμήματα συστήματος λίπανσης**

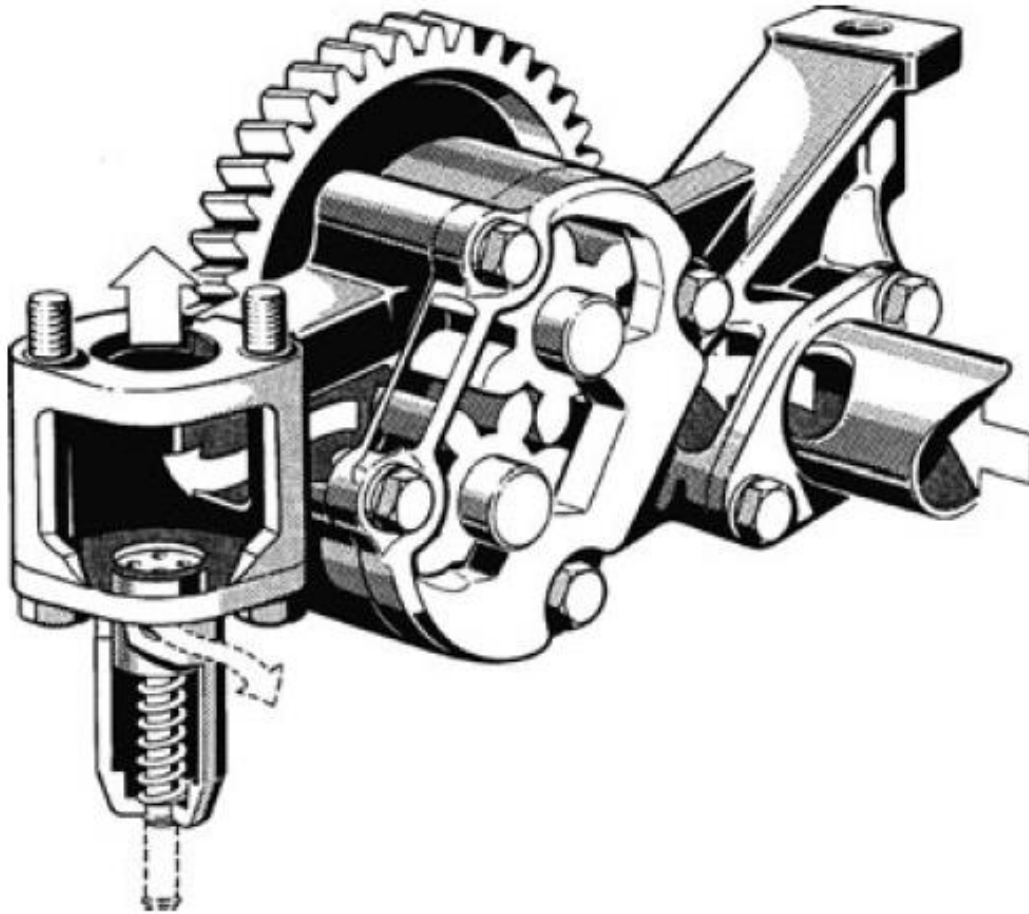
#### *3.2.3.1 Αντλίες λαδιού*

Η λειτουργία της αντλίας λαδιού είναι να παρέχει τον όγκο λαδιού και την πίεση που απαιτείται στο εύρος ταχύτητας ενός κινητήρα. Στις περισσότερες περιπτώσεις, χρησιμοποιούνται γραναζωτές αντλίες (σχήμα 3.3), οι αντλίες με λοβούς και οι αντλίες με πετύγια που οδηγούνται απευθείας από τον στοφαλοφόρο άξονα. Οι μεγαλύτεροι κινητήρες έχουν συχνά πολλές αντλίες λαδιού συνδεδεμένες παράλληλα για να παρέχουν αρκετά μεγάλες ογκομετρικές παροχές, παραμένουν μέσα στα όρια του χώρου και δημιουργούν πλεονασμό. Κάποιοι κινητήρες έχουν πρόσθετη προλίπανση ή μόνιμη λίπανση για να διατηρήσουν την συνδεσμολογία έτοιμη για λειτουργία πριν την εκκίνηση. Ο σχεδιασμός του κινητήρα πρέπει να εξασφαλίσει ότι καμία από τις επιτρεπόμενες γωνίες κλίσης δεν τραβάει αέρα. Όμως, ο στοφαλοφόρος άξονας πρέπει να μην είναι βυθισμένος στο λάδι ώστε το πιτσίλισμα να μην δημιουργεί έργο τριβής.

#### *3.2.3.2 Ψύκτες λαδιού*

Χρησιμοποιούνται εναλλάκτες θερμότητας σωλήνα ή πλάκας, που συνήθως ψύχονται από το ψυκτικό νερό του κινητήρα (εναλλαγή θερμότητας λαδιού – νερού). Ένας ψύκτης πρέπει να έχει διαστασιολόγηση έτσι ώστε υπερβολικά υψηλές θερμοκρασίες του λαδιού να μην συμβαίνουν ακόμα και στις μέγιστες θερμοκρασίες του νερού. Οι εναλλάκτες θερμότητας αλουμινίου πετυχαίνουν βέλτιστη μεταφορά θερμότητας, αλλά με το μειονέκτημα της χαμηλότερης μηχανικής σταθερότητας και τον υψηλότερο κίνδυνο της διάβρωσης από τους περισσότερο συνηθισμένους εναλλάκτες θερμότητας από ανοξείδωτο ατσάλι. Η μηχανική σταθερότητα είναι

απαραίτητη εφόσον η αντλία λαδιού παράγει κορυφαίες πιέσεις στις κρύες εκκινήσεις και ακόμα και σε κανονική λειτουργία του κινητήρα.

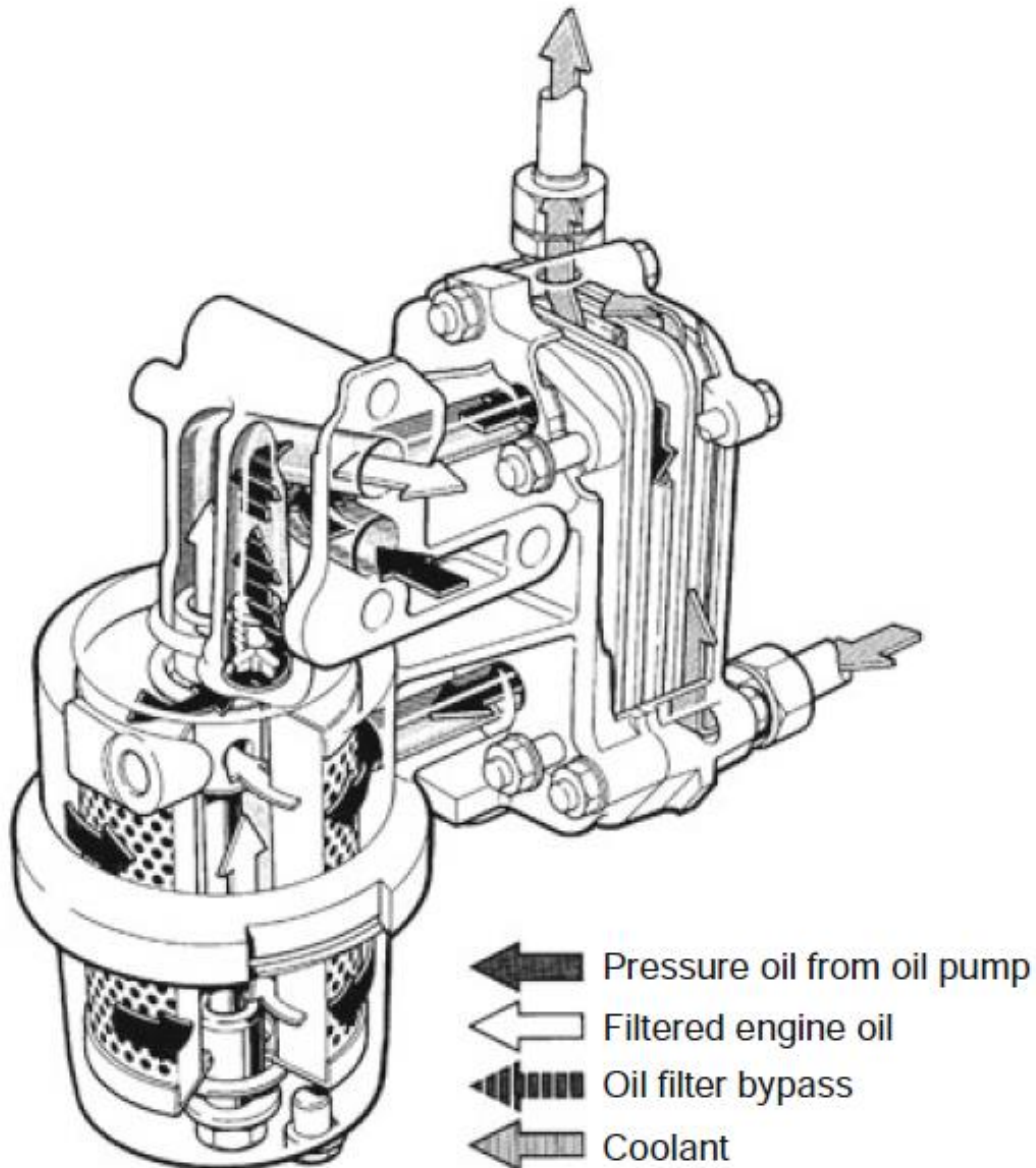


Σχήμα 3.3: Γραναζωτή αντλία με βαλβίδα ελέγχου πίεσης (MB, OM 442)

### 3.2.3.3 Φίλτρα λαδιού

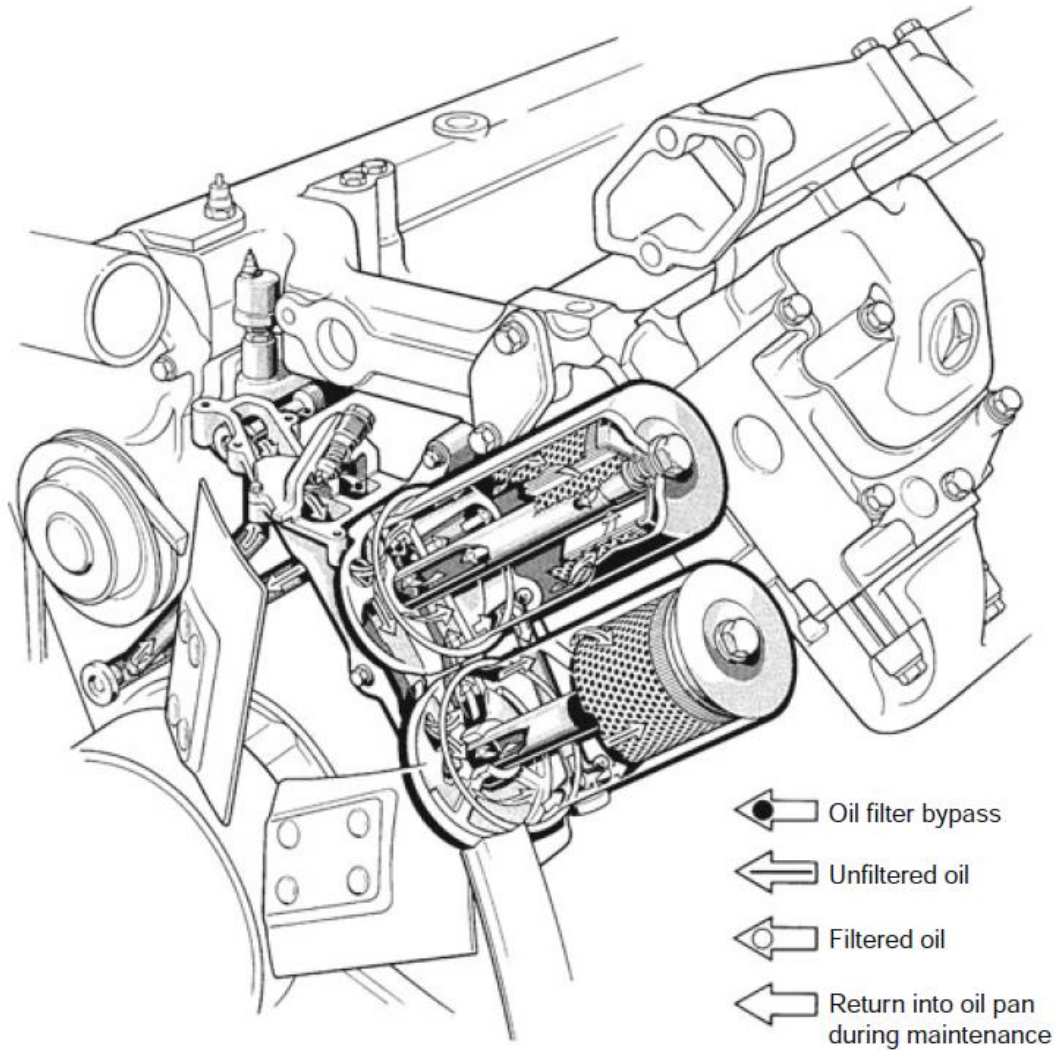
Ένα φίλτρο λαδιού συνήθως αποτελείται από ένα κάλυμμα φίλτρου λαδιού και ένα φυσίγγιο φίλτρου λαδιού που περιέχει το στοιχείο φιλτραρίσματος. Το κάλυμμα του φίλτρου λαδιού περιέχει ανοίγματα εισόδου και εξόδου και βαλβίδα παράκαμψης του φίλτρου λαδιού. Μερικές φορές υπάρχει ενσωματωμένος και ψύκτης λαδιού (σχήμα 3.4). Όλο το φίλτρο λαδιού είναι συνήθως περασμένο σαν φλάντζα πάνω στο μπλοκ του κινητήρα.





Σχήμα 3.4: Μονάδα φίλτρου λαδιού, που αποτελείται από φίλτρο λαδιού και ψύκτη λαδιού

Το σχήμα 3.5 δείχνει την ροή του λαδιού μέσα από το φίλτρο. Το αφιλτράριστο λάδι άγεται μέσω του ανοίγματος εισόδου στο κέλυφος του φίλτρου λαδιού μέσα στο φυσίγγιο του φίλτρου, όπου ρέει μέσα από το στοιχείο φιλτραρίσματος από έξω προς τα μέσα και διαχωρίζονται τα σωματίδια της βρωμιάς. Τα ανοίγματα εισόδου και εξόδου συνδέονται με την βαλβίδα παράκαμψης του φίλτρου για να διατηρηθεί η κυκλοφορία του λαδιού στον κινητήρα ακόμα και αν το στοιχείο φιλτραρίσματος του λαδιού είναι μπλοκαρισμένο.

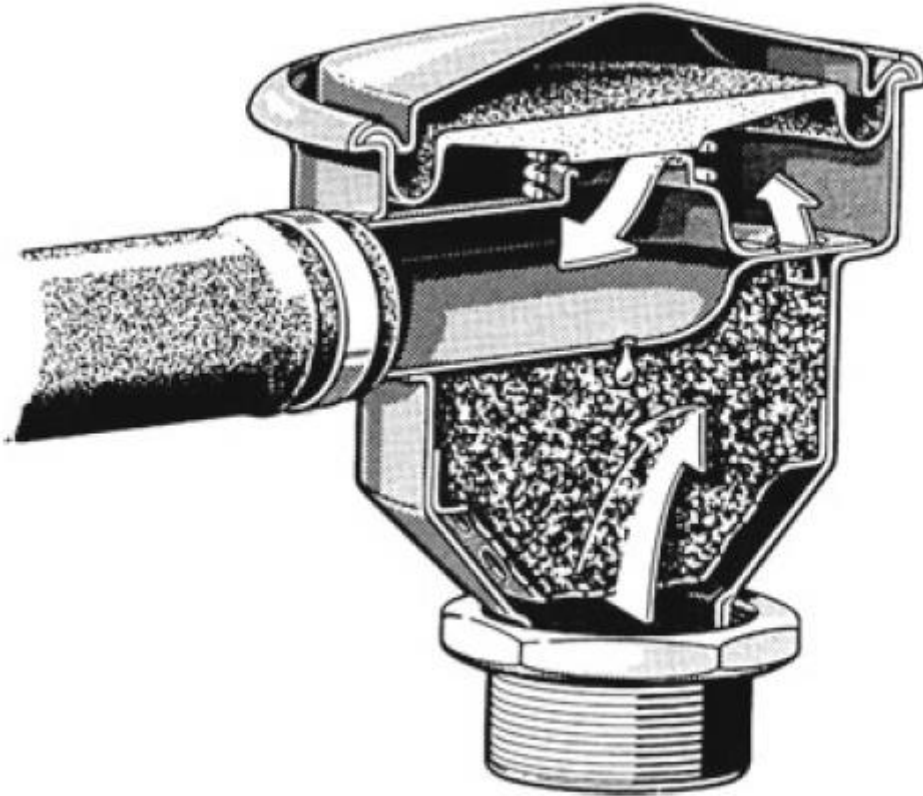


Σχήμα 3.5: Ροή του λαδιού μέσα από το φίλτρο λαδιού (MB, μοντέλο 400, NG 90)

#### 3.2.3.4 Διαχωριστές λαδιού

Τα προϊόντα καύσης στο λάδι του κινητήρα σπάνια έχουν μόνο την μορφή των στερεών σωματιδίων. Αντίθετα, τα αέρια που διαρρέουν από τους δακτυλίους που περιέχουν σωματίδια λαδιού, ατμού καυσίμου και ατμό φτάνουν στον στροφαλοθάλαμο μέσω των δακτυλίων του πιστονιού. Διαχωρίζονται από το σύστημα διαχωρισμού και στέλνονται στο σύστημα εισαγωγής του κινητήρα μαζί με τους ατμούς του λαδιού στις υψηλές θερμοκρασίες. Εάν τα αέρια στο σύστημα εισαγωγής ψυχθούν, τότε τα σωματίδια λαδιού συνήθως διαχωρίζονται πάνω στα τοιχώματα. Το σχήμα 3.6 δείχνει ένα σύστημα διαχωρισμού λαδιού που επιπλέον άγει τα αέρια που εξαερώνονται στην εισαγωγή του αέρα. Στην διαδικασία, οι ατμοί του λαδιού αρχικά φτάνουν σε ένα ατσάλινο πλέγμα στο οποίο τα μεγαλύτερα σταγονίδια του λαδιού

διαχωρίζονται, ενώ η επιπλέον πίεση στο σύστημα εισαγωγής τροφοδοτεί τους διαχωρισμένους ατμούς λαδιού στο αέρα εισαγωγής μέσω του διαφράγματος. Αυτό έχει σκοπό να διατηρηθεί ένα μόνιμο κενό στο στροφαλοθάλαμο, μειώνοντας έτσι τις διαρροές λαδιού.



Σχήμα 3.6: Διαχωριστής λαδιού

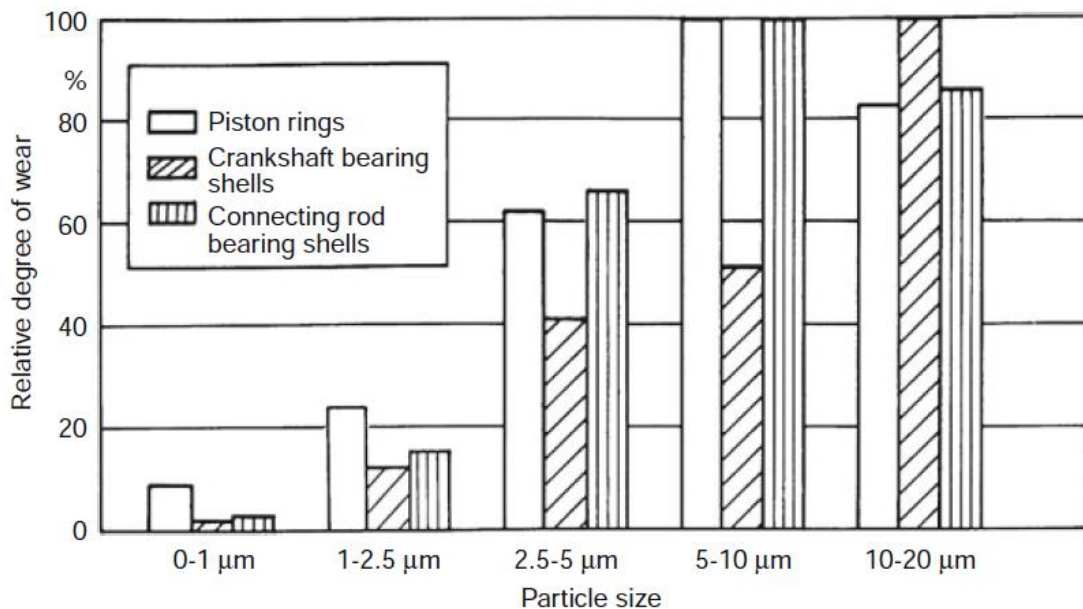
### 3.2.4 Συντήρηση λιπαντικού λαδιού

Κατά την λειτουργία του κινητήρα σχηματίζονται πολλά σωματίδια βρωμιάς, που προκαλούν καθιζήσεις και φθορά ή χημικές αντιδράσεις στο λάδι και έτσι επιταχύνουν την αποσύνθεση του λαδιού. Τα σωματίδια έχουν διαφορετικά μεγέθη, είναι μόνο μερικώς διαλυτά στο λάδι και μπορούν να διαιρεθούν σε δύο ομάδες:

- Ανόργανα προϊόντα, κυρίως προϊόντα φθοράς από τα βαρέλια των κυλίνδρων, τους δακτυλίους των πιστονιών και των ρουλεμάν ή πυριτικό άλας (άμμος χύτευσης, σκόνη από την καύση του αέρα και γρέζια κατασκευής) και

- Οργανικά προϊόντα όπως προϊόντα αιθάλης από την γήρανση του λαδιού, προϊόντα κατανάλωσης καυσίμου και ακαθαρσίες που προκαλούνται από διαρροές στο κύκλωμα ψύξης.

Διάφοροι μηχανισμοί φθοράς εμφανίζονται ως συνάρτηση του μεγέθους και της κατανομής των σωματιδίων. Σωματίδια > 20 μm γενικά φιλτράρονται εφόσον προκαλούν υπερβολικά μεγάλη φθορά στα βασικά ρουλεμάν και στα έδρανα των διωστήρων, στους δακτυλίους των πιστονιών, τα βαρέλια των κυλίνδρων και τα γρανάζια. Το σχήμα 3.7 δείχνει ότι ακόμα και τα μικρότερα σωματίδια < 20 μm επηρεάζουν την φθορά των τμημάτων. Τα σωματίδια των 2.5 – 5 μm μόνο προκαλούν όσο το 50% της φθοράς που προκαλούν τα μεγαλύτερα σωματίδια.

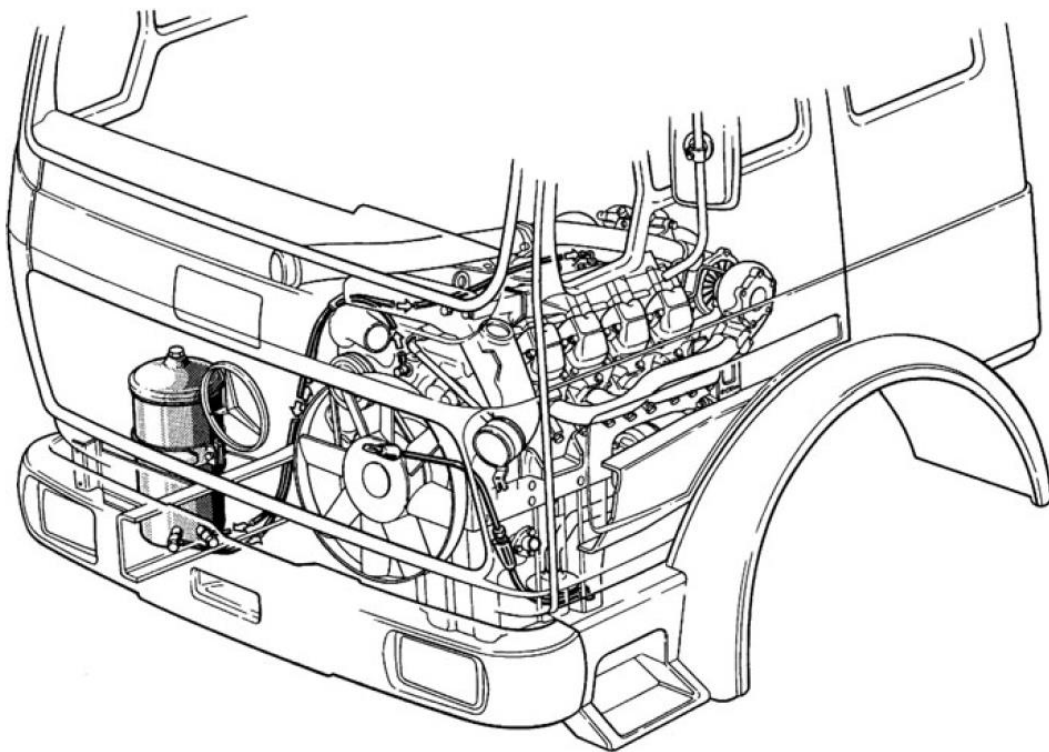


Σχήμα 3.7: Σχετική φθορά ως συνάρτηση του μεγέθους των σωματιδίων των ακαθαρσιών

Τα παρακάτω συστήματα φιλτραρίσματος λαδιού χρησιμοποιούνται για να κρατηθούν αποτελεσματικά οι ακαθαρσίες μακριά από το κύκλωμα λαδιού:

- Φίλτρα πλήρους ροής: Όλος ο όγκος του λαδιού φιλτράρεται πριν μπει στα κύρια κανάλια λαδιού.
- Συστήματα φίλτρων πλήρους ροής και παρακάμψεων: Ένα μικρό μέρος του λαδιού άγεται μέσα από ένα πιο λεπτό φίλτρο παράκαμψης για να παγιδευτούν τα λεπτότερα σωματίδια.

- Συστήματα φίλτρων λαδιού μακράς διάρκειας: Το φίλτρο παράκαμψης βρίσκεται σε ένα κάλυμμα που είναι χωριστό από τον κινητήρα και η ποσότητα του λαδιού του κινητήρα είναι αυξημένη (σχήμα 3.8). Το καλύτερο φιλτράρισμα και ο μεγαλύτερος όγκος λαδιού κάνουν δυνατό να μεγαλώσουν τα διαστήματα αλλαγών του λαδιού.
- Δευτερεύοντα στοιχεία φιλτραρίσματος Αυτά τοποθετούνται μετά το κανονικό στοιχείο φιλτραρίσματος και, στην περίπτωση που το κύριο στοιχείο φιλτραρίσματος πάθει ζημιά, προστατεύει τον κινητήρα από σωματίδια βρωμιάς με την βοήθεια ενός φίλτρου με πόρους 50 μm.
- Συστήματα επεξεργασίας λαδιού: Τα κεντρικά συστήματα επεξεργασίας λαδιού στα οποία όλο το λάδι του κινητήρα συλλέγεται και καθαρίζεται χρησιμοποιούνται συχνά σε μεγάλους κινητήρες ντίζελ και μονάδες με πολλούς κινητήρες.



*Σχήμα 3.8: Φίλτρο μακράς διάρκειας και διαχωριστής λαδιού (MB, OM 442 A)*

Ως μέσα φιλτραρίσματος χρησιμοποιούνται το χαρτί (που επιτρέπει ακριβή ορισμό του μεγέθους των σωματιδίων), υλικά από ίνες (καλύτερη διείσδυση από το χαρτί), βαμβάκι ή στοιβαγμένοι δίσκοι χαρτιού. Μία φυγόκεντρο (φυγόκεντρος

δράσης) που οδηγείται από τη δέσμη του λαδιού πετυχαίνει εξαιρετικά λεπτό φιλτράρισμα.

Εκτός από το μέγεθος του φίλτρου, ο συνολικός όγκος του διαθέσιμου λαδιού και τα απαιτούμενα διαστήματα αλλαγής λαδιού είναι κρίσιμα για την διαστασιολόγηση των συστημάτων φιλτραρίσματος λαδιού.

Ένα φίλτρο λαδιού πρέπει να είναι σχεδιασμένο με μέγεθος πόρου και ικανότητα συγκράτησης σωματιδίων λαδιού μέχρι την επόμενη αλλαγή λαδιού ή αλλαγή φίλτρου. Ως γενικός κανόνας, ένα φίλτρο πρέπει να αλλάζει χωρίς να αλλάζει το λάδι αλλά το λάδι ποτέ δεν πρέπει να αλλάζει χωρίς να αλλάζει το φίλτρο καθώς τα φρέσκα πρόσθετα στο νέο λάδι μπορεί να φιλτραριστούν από τα χρησιμοποιημένα φίλτρα. Επιπλέον, η αντίσταση των φίλτρων δεν πρέπει να είναι τόσο μεγάλη ώστε να ενεργοποιείται η βαλβίδα παράκαμψης πριν την αλλαγή του φίλτρου και να φτάνει αφιλτράριστο λάδι στον κινητήρα. Όταν δεν υπάρχει βαλβίδα παράκαμψης, η υπερβολικά υψηλή αντίσταση μπορεί να προκαλέσει μείωση της πίεσης του λαδιού σε ένα κινητήρα ή την καταστροφή του στοιχείου φιλτραρίσματος λαδιού

