

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΕΛΟΠΟΝΝΗΣΟΥ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΤΕΧΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΑΙ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗΣ  
ΑΝΤΛΙΩΝ ΔΙΥΛΙΣΤΗΡΙΟΥ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ  
ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ**



**ΦΟΙΤΗΤΗΣ: ΑΜΠΑΔΙΩΤΑΚΗΣ ΕΜΜΑΝΟΥΗΛ**  
**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : Δρ. ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ**

**ΠΑΤΡΑ 2019**

# ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η συγκεκριμένη πτυχιακή εργασία εκπονήθηκε στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού εκπαιδευτικού ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας. Η πτυχιακή εργασία ασχολείται με την τεχνική περιγραφή και συντήρηση αντλιών του διυλιστηρίου MOTOR OIL HELLAS, καθώς και με τεχνικούς υπολογισμούς μιας φυγοκεντρικής αντλίας.

Η εταιρία MOTOR OIL HELLAS ασχολείται με την διύλιση πετρελαίου καθώς και με τα παράγωγά του (βενζίνη, λάδια, λιπαντικά). Η εταιρία προμηθεύει τόσο εντός Ελλάδας όσο και στο εξωτερικό. Για να φτάσει η εταιρία να εξάγει το προϊόν, προηγείται μια διαδικασία διύλισης αυτό επιτυγχάνεται με την βοήθεια αντλιών.

Οι αντλίες στα διυλιστήρια είναι από τα σημαντικότερα μηχανικά στοιχεία. Οι αντλίες δίνουν κίνηση στα ρευστά ώστε να μεταφερθούν από ένα σημείο σε ένα άλλο σημείο.

Για να γίνει η μετακίνηση του ρευστού θα πρέπει να επιλεγεί η κατάλληλη αντλία, έτσι ώστε να δώσει την κατάλληλη ενέργεια στο ρευστό ώστε να υπερνικήσει διάφορες απώλειες κατά την μετακίνηση. Επομένως η επιλογή της αντλίας που θα πραγματοποιηθεί θα πρέπει να έχει τα κατάλληλα χαρακτηριστικά.

Ευχαριστώ θερμά την οικογένεια μου και τον Επιβλέποντα Καθηγητή μου κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε για την πραγματοποίηση της Εργασίας.

Αμπαδιωτάκης Εμμανουήλ  
Ιούλιος 2019

**Υπεύθυνη Δήλωση Φοιτητή:** Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Φοιτητής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο Φοιτητής  
(Ονοματεπώνυμο)

.....  
(Υπογραφή)

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η συγκεκριμένη πτυχιακή εργασία έχει θέμα <<τεχνική περιγραφή λειτουργίας και συντήρησης αντλιών διυλιστηρίου πετρελαίου και υπολογισμός στοιχείων φυγοκεντρικής αντλίας>>. Γίνεται αναφορά των αντλιών του διυλιστηρίου καθώς και αναφορά της προληπτικής συντήρησης των αντλιών και υπολογισμός των τεχνικών χαρακτηριστικών για μια αντλία που θα εγκατασταθεί σε μια εγκατάσταση και επιλογή της κατάλληλης αντλίας με βάση τα χαρακτηριστικά της εγκατάστασης.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε επτά κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο θα παρουσιαστεί η MOTOR OIL HELLAS. Δηλαδή θα γίνει σύντομη αναφορά στην ιστορία του ομίλου καθώς και που δραστηριοποιείται ο όμιλος.

Στο δεύτερο κεφάλαιο θα αναπτυχθεί η έννοια της αντλίας, θα γίνει κατηγοριοποίηση των αντλιών ανάλογα με την λειτουργία τους καθώς επίσης θα περιγραφούν τα χαρακτηριστικά μεγέθη των αντλιών.

Στο τρίτο κεφάλαιο θα αναφερθούν οι βασικές αρχές ρευστοδυναμικών νόμων που διέπουν τις αντλίες, καθώς και θεωρητική ανάλυση των απωλειών που υπάρχουν κατά την μεταφορά ρευστών.

Στο τέταρτο κεφάλαιο θα γίνει περιγραφή των τύπων των αντλιών που υπάρχουν στο διυλιστήριο. Επίσης θα παρουσιαστούν τα μέρη τους και η λειτουργία τους.

Στο πέμπτο κεφάλαιο θα γίνει αναφορά στις μεθόδους προληπτικής συντήρησης των αντλιών. Θα δούμε τις μεθόδους καθώς και τα όργανα που θα χρησιμοποιηθούν.

Στο έκτο κεφάλαιο θα γίνει αναλυτική περιγραφή της φυγοκεντρικής αντλίας, καθώς και λεπτομερής παρουσίαση των μερών της και της λειτουργίας της.

Στο έβδομο κεφάλαιο θα πραγματοποιηθούν οι υπολογισμοί στοιχείων φυγοκεντρικής αντλίας σε μια εγκατάσταση. (Ισχύς αντλίας, ισχύς κινητήρα, πίεση αναρρόφησης και κατάθλιψης, διάμετρος αξόνων, σύνδεσμος κινητήρα-αντλίας, σφήνες και έδρανα κύλισης).

Τα σπουδαιότερα συμπεράσματα που προκύπτουν από την παρούσα πτυχιακή εργασία είναι ότι η επιλογή της κατάλληλης αντλίας για μια εγκατάσταση είναι πολύ σημαντική και κρίσιμη. Η επιλογή της αντλίας γίνεται με βάση κάποια κριτήρια τα οποία είναι :

- Το είδος του ρευστού που θα μεταφερθεί .
- Από την υψομετρική διαφορά που θα μεταφερθεί.
- Από την παροχή που θα έχει το σύστημα.

Επίσης ένα σημαντικό συμπέρασμα είναι ότι οι αντλίες για την σωστή λειτουργία τους και για να αποφεύγονται διάφορα προβλήματα στην λειτουργία τους, θα πρέπει να γίνεται ανά κάποιο χρονικό διάστημα προληπτική συντήρηση.

# ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	ii
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	iii
ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ .....	iv
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	6
1.ΜΟΤΟΡ ΟΙΛ ΕΛΛΑΣ.....	8
1.1 Ιστορία μόντορ οιλ Ελλάς.....	8
1.2 Δραστηριότητα ομίλου.....	10
2 ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	12
2.1 Αντλίες.....	12
2.2 Χαρακτηριστικά μεγέθη αντλιών.....	12
2.2.1 Ογκομετρική παροχή Q.....	12
2.2.2 Μανομετρικό ύψος Εγκατάστασης και αντλίας.....	13
2.2.3 Ισχύς και απόδοση αντλίας.....	15
2.2.4 Καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH.....	17
2.3 Κατάταξη αντλιών.....	19
3 ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΝΟΜΩΝ ΠΟΥ ΙΣΧΥΟΥΝ ΣΕ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	21
3.1 Βασικοί ρευστοδυναμικοί νόμοι σε αντλίες.....	21
3.1.1 Πυκνότητα και ειδικό βάρος ρευστού.....	21
3.1.2 Ιξώδες ρευστού.....	21
3.2 Ροή πραγματικού υγρού σε κλειστό αγωγό.....	24
3.2.1 Ολικές ή μείζονες απώλειες.....	25
3.2.2 Τοπικές ή ελάσσονες απώλειες.....	27
4 ΤΥΠΟΙ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	28
4.1 Αντλίες διυλιστηρίου.....	28
4.1.1 Τύποι και λειτουργία αντλιών διυλιστηρίου.....	28
5 ΠΡΟΛΗΠΤΙΚΗ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	53
5.1 Μέθοδοι προληπτικής συντήρησης αντλιών.....	53
5.1.1 Μέθοδος της θερμογράφησης.....	53
5.1.2 Μέθοδος παρακολούθησης κραδασμών.....	56
5.1.3 Μέθοδος ακουστικής επιθεώρησης.....	59
6. ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ.....	63
6.1 Περιγραφή φυγοκεντρικής αντλίας.....	63

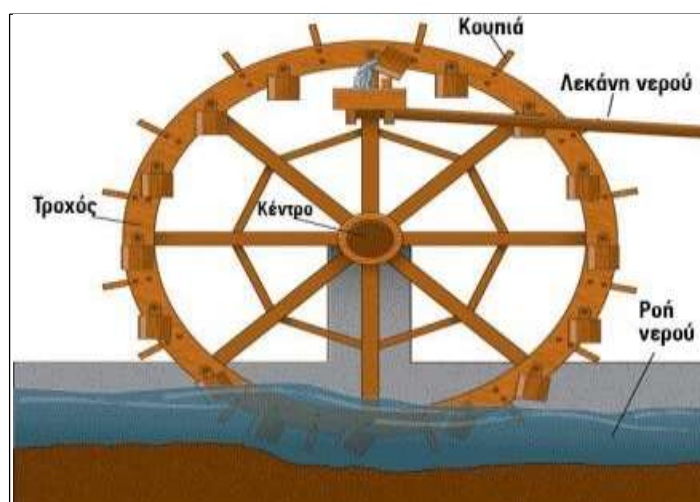
6.2 ΚΥΡΙΟΤΕΡΑ ΜΕΡΗ ΑΠΛΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ .....	63
6.2.1 Φτερωτή (impeller) .....	63
6.2.2 Κέλυφος (case) .....	65
6.2.3 Δακτύλιοι στεγανότητας (wearing rings) .....	65
6.2.4 Άξονας (shaft) .....	66
6.2.5 Έδρανα (bearing) .....	67
6.2.6 Μηχανική σαλαμάστρα (mechanical seal) .....	73
7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	78
7.1 Υπολογισμός ισχύος αντλίας.....	79
7.2 Υπολογισμός ισχύος ηλεκτροκινητήρα .....	91
7.3 Υπολογισμός πίεσης αναρρόφησης και κατάθλιψης .....	92
7.4 Υπολογισμός διαμέτρων αξόνων.....	94
7.5 Υπολογισμός συνδέσμου αντλίας-κινητήρα.....	99
7.6 Υπολογισμός σφηνών.....	101
7.7 Υπολογισμός εδράνων κύλισης.....	103
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	115
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	116
ΙΣΤΟΣΕΛΙΔΕΣ .....	117

## ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο αρχαιότερος τύπος αντλίας είναι ο κοχλίας του Αρχιμήδη που χρησιμοποιήθηκε για το πότισμα των κρεμαστών κήπων της Βαβυλώνας τον 7ο αιώνα π.Χ. και περιγράφηκε αναλυτικότερα από τον Αρχιμήδη τον 3ο αιώνα π.Χ.

Η αντλία είναι ένα μηχάνημα που χρησιμοποιείται για τη μετακίνηση υγρών, δεδομένου ότι επιτυγχάνει κίνηση του υγρού μέσω της μηχανικής δράσης. Ο αρχαιότερος τύπος αντλίας είναι ο κοχλίας του Αρχιμήδη, ο οποίος χρησιμοποιήθηκε για το πότισμα των Κρεμαστών Κήπων της Βαβυλώνας.

Οι αντλίες επινοήθηκαν πριν από τις κινητήριες μηχανές και είχαν σκοπό την άντληση νερού για άρδευση. Σύμφωνα με τον Ακριτίδη (1985) τα βασικά εξαρτήματα των αντλιών ήταν δοχεία, τα οποία βυθίζονταν μέσα στο νερό και μετά ανυψώνονταν με τη βοήθεια μηχανών (ανυψωτικοί τροχοί). Ως ενέργεια για την περιστροφή του τροχού χρησιμοποιήθηκε η ανθρώπινη ή ζωική δύναμη και η δύναμη του ανέμου. Αργότερα ο ανυψωτικός τροχός μετατράπηκε σε αυτοκινούμενο με τη προσθήκη πτερυγίων στην περιφέρεια του (Εικ. 1).



**Εικόνα 1** : Νερόμυλος  
(Πηγή : <https://www.google.com/>)

Εφευρέτης της φυγοκέντρου αντλίας θεωρείται ο Γάλλος Denis Papin το 1705. Το 1875 ο Osborne Reynolds κατασκεύασε την πρώτη στροβιλοαντλία, που είχε σημαντικά αυξημένη απόδοση. Από το 1840 άρχισαν να χρησιμοποιούνται οι

ατμομηχανές για την κίνηση των αντλιών. Νέα ώθηση στην εξέλιξη των αντλιών και την επινοήση νέων τύπων έδωσε η εμφάνιση των κινητήρων εσωτερικής καύσης. Επίσης οι αεριοστροβίλοι και οι ηλεκτροκινητήρες, που δίνουν μεγάλο αριθμό στροφών και σταθερή ροπή, βοήθησαν στην γρήγορη εξέλιξη των φυγοκεντρικών αντλιών. Παράλληλα αναπτύχθηκαν οι περιστροφικές αντλίες για μικρές παροχές με μέση πίεση κυρίως για υγρά με μεγάλο ιξώδες (Ακριτίδης, 1985)

# 1. ΜΟΤΟΡ ΟΙΛ ΕΛΛΑΣ

Η ΜΟΤΟΡ ΟΙΛ ΕΛΛΑΣ (ΜΟΕ) ιδρύθηκε το 1970 (Εικ.1.1). Η Μότορ Όιλ Ελλάς (ΜΟΕ) είναι μία εταιρεία με ηγετικό ρόλο στον τομέα της διύλισης πετρελαίου, προμηθεύοντας τις αγορές που εξυπηρετεί με ένα ευρύ φάσμα αξιόπιστων ενεργειακών προϊόντων. Η εταιρεία έχει εξελιχθεί σε έναν από τους κύριους στυλοβάτες της εθνικής οικονομίας, ενώ παράλληλα διατηρεί και πρωταγωνιστικό ρόλο στην ευρύτερη περιοχή της Νοτιοανατολικής Ευρώπης. Η ΜΟΕ είναι εισηγμένη στο Χρηματιστήριο Αθηνών και συμπεριλαμβάνεται στο Γενικό δείκτη (ATHEX COMPOSITE INDEX), στο δείκτη Υψηλής κεφαλαιοποίησης (FTSE/ATHEX LARGE CAP) καθώς και σε επιμέρους κλαδικούς δείκτες. Επιπρόσθετα, η μετοχή της ΜΟΕ συμπεριλαμβάνεται στον δείκτη MSCI GREECE καθώς και στους FTSE4Good Index Series.



**Εικόνα 1.1 :** Διυλιστήριο Μότορ Όιλ Ελλάς  
(πηγή: [https://www.moh.gr/Home.aspx?a\\_id=256](https://www.moh.gr/Home.aspx?a_id=256))

## 1.1 ΙΣΤΟΡΙΑ ΜΟΤΟΡ ΟΙΛ ΕΛΛΑΣ

- **1970-1972:** Σύσταση και έναρξη της λειτουργίας του διυλιστηρίου το οποίο διαθέτει μονάδα διύλισης αργού πετρελαίου, διυλιστήριο παραγωγής βασικών λιπαντικών, προβλήτα με σταθμό φόρτωσης, σταθμούς φόρτωσης βυτιοφόρων οχημάτων.



- 1975: Επέκταση των εργασιών στον τομέα παραγωγής καυσίμων με την προσθήκη της μονάδας Ατμοσφαιρικής Απόσταξης.
- 1978: Κατασκευή μονάδας Καταλυτικής Αναμόρφωσης (περαιτέρω επεξεργασία νάφθας).
- 1980: Εγκατάσταση Μονάδας Καταλυτικής Πυρόλυσης (επεξεργασία μαζούτ σε προϊόντα υψηλής προστιθέμενης αξίας).
- 1984: Κατασκευή μονάδας Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας που χρησιμοποιεί ως πρώτη ύλη αέριο καύσιμο. Δικαίωμα πώλησης ενέργειας στο εθνικό δίκτυο.
- 1993: Πιστοποίηση για όλο το φάσμα των δραστηριοτήτων την Εταιρείας κατά ISO 9002.
- 1996: Αγορά του 50% των μετοχών της Εταιρείας από την Aramco Overseas Company BV, 100% θυγατρική της Saudi Arabian Oil Company (Saudi Aramco).
- 2000: Ολοκλήρωση επενδύσεων με σκοπό την παραγωγή προϊόντων σύμφωνα με τις προδιαγραφές της Ευρωπαϊκής Ένωσης για το 2000. Την ίδια χρονιά πιστοποιείται το Σύστημα Περιβαλλοντικής Διαχείρισης της Εταιρείας κατά ISO 14001:1996.
- 2001: Εγκατάσταση νέου αεριοστροβίλου στο σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Αναβάθμιση της μονάδας κενού των λιπαντικών. Αύξηση του μετοχικού κεφαλαίου της Εταιρείας με δημόσια εγγραφή και έναρξη διαπραγμάτευσης των μετοχών της στο Χ.Α.
- 2002: Εξαγορά του 100% της εταιρείας εμπορίας πετρελαιοειδών AVIN OIL A.B.E.N.E.Π.
- 2005: Έναρξη λειτουργίας του συγκροτήματος Υδρογονοπυρόλυσης (Hydrocracker) που δίνει τη δυνατότητα παραγωγής «καθαρών» καυσίμων. Απόκτηση από τη Motor Oil Holdings Ltd. του ποσοστού που κατείχε η Aramco Overseas Company B.V στην Εταιρεία.
- 2006: Διαπίστευση του Χημείου του Διύλιστηρίου κατά ISO/IEC 17025:2005 από το Εθνικό Σύστημα Διαπίστευσης (Ε.ΣΥ.Δ.).
- 2007: Έκδοση σε εθελοντική βάση της πρώτης ετήσιας Περιβαλλοντικής Δήλωσης σύμφωνα με τον Ευρωπαϊκό Κανονισμό EMAS ER 761/2006 (Eco-Management and Audit Scheme – EMAS) επικυρωμένη από τη Bureau Veritas.
- 2008: Συμφωνία συνεργασίας με τη ΜΥΤΙΛΗΝΑΙΟΣ Α.Ε. – ΟΜΙΛΟΣ ΕΠΙΧΕΙΡΗΣΕΩΝ μέσω της ΚΟΡΙΝΘΟΣ POWER Α.Ε. για την κατασκευή, λειτουργία και εκμετάλλευση μονάδας συνδυασμένου κύκλου με καύσιμο φυσικό αέριο που θα ευρίσκεται εντός των εγκαταστάσεων του Διύλιστηρίου της ΜΟΤΟΡ ΟΪΛ στους Αγίους Θεοδώρους Κορινθίας. Πιστοποίηση του Συστήματος Υγιεινής και Ασφάλειας του διυλιστηρίου (Health and safety management) κατά το διεθνές πρότυπο OHSAS 18001:2007.

- 2009: Απόκτηση ποσοστού 64,06% του μετοχικού κεφαλαίου της “OFC ΥΠΗΡΕΣΙΕΣ ΑΕΡΟΠΟΡΙΚΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ Α.Ε.” με αποτέλεσμα η συμμετοχή του Ομίλου ΜΟΤΟΡ ΟΪΛ στην OFC Α.Ε. να αυξηθεί σε 92,06%.
- 2010: Έναρξη λειτουργίας της νέας Μονάδας Απόσταξης Αργού (new Crude Distillation Unit) με ικανότητα διύλισης 60.000 βαρελιών αργού ημερησίως. Ολοκλήρωση της εξαγοράς του 100% των μετοχών των εταιρειών “SHELL HELLAS Α.Ε.” (μετονομάστηκε σε “Coral Α.Ε.”) και “SHELL GAS Α.Ε.Β.Ε. ΥΓΡΑΕΡΙΩΝ” (μετονομάστηκε σε “Coral Gas Α.Ε.Β.Ε.Υ”). Έκδοση της ετήσιας Περιβαλλοντικής Δήλωσης σύμφωνα με τον πιο πρόσφατο Ευρωπαϊκό Κανονισμό EMAS III 1221/2009. Η ΜΟΤΟΡ ΟΪΛ ιδρύει από κοινού με τη ΜΥΤΙΛΗΝΑΙΟΣ Α.Ε. – ΟΜΙΛΟΣ ΕΠΙΧΕΙΡΗΣΕΩΝ την εταιρεία “Μ και Μ Α.Ε. ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ”.
- 2011: Ολοκλήρωση της κατασκευής του 5ου αεριοστρόβιλου στο συγκρότημα συμπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και ατμού του Διυλιστηρίου, του οποίου η συνολική ισχύς διαμορφώνεται σε 85 MW (από 68 MW) . Ολοκλήρωση κατασκευής της μονάδας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας της ΚΟΡΙΝΘΟΣ POWER Α.Ε.
- 2014: Εξαγορά μέσω δημόσιας πρότασης του 100% του μετοχικού κεφαλαίου της εταιρίας CYCLON ΕΛΛΑΣ και διαγραφή των μετοχών της τελευταίας από το Χρηματιστήριο Αθηνών.

## 1.2 ΔΡΑΣΤΗΡΙΟΤΗΤΑ ΟΜΙΛΟΥ

Το Διυλιστήριο μαζί με τις βοηθητικές εγκαταστάσεις και τις εγκαταστάσεις διακίνησης καυσίμων αποτελεί το μεγαλύτερο αμιγώς ιδιωτικό βιομηχανικό συγκρότημα της Ελλάδος και θεωρείται ένα από τα πιο ευέλικτα διυλιστήρια της Ευρώπης. Μπορεί να κατεργάζεται αργό πετρέλαιο διαφόρων τύπων, παράγοντας ένα ευρύ φάσμα πετρελαϊκών προϊόντων, που καλύπτουν τις πιο αυστηρές διεθνείς προδιαγραφές, εξυπηρετώντας έτσι μεγάλες εταιρείες εμπορίας πετρελαίου στην Ελλάδα και στο εξωτερικό. Επιπλέον, η ΜΟΕ είναι η μοναδική ελληνική εταιρεία παραγωγής και συσκευασίας λιπαντικών. Τα παραγόμενα βασικά και τελικά λιπαντικά είναι εγκεκριμένα από διεθνείς οργανισμούς (Association des Constructeur Europeens d'Automobiles, American Petroleum Institute) και από τις Ένοπλες δυνάμεις των ΗΠΑ. Το Διυλιστήριο βρίσκεται στους Αγίους Θεοδώρους, Κορινθίας, περίπου 70 χλμ. έξω από την Αθήνα. Η Διοίκηση της εταιρείας, καθώς και οι Γενικές Διευθύνσεις Εμπορίας, Οικονομικών, Διοικητικού & Ανθρωπίνων Πόρων και Στρατηγικού Επιχειρησιακού Σχεδιασμού & Ανάπτυξης, στεγάζονται σε σύγχρονο κτίριο στο Μαρούσι Αττικής.

Το Σύστημα Διαχείρισης Ποιότητας της ΜΟΕ είναι πιστοποιημένο σύμφωνα με το ISO 9001:2015 για την παραγωγή, εμπορία και παράδοση καυσίμων, βιοκαυσίμων, λιπαντικών, κεριών και προϊόντων ασφάλτου. Το Σύστημα Περιβαλλοντικής Διαχείρισης είναι και αυτό πιστοποιημένο σύμφωνα με το ISO

14001:2015 για συστήματα περιβαλλοντικής διαχείρισης, καθώς επίσης και το σύστημα Υγιεινής και Ασφάλειας με το OHSAS 18001:2007. Το διυλιστήριο της ΜΟΕ είναι ένα από τα ελάχιστα στην Ευρώπη το οποίο έχει πιστοποιηθεί και για τα τρία συστήματα.

Η δέσμευση της Εταιρείας για συνεχή βελτίωση της ποιότητας είναι καθολική. Στα πλαίσια της δέσμευσης αυτής, το Σεπτέμβριο του 2006 έγινε Διαπίστευση του Χημείου του Διυλιστηρίου, σύμφωνα με το πρότυπο ISO 17025:2005, από το Εθνικό Σύστημα Διαπίστευσης (Ε.ΣΥ.Δ.). Η τρέχουσα διαπίστευση έχει διάρκεια μέχρι το Σεπτέμβριο 2022.

Επιπρόσθετα, από το 2007 η Εταιρεία υλοποιώντας τη δέσμευσή της για συνεχή βελτίωση στη Διαχείριση του Περιβάλλοντος, εκδίδει σε εθελοντική βάση την ετήσια Περιβαλλοντική Δήλωση, σύμφωνα με τον Ευρωπαϊκό Κανονισμό EMAS (Eco-Management and Audit Scheme) 1221/2009 επικυρωμένη από τη Bureau Veritas.

Η μεγάλη επιτυχία της ΜΟΕ οφείλεται κατά ένα μεγάλο μέρος στο ανθρώπινο δυναμικό, που αποτελεί ένα ανεκτίμητο κεφάλαιο για την εταιρεία. Μέσα από συνεχή εκπαίδευση, διασφάλιση πολύ καλών συνθηκών εργασίας, και σημαντικές παροχές η εταιρεία προσπαθεί να αναπτύξει τους εργαζομένους στο καλύτερο δυνατό επίπεδο ώστε να συμβάλλουν στις προοπτικές περαιτέρω ανάπτυξης της.

## 2. ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ ΑΝΤΛΙΩΝ

### 2.1 ΑΝΤΛΙΕΣ

Αντλίες είναι οι μηχανισμοί με τους οποίους γίνεται η διακίνηση των ρευστών (και κυρίως των υγρών). Η διακίνηση επιτυγχάνεται προσδίδοντας ενέργεια στο ρευστό με την αντλία. Ανάλογα με τον τρόπο με τον οποίο προσδίδεται η ενέργεια οι αντλίες χωρίζονται σε δυο βασικές κατηγορίες, τις αντλίες δυναμικού τύπου και τις αντλίες εκτοπίσεως. Στην εικόνα 2.1 φαίνεται μια φυγοκεντρική αντλία, η οποία ανήκει στην κατηγορία αντλιών δυναμικού τύπου.



**Εικόνα 2.1 :** Φυγοκεντρική αντλία  
(πηγή: [https://www.moh.gr/Home.aspx?a\\_id=256](https://www.moh.gr/Home.aspx?a_id=256))

### 2.2 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

#### 2.2.1 Ογκομετρική παροχή Q

Είναι ο όγκος του υγρού που κινεί η αντλία στη μονάδα χρόνου. Συμβολίζεται με το γράμμα Q και η μονάδα μέτρησής της στο μετρικό σύστημα είναι τα κυβικά

μέτρα ανά δευτερόλεπτο ( $m^3/s$ ). Στην πράξη όμως χρησιμοποιούνται και κυβικά μέτρα ανά ώρα ( $m^3/h$ ), καθώς και λίτρα ανά λεπτό ( $l/min$ ).

Καθώς όλα τα υγρά είναι ουσιαστικά ασυμπίεστα, η παροχή έχει σταθερή τιμή σε όλα τα σημεία της εγκατάστασης και συνδέεται άμεσα με την ταχύτητα ροής

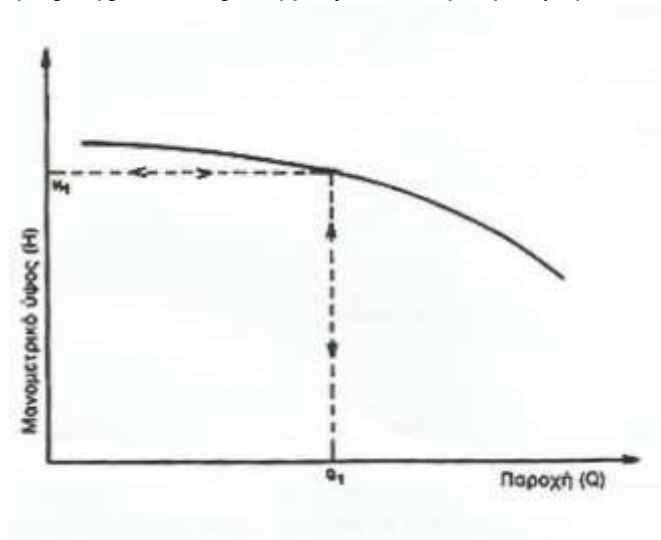
$$Q = A * u \quad (2.1)$$

Όπου :  $A$ = είναι το εμβαδόν διατομής του αγωγού σε κάποιο σημείο της εγκατάστασης ( $m^2$ ).

$u$ = είναι η αντίστοιχη ταχύτητα ροής ( $m/s$ ).

### 2.2.2 Μανομετρικό ύψος εγκατάστασης και αντλίας.

Το μανομετρικό ύψος της αντλίας ( $H_{ANT}$ ) μας δείχνει την ενέργεια που πρέπει να δώσει η αντλία στο υγρό ώστε να μετακινηθεί από ένα σημείο σε ένα άλλο (Εικ. 2.2). Το μανομετρικό ύψος της αντλίας εκφράζεται σε μέτρα (m).



**Εικόνα 2.2:** Χαρακτηριστική Καμπύλη αντλίας.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Με την ίδια λογική το μανομετρικό ύψος της εγκατάστασης ( $H_{ΕΓΚ}$ ) μας δείχνει την ενέργεια ανά μονάδα βάρους του υγρού που απαιτείται για την μετακίνηση του υγρού μέσα σε μια συγκεκριμένη εγκατάσταση (Εικ. 2.3).



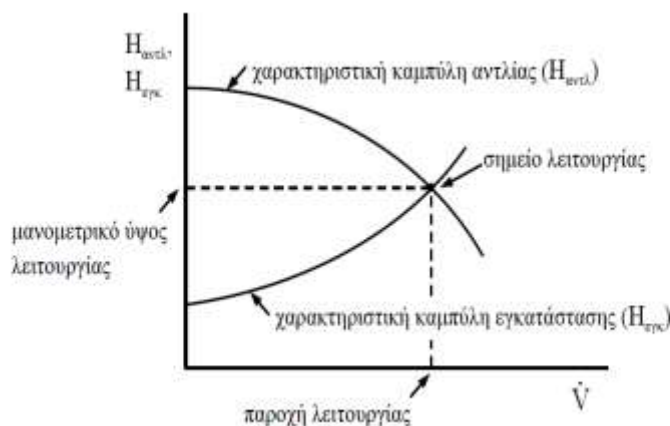
**Εικόνα 2.3:** Χαρακτηριστική Καμπύλη Εγκατάστασης.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Το μανομετρικό ύψος της εγκατάστασης εξαρτάται από το είδος της εγκατάστασης που μελετάμε και είναι το αποτέλεσμα του αθροίσματος όλων των ειδών ενέργειας που χρειάζεται το υγρό ώστε να μεταφερθεί από ένα σημείο σε ένα άλλο σημείο της εγκατάστασης.

Σε κάθε αντλία έχουμε και ένα διάγραμμα το οποίο ονομάζεται, διάγραμμα λειτουργίας αντλίας σε υδραυλική εγκατάσταση.

Από αυτό το διάγραμμα μπορούμε να βρούμε το σημείο λειτουργίας της αντλίας. Αυτό το σημείο εξαρτάται από την αντλία και την υδραυλική εγκατάσταση. Κάθε εφαρμογή έχει διαφορετικό διάγραμμα και ως εκ τούτου και διαφορετικό σημείο λειτουργίας. Το σημείο λειτουργίας της αντλίας μας δείχνει ένα συγκεκριμένο συνδυασμό μανομετρικού ύψους και ογκομετρικής παροχής όπου θα λειτουργεί η αντλία μας.

Για να προσδιοριστεί το σημείο λειτουργίας πρέπει να δημιουργήσουμε την καμπύλη μεταβολής του μανομετρικού ύψους εγκατάστασης με την ογκομετρική παροχή. Τώρα το σημείο λειτουργίας είναι το σημείο τομής της χαρακτηριστικής καμπύλης της αντλίας με την χαρακτηριστική καμπύλη της εγκατάστασης (Εικ.2.4).



**Εικόνα 2.4:** Προσδιορισμός του σημείου λειτουργίας αντλίας σε δεδομένη υδραυλική εγκατάσταση, υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

### 2.2.3 Ισχύς και απόδοση αντλίας

Η αντλία παραλαμβάνει ισχύ από τον κινητήρα ( $P_{\eta\lambda}$ ) μέσω του άξονα της. Αυτή η ισχύς ονομάζεται μηχανική ισχύς και την συμβολίζουμε ( $P_{\alpha\xi}$ ) και μετριέται σε watt [W]. Είναι η ισχύς που δίνει η αντλία στο υγρό ώστε να κινηθεί.

Η ισχύς που παραλαμβάνει τελικά το υγρό ονομάζεται υδραυλική ισχύς και συμβολίζεται με ( $P_{υ\delta\rho}$ ) και μετριέται επίσης σε Watt [W]. Η υδραυλική ισχύς εξαρτάται (όπως φαίνεται και παρακάτω από τον τύπο (2.6) από το μανομετρικό ύψος εγκατάστασης και από την ογκομετρική παροχή.

Παρακάτω θα δούμε τους τύπους που μας δίνουν την μηχανική ισχύ ( $P_{\alpha\xi}$ ), την ηλεκτρική ισχύ ( $P_{\eta\lambda}$ ) καθώς και την υδραυλική ισχύ ( $P_{υ\delta\rho}$ ) που αποδίδεται στο υγρό.

#### ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ( $P_{\eta\lambda}$ )

$$P_{\eta\lambda} = V * I \quad (2.2)$$

Όπου:  $P_{\eta\lambda}$ = Ηλεκτρική ισχύς (W).

$V$ = Τάση (V).

$I$ = Ρεύμα (A).

#### ΜΗΧΑΝΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ( $P_{\alpha\xi}$ )

$$P_{\alpha\xi} = M * \omega \quad (2.3)$$

Όπου:  $P_{\alpha\xi}$ = Μηχανική ισχύς (W).

$M$ = Ροπή στρέψης άξονα. (N\*m).

$\omega$ = Γωνιακή ταχύτητα. (rad/sec).

#### ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ( $P_{υ\delta\rho}$ )

$$P_{υ\delta\rho} = \frac{(H_{\alpha\nu\tau\lambda} * m * g)}{\Delta t} \quad (2.4)$$

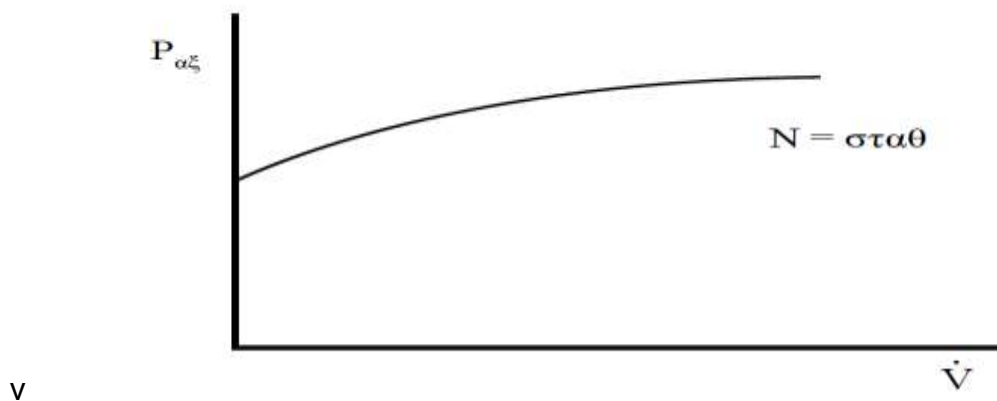
Ξέρουμε ότι  $\rho = m/V$  Επομένως  $m = \rho * V$  αντικαθιστούμε στην (2.4) και έχουμε:

$$(2.4) \Rightarrow P_{υ\delta\rho} = \frac{(H_{\alpha\nu\tau\lambda} * \rho * V * g)}{\Delta t} \Rightarrow P_{υ\delta\rho} = H_{\alpha\nu\tau\lambda} * \rho * g * \frac{V}{\Delta t} \quad (2.5)$$

Το κλάσμα  $\frac{V}{\Delta t}$  συμβολίζει την ογκομετρική παροχή  $Q$  οπότε μπορούμε να αντικαταστήσουμε στην (2.5) και έχουμε :

$$P_{υδρ} = H_{αντλ} * \rho * g * Q \quad (2.6)$$

Όπου:  $P_{υδρ}$ = Υδραυλική ισχύς (W).  
 $H_{αντλ}$ = Μανομετρικό ύψος αντλίας (m).  
 $\rho$ = Πυκνότητα ρευστού ( $kg/m^3$ ).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας ( $m/s^2$ ).  
 $Q$ = Ογκομετρική παροχή ( $m^3/s$ ).



**Εικόνα 2.5:** Μεταβολή ισχύος με την ογκομετρική παροχή  
 (πηγή: <https://www.google.com/>)

Από (Εικ.2.5) παρατηρούμε ότι ακόμα και αν η αντλία λειτουργεί με μηδενική ογκομετρική παροχή πάλι υπάρχει δαπάνη ενέργειας.

Όπως είπαμε η αντλία παρέχει μηχανική ισχύ στο υγρό και το υγρό παραλαμβάνει ένα μέρος της μηχανικής ισχύος το οποίο καλείται υδραυλική ισχύς. Το υγρό δεν παίρνει ολόκληρη την μηχανική ισχύ καθώς έχουμε απώλειες ενέργειας που οφείλονται στις τριβές του υγρού στον θάλαμο.

Οπότε με βάση τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι η υδραυλική ισχύς θα είναι πάντοτε μικρότερη της μηχανικής ισχύος . Δηλαδή  $P_{υδρ} < P_{αξ}$ .

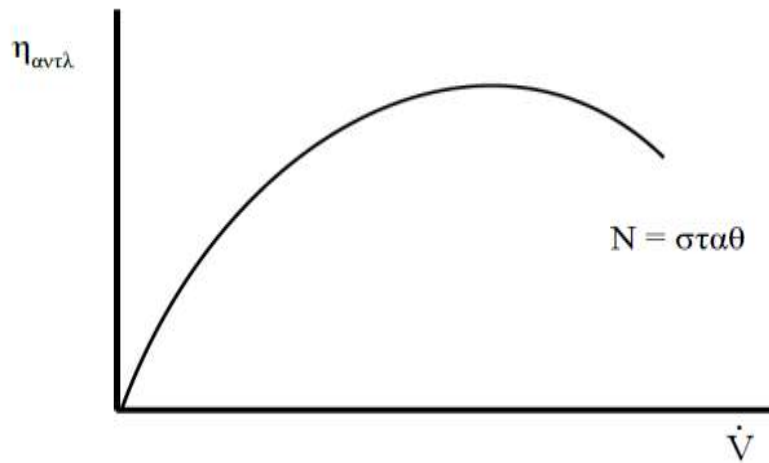
Από αυτό το συμπέρασμα ορίζεται και ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας  $\eta_{αντλ}$ .

Η απόδοση της αντλίας δίνεται από τον εξής τύπο:

$$\eta_{αντλ} = \frac{P_{υδρ}}{P_{αξ}} \quad (2.7)$$

Όπου:  $\eta_{αντλ}$ = Ολικός βαθμός απόδοσης αντλίας (-).  
 $P_{υδρ}$ = Υδραυλική ισχύς (W).  
 $P_{αξ}$ = Μηχανική ισχύς (W).





**Εικόνα 2.6:** Μεταβολή ολικού βαθμού απόδοσης αντλίας με την ογκομετρική παροχή.

(πηγή: <https://www.google.com/>)

Όπως βλέπουμε στο παραπάνω διάγραμμα (Εικ. 2.6) με την αύξηση της ογκομετρικής παροχής έχουμε και αύξηση της απόδοσης της αντλίας μέχρι ένα σημείο όπου η απόδοση παίρνει την μέγιστη δυνατή τιμή, από εκείνο το σημείο και μετά με την συνέχιση της αύξησης της παροχής έχουμε πτώση της απόδοσης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι απώλειες λόγω μηχανικών και υδραυλικών τριβών αποκτούν μεγαλύτερη σημασία.

#### 2.2.4 Καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH

Το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH είναι ένα σημαντικό μέγεθος για την ομαλή λειτουργία της αντλίας καθώς με την διατήρηση του στα κανονικά επίπεδα αποφεύγουμε το φαινόμενο της σπηλαιώσης. Το φαινόμενο αυτό δημιουργεί σημαντικά προβλήματα στην λειτουργία της αντλίας.

Το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH είναι η διαφορά μεταξύ της απόλυτης πίεσης στην εισαγωγή και της πίεσης ατμοποίησης του υγρού για συγκεκριμένη θερμοκρασία.

Σπηλαιώση είναι το φαινόμενο στο οποίο αν έχουμε αρκετά χαμηλή πίεση στην εισαγωγή της αντλίας, είναι πιθανόν το διακινούμενο υγρό να ατμοποιηθεί και να δημιουργηθούν φυσαλίδες.

Όπως είπαμε πιο πάνω το φαινόμενο της σπηλαιώσης δημιουργεί σημαντικά προβλήματα στην ομαλή λειτουργία της αντλίας. Τα προβλήματα είναι τα παρακάτω:

- i. Έχουμε σημαντική μείωση της παροχής.
- ii. Αν οι φυσαλίδες φθάσουν στην αντλία σε σημεία που έχουμε υψηλή πίεση οι φυσαλίδες ξανά υδροποιούνται με αποτέλεσμα να έχουμε διακυμάνσεις πίεσης με έντονους κραδασμούς που δημιουργούν πρόβλημα στην αντλία αλλά και στην εγκατάσταση γενικότερα.

Όταν η αντλία λειτουργεί σε κανονικές συνθήκες δηλαδή χωρίς την ύπαρξη σπηλαιώσης το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH ονομάζεται διαθέσιμο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH<sub>a</sub> και δίνεται από τον παρακάτω τύπο (2.8) :

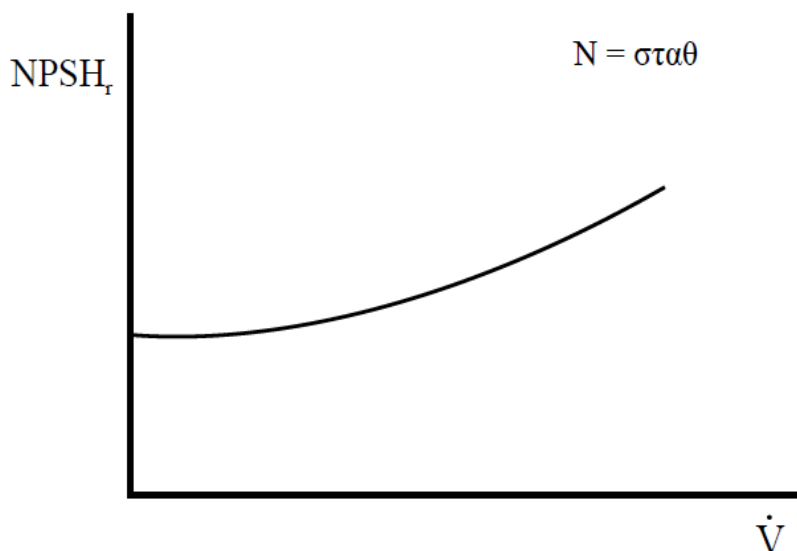
$$NPSH_{\alpha} = \frac{P_{\alpha} + P_{atm} - P_D}{\rho * g} + \frac{u_{\alpha}^2}{2 * g} - H_{s,geo} - \Sigma H_{f,s} \quad (2.8)$$

Όπου: NPSH<sub>a</sub>= Διαθέσιμο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης (m).  
 P<sub>α</sub>= Μανομετρική πίεση στην δεξαμενή αναρρόφησης (N/m<sup>2</sup>).  
 P<sub>atm</sub>= Ατμοσφαιρική πίεση (N/m<sup>2</sup>).  
 P<sub>D</sub>= Πίεση ατμών υγρού (N/m<sup>2</sup>).  
 H<sub>s,geo</sub>= Στατικό ύψος αναρρόφησης (m).  
 ΣH<sub>f,s</sub>= Συνολικές απώλειες ροής στο τμήμα της αναρρόφησης (m).  
 u<sub>α</sub>= Ταχύτητα ροής στην δεξαμενή αναρρόφησης (m/s).

Όταν η πίεση στην εισαγωγή μειωθεί πολύ, δηλαδή τόσο ώστε να δημιουργηθεί σπηλαιώση, το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH ονομάζεται απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH<sub>r</sub>.

Για να αποφύγουμε την σπηλαιώση στην αντλία θα πρέπει το διαθέσιμο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH<sub>a</sub> να είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH<sub>r</sub>. Δηλαδή πρέπει να ισχύει: NPSH<sub>a</sub> > NPSH<sub>r</sub>.

Το απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης NPSH<sub>r</sub>, είναι διαφορετικό για κάθε αντλία και δίνεται από τον κατασκευαστή (Εικ. 2.7).



**Εικόνα 2.7:** Τυπική μεταβολή του Απαιτούμενου Καθαρού Θετικού Ύψους Αναρρόφησης με την ογκομετρική παροχή.  
 (πηγή: <https://www.google.com/>)

## 2.3 ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

Όπως αναφέραμε οι αντλίες χωρίζονται στις εξής δυο κατηγορίες:

- 1) Αντλίες δυναμικού τύπου
- 2) Αντλίες εκτοπίσεως

Αυτές με την σειρά τους περιλαμβάνουν και άλλες κατηγορίες.

- Οι αντλίες δυναμικού τύπου περιλαμβάνουν τις εξής κατηγορίες:
  - Φυγοκεντρικές αντλίες
  - Ειδικών τύπων
  
- Οι αντλίες εκτοπίσεως περιλαμβάνουν τις εξής κατηγορίες:
  - Παλινδρομικές αντλίες
  - Περιτροφικές αντλίες
    - Με την σειρά τους οι παλινδρομικές αντλίες χωρίζονται σε :
      - Στροφαλοφόρες αντλίες.
      - Αντλίες διαφράγματος.
      - Ιππάρια.
    - Οι περιτροφικές αντλίες χωρίζονται σε:
      - Κοχλιωτές αντλίες
      - Γραναζωτές αντλίες
      - Αντλίες με λοβούς
      - Αντλίες με πτερύγια

Οι αντλίες δυναμικού τύπου δίνουν ενέργεια συνεχώς στο σύστημα. Αυτό επιτυγχάνεται με αύξηση της πίεσης η οποία προέρχεται από την περιστροφή του ρευστού σε υψηλές ταχύτητες. Αυτή η αύξηση της πίεσης είναι η κινητήρια δύναμη που απαιτείται για την διακίνηση του ρευστού. Ο κυριότερος τύπος αντλίας δυναμικού τύπου είναι η φυγοκεντρική αντλία όπου η αύξηση της πίεσης γίνεται λόγω περιστροφής του ρευστού στην φτερωτή.

Οι αντλίες εκτοπίσεως δίνουν ενέργεια στο σύστημα περιοδικά με την εφαρμογή δύναμης ως αποτέλεσμα κίνησης ενός ή περισσοτέρων κινητών μερών. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την απευθείας αύξηση της πίεσης στα επιθυμητά επίπεδα. Δηλαδή εκτοπίζουν ορισμένη ποσότητα ρευστού σε κάθε διαδρομή των κινούμενων μερών.

Οι αντλίες εκτοπίσεως περιλαμβάνουν δυο κατηγορίες ανάλογα με το είδος της κίνησης των κινούμενων μερών :

- Τις παλινδρομικές αντλίες στις οποίες η δύναμη εφαρμόζεται ως αποτέλεσμα παλινδρομικής κίνησης ενός ή περισσοτέρων εμβόλων.
- Τις περιστροφικές αντλίες στις οποίες η δύναμη εφαρμόζεται ως αποτέλεσμα περιστροφικής κίνησης κοχλιών ή γραναζιών ή λοβών ,

χαρακτηρίζοντας αντιστοίχως τις περιστροφικές αντλίες ως κοχλιωτές, γранаζωτές ή αντλίες με λοβούς.

### 3. ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΝΟΜΩΝ ΠΟΥ ΙΣΧΥΟΥΝ ΣΕ ΑΝΤΛΙΕΣ

#### 3.1 ΒΑΣΙΚΟΙ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΟΙ ΝΟΜΟΙ ΣΕ ΑΝΤΛΙΕΣ

##### 3.1.1 Πυκνότητα και ειδικό βάρος ρευστού

Η πυκνότητα  $\rho$  ενός ρευστού είναι η μονάδα μάζας του ανά μονάδα όγκου. Δίνεται από τον τύπο :

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.1)$$

Όπου:  $\rho$ = πυκνότητα υγρού ( $\text{kg/m}^3$ ).  
 $m$ = μάζα ( $\text{kg}$ ).  
 $V$ = Όγκος ( $\text{m}^3$ ).

Το ειδικό βάρος  $\gamma$  παριστάνει τη δύναμη που ασκείται από την μαζική έλξη σ' ένα μοναδιαίο όγκο ρευστού. Δίνεται από τον τύπο :

$$\gamma = \rho * g \quad (3.2)$$

Όπου:  $\gamma$ = Ειδικό βάρος ( $\text{N/m}^3$ ).  
 $\rho$ = πυκνότητα υγρού ( $\text{kg/m}^3$ ).  
 $g$ = επιτάχυνση βαρύτητας ( $\text{m/s}^2$ ).

Η πυκνότητα ή το ειδικό Βάρος του αντλούμενου υγρού, επηρεάζει την απαιτούμενη ισχύ για την κίνηση της αντλίας, αλλά δεν έχει καμία επίδραση στο ύψος πίεσεως που αναπτύσσεται από την αντλία.

##### 3.1.2 Ιξώδες ρευστού

Το ιξώδες ενός ρευστού είναι το μέτρο αντίστασης του υγρού σε διατμητική ή γωνιακή παραμόρφωση. Για παράδειγμα θα αναφέρουμε δυο γνωστά μας ρευστά ώστε να εξηγήσουμε τον όρο ιξώδες : το μέλι έχει υψηλό ιξώδες και υψηλή

αντίσταση στην διάτμηση ενώ η βενζίνη έχει μικρό ιξώδες και μικρή αντίσταση στην διάτμηση.

Το ιξώδες είναι η ιδιότητα των ρευστών που είναι ως αποτέλεσμα των συγκρούσεων των μορίων του ρευστού όταν κινούνται σε διαφορετικές ταχύτητες. Όταν ένα ρευστό ρέει μέσα σε έναν σωλήνα τα μόρια του ρευστού κινούνται γρηγορότερα κατά μήκος του σωλήνα στο εσωτερικό και βραδύτερα στα τοιχώματα του σωλήνα . Με βάση το παραπάνω για να έχουμε συνεχή ροή πρέπει να ασκηθεί μια τάση π.χ. μια διαφορά πίεσης στα άκρα του σωλήνα ώστε να υπερπηδηθεί η τριβή των μορίων που κινούνται σε διαφορετική ταχύτητα μεταξύ τους. Το ιξώδες αντιστοιχεί στην συγκεκριμένη τάση ώστε να υπερπηδηθεί η τριβή και να έχουμε κανονική ροή.

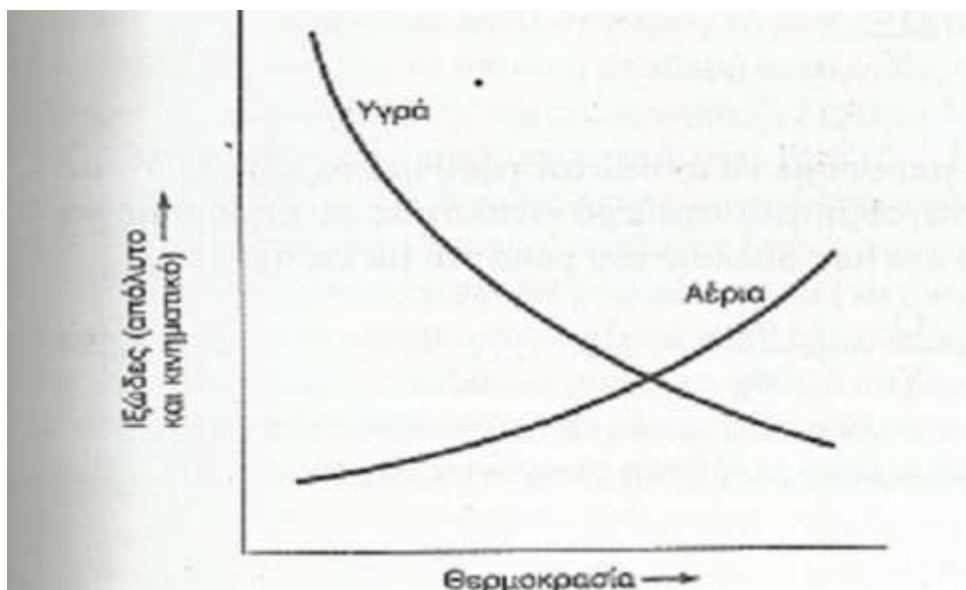
Μια σημαντική παράμετρος για το ιξώδες είναι η θερμοκρασία όπου δρα διαφορετικά στα υγρά και στα αέρια. Δηλαδή αν αυξήσουμε την θερμοκρασία το ιξώδες μειώνεται για τα ρευστά ενώ για τα αέρια το ιξώδες αυξάνεται. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η δύναμη συνοχής που είναι σημαντική για τα υγρά με αύξηση της θερμοκρασίας ελαττώνεται, ενώ στα αέρια ο σημαντικός παράγοντας είναι η ανταλλαγή μορίων μεταξύ στρωμάτων διαφορετικών ταχυτήτων. Με την ανταλλαγή μορίων μεταξύ στρωμάτων διαφορετικών ταχυτήτων εννοούμε π.χ.

1<sup>η</sup> περίπτωση : ένα ταχέως κινούμενο μόριο αερίου που μετακινείται σε στρώμα βραδύτερης κίνησης ,τείνει να επιταχύνει το τελευταίο.

2<sup>η</sup> περίπτωση : ένα βραδέως κινούμενο μόριο , που εισέρχεται σε ταχύτερο στρώμα τείνει να το επιβραδύνει.

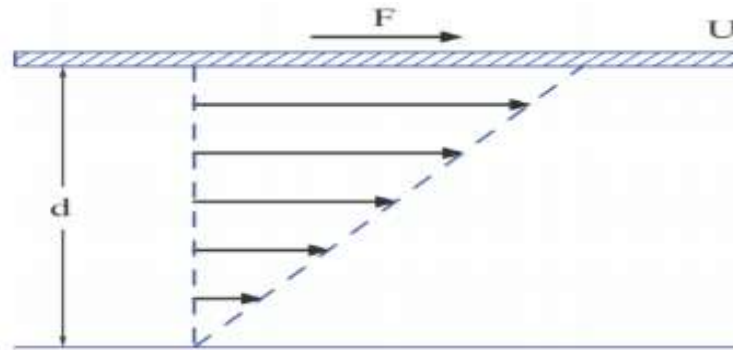
Τώρα αυτή η μεταφορά μορίων δημιουργεί διάτμηση ή παράγει δύναμη τριβής μεταξύ των προσκείμενων στρωμάτων. Επομένως με την αύξηση της θερμοκρασίας έχω μεγαλύτερη μοριακή δραστηριότητα και έτσι έχω αύξηση του ιξώδους αερίου.

Αυτή η διαφορά συμπεριφοράς ανάμεσα στα υγρά και τα αέρια φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα (Εικ. 3.1).



**Εικόνα 3.1:** Μεταβολή του ιξώδους με τη θερμοκρασία (πηγή: <https://www.google.com/>)

Ο NEWTON διατύπωσε τον παρακάτω τύπο (3.5) για το ιξώδες ενός ρευστού που υπόκειται σε διατμητική τάση ανάμεσα σε δυο πλάκες.



**Εικόνα 3.2:** Προφίλ ταχύτητας ρευστού.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Η κάτω πλάκα είναι στάσιμη και προσπαθούμε να κινήσουμε την πάνω πλάκα με σταθερή οριζόντια ταχύτητα  $U$ , εφαρμόζοντας μία οριζόντια δύναμη  $F$  στην επιφάνεια  $A$  της πάνω πλάκας, που μας δίνει τη διατμητική τάση  $\tau = F/A$  (Εικ.3.2). Εάν λοιπόν μετρήσουμε τη δύναμη αυτή, για την κίνηση με σταθερή ταχύτητα, θα δούμε ότι είναι ανάλογη της ταχύτητας  $U$  και αντιστρόφως ανάλογη της απόστασης  $d$ , δηλαδή:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu * \frac{U}{d} \Rightarrow \frac{F}{A} = \mu * \frac{U}{d} \Rightarrow F = \mu * A * \frac{U}{d} \quad (3.3)$$

Στο παραπάνω σχήμα (Εικ. 3.2) εάν η απόσταση  $d$  είναι μικρή, δηλ.  $\delta d$ , τότε πειραματικά θα δούμε ότι η αντίστοιχη ταχύτητα της πάνω πλάκας θα είναι επίσης μικρή  $\delta U$ , για την ίδια δύναμη. Έτσι, έχουμε:

$$F = \mu * A * \frac{\delta U}{\delta d} \quad (3.4)$$

Στα ρευστά που ακολουθούν τον νόμο του Newton, όταν η ροή είναι σταθερή ή παράλληλη, το ιξώδες είναι σταθερό, υπό ορισμένη θερμοκρασία και πίεση και η έκφραση του δυναμικού ιξώδους δίνεται από την εξίσωση:

$$\mu = \frac{F}{A} * \frac{\delta d}{\delta U} \quad (3.5)$$

- Όπου:  $\mu$ = Ιξώδες ρευστού (Pa\*s).  
 $F$ = οριζόντια δύναμη (N).  
 $A$ = Επιφάνεια (m<sup>2</sup>).  
 $\delta d$ = Στοιχειώδης απόσταση (m).  
 $\delta U$ = Στοιχειώδης ταχύτητα (m/s).

### 3.2 ΡΟΗ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΥ ΥΓΡΟΥ ΣΕ ΚΛΕΙΣΤΟ ΑΓΩΓΟ

Στην ροή πραγματικού υγρού σε κλειστούς αγωγούς μπορεί να έχω τριών ειδών ροές οι οποίες είναι οι εξής:

- i. Στρωτή ροή
- ii. Μεταβατική ροή
- iii. Τυρβώδης ροή

Για να μπορούμε να μελετήσουμε την ροή του υγρού και να βρούμε τι είδους ροή είναι χρησιμοποιούμε τον αριθμό Reynolds. Ο τύπος που μας δίνει τον αριθμό Reynolds είναι ο παρακάτω:

$$Re = \frac{U * D}{\nu} \quad (3.6)$$

Όπου:  $Re$ = Αριθμός Reynolds (-).  
 $U$ = Ταχύτητα ρευστού (m/s).  
 $D$ = Διάμετρος σωλήνα (m).  
 $\nu$ = Κινηματικό ιξώδες (m<sup>2</sup>/s).

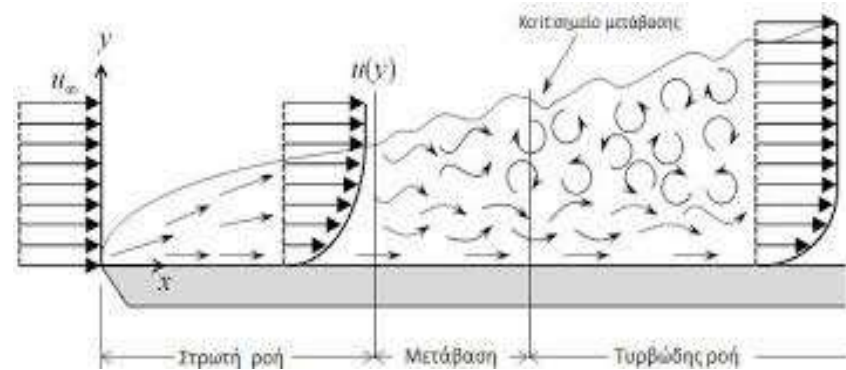
#### ΠΡΟΣΟΧΗ

Ο αριθμός Reynolds είναι αδιάστατος δεν έχει μονάδες.

Τώρα αφού υπολογίσουμε τον αριθμό Reynolds μπορούμε να καταλάβουμε τι είδους ροή έχουμε σύμφωνα με τα παρακάτω κριτήρια :

- a. Για να έχουμε στρωτή ροή πρέπει να ισχύει **Re<2000**
- b. Για να έχουμε μεταβατική ροή πρέπει να ισχύει **2000< Re<3000**
- c. Για να έχουμε τυρβώδη ροή πρέπει να ισχύει **3000< Re<100000**

Στην εικόνα 3.3 βλέπουμε τα είδη καθώς και τα προφίλ των ταχυτήτων σε κάθε ροή.



**Εικόνα 3.3 :** Είδη ροής και προφίλ ταχυτήτων σε κάθε ροή.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)



### 3.2.1 Ολικές ή μείζονες απώλειες

Κατά την ροή του ρευστού μέσα στον σωλήνα έχω κάποιες απώλειες ενέργειας του ρευστού οι οποίες οφείλονται στις τριβές μεταξύ των μορίων του ρευστού και των τοιχωμάτων του σωλήνα.

Αυτές οι ενεργειακές απώλειες ονομάζονται ολικές ή μείζονες\_απώλειες.

Οι ολικές ή μείζονες απώλειες υπολογίζονται από τον εξής τύπο:

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{u^2}{2 * g} \quad (3.7)$$

Όπου:  $h_f$ = ολικές ή μείζονες απώλειες (m).

$f$ = Συντελεστής τριβής (-).

$L$ = Μήκος σωλήνα (m).

$D$ = Διάμετρος σωλήνα (m).

$u$ = Ταχύτητα ρευστού (m/s).

$g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Ο συντελεστής τριβής  $f$  όταν έχουμε στρωτή ροή (δηλαδή  $Re < 2000$ ) εξαρτάται μόνο από τον αριθμό Reynolds. Μπορεί να υπολογιστεί από τον εξής τύπο:

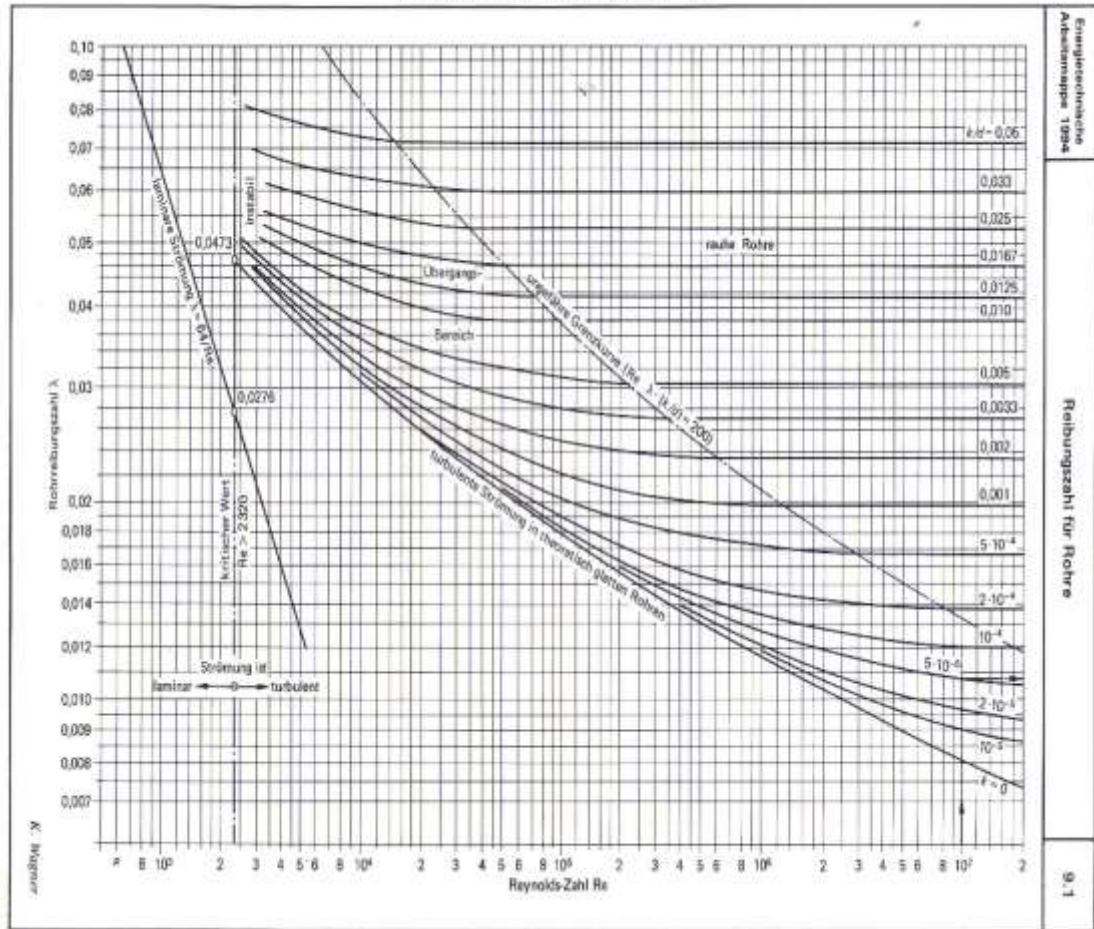
$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.8)$$

Όπου:  $f$ = Συντελεστής τριβής (-).

$Re$ = Αριθμός Reynolds (-).

Στην περίπτωση της τυρβώδους ροής (δηλαδή  $3000 < Re < 100000$ ) τότε ο συντελεστής τριβής  $f$  δεν εξαρτάται μόνο από τον αριθμό Reynolds αλλά και από την τραχύτητα των εσωτερικών τοιχωμάτων του σωλήνα. Αυτό συμβαίνει διότι στην τυρβώδη ροή έχω μεγάλη ταχύτητα ροής και λαμβάνοντας υπ' όψιν ότι οι επιφάνειες των σωλήνων που ρέει το ρευστό δεν είναι λείες αλλά έχουν κάποια τραχύτητα η οποία εξαρτάται από το υλικό του σωλήνα και τον τρόπο κατασκευής του έχουμε τοπικές αυξήσεις της ταχύτητας σε διάφορα σημεία με αποτέλεσμα να δημιουργούνται στροβιλισμοί και να έχουμε απώλειες ενέργειας .

Στην τυρβώδη ροή για να υπολογίσουμε τον συντελεστή τριβής  $f$  χρειαζόμαστε την βοήθεια του διαγράμματος Moody (Εικ.3.4) .



**Εικόνα 3.4** : Διάγραμμα Moody  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Στο παραπάνω διάγραμμα (Εικ. 3.4) βλέπουμε ότι για να βρούμε τον συντελεστή τριβής  $f$  χρειαζόμαστε 2 πληροφορίες οι οποίες είναι οι εξής :

1. Τον αριθμό Reynolds
2. Το πηλίκο της τραχύτητας του σωλήνα και της διαμέτρου του σωλήνα  $\epsilon/D$ .

Όπως είπαμε και παραπάνω η τραχύτητα του σωλήνα ( $\epsilon$ ) εξαρτάται από δύο πράγματα που είναι τα εξής :

1. Υλικό κατασκευής σωλήνα.
2. Τρόπος κατασκευής σωλήνα.

Την τραχύτητα του σωλήνα ( $\epsilon$ ) την βρίσκουμε από πίνακες (Πιν. 3.1) και διαφέρει σε κάθε σωλήνα. Παρακάτω έχουμε ενδεικτικά έναν πίνακα για διάφορα υλικά κατασκευής σωλήνων.

**Πίνακας 3.1:** Τραχύτητα σωλήνα ε.

ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	ΤΡΑΧΥΤΗΤΑ (mm)	ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	ΤΡΑΧΥΤΗΤΑ (mm)
Χάλυβος ημιτοξιοφ	0,046	Χάλυβος, ελαφρά μέταλλα	0,013 - 0,015
Χυτοσίδηρος	0,26	Σκυρόδεμα	0,3 - 3,0
Γαλβανισμένος σίδηρος	0,15	Κεραμικό	- 0,07
Ασφαλισμένος σίδηρος	0,12	Πλαστικό	0,0016

(πηγή: <https://www.google.com/>)

### 3.2.2 Τοπικές ή ελάχισσες απώλειες

Η ροή του ρευστού σε μια εγκατάσταση δεν γίνεται μόνο σε ευθύγραμμα τμήματα σωλήνων αλλά υπάρχουν και διάφορες γεωμετρικές διαφορές της γραμμής κατά την ροή δηλαδή έχουμε γωνίες, στενώσεις, διευρύνσεις κ.α. στις οποίες έχουμε απώλειες ενέργειας όπως επίσης εκτός από αυτές τις διαφορές έχουμε και διάφορα εξαρτήματα στην εγκατάσταση όπως βάνες, βαλβίδες, αντεπίστροφα κ.α. όπου έχουμε και εδώ απώλειες ενέργειας.

Αυτές οι απώλειες ενέργειας ονομάζονται τοπικές ή ελάχισσες απώλειες και εκφράζονται από τον εξής τύπο:

$$h = \zeta * \frac{u^2}{2 * g} \quad (3.9)$$

Όπου: h= Τοπικές ή ελάχισσες απώλειες (m).

ζ= Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).

u= Ταχύτητα ρευστού (m/s).

g= Επιτάχυνση της βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Ο συντελεστής τοπικών απωλειών ζ εξαρτάται από το εξάρτημα ή από την διαφορά γεωμετρίας που αναφέραμε παραπάνω και για κάθε ένα έχει διαφορετική τιμή. Ενδεικτικά παρακάτω έχουμε έναν πίνακα (Πιν. 3.2)

**Πίνακας 3.2:** Συντελεστής τοπικών απωλειών ζ.

Εξαρτήματα	ζ		ζ
Σύρτης με στένωση	≥ 0,3	Τευάγιο Παράκαμψης	0,5
Σύρτης χωρίς στένωση	0,2	Λέβητας	2,5
Βαλβίδες με ορθή έδρα	2,5	Θερμαντικό Σώμα	2,5
Βαλβίδες με πλάγια έδρα	2,0	Διανομέας - Εξόδος	0,5
Βαλβίδα με γωνιακή βαλβίδα	1,3	Συλλέκτης - Είσοδος	1,0
Βαλβίδα θερμαντικού σώματος	4,0	Κρουνοί	0,15
Βαλβίδα γωνιακή θερμαντικού σώματος	2,0		
Βαλβίδα αντεπίστροφής	4,0		

(πηγή: <https://www.google.com/>)

## 4 ΤΥΠΟΙ ΑΝΤΛΙΩΝ ΔΙΥΛΙΣΤΗΡΙΟΥ

### 4.1 ΑΝΤΛΙΕΣ ΔΙΥΛΙΣΤΗΡΙΟΥ

Το διυλιστήριο έχει πολλών ειδών αντλίες ώστε να επιτευχθεί με τον σωστό τρόπο η μεταφορά για διύλιση πετρελαίου και των παραγώγων του. Παρακάτω θα κάνουμε επιγραμματικά την κατάταξη των αντλιών που υπάρχουν στο διυλιστήριο και εν συνεχεία θα περιγράψουμε την λειτουργία τους.

#### ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΑΝΤΛΙΩΝ ΔΙΥΛΙΣΤΗΡΙΟΥ

- Αντλίες δυναμικού τύπου
  - Φυγοκεντρικές αντλίες
    - Οριζόντιες φυγοκεντρικές αντλίες
    - Κάθετες φυγοκεντρικές αντλίες
    - Πολυβάθμιες φυγοκεντρικές αντλίες
  - Αντλίες ειδικών τύπων
- Αντλίες εκτοπίσεως
  - Παλινδρομικές αντλίες
    - Στροφαλοφόρες ή εμβολοφόρες αντλίες
    - Αντλίες διαφράγματος
    - Ιππάρια
  - Περιστροφικές αντλίες
    - Κοχλιωτές αντλίες
    - Γραναζωτές αντλίες
    - Αντλίες με λοβούς
    - Αντλίες με πτερύγια – Μετρητές
- Αντλίες ειδικών μορφών
  - Εκχυτήρες (τζιφάρια)
  - Αντλίες περιστρεφόμενου εσωτερικού κελύφους

#### 4.1.1 Τύποι και λειτουργία αντλιών διυλιστηρίου

Σε αυτήν την ενότητα θα περιγράψουμε την λειτουργία των αντλιών που αναφέραμε παραπάνω.

## ΑΝΤΛΙΕΣ ΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΤΥΠΟΥ

Οι αντλίες δυναμικού τύπου δίνουν ενέργεια συνεχώς στο σύστημα. Αυτό επιτυγχάνεται με αύξηση της πίεσης η οποία προέρχεται από την περιστροφή του ρευστού σε υψηλές ταχύτητες. Αυτή η αύξηση της πίεσης είναι η κινητήρια δύναμη που απαιτείται για την διακίνηση του ρευστού. Ο κυριότερος τύπος αντλίας δυναμικού τύπου είναι η φυγοκεντρική αντλία όπου η αύξηση της πίεσης γίνεται λόγω περιστροφής του ρευστού στην φτερωτή.

Όπως αναφέραμε οι αντλίες δυναμικού τύπου χωρίζονται σε δυο κατηγορίες οι οποίες είναι οι εξής:

- A. Φυγοκεντρικές αντλίες
- B. Αντλίες ειδικών τύπων

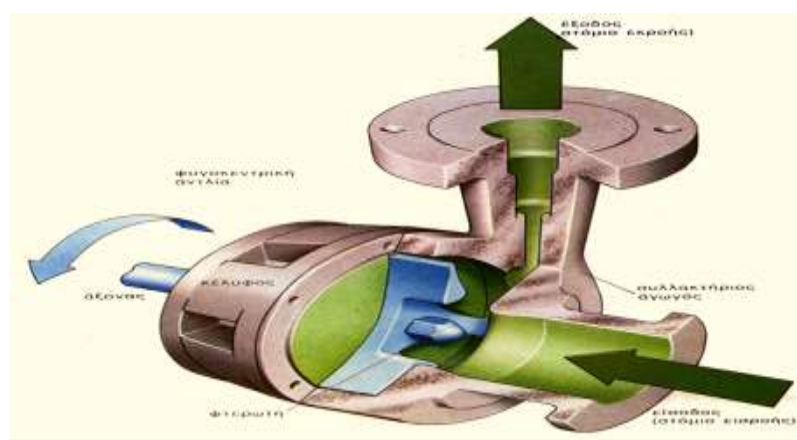
### A. ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ

Τώρα θα αναφερθούμε στην πρώτη κατηγορία των αντλιών δυναμικού τύπου δηλαδή τις φυγοκεντρικές αντλίες.

Οι φυγοκεντρικές αντλίες δίνουν ενέργεια συνεχώς στο σύστημα επιταχύνοντας το υγρό με την περιστροφή μιας ή περισσοτέρων φτερωτών. Το υγρό εισέρχεται κάθετα στο επίπεδο της φτερωτής και εξέρχεται στην διεύθυνση της ακτίνας της φτερωτής. Λόγω της περιστροφικής κίνησης ασκείται φυγόκεντρος δύναμη η οποία επιταχύνει το υγρό δημιουργώντας αύξηση της πίεσης. Στη συνέχεια αυτό επιβραδύνεται στο κέλυφος της αντλίας σε μια πιο ανεκτή ταχύτητα παράγοντας επί πλέον αύξηση της πίεσης στο επιθυμητό επίπεδο. Ουσιαστικά δηλαδή μετατρέπεται η κινητική ενέργεια του υγρού σε στατική πίεση.

Οι φυγοκεντρικές αντλίες αποτελούν περίπου το 90% του συνολικού αριθμού των αντλιών που χρησιμοποιούνται στα διυλιστήρια. Έχει αποδειχθεί ότι έχουν την οικονομικότερη λειτουργία και απαιτούν την λιγότερη συντήρηση από άλλους τύπους αντλιών.

Παρακάτω βλέπουμε μια τυπική φυγοκεντρική αντλία (Εικ. 4.1) με τα βασικά μέρη και την κατεύθυνση του ρευστού.

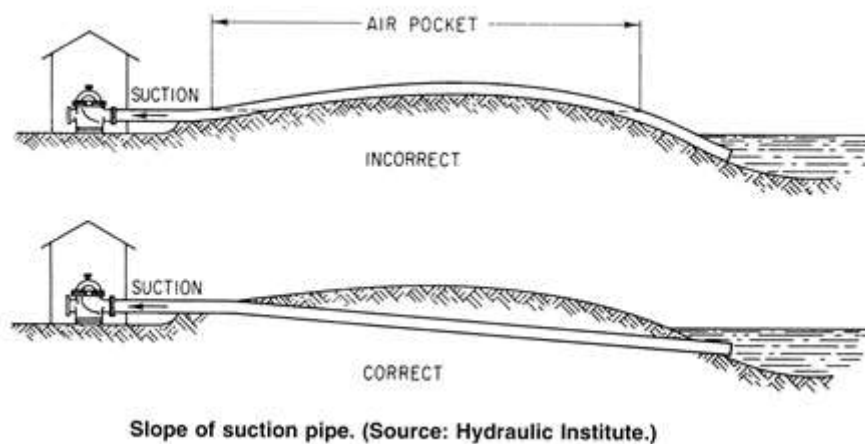


**Εικόνα 4.1:** Φυγοκεντρική αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Κατά την εκκίνηση των φυγοκεντρικών αντλιών ο σωλήνας αναρρόφησης πρέπει να είναι γεμάτος υγρό διότι αυτός ο τύπος αντλιών δεν μπορεί να αναρροφήσει τον αέρα που υπάρχει σε ένα άδειο σωλήνα με αποτέλεσμα η αντλία να λειτουργήσει χωρίς υγρό και να υπερθερμανθεί και στην συνέχεια να καταστραφεί. Θα πρέπει λοιπόν κατά την εκκίνηση οι φτερωτές να βρίσκονται μέσα στο υγρό.

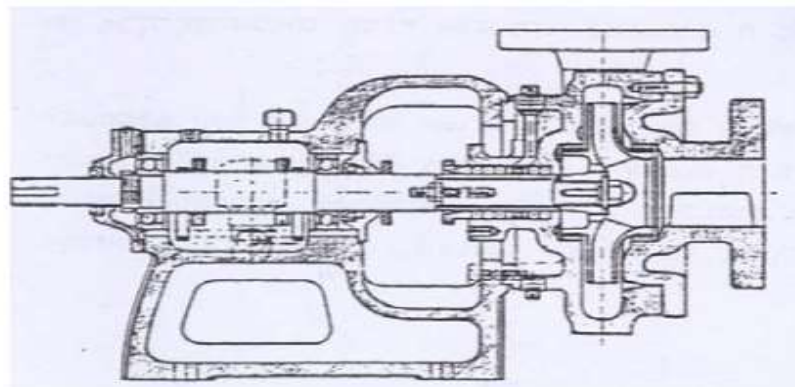
Για τον ίδιο λόγο ο σωλήνας αναρρόφησης δεν θα πρέπει σε κανένα σημείο του να ξεπερνάει σε ύψος το επίπεδο της αντλίας.

Παρακάτω στο σχέδιο (Εικ. 4.2) θα δούμε τον σωστό και τον λάθος τρόπο όδευσης του σωλήνα αναρρόφησης. Στο πάνω τμήμα του σχεδίου παριστάνεται ο λάθος τρόπος και στο κάτω τμήμα ο σωστός.



**Εικόνα 4.2:** Τρόπος όδευσης σωλήνα αναρρόφησης (πάνω λάθος τρόπος κάτω σωστός τρόπος)  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Ανάλογα με την διεύθυνση του άξονα οι αντλίες χαρακτηρίζονται ως οριζόντιες (Εικ.4.3) ή κάθετες (Εικ 4.4).



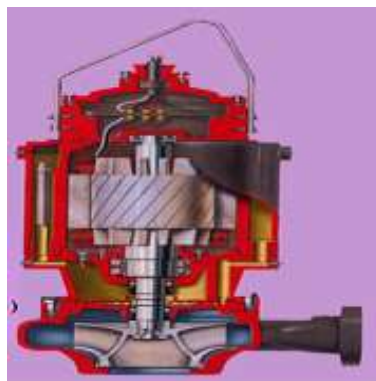
**Εικόνα 4.3:** Οριζόντια φυγοκεντρική αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 4.4:** Κάθετη φυγοκεντρική αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Όταν θέλουμε να αντλήσουμε υγρά από μικρό βάθος χρησιμοποιούμε κάθετες αντλίες διότι με την τοποθέτησή τους εξασφαλίζουμε ότι οι φτερωτές θα είναι μέσα στο υγρό. Εάν όμως σε μια τέτοια εγκατάσταση βάλουμε οριζόντια φυγοκεντρική αντλία θα πρέπει να υπάρχει κάποιο σύστημα έτσι ώστε να γεμίζει τον σωλήνα αναρρόφησης πριν την εκκίνηση της αντλίας ώστε να μην υπάρχουν προβλήματα.

Σε περίπτωση που η άντληση γίνεται σε μεγάλο βάθος πρέπει να χρησιμοποιηθεί μια βυθιζόμενη αντλία (Εικ 4.5).

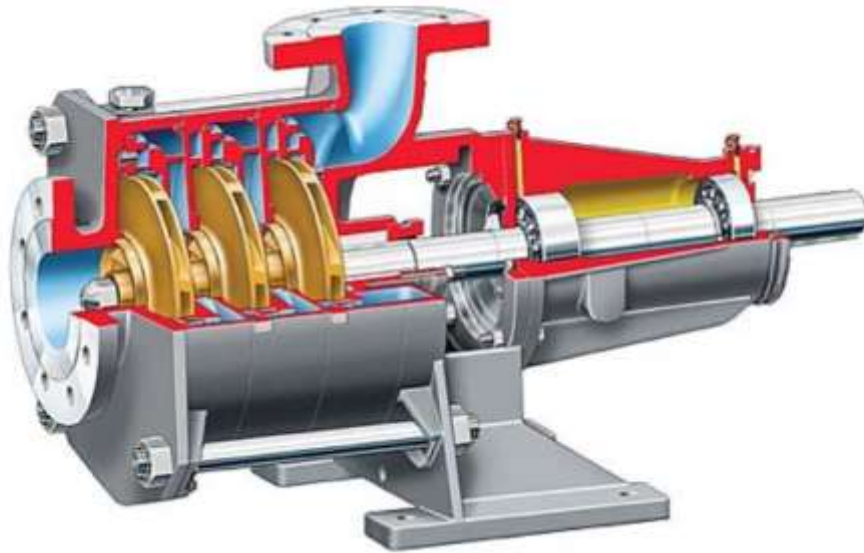


**Εικόνα 4.5 :** Βυθιζόμενη φυγοκεντρική αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

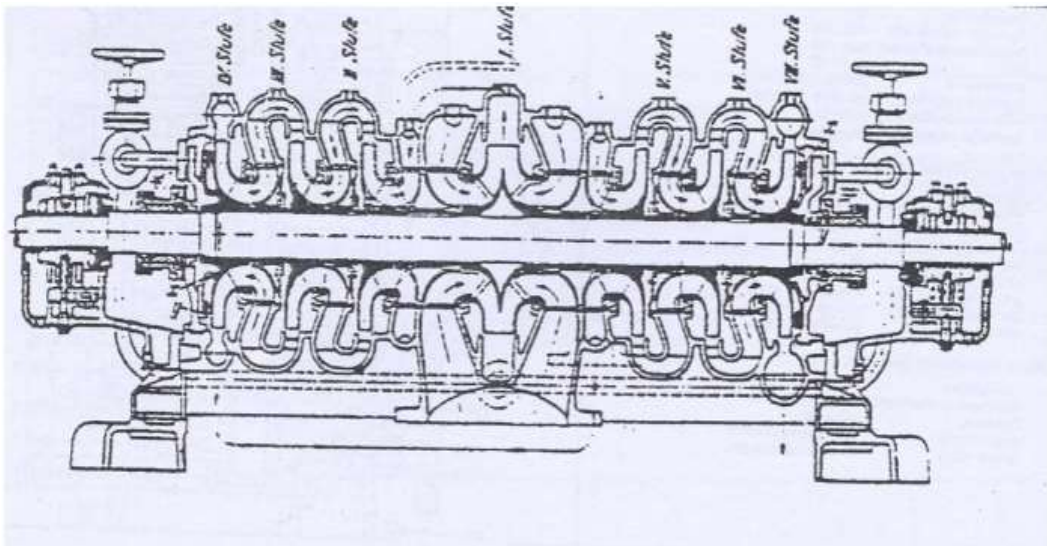


Όταν η απαιτούμενη αύξηση της πίεσης δεν είναι δυνατόν να παραχθεί από μια φτερωτή χρησιμοποιούνται δυο ή περισσότερες φτερωτές, όπου η κάθε φτερωτή αναρροφά από την κατάθλιψη της προηγούμενης. Αυτό το είδος φυγοκεντρικών αντλιών χαρακτηρίζονται ως πολυβάθμιες.

Παρακάτω θα δούμε διάφορες περιπτώσεις πολυβάθμιων αντλιών (Εικ 4.6, Εικ 4.7, Εικ. 4.8).

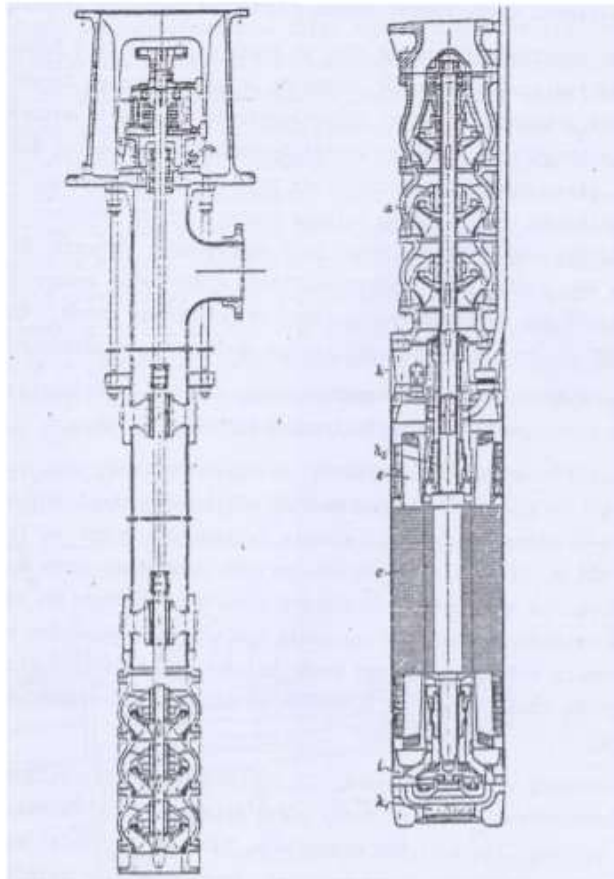


**Εικόνα 4.6:** Πολυβάθμια φυγοκεντρική αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 4.7 :** Οριζόντια πολυβάθμια αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)





**Εικόνα 4.8 :** Κάθετη πολυβάθμια αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

## **B. ΑΝΤΛΙΕΣ ΕΙΔΙΚΩΝ ΤΥΠΩΝ**

Οι αντλίες ειδικών τύπων είναι οι εξής:

- i. Κάθετη αντλία
- ii. Βυθιζόμενη αντλία
- iii. Πολυβάθμια αντλία

## **ΑΝΤΛΙΕΣ ΕΚΤΟΠΙΣΕΩΣ**

Οι αντλίες εκτοπίσεως προσδίδουν ενέργεια στο σύστημα αναρροφώντας ορισμένη ποσότητα ρευστού, συμπιέζοντας το στην πίεση κατάθλιψης και στην συνέχεια ωθώντας το στην κατάθλιψη. Στις αντλίες εκτοπίσεως δεν χρειάζεται να μεταβληθεί η ταχύτητα ώστε να επιτευχθεί η αύξηση της πίεσης, σε αντίθεση με τις φυγοκεντρικές αντλίες.

Αυτό αποτελεί και το κύριο χαρακτηριστικό των αντλιών εκτοπίσεως, ότι σε κάθε περιστροφή του άξονα εκτοπίζεται ένα συγκεκριμένο ποσό ρευστού. Δηλαδή η παροχή τους ανά περιστροφή του άξονα είναι σταθερή. Αυτό δεν ισχύει στις

φυγοκεντρικές όπου η παροχή τους δεν εξαρτάται μόνο από τα χαρακτηριστικά της αντλίας αλλά και από αυτά του συστήματος .

Οι αντλίες εκτοπίσεως χρησιμοποιούνται κυρίως στις ακόλουθες περιπτώσεις:

- Σε εφαρμογές χαμηλής παροχής και υψηλής πίεσης συχνά πέραν των ορίων εφαρμογής των φυγοκεντρικών. Σε μερικές από αυτές τις εφαρμογές θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν φυγοκεντρικές αλλά με αυξημένο κόστος λειτουργίας και συντήρησης, δηλαδή η λειτουργία των φυγοκεντρικών δεν θα ήταν οικονομική λύση.
- Επειδή οι αντλίες εκτοπίσεως επιτυγχάνουν υψηλές πιέσεις σε χαμηλές ταχύτητες ροής χρησιμοποιούνται σε ρευστά με υψηλό ιξώδες.
- Ειδικοί τύποι αντλιών εκτοπίσεως χρησιμοποιούνται σε παχύρευστα υγρά που μπορεί να περιέχουν στερεά σωματίδια ικανά να καταστρέψουν οποιονδήποτε άλλο τύπο αντλίας.

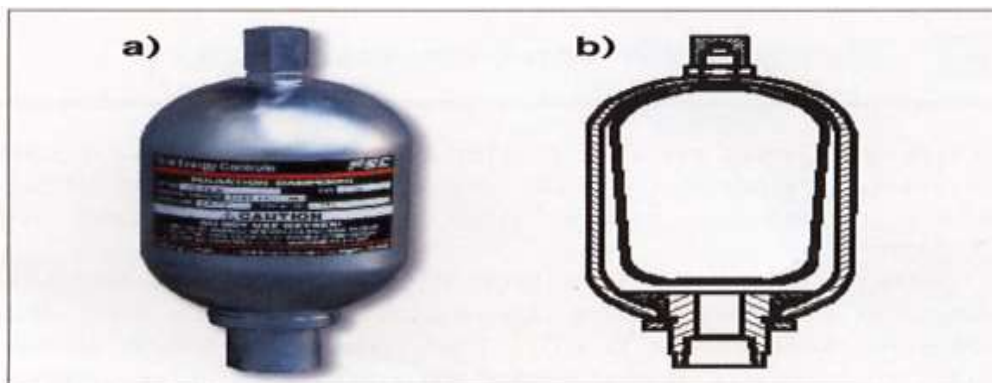
Παρακάτω θα αναλύσουμε τα είδη των αντλιών που υπάρχουν στο διυλιστήριο :

### **A.ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ**

Παλινδρομική είναι η αντλία η οποία προσδίδει ενέργεια στο σύστημα συμπιέζοντας το ρευστό με ένα έμβολο ή διάφραγμα. Δηλαδή με κάθε κίνηση του εμβόλου ή του διαφράγματος εκτοπίζεται ένας ορισμένος όγκος ρευστού.

Για να είναι δυνατή συνεχής διακίνηση ρευστού μέσω μιας παλινδρομικής αντλίας πρέπει να υπάρχουν βαλβίδες στην αναρρόφηση και την κατάθλιψη. Οι βαλβίδες αυτές ανοίγουν και κλείνουν ανάλογα με την πίεση.

Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό των παλινδρομικών αντλιών είναι ότι η πίεση στην αναρρόφηση και στην κατάθλιψη δεν είναι ομαλή αλλά παρουσιάζει διακυμάνσεις που οφείλονται στην παλινδρομική κίνηση των κινούμενων μερών. Συχνά αυτό δεν είναι επιθυμητό και για τον λόγο αυτό τοποθετούνται αποσβεστήρες των διακυμάνσεων της πίεσης. Αυτά είναι δοχεία που εσωτερικά έχουν ένα διάφραγμα το οποίο από την μια πλευρά είναι σε επαφή με το ρευστό και από την άλλη είναι σε επαφή με αέρα ή άζωτο υπό πίεση. Οι διακυμάνσεις της πίεσης απορροφώνται από το διάφραγμα και έτσι εξομαλύνεται η ροή. Παρακάτω βλέπουμε έναν αποσβεστήρα διακύμανσης πίεσης (Εικ 4.9).



**Εικόνα 4.9 :** Αποσβεστήρας διακύμανσης ροής.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

## **A1. ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΕΣ Ή ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ**

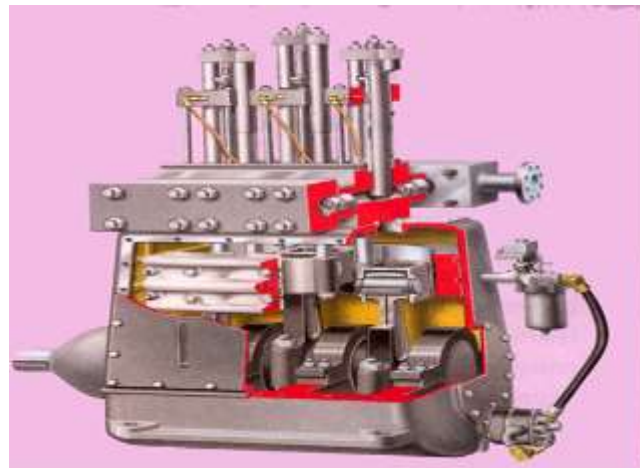
Στροφαλοφόρες ή εμβολοφόρες είναι οι αντλίες που προσδίδουν ενέργεια στο σύστημα με την παλινδρομική κίνηση ενός ή περισσοτέρων εμβόλων. Σε κάθε κίνηση του εμβόλου αναρροφάται, συμπιέζεται και εκτοπίζεται ορισμένη ποσότητα ρευστού.

Οι εμβολοφόρες αντλίες μπορεί να είναι οριζόντιες (Εικ. 4.10) ή κάθετες (Εικ. 4.11). Στις συνήθεις εφαρμογές χρησιμοποιούνται οριζόντιες αντλίες. Σε ειδικές βιομηχανικές εφαρμογές όπου απαιτούνται πολύ μεγάλες πιέσεις και μεγάλες παροχές χρησιμοποιούνται κάθετες εμβολοφόρες αντλίες.



**Εικόνα 4.10 :** Εξωτερική μορφή οριζοντίων παλινδρομικών αντλιών.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

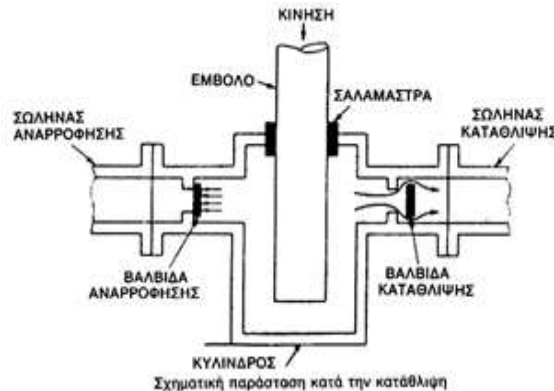


**Εικόνα 4.11:** Τομή κάθετης εμβολοφόρας αντλίας.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

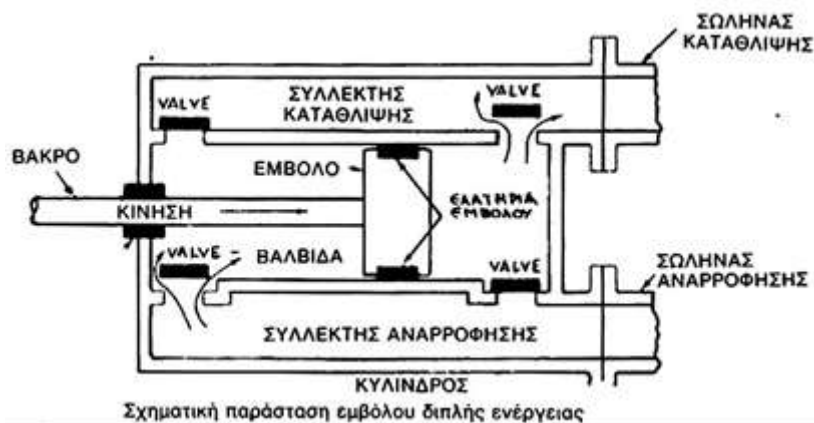
## ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ

Το έμβολο κινείται μέσα σε έναν κύλινδρο δημιουργώντας την απαιτούμενη αύξηση της πίεσης. Η ροή του ρευστού γίνεται μέσω βαλβίδων. Όταν το έμβολο είναι στην φάση αναρρόφησης ανοίγει η βαλβίδα αναρρόφησης και κλείνει η βαλβίδα κατάθλιψης. Όταν το έμβολο είναι στην φάση κατάθλιψης οι βαλβίδες λειτουργούν αντίστροφα. Η κινητήριος δύναμη της κίνησης των βαλβίδων είναι η πίεση. Παρακάτω (Εικ. 4.12) θα δούμε την αρχή λειτουργίας της στροφαλοφόρου αντλίας.



**Εικόνα 4.12 :** Αρχή λειτουργίας στροφαλοφόρου αντλίας  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Το έμβολο μπορεί να έχει την μορφή ενός άξονα ή την μορφή πιστονιού. Σε υψηλές πιέσεις χρησιμοποιούνται έμβολα σε μορφή άξονα, ενώ σε χαμηλότερες χρησιμοποιούνται συνήθως έμβολα σε μορφή πιστονιών. Στην τελευταία περίπτωση είναι δυνατόν να έχουμε διπλή ενέργεια (Εικ.4.13), δηλαδή η μια πλευρά αναρροφά, η άλλη καταθλίβει.



**Εικόνα 4.13 :** Αρχή λειτουργίας εμβόλου διπλής ενέργειας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Οι εμβολοφόρες χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτείται υψηλή πίεση και μικρή παροχή. Τυπικές εφαρμογές εμβολοφόρου αντλίας είναι οι αντλίες σε μηχανές πλύσης με νερό υψηλής πίεσης, στις αντλίες πίεσης για υδραυλικές δοκιμές και στις αντλίες υπερύψους πίεσης για κοπή μετάλλου με νερό.

Στα διυλιστήρια χρησιμοποιούνται εμβολοφόρες αντλίες σε διάφορες εφαρμογές υψηλής πίεσης και μικρής παροχής, όπως η παροχή ΜΕΚ, καυστικής σόδας, χημικών προσθέτων κλπ.

Σε ορισμένες βιομηχανικές εφαρμογές χρησιμοποιούνται στροφαλοφόρες αντλίες μεγάλης παροχής και πολύ υψηλής πίεσης (κριτήριο εφαρμογής είναι η υψηλή πίεση).

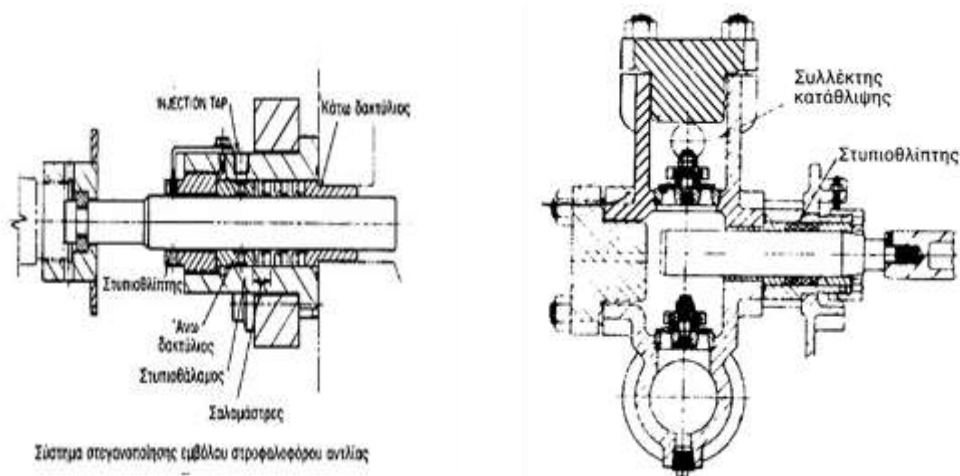
### **ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ**

Μια στροφαλοφόρος αντλία περιλαμβάνει δυο τμήματα :

- 1) Το τμήμα υγρού
- 2) Το τμήμα ισχύος

1) Το τμήμα υγρού, το οποίο περιλαμβάνει όλα τα τμήματα της αντλίας που είναι σε επαφή με το ρευστό, δηλαδή τον κύλινδρο, τα έμβολα, τις βαλβίδες, τους συλλέκτες και το σύστημα στεγανοποίησης.

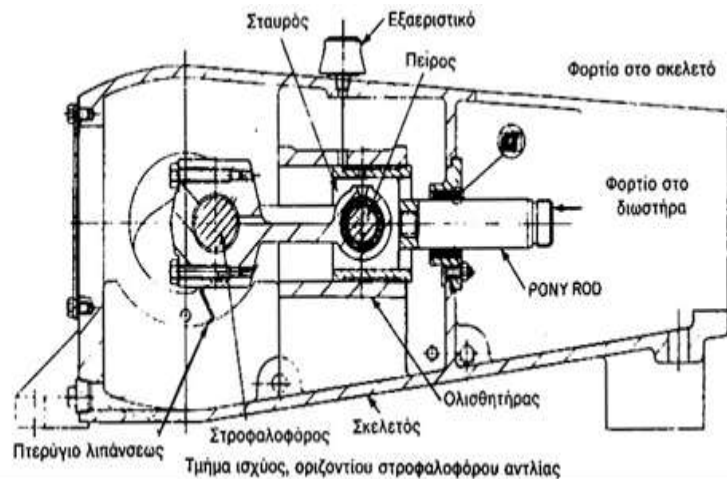
2) Το σύστημα στεγανοποίησης (stuffing box) περιλαμβάνει τον στυπιοθάλαμο, τον στυπιοθλίπτη, τις σαλαμάστρες και τους δακτυλίους οδήγησης του εμβόλου (στην περίπτωση εμβόλου τύπου άξονα). Οι σαλαμάστρες λιπαίνονται με έκχυση γράσου, με λάδι με βαρύτητα ή με λουμπρικότα (Εικ.4.14).



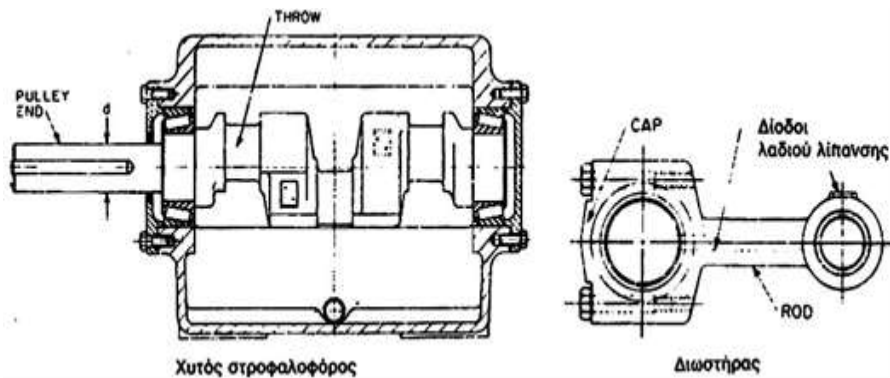
**Εικόνα 4.14:** Τμήμα υγρού και σύστημα στεγανοποίησης παλινδρομικής αντλίας με έμβολο τύπου άξονα (plunger).  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

1) Το τμήμα ισχύος, (Εικ 4.15), το οποίο περιλαμβάνει όλα τα τμήματα της αντλίας που μεταδίδουν την κίνηση, δηλαδή τον σκελετό, τον στροφαλοφόρο άξονα, τον διωστήρα και τα έδρανα (Εικ. 4.16).

Τα έδρανα μπορεί να είναι κύλισης (ρουλεμάν) όπου λιπαίνονται από το λάδι που πετάγεται από την κίνηση του στροφαλοφόρου, ή ολίσθησης (κουζινέτα) όπου λιπαίνονται με βεβιασμένη κυκλοφορία λαδιού.



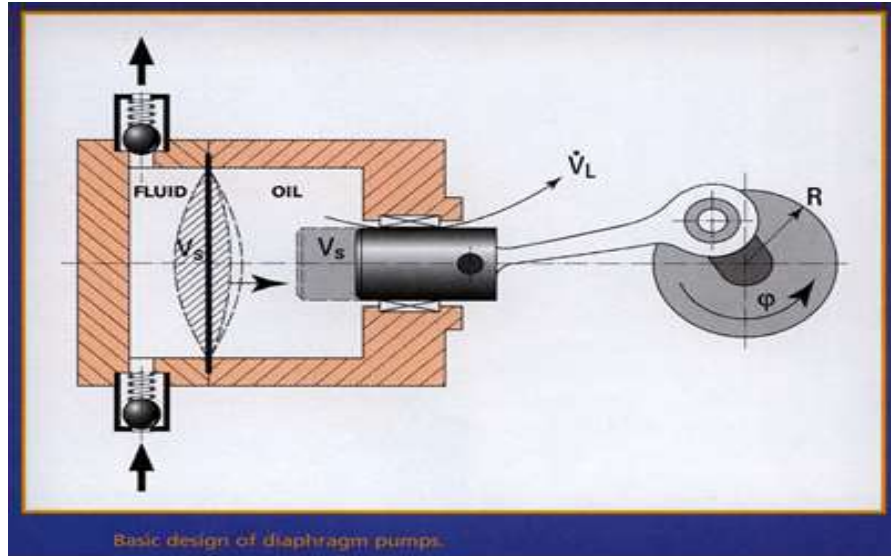
**Εικόνα 4.15:** Τμήμα ισχύος οριζόντιου στροφαλοφόρου αντλίας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



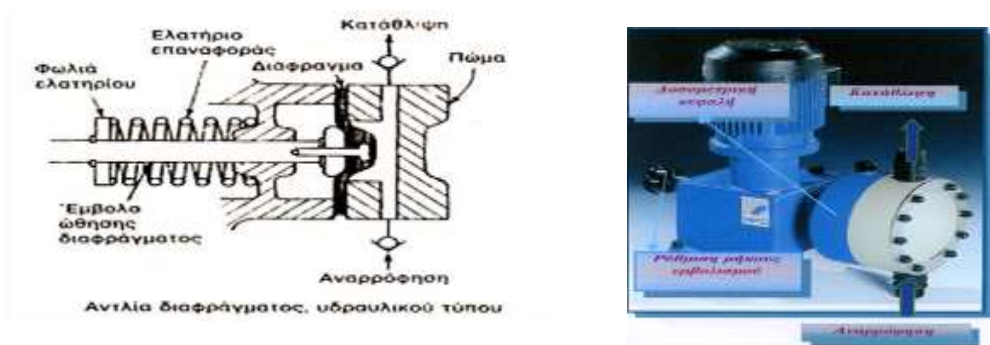
**Εικόνα 4.16 :** Αριστερά βλέπουμε έναν χυτό στροφαλοφόρο και δεξιά έναν διωστήρα.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

## **Α2. ΑΝΤΛΙΕΣ ΔΙΑΦΡΑΓΜΑΤΟΣ**

Οι αντλίες διαφράγματος είναι αντλίες στροφαλοφόροι όπου όμως το τμήμα υγρού χωρίζεται από την υπόλοιπη αντλία με ένα διάφραγμα (Εικ.4.17). Συνεπώς τα υπόλοιπα μέρη δεν έρχονται σε επαφή με το υγρό. Για τον λόγο αυτό χρησιμοποιούνται για την διακίνηση αναφλέξιμων, τοξικών και πολύ διαβρωτικών υγρών.



**Εικόνα 4.17:** Αρχή λειτουργίας αντλίας διαφράγματος.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



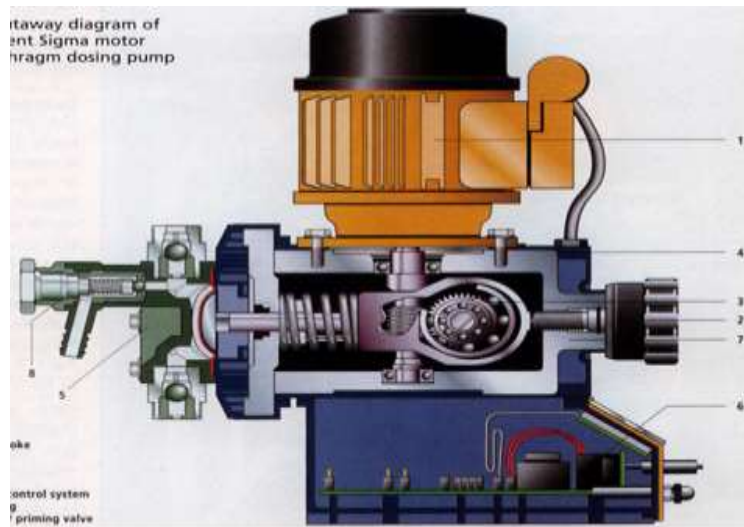
**Εικόνα 4.18 :** Σχήμα λειτουργίας και εξωτερική μορφή αντλίας διαφράγματος.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Το έμβολο εκτελεί παλινδρομική κίνηση μεταδίδοντας την κίνηση στο διάφραγμα, το οποίο δημιουργεί διαδοχικά συνθήκες πίεσης και υποπίεσης στον θάλαμο του υγρού ωθώντας ανάλογα τις βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης (Εικ4.18).

Επειδή η διαδρομή του εμβόλου μπορεί να ρυθμίζεται με ακρίβεια και σε κάθε κίνηση του εμβόλου εκτοπίζεται συγκεκριμένη ποσότητα υγρού, αυτός ο τύπος αντλίας χρησιμοποιείται και ως δοσομετρική(Εικ4.19).



Στο διυλιστήριο χρησιμοποιείται ως δοσομετρική αντλία για την παροχή χημικών προσθέτων, φουρφουράλης, κινιζαρίνης, υδραζίνης, χρωμάτων για καύσιμα κλπ.



**Εικόνα 4.19:** Δοσομετρική αντλία σε τομή.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Στο ανωτέρω σχέδιο παρουσιάζεται τύπος δοσομετρικής αντλίας (Εικ. 4.19). Η περιστροφική κίνηση του ηλεκτροκινητήρα μετατρέπεται σε παλινδρομική, η οποία ρυθμίζεται από τον ρυθμιστή και μεταδίδεται στην δοσομετρική κεφαλή.

### **ΑΕΡΑΝΤΛΙΕΣ**

Οι αντλίες διαφράγματος χρησιμοποιούνται επίσης για την άντληση νερών με αναφλέξιμα πετρελαιοειδή. Για λόγους ασφαλείας η αντλία κινείται με αέρα υπό πίεση (αεραντλία)(Εικ. 4.20).

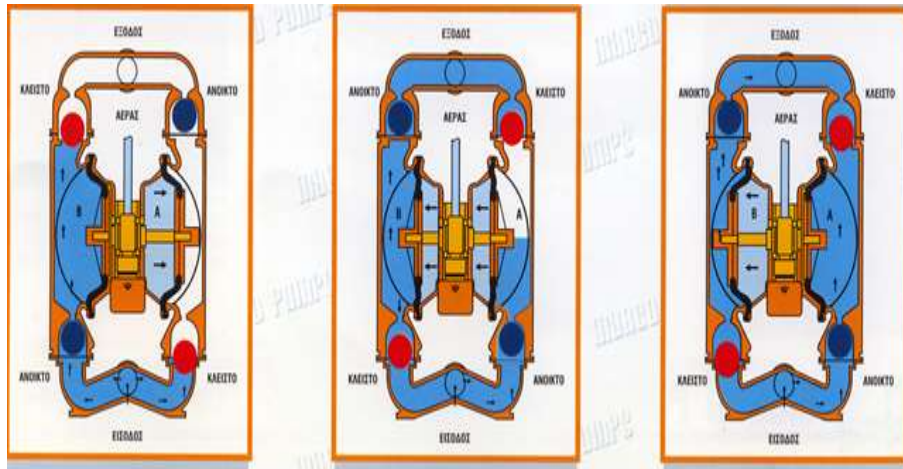
Η λειτουργία της βασίζεται στην διαδοχική τροφοδότηση με αέρα δυο διαφραγμάτων έτσι ώστε το ένα να βρίσκεται στην φάση αναρρόφησης και το άλλο στην φάση κατάθλιψης.



**Εικόνα 4.20 :** Αεραντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



## ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΕΡΑΝΤΛΙΑΣ



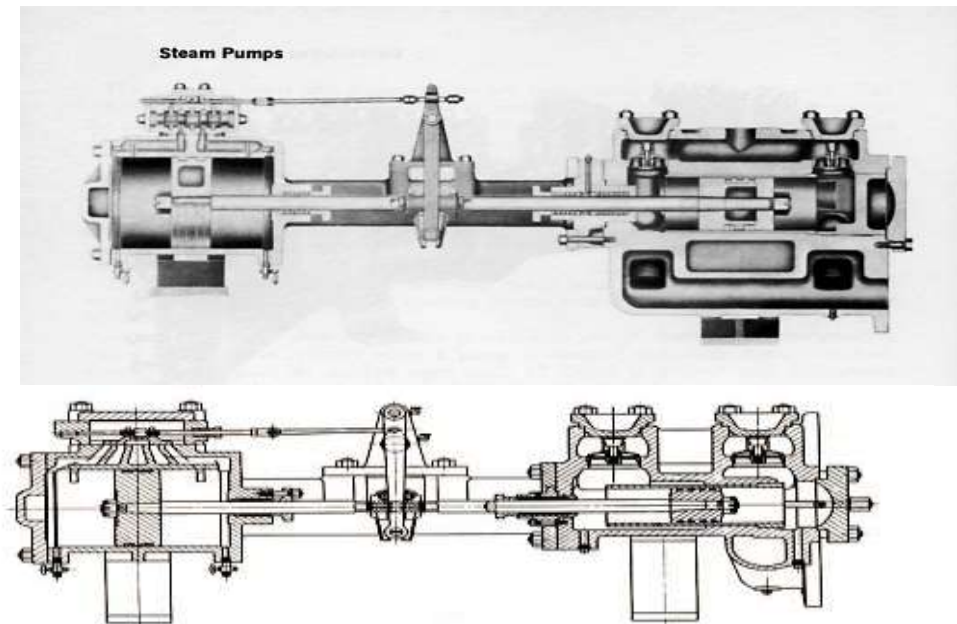
**Εικόνα 4.21:** Αρχή λειτουργίας αεραντλίας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Στο παραπάνω σχήμα (Εικ. 4.21) βλέπουμε την αρχή λειτουργίας της αεραντλίας. Παρακάτω θα εξηγήσουμε το συγκεκριμένο διάγραμμα.

Η αεροβαλβίδα κατευθύνει τον αέρα πίσω από το διάφραγμα Α, το οποίο διαχωρίζει τον αέρα από το υγρό. Η πίεση κατανέμεται ομοιόμορφα και έτσι επιτυγχάνεται μεγάλη διάρκεια ζωής των διαφραγμάτων. Καθώς το διάφραγμα Α απομακρύνεται από το κέντρο, το διάφραγμα Β έλκεται από τον άξονα που τα συνδέει και πλησιάζει. Το διάφραγμα Β είναι τώρα στην φάση εκτόνωσης, ο αέρας πίσω του εκδιώκεται στην ατμόσφαιρα. Καθώς το διάφραγμα Β κινείται προς το κέντρο, δημιουργείται κενό στο θάλαμο Β, ο οποίος και πληρούται από το αντλούμενο υγρό. Όταν το πιεζόμενο διάφραγμα Α φτάσει στο τέλος της διαδρομής του, η αεροβαλβίδα κατευθύνει τον πεπιεσμένο αέρα πίσω από το διάφραγμα Β. Τώρα το διάφραγμα Β απομακρύνεται ενώ το διάφραγμα Α έλκεται προς το κέντρο. Το διάφραγμα Β είναι τώρα στην φάση κατάθλιψης. Η υδραυλική πίεση αναγκάζει την μπίλια εισόδου Β να κλείσει, την μπίλια εξόδου Β να ανοίξει και την μπίλια εξόδου Α να κλείσει. Έτσι το υγρό αναγκάζεται να ρεύσει προς την κατάθλιψη. Η κίνηση του διαφράγματος Α προς το κέντρο, δημιουργεί κενό στον θάλαμο Α ο οποίος πληρούται με το αντίστοιχο υγρό. Με το τέλος του κύκλου, η αεροβαλβίδα επανακατευθύνει τον αέρα πίσω από το διάφραγμα Α και αρχίζει η φάση εκτόνωσης του διαφράγματος Β. Καθώς η αντλία έχει επανέλθει στο σημείο εκκίνησης, κάθε διάφραγμα έχει εκτελέσει ένα κύκλο εκτόνωσης αέρα και ένα κύκλο κατάθλιψης υγρού. Αυτό αποτελεί τον πλήρη κύκλο άντλησης.

### Α3. ΙΠΠΑΡΙΑ

Ένα ιδιαίτερο είδος παλινδρομικής αντλίας είναι τα ιππάρια (Εικ. 4.23) τα οποία αποτελούνται αφενός από την παλινδρομική αντλία και αφετέρου από την κινητήριο μηχανή, που στην περίπτωση αυτή είναι μια παλινδρομική μηχανή ατμού που δρα κατευθείαν πάνω στο έμβολο της αντλίας. Η αντλία μπορεί να λειτουργήσει με πεπιεσμένο αέρα ή κάποιο άλλο αέριο.

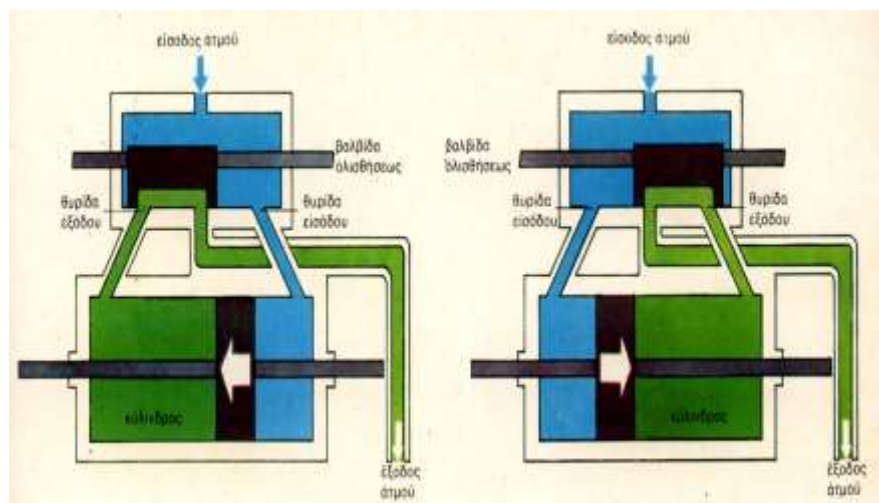


**Εικόνα 4.22 :** Τομή ιππαρίου.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Στα ανωτέρω σχήματα (Εικ. 4.22) το δεξί τμήμα είναι η παλινδρομική αντλία και το αριστερό τμήμα είναι η κινητήριος μηχανή. Σε αυτήν υπάρχει ένας κύλινδρος μέσα στον οποίο παλινδρομεί ένα έμβολο το οποίο τροφοδοτείται διαδοχικά με ατμό από την κάθε πλευρά του. Το έμβολο κινείται με φορά που καθορίζεται από ποιά πλευρά τροφοδοτείται με ατμό και μεταδίδει την κίνηση στο έμβολο της αντλίας (στο δεξί τμήμα ). Η ροή του ατμού καθορίζεται από έναν ατμοσύρτη (Εικ. 4.24), ο οποίος ευρίσκεται στην είσοδο ατμού του κυλίνδρου της κινητήριος μηχανής και παίρνει κίνηση από τον άξονα που συνδέει τα δυο έμβολα.



**Εικόνα 4.23:** Εξωτερική μορφή ιππαρίου.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 4.24:** Αρχή λειτουργίας ατμοσύρτη.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

## **B. ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ**

Περιστροφικές αντλίες είναι οι αντλίες οι οποίες προσδίδουν ενέργεια στο σύστημα αναρροφώντας, συμπιέζοντας και εκτοπίζοντας ορισμένη ποσότητα ρευστού ως αποτέλεσμα της περιστροφικής των κινούμενων μερών.

Ως κατηγορία των αντλιών εκτοπίσεως έχουν και αυτές το κύριο χαρακτηριστικό ότι εκτοπίζουν συγκεκριμένη ποσότητα ρευστού σε κάθε περιστροφή.

Ένα επιπλέον χαρακτηριστικό τους είναι ότι υπάρχει συνεχής ροή του ρευστού λόγω της ομαλής περιστροφικής κίνησης, για αυτό δεν χρειάζονται βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής.

Οι περιστροφικές αντλίες χρησιμοποιούνται συνήθως για την αύξηση της πίεσης σε ρευστά που έχουν μεγαλύτερο ιξώδες από αυτά που διακινούν οι φυγοκεντρικές αντλίες.

Ο γενικός κανόνας που ισχύει στις περιστροφικές αντλίες είναι ότι μειώνεται η ταχύτητα περιστροφής και η απόδοση όσο αυξάνεται το ιξώδες.

Οι περισσότερες περιστροφικές αντλίες μπορούν να γεμίσουν από μόνες τους έναν άδειο σωλήνα αναρρόφησης. Αλλά εάν λειτουργήσουν για μεγάλο διάστημα χωρίς ρευστό θα καταστραφεί το σύστημα στεγανότητας και οι ανοχές μεταξύ των κινούμενων μερών. Δηλαδή λειτουργία χωρίς ρευστό είναι δυνατόν να καταστρέψει την αντλία.

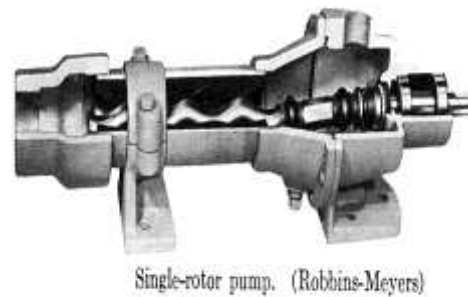
### **B1. ΚΟΧΛΙΩΤΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ**

Κοχλιωτές είναι οι περιστροφικές αντλίες (Εικ. 4.28) οι οποίες προσδίδουν ενέργεια στο ρευστό αναρροφώντας, συμπιέζοντας και εκτοπίζοντας το με την περιστροφή ατέρμονων κοχλιών. Δηλαδή το ρευστό προωθείται διερχόμενο ανάμεσα από τις σπείρες των κοχλιών.

Στις κοχλιωτές αντλίες ο αριθμός κοχλιών μπορεί να είναι δύο ή τρεις (Εικ. 4.25).



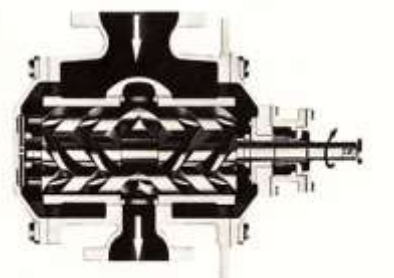
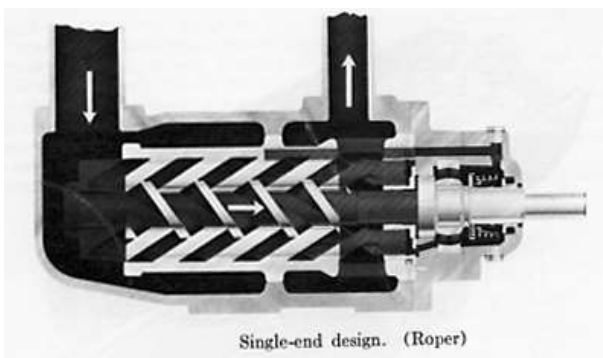
**Εικόνα 4.25 :** Κοχλίες αντλιών.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 4.26 :** Αριστερά αρχή λειτουργίας κοχλία και δεξιά τομή αντλίας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Στην πάνω αριστερά εικόνα (Εικ. 4.26) βλέπουμε την αρχή λειτουργίας ενός κοχλία σε μια αντλία και δεξιά την τομή της κοχλιωτής αντλίας. Χρησιμοποιείται για την άντληση ιδιαίτερα παχύρευστων υγρών, όπως είναι η λάσπη με τα υπολείμματα πετρελαιοειδών που κατακάθονται στους πυθμένες των δεξαμενών.

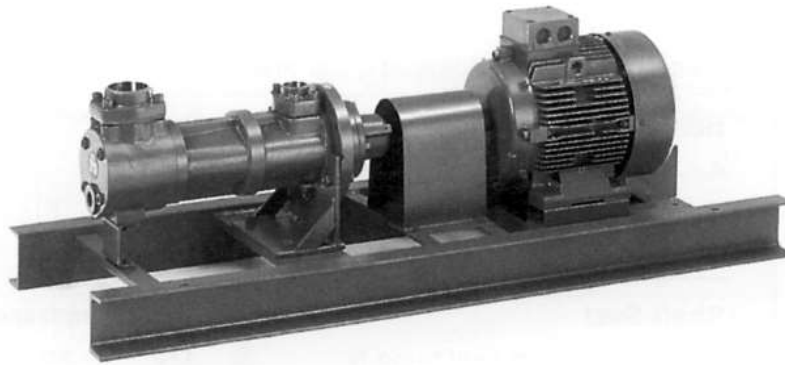
Οι αντλίες με περισσότερους κοχλίες μπορεί να είναι μιας διαδρομής, όπου το ρευστό εισέρχεται από την μια πλευρά των κοχλιών και εξέρχεται από την άλλη ή διπλής διαδρομής, που στην ουσία είναι δυο αντλίες απλής διαδρομής τοποθετημένες αντίθετα (Εικ. 4.27).



**Εικόνα 4.27 :** Αριστερά αντλία μόνης διαδρομής δεξιά διπλής διαδρομής.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



Πλεονέκτημα των κοχλιωτών αντλιών εικόνα 4.30 απλής διαδρομής είναι ότι επιτυγχάνουν υψηλές πιέσεις, αλλά απαιτούν πρόσθετες διατάξεις για να αντισταθμιστούν οι αξονικές δυνάμεις που εμφανίζονται (διότι η ροή είναι κατά μήκος του άξονα σε μια διεύθυνση).



**Εικόνα 4.28:** Εξωτερική μορφή κοχλιωτής αντλίας με τον κινητήρα και την βάση της.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Παρακάτω θα δούμε διάφορες τομές κοχλιωτών αντλιών και θα δούμε την μέγιστη πίεση που μπορούν να δώσουν (Εικ.4.29).



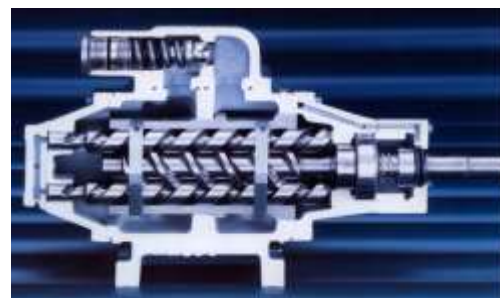
(α)



(β)



(γ)



(δ)

**Εικόνα 4.29 :** Τομές κοχλιωτών αντλιών (α)  $P_{\max}=6$  bar (β)  $P_{\max}=16$  bar (γ)  $P_{\max}=40$  bar (δ)  $P_{\max}=70$  bar.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 4.30 :** Εξωτερικές όψεις κοχλιωτών αντλιών.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Ως σύστημα στεγανότητας χρησιμοποιούνται mechanical seals ή packing ανάλογα με αυτά των φυγοκεντρικών αντλιών.

Οι κοχλιωτές αντλίες μπορούν να διαχειρισθούν ένα μεγάλο εύρος ρευστών από παχύρευστα έως λεπτόρευστα. Μπορούν να δημιουργήσουν μεγάλες πιέσεις και να περιστραφούν σε πολύ υψηλές στροφές (λόγω μικρής αδράνειας των κινούμενων μερών), σε σχέση με άλλες περιστροφικές ή παλινδρομικές αντλίες. Έχουν όμως υψηλό κόστος λόγω της ακρίβειας που απαιτείται κατά την κατασκευή για να επιτευχθούν πολύ μικρές ανοχές ανάμεσα στα κινούμενα μέρη. Επί πλέον η απόδοση τους εξαρτάται από το ιξώδες του ρευστού.

## **B2. ΓΡΑΝΑΖΩΤΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ**

Είναι περιστροφικές αντλίες (Εικ. 4.32) οι οποίες προσδίδουν ενέργεια στο ρευστό αναρροφώντας, συμπιέζοντας και εκτοπίζοντας το με την περιστροφή γραναζιών.

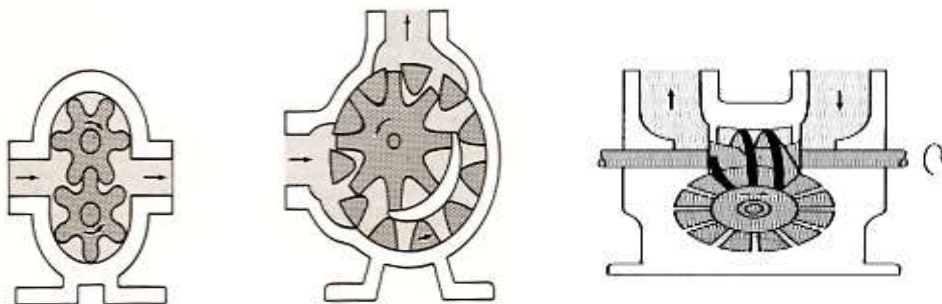
Ως συστήματα στεγανοποίησης μπορούν να έχουν απλές σαλαμάστρες (packing) ή μηχανικές σαλαμάστρες (mechanical seals) ή cartridge seal που είναι παραλλαγή της μηχανικής σαλαμάστρας σε ενιαίο σετ.

Οι γραναζωτές αντλίες (Εικ. 4.34) στα διυλιστήρια χρησιμοποιούνται κυρίως ως αντλίες λίπανσης άλλων μηχανημάτων.

Έχουμε τρεις τύπους γραναζωτών αντλιών και είναι οι εξής:

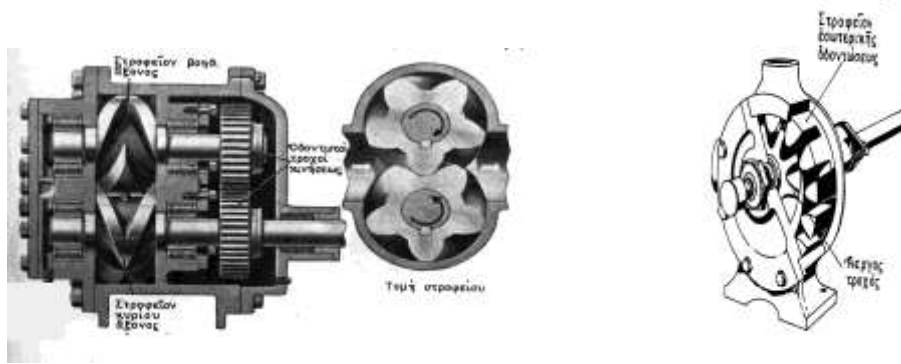
- i. Αντλία εξωτερικού τύπου
- ii. Αντλία εσωτερικού τύπου
- iii. Αντλία μεικτού τύπου

Παρακάτω θα δούμε αυτούς τους τρεις τύπους αντλιών (Εικ. 4.31):



**Εικόνα 4.31 :** Αριστερά βλέπουμε την αντλία εξωτερικού τύπου στην μέση εσωτερικού και δεξιά την μεικτού τύπου.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

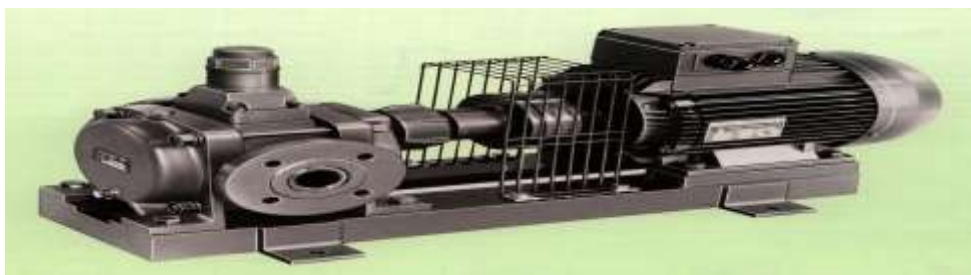


**Εικόνα 4.32:** Αριστερά είναι μια αντλία γρναζωτή εξωτερικού τύπου και δεξιά εσωτερικού τύπου.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Στην συνέχεια θα δούμε τα τρία συστήματα στεγανοποίησης που μπορεί να έχει μια γρναζωτή αντλία (Εικ. 4.33).



**Εικόνα 4.33 :**Συστήματα στεγανότητας γρναζωτής αντλίας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

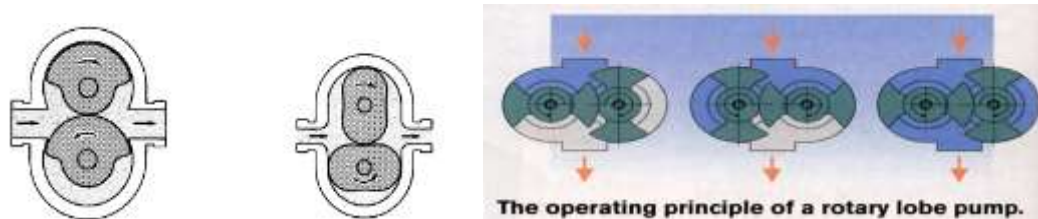


**Εικόνα 4.34 :** Γρναζωτή αντλία με τον κινητήρα.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

### **B3. ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΛΟΒΟΥΣ**

Είναι οι περιστροφικές αντλίες οι οποίες προσδίδουν ενέργεια στο ρευστό αναρροφώντας, συμπιέζοντας και εκτοπίζοντας το με την περιστροφή λοβών.

Οι αντλίες με λοβούς στα διυλιστήρια χρησιμοποιούνται κυρίως ως αντλίες λίπανσης άλλων μηχανημάτων (Εικ. 4.35, Εικ. 4.36). Μεγάλη χρήση έχουν στην βιομηχανία τροφίμων, φαρμάκων και χρωμάτων.



**Εικόνα 4.35** : Αριστερά είναι η μορφή των λοβών και δεξιά η αρχή λειτουργίας τους.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



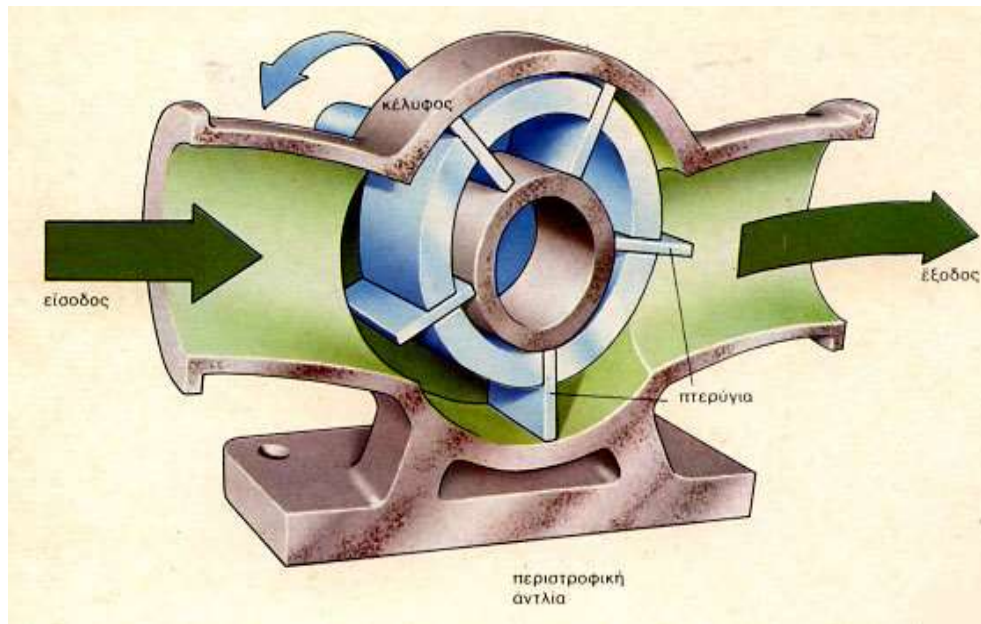
**Εικόνα 4.36** : Αντλίες με λοβούς διαφόρων τύπων.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

### **B4. ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΠΤΕΡΥΓΙΑ-ΜΕΤΡΗΤΕΣ**

Ένας ειδικός τύπος περιστροφικής αντλίας είναι οι αντλίες με πτερύγια (Εικ. 4.37). Αυτές αποτελούνται από έναν ρότορα τοποθετημένο παράκεντρα στο κέλυφος, ο οποίος φέρει πτερύγια τα οποία κινούνται στην διεύθυνση της ακτίνας του άξονα. Κατά την περιστροφή του ο ρότορας εγκλωβίζει συγκεκριμένη ποσότητα ρευστού ανάμεσα στα πτερύγια.

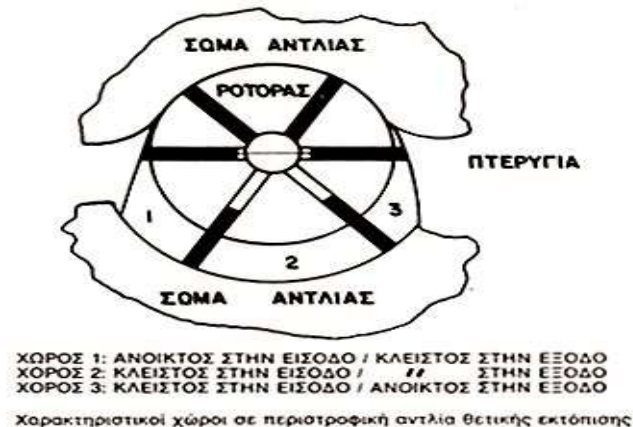




**Εικόνα 4.37 :** Αντλία με πτερύγια.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Ο ρότορας έχει την δυνατότητα να περιστρέφεται παρασυρόμενος από την ροή του υγρού (χωρίς την χρήση κινητήρα).

Αυτό το χαρακτηριστικό σε συνδυασμό με την ιδιότητα των περιστροφικών αντλιών να προωθούν συγκεκριμένη ποσότητα ρευστού ανά περιστροφή, καθιστά αυτόν τον τύπο ιδανικό για χρήση ως μετρητή ροής (Εικ. 4.38).



**Εικόνα 4.38 :** Χαρακτηριστικοί χώροι αντλίας με πτερύγια.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

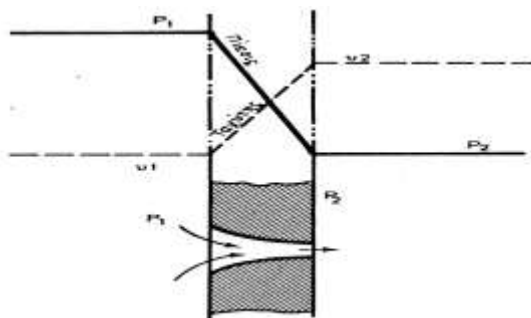
Κατά τις φορτώσεις πλοίων ή βυτίων χρησιμοποιούνται μετρητές ροής αυτού του τύπου, οι οποίοι μετρούν την ροή του προϊόντος με απλή μηχανική ή ηλεκτρονική καταγραφή των περιστροφών του ρότορα.

## ΕΙΔΙΚΕΣ ΜΟΡΦΕΣ ΑΝΤΛΙΩΝ

### 1) ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ (ΤΖΙΦΑΡΙΑ)

Οι εγχυτήρες (τζιφάρια από το όνομα του γάλλου μηχανικού Giffard που τα επινόησε), είναι ένα είδος αντλίας και χρησιμοποιούνται για την διακίνηση των ρευστών. Η βασική διαφορά από τις άλλες αντλίες είναι ότι τα τζιφάρια δεν έχουν κινούμενα μέρη. Για την λειτουργία του τζιφαριού χρειάζεται ένα κινητήριο ρευστό που με την ενέργεια του παρασύρει το διακινούμενο ή αναρροφούμενο ρευστό.

Η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται στην αρχή λειτουργίας του ακροφυσίου, το οποίο παρουσιάζει μια στένωση στην διατομή η οποία επιταχύνει το ρευστό και μειώνει την πίεση, όπως φαίνεται στο κατωτέρω σχέδιο (Εικ. 4.39). Λόγω της δημιουργούμενης πτώσης πίεσης, αναρροφάται το διακινούμενο ρευστό και παρασύρεται σε ροή μαζί με το κινητήριο. Απαραίτητη προϋπόθεση είναι να μην επηρεάζεται η διαδικασία από την ανάμειξη των δυο ρευστών.



**Εικόνα 4.39 :** Αρχή λειτουργίας τζιφαριού.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Η πλέον συνηθισμένη εφαρμογή στην βιομηχανία είναι για δημιουργία υποπίεσης, όπου ως κινητήριο ρευστό χρησιμοποιείται ατμός και ως αναρροφούμενο ο αέρας του χώρου που πρέπει να αντληθεί για να δημιουργηθεί η υποπίεση (πίεση μικρότερη της ατμοσφαιρικής).

Άλλη εφαρμογή είναι στις βαφές, όπου ως κινητήριο ρευστό χρησιμοποιείται συμπιεσμένος αέρας και ως αναρροφούμενο ρευστό το χρώμα.

Σε ορισμένες περιπτώσεις χρησιμοποιείται για άντληση υγρών, όπου ως κινητήριο ρευστό χρησιμοποιείται συμπιεσμένος αέρας και ως αναρροφούμενο ρευστό το προς άντληση υγρό.

Στην παρακάτω εικόνα (Εικ. 4.40), βλέπουμε την τομή ενός τζιφαριού και τα βασικά του μέρη.



**Εικόνα 4.40 :** Τομή τζιφαριού.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

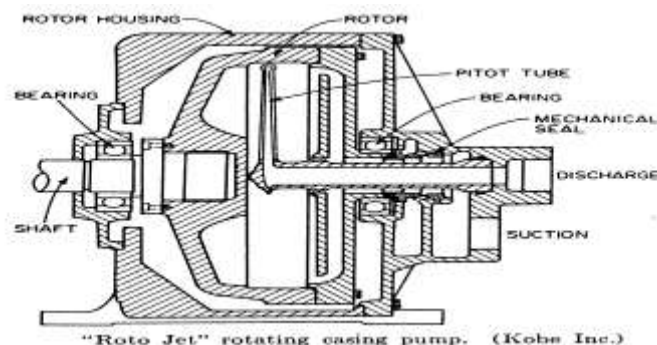
### **1) ΑΝΤΛΙΕΣ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΟΥ ΕΣΩΤΕΡΙΚΟΥ ΚΕΛΥΦΟΥΣ**

Ένας ειδικός τύπος αντλίας είναι η αντλία περιστρεφόμενου εσωτερικού κελύφους, η οποία χρησιμοποιείται σε εφαρμογές χαμηλής παροχής και υψηλού μανομετρικού. Αποτελείται από ένα κυλινδρικό περιστρεφόμενο κέλυφος το οποίο περιέχει έναν σταθερό σωλήνα στο κέντρο του. Όλη αυτή η κατασκευή περικλείεται σε ένα σταθερό εξωτερικό κέλυφος.

#### **Αρχή λειτουργίας αντλίας περιστρεφόμενου εσωτερικού κελύφους.**

Το υγρό εισέρχεται στο κέλυφος από το κέντρο κατά την φορά του άξονα και η φυγόκεντρος δύναμη που αναπτύσσεται λόγω της περιστροφής του κελύφους, αυξάνει την πίεση και την ταχύτητα του υγρού στην περιφέρεια του κελύφους (Εικ. 4.41). Ο συλλεκτήριος σωλήνας έχει άνοιγμα το οποίο βλέπει αντίθετα με την φορά περιστροφής του κελύφους και είναι τοποθετημένο κοντά στην περιφέρεια του κελύφους. Μέσω του ανοίγματος μεταφέρεται το υγρό στον αγωγό και μετατρέπεται το μεγαλύτερο μέρος της κινητικής ενέργειας του σε στατική πίεση. Το υγρό στην συνέχεια ρέει μέσω του αγωγού προς την κατάθλιψη της αντλίας η οποία επίσης είναι τοποθετημένη στο κέντρο της αντλίας.

Οι αποδόσεις αυτών των αντλιών είναι συνήθως χαμηλότερες από 40%.

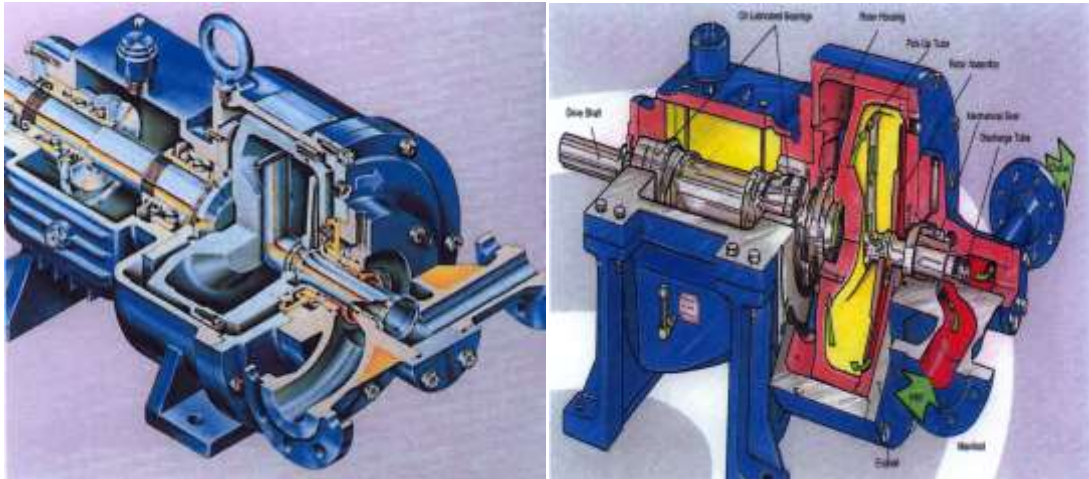


**Εικόνα 4.41 :** Τομή αντλίας περιστρεφόμενου εσωτερικού κελύφους.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Αυτός ο τύπος αντλίας (Εικ.4.42) παρουσιάζει το πλεονέκτημα ότι έχει μικρότερο μέγεθος και χαμηλότερο κόστος από τις αντίστοιχες αντλίες θετικής εκτοπίσεως και τις αντίστοιχες πολυβάθμιες φυγοκεντρικές αντλίες, για παρόμοιες συνθήκες λειτουργίας. Επίσης δεν κινδυνεύει να κολλήσει και να καταστραφεί εάν λειτουργήσει χωρίς υγρό, καθώς δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη σε επαφή στην ροή του υγρού.

Λόγω όμως των μεγάλων ταχυτήτων του υγρού που δημιουργούνται στο εσωτερικό της αντλίας, αυτός ο τύπος είναι ιδιαίτερα ευαίσθητος σε διάβρωση λόγω της ταχύτητας ροής, στην περίπτωση που υπάρχουν στο υγρό παρασυρόμενα στερεά σωματίδια.

Ένα άλλο μειονέκτημα είναι η πιθανότητα εγκλωβισμού αερίου στην αντλία. Αυτό είναι δυνατόν να συμβεί διότι το αέριο συγκεντρώνεται στο χώρο χαμηλής πίεσης της αντλίας, που είναι το κέντρο του κελύφους. Επειδή η ποσότητα του υγρού που αντλείται είναι μικρή συγκρινόμενη με την ποσότητα που περιέχεται στο κέλυφος, πιθανή συγκέντρωση αερίου δεν είναι εύκολο να απομακρυνθεί.



**Εικόνα 4.42 :** Αντλία περιστρεφόμενου εσωτερικού κελύφους.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

## 5. ΠΡΟΛΗΠΤΙΚΗ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

### 5.1 ΜΕΘΟΔΟΙ ΠΡΟΛΗΠΤΙΚΗΣ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗΣ ΑΝΤΛΙΩΝ

Η προληπτική συντήρηση για τις αντλίες είναι σημαντική καθώς προλαμβάνουμε διάφορες ζημιές που μπορούν να προκληθούν από την μη σωστή λειτουργία των αντλιών. Με την προληπτική συντήρηση κάνουμε και οικονομία διότι προλαμβάνουμε χειρότερα προβλήματα. Προληπτική συντήρηση μπορούμε να κάνουμε με τους παρακάτω τρόπους :

- Μέθοδος της θερμογράφησης.
- Μέθοδος παρακολούθησης κραδασμών.
- Μέθοδος ακουστικής παρακολούθησης.

#### 5.1.1 Μέθοδος της θερμογράφησης

Η μέθοδος της θερμογράφησης βασίζεται στην παρακολούθηση της εκπομπής υπέρυθρης ενέργειας με την βοήθεια ειδικού εξοπλισμού ώστε να μπορεί να κρίνει και να αξιολογήσει την κατάσταση του συστήματος.

Αυτή η μέθοδος της θερμογράφησης με την βοήθεια του ειδικού εξοπλισμού “διαβάζει” τις θερμικές ανωμαλίες που υπάρχουν στο σύστημα που εξετάζει, δηλαδή βρίσκει περιοχές θερμότερες ή ψυχρότερες από όσο θα έπρεπε.

Όλα τα αντικείμενα σε θερμοκρασία πάνω από το απόλυτο μηδέν εκπέμπουν ενέργεια ή ακτινοβολία, δηλαδή σε αυτό το γεγονός στηρίζεται η θερμογράφηση. Με την μέθοδο της θερμογράφησης εξετάζουμε διάφορες θερμοκρασιακές ανωμαλίες που υπάρχουν στον εξοπλισμό μας, αυτή η διαδικασία πραγματοποιείται με την βοήθεια των υπέρυθρων ακτινοβολιών. Σε κάθε αντικείμενο μπορούν να ανιχνευτούν τριών ειδών θερμικής ενέργειας που είναι τα εξής :

- i. Ενέργεια εκπεμπόμενη από το ίδιο το αντικείμενο.
- ii. Ενέργεια ανακλώμενη από το αντικείμενο.
- iii. Ενέργεια που μεταφέρεται από το αντικείμενο.

Τώρα για την προληπτική συντήρηση έχει μόνο η πρώτη σημασία. Για να αποκλειστούν τα άλλα δυο είδη πρέπει να φιλτραριστούν ώστε τα αποτελέσματα που θα πάρουμε να είναι ορθά.

Το ποσό της εκπεμπόμενης ή ανακλώμενης ενέργειας επηρεάζεται από την επιφάνεια του αντικειμένου . Υπάρχουν δυο ειδών επιφάνειες, έχουμε την επιφάνεια που μόνο εκπέμπει και δεν ανακλά ενέργεια, αυτή η επιφάνεια απορροφά όλες τις ενέργειες και έχει βαθμό εκπεμψιμότητας ίσο με την μονάδα και έχουμε και την επιφάνεια που ανακλά υπέρυθρη ενέργεια και δεν εκπέμπει.

Ο βαθμός εκπεμψιμότητας είναι πολύ σημαντικός για να γίνει σωστά η θερμογραφία οπότε η θεώρηση του πρέπει να γίνει σωστά ώστε οι μετρήσεις μας να είναι ορθές. Τώρα για να καθοριστεί η τιμή εκπεμψιμότητας τις πιο πολλές φορές πηγαίνουμε σε πίνακες που έχουν φτιαχτεί για την τιμή του ανάλογα με την επιφάνεια του.

Μεγάλη προσοχή πρέπει να υπάρχει στην μέτρηση της υπέρυθρης ακτινοβολίας διότι ατμοσφαιρικοί παράγοντες μπορούν να αλλάζουν την μέτρηση της υπέρυθρης ακτινοβολίας. Όταν λέμε ότι επηρεάζεται από ατμοσφαιρικούς παράγοντες εννοούμε τον ατμοσφαιρικό αέρα, υδρατμούς, άλλα αέρια που απορροφούν την υπέρυθρη ακτινοβολία, σκόνη. Επίσης παράγοντες που πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν είναι και η ανακλώμενη και η μεταφερόμενη ενέργεια που αναφέραμε παραπάνω.

Ο συντελεστής εκπεμψιμότητας μπορεί να επηρεαστεί εάν η επιφάνεια του εξοπλισμού έχει βαφή ή άλλες προστατευτικές επικαλύψεις.

Ένα βιομηχανικό όργανο υπέρυθρων αποτελείται από όργανα οπτικής, ανιχνευτές ακτινοβολίας και ενδείκτες. Παρακάτω θα εξηγήσουμε την λειτουργία των βιομηχανικών οργάνων υπέρυθρων.

Το σύστημα οπτικής συλλέγει και συγκεντρώνει την ακτινοβολία σε έναν ανιχνευτή ο οποίος το μεταφράζει σε ηλεκτρικό σήμα, το ηλεκτρονικό σύστημα ενισχύει το σήμα εξόδου και το μετατρέπει σε μορφή ώστε να εκτυπωθεί στην οθόνη.

Υπάρχουν τρία είδη τέτοιων οργάνων που είναι τα εξής:

- Θερμόμετρα υπέρυθρων.
- Γραμμικοί σαρωτές.
- Συστήματα απεικόνισης (κάμερες).

Παρακάτω θα δούμε αυτά τα τρία είδη τι αποτελέσματα μας δίνουν.

- Τα θερμόμετρα υπέρυθρων (Εικ.5.1) μας δίνουν την θερμοκρασία σε μια επιφάνεια αλλά σε συγκεκριμένο σημείο στην μηχανή.
- Οι γραμμικοί σαρωτές μας δίνουν την θερμοκρασία σε μια περιοχή της μηχανής και όχι σε ένα συγκεκριμένο σημείο μόνο.
- Τα συστήματα απεικόνισης (Εικ. 5.2) διαβάζουν τις υπέρυθρες εκπομπές και σε πολύ μικρό χρόνο μας δίνουν τις θερμοκρασίες σε όλη την μηχανή και το παρουσιάζει σε δισδιάστατη εικόνα (Εικ. 5.3, Εικ. 5.4, Εικ. 5.5).

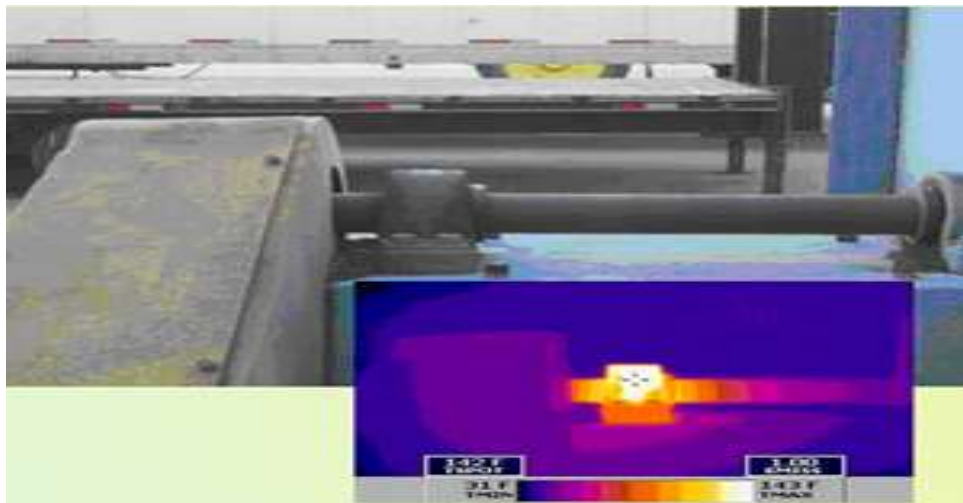


**Εικόνα 5.1:** Τύποι θερμομέτρων υπέρυθρων.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

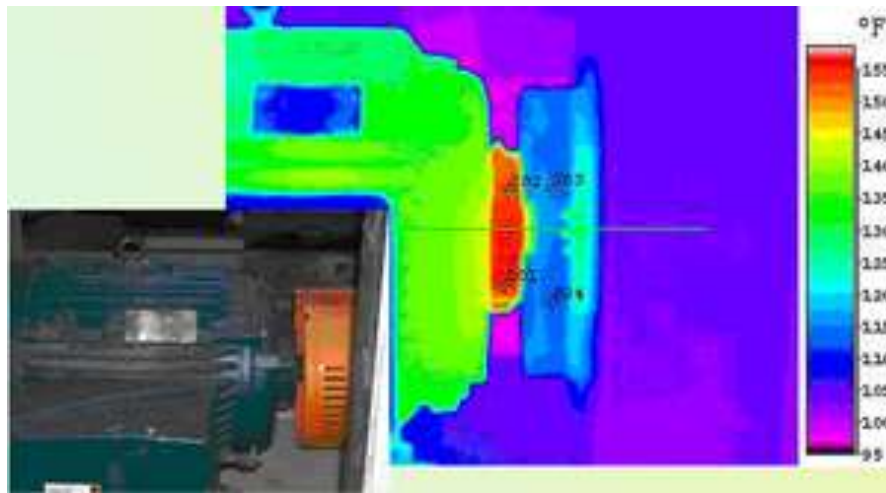




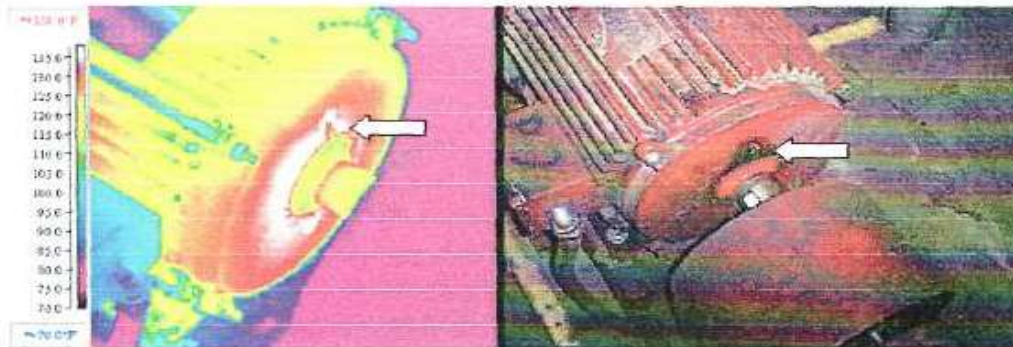
**Εικόνα 5.2:** Συστήματα απεικόνισης (κάμερες).  
(πηγή: <https://www.google.com/>)



**Εικόνα 5.3 :** Υπερθέρμανση κουζινέτου σε άξονα.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)



**Εικόνα 5.4:** Υπερθέρμανση εσωτερικού ρουλεμάν σε κινητήρα.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)



**Εικόνα 5.5:** Ρωγμή σε κινητήρα εντοπισμός με θερμοκάμερα.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Στην προληπτική συντήρηση μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τα θερμομέτρα υπερύθρων σε συνεργασία με έναν μικροεπεξεργαστή από τον εξοπλισμό παρακολούθησης κραδασμών και να καταγράψουμε την θερμοκρασία σε κρίσιμα σημεία.

### 5.1.2 Μέθοδος παρακολούθησης κραδασμών

Η μέθοδος παρακολούθησης των κραδασμών είναι η συνηθέστερη μέθοδος προληπτικής συντήρησης του μηχανολογικού εξοπλισμού των βιομηχανιών στις μέρες μας. Αυτή η μέθοδος βασίζεται στο γεγονός ότι όλες οι μηχανές κατά την λειτουργία τους παράγουν κραδασμούς. Οι βλάβες που θα δημιουργηθούν σε ένα μηχάνημα π.χ. έδρανα, άξονες, οδηγούν στην αύξηση των κραδασμών στην μηχανή.

Με την μέθοδο παρακολούθησης των κραδασμών γίνεται έλεγχος για τυχόν αύξηση των κραδασμών στην μηχανή, αυτές οι μεταβολές των κραδασμών μετρούνται από αισθητήρες. Οι αισθητήρες μετατρέπουν το φυσικό μηχανικό μέγεθος



που είναι ο κραδασμός σε ηλεκτρικό μέγεθος ( ρεύμα ή τάση) όπου στην συνέχεια αυτό το ηλεκτρικό μέγεθος συλλέγεται από μια ηλεκτρονική διάταξη.

Για να μετρηθούν οι κραδασμοί χρειάζονται οι βασικές μηχανικές ποσότητες που είναι οι εξής : η μετατόπιση , η ταχύτητα και η επιτάχυνση. Τώρα το μετρούμενο μέγεθος εξαρτάται από την τεχνολογία και την αρχή λειτουργίας που χρησιμοποιεί ο κάθε αισθητήρας.

Παρακάτω θα δούμε τους πιο συχνά χρησιμοποιούμενους αισθητήρες και που στηρίζεται η μέτρηση τους και είναι οι εξής:

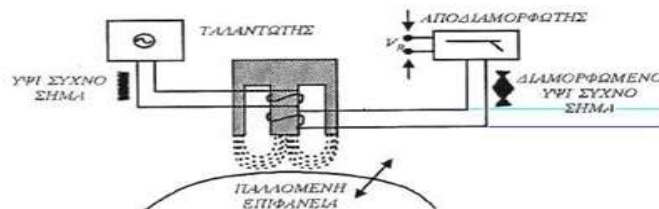
- ✚ Γραμμικοί μετασχηματιστές μεταβλητού διαφορικού (LVDT).
- ✚ Αισθητήρες προσέγγισης.
- ✚ Αισθητήρες ταχύτητας μεταβλητής επαγωγής.
- ✚ Επιταχυνσιόμετρα (επιμηκυνσιόμετρα, χωρητικά, πιεζοηλεκτρικά).
- ✚ Οπτικές-ηλεκτρονικές διατάξεις.
- ✚ Αδρανειακά συστήματα πλοήγησης.

Παραπάνω είδαμε έξι είδη αισθητήρων, ενώ στην παρούσα φάση μας ενδιαφέρουν οι αισθητήρες που χρησιμοποιούνται στην προληπτική συντήρηση των αντλιών και είναι οι εξής:

1. Αισθητήρες προσέγγισης.
2. Πιεζοηλεκτρικά επιταχυνσιόμετρα.

## 1) ΑΙΣΘΗΤΗΡΕΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ

### -ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

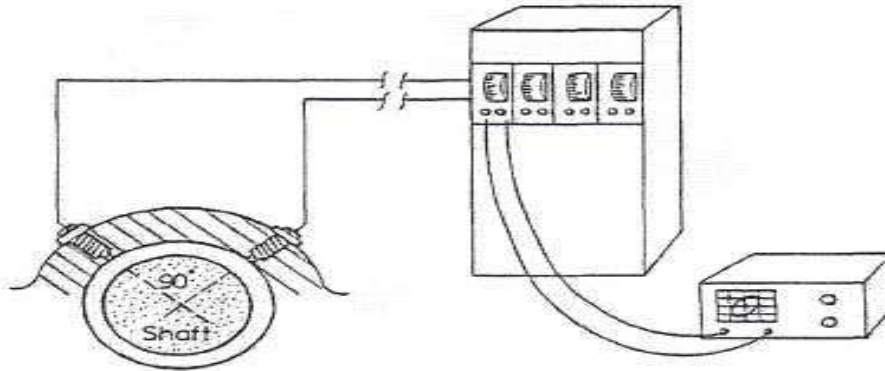


**Εικόνα 5.6 :** Αισθητήρας προσέγγισης για μέτρηση της μετατόπισης.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Ο ταλαντωτής τροφοδοτεί με υψίσυχο εναλλασσόμενο ρεύμα το κύριο τύλιγμα ενός μετασχηματιστή (Εικ 5.6). Η μετατόπιση της μεταλλικής επιφάνειας προκαλεί μεταβολές στο μαγνητικό πεδίο οι οποίες οδηγούν σε διαμόρφωση του ρεύματος στο δευτερεύον τύλιγμα. Το σήμα αυτό αποδιαμορφώνεται απομακρύνοντας τη φέρουσα συχνότητα του υψίσυχου σήματος. Το σήμα που παραμένει είναι ανάλογο της μετατόπισης.

Αυτό το είδος των αισθητήρων χρησιμοποιούνται συνήθως όταν μετράμε κραδασμούς του άξονα σε σχέση με το κέλυφος. (Ισχύει για αντλίες πάνω από 500KW).

### **ΔΙΑΤΑΞΗ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ ΓΙΑ ΕΛΕΓΧΟ ΚΡΑΔΑΣΜΩΝ**



**Εικόνα 5.7:** Διάταξη ελέγχου κραδασμών σε άξονα.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Ένα ζευγάρι μεταλλικών άκρων ανίχνευσης προσέγγισης είναι πάντα πάνω στο έδρανο και συνδεδεμένο με τον ανιχνευτή κραδασμών που βρίσκεται στον θάλαμο ελέγχου(Εικ.5.7). Όμως τα μεταλλικά άκρα ανίχνευσης προσέγγισης χρησιμοποιούνται μόνο σε έδρανα μετά στροφών, όπου ο άξονας έχει μια συγκεκριμένη χάρη μέσα στο έδρανο.

### **ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΙΣΘΗΤΗΡΩΝ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ**

- ❖ Μεγάλη διάρκεια λειτουργίας λόγω του ότι δεν έχουμε κινούμενα μέρη.
- ❖ Μεγάλη συχνότητα λειτουργίας λόγω του μικρού χρόνου αλλαγής κατάστασης.
- ❖ Δεν παρουσιάζουν μειονεκτήματα σπινθηρισμών των επαφών.
- ❖ Δεν έρχεται σε επαφή με την δονουμένη επιφάνεια.

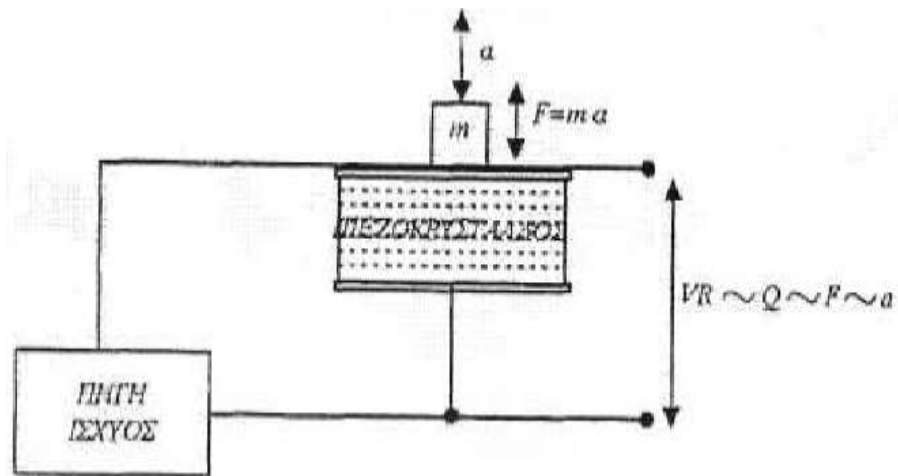
### **ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΙΣΘΗΤΗΡΩΝ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ**

- ❖ Δεν μπορεί να παρακολουθήσει υψίσυχνες ταλαντώσεις της βάσης.
- ❖ Παρουσιάζει μεγάλη ευαισθησία στην διακύμανση μαγνητικών ιδιοτήτων.
- ❖ Έχει περιορισμένη δυναμική περιοχή
- ❖ Χρειάζεται βαθμονόμηση στο πεδίο πριν την χρήση.

Όμως επειδή τα μειονεκτήματα που έχει αυτός ο αισθητήρας είναι σημαντικά αποτελεί συμπληρωματικό εργαλείο.

## 1) ΠΙΕΖΟΗΛΕΚΤΡΙΚΑ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΙΟΜΕΤΡΑ

### - ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ



**Εικόνα 5.8 :** Αρχή λειτουργίας πιεζοηλεκτρικού επιταχυνσιόμετρου.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Όταν η μάζα  $m$  υπόκειται σε επιταχύνσεις δημιουργεί μια αδρανειακή δύναμη ανάλογη της επιτάχυνσης. Η δύναμη καταπονεί έναν πιεζοηλεκτρικό κρύσταλλο ο οποίος παράγει ένα ηλεκτρικό φορτίο ανάλογο της δύναμης. Κατάλληλη ηλεκτρονική διάταξη μετατρέπει το φορτίο σε τάση ανάλογη της επιτάχυνσης (Εικ. 5.8).

### ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΠΙΕΖΟΗΛΕΚΤΡΙΚΟΥ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΙΟΜΕΤΡΟΥ

- ❖ Έχει μεγάλη δυναμική περιοχή.
- ❖ Μετράει υψίσυχνες ταλαντώσεις.
- ❖ Μικρό μέγεθος και βάρος.
- ❖ Δεν έχει κινούμενα μέρη.
- ❖ Δείχνει κατευθείαν μέτρηση επιτάχυνσης.

### ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΠΙΕΖΟΗΛΕΚΤΡΙΚΟΥ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΙΟΜΕΤΡΟΥ

- ❖ Δεν μπορεί να μετρήσει την στατική συνιστώσα της επιτάχυνσης.
- ❖ Θέλει διαφορετική ηλεκτρονική διάταξη για τροφοδοσία και μέτρηση.

### 5.1.3 Μέθοδος ακουστικής επιθεώρησης

Όπως μπορούμε να καταλάβουμε από τον τίτλο της ενότητας αυτής «Μέθοδος ακουστικής επιθεώρησης», αφορά την μελέτη του ήχου σε διάφορα μηχανήματα. Ο ήχος ορίζεται ως μηχανικές ταλαντώσεις σε ένα ελαστικό μέσο. Τώρα ο ήχος χωρίζεται σε τρεις κατηγορίες ανάλογα με το μέσο οι οποίες είναι οι εξής :

- i. Ήχος μεταφερόμενος μέσω αέρα.
- ii. Ήχος μεταφερόμενος μέσω κατασκευών.
- iii. Ήχος μεταφερόμενος μέσω υγρού.

Προκειμένου να ποσοτικοποιηθεί το πεδίο ακουστικών εντάσεων που αντιλαμβάνεται το ανθρώπινο αυτί χρησιμοποιείται η παρακάτω λογαριθμική κλίμακα:

➤ **Επίπεδο ηχητικής πίεσης**

Ηχητική πίεση είναι η πίεση που αντιλαμβάνεται το ανθρώπινο αυτί.

**Λογαριθμική κλίμακα**

$$L_p = 10 * \log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) = 20 * \log\left(\frac{p}{p_0}\right)$$

- Όπου:
- $L_p$ : Επίπεδο ηχητικής έντασης [Db]
  - $p$ : Πίεση [ $N/m^2$ ]
  - $p_0$ : Κατώφλι ακουστικής πίεσης [ $N/m^2$ ]= $2*10^{(-5)}$ [ $N/m^2$ ]

➤ **Επίπεδο ηχητικής ισχύος**

Ηχητική ισχύς είναι η ακουστική ενέργεια που εκπέμπεται από την πηγή του ήχου στην μονάδα του χρόνου.

**Λογαριθμική κλίμακα**

$$L_w = 10 * \log\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

- Όπου:
- $L_w$ : Επίπεδο ηχητικής ισχύος [Db].
  - $P$ : Ισχύς [W]
  - $P_0$ : Ισχύς [W]= $10^{(-12)}$  [W]

➤ **Επίπεδο ηχητικής έντασης**

Ηχητική ένταση είναι η ηχητική ενέργεια ανά μοναδιαία περιοχή.

**Λογαριθμική κλίμακα**

$$L_f = 10 * \log\left(\frac{I}{I_0}\right)$$

- Όπου:
- $L_f$ : Επίπεδο ηχητικής έντασης [Db].
  - $I$ : Ένταση ρεύματος [ $W/m^2$ ].
  - $I_0$ : Ένταση ρεύματος [ $W/m^2$ ]= $10^{(-12)}$  [ $W/m^2$ ].

➤ **Επίπεδο ήχων που μεταφέρονται μέσω κατασκευών**

Ο μεταφερόμενος ήχος μέσω κατασκευών είναι ο ήχος που διαδίδεται μέσω ενός στερεού μέσου. Ταλαντώσεις στην επιφάνεια του μπορεί να δημιουργήσει αερομεταφερόμενο ήχο.

## Λογαριθμική κλίμακα

$$L_v = 10 * \log(v/v_0)$$

Όπου :  $L_v$ : Επίπεδο ήχου μέσω κατασκευών [Db].  
 $v$ : Ταχύτητα [m/s].  
 $v_0$ : Ταχύτητα [m/s]= $5*10^{(-8)}$  [m/s].

Η συγκεκριμένη μέθοδος βασίζεται στην ανίχνευση των συνιστωσών υψηλών συχνοτήτων μέσα στους παραγόμενους ήχους από υλικά και κατασκευές.

Σε ένα μηχανισμό έχουμε πηγές ακουστικών εκπομπών που οφείλονται σε συγκρούσεις, τριβή, τύρβη και σπηλαίωση. Τα παραπάνω φαινόμενα που αναφέραμε ως φαινόμενα που δημιουργούν πηγές ακουστικών εκπομπών δημιουργούν και απώλεια ενέργειας με αποτέλεσμα να έχουμε μείωση της απόδοσης, αύξηση θερμοκρασίας και μείωση της ταχύτητας περιστροφής.

Αυτές οι απώλειες ενέργειας που αναφέρουμε που δημιουργούνται από (τριβή, συγκρούσεις, κτλ) δημιουργούν ηχητικά κύματα που εντοπίζονται από αισθητήρες ακουστικών εκπομπών. Οι ακουστικές εκπομπές σε ένα μηχάνημα όταν το μηχάνημα είναι στην αρχή του προβλήματος έχουμε μεμονωμένες περιπτώσεις αύξησης τους, όμως όταν το πρόβλημα γίνει μόνιμο τότε έχουμε συνολική αύξηση τους. Με λίγα λόγια όταν σε ένα μηχάνημα το πρόβλημα γίνεται μόνιμο τότε έχουμε και αύξηση των ακουστικών εκπομπών.

Όπως αναφέραμε παραπάνω τα ηχητικά σήματα μετρούνται από αισθητήρες ακουστικών εκπομπών (Εικ. 5.9). Το συγκεκριμένο όργανο αποτελείται από έναν μετατροπέα, έναν προενισχυτή και μια μονάδα επεξεργασίας σήματος με συνηχητικού τύπου απόκριση. Επειδή οι χαμηλές συχνότητες συσχετίζονται με την ομαλή λειτουργία της μηχανής χρησιμοποιούνται για αυτό τον λόγο συνηχητικοί αισθητήρες ώστε να ελαττωθούν αυτές οι συχνότητες.



**Εικόνα 5.9 :** Όργανο μέτρησης ακουστικών εκπομπών.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Η συγκεκριμένη μέθοδος ακουστικής επιθεώρησης έχει το βασικό πλεονέκτημα ότι μπορεί να βρει ρωγμή κάτω από την επιφάνεια του υλικού, σε αντίθεση με την μέθοδο των κραδασμών που βρίσκει μόνο επιφανειακές ρωγμές.

Επίσης άλλο ένα πλεονέκτημα της συγκεκριμένης μεθόδου είναι ότι το σήμα δεν επηρεάζεται από την ενέργεια που εκλύεται από κοντινά εξαρτήματα μέσα στο πεδίο.

Με την μέθοδο ακουστικής επιθεώρησης γίνεται καταγραφή πολύ υψηλών συχνοτήτων σε αντίθεση με την μέθοδο παρακολούθησης κραδασμών. Επομένως με αυτήν την διαφορά η μέθοδος ακουστικής επιθεώρησης μπορεί να μας δώσει επιπλέον βλάβες που μπορεί να προκληθούν στην μηχανή.

Παρακάτω θα αναφέρουμε διάφορες βλάβες που μπορούν να διαπιστωθούν με την μέθοδο ακουστικής επιθεώρησης στις αντλίες και είναι οι παρακάτω :

- Φθορά στους τριβείς.
- Τριβή των πτερυγίων.
- Φθορά φτερωτής.
- Σπηλαίωση.
- Διαρροή στα στεγανωτικά.
- Κόλλημα κινούμενων μερών.
- Αζυγοσταθμία και κακή ευθυγράμμιση.
- Παρουσία ξένων σωμάτων.

Παραπάνω αναφέραμε ότι με την συγκεκριμένη μέθοδο μπορούμε να βρούμε αν υπάρχει πρόβλημα στους τριβείς της αντλίας, στην συγκεκριμένη περίπτωση η βέλτιστη λύση είναι η μέθοδος παρακολούθησης κραδασμών και αυτό διότι σε μια μηχανή υπάρχουν πολλές πηγές που παράγουν συχνότητες στο ίδιο εύρος φάσματος με αυτές των τριβέων και δεν γίνεται να ξεχωριστούν ώστε να έχουμε σωστό αποτέλεσμα.

## 6 ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ

### 6.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Οι φυγοκεντρικές αντλίες είναι αντλίες δυναμικού τύπου. Αποτελούν το μεγαλύτερο ποσοστό αντλιών στα διυλιστήρια λόγω της οικονομικότερης λειτουργίας και της λιγότερης συντήρησης που χρειάζονται.

Τα βασικότερα μέρη μιας φυγοκεντρικής αντλίας είναι ο σωλήνας της αναρρόφησης, σωλήνας της κατάθλιψης, φτερωτή κ.α. όπου θα αναφέρουμε στην συνέχεια αναλυτικότερα.

Η φυγοκεντρική αντλία μπορεί να συναντηθεί στις παρακάτω μορφές :

- Οριζόντιες φυγοκεντρικές αντλίες.
- Οριζόντιες πολυβαθμιαίες φυγοκεντρικές αντλίες.
- Κάθετες φυγοκεντρικές αντλίες.
- Κάθετες πολυβαθμιαίες φυγοκεντρικές αντλίες.

### 6.2 ΚΥΡΙΟΤΕΡΑ ΜΕΡΗ ΑΠΛΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Επιγραμματικά τα κυριότερα μέρη μιας φυγοκεντρικής αντλίας(αναλυτικότερα για το κάθε μέρος θα μιλήσουμε παρακάτω) είναι τα εξής:

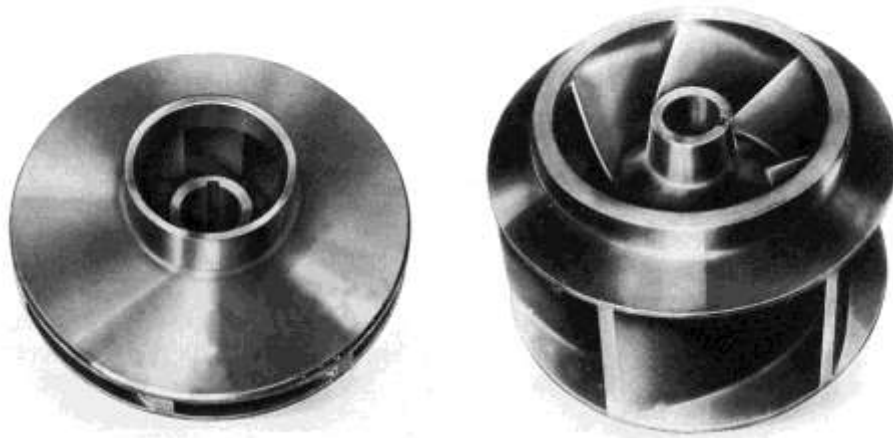
- ❖ Η φτερωτή (impeller)
- ❖ Το κέλυφος (case)
- ❖ Οι δακτύλιοι στεγανότητας (Wearing rings)
- ❖ Ο άξονας (shaft)
- ❖ Τα έδρανα (Bearings)
- ❖ Το σύστημα στεγανοποίησης (Mechanical seals)

#### 6.2.1 Φτερωτή (impeller)

Βασικό στοιχείο της αντλίας είναι η φτερωτή (impeller) με την περιστροφή της οποίας επιτυγχάνεται η αύξηση της ταχύτητας του υγρού δια της φυγοκεντρικής δύναμης. Ανάλογα με την εφαρμογή υπάρχουν διάφοροι τύποι φτερωτών.

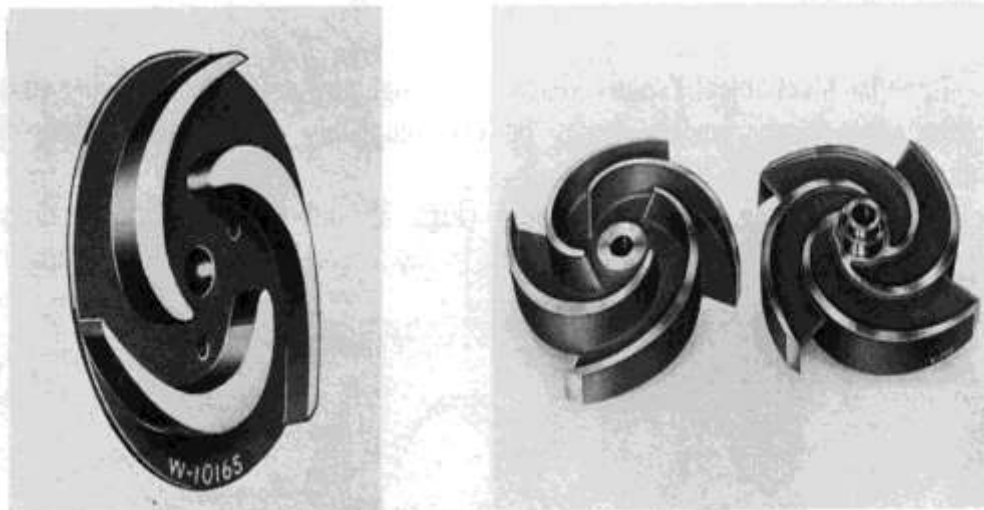
Ο πλέον συνηθισμένος τύπος φτερωτής σε διυλιστήρια και χημικές βιομηχανίες είναι ο τύπος κλειστής φτερωτής. Χρησιμοποιείται σε καθαρά υγρά διότι σε παχύρευστα και κολλώδη υγρά, καθώς και σε υγρά που μεταφέρουν στερεά σωματίδια ενδέχεται να φράξει. Επίσης παρουσιάζει το πλεονέκτημα ότι με αυτόν τον τύπο φτερωτής χρησιμοποιούνται δακτύλιοι στεγανότητας (wearing rings), οι οποίοι

κατασκευάζονται από μαλακά υλικά. Έτσι τυχόν επαφή με την φτερωτή, δεν παράγει σπινθήρες που μπορεί να αναφλέξουν εύφλεκτα υγρά.



**Εικόνα 6.1 :** Φτερωτές (impeller) κλειστού τύπου.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

Εκτός από φτερωτές κλειστού τύπου (Εικ. 6.1) υπάρχουν και φτερωτές ανοικτού και ημιανοικτού τύπου (Εικ. 6.2). Οι συγκεκριμένες φτερωτές χρησιμοποιούνται σε όλες τις υπόλοιπες εφαρμογές και δεν επιτρέπουν την χρήση δακτυλίων στεγανότητας. Τυχόν φθορά θα προκαλέσει επαφή της φτερωτής με το κέλυφος. Έχουν το πλεονέκτημα ότι είναι φθηνότερες και μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε ακάθαρτα υγρά.



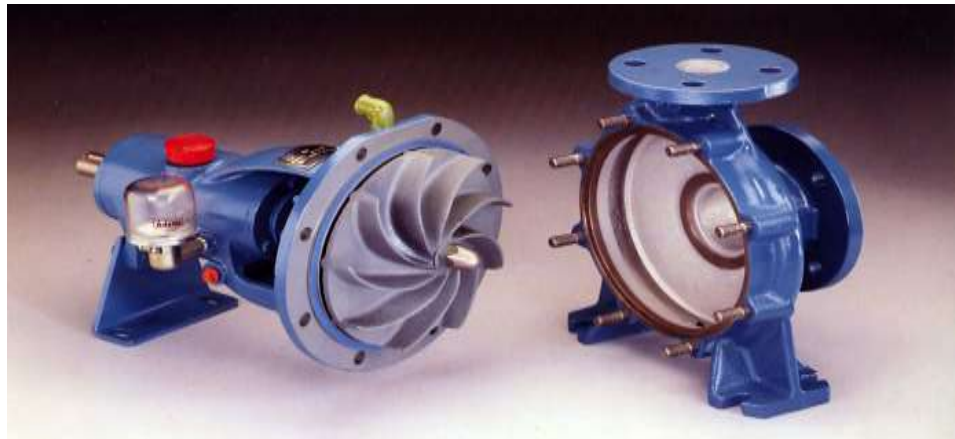
**Εικόνα 6.2 :** Φτερωτές ανοικτού και ημιανοικτού τύπου.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



### 6.2.2 Κέλυφος (case)

Το κέλυφος (Εικ. 6.3) είναι από τα σημαντικότερα μέρη μιας φυγοκεντρικής αντλίας καθώς έχει τριπλό σκοπό:

- Σε αυτό μειώνεται η ταχύτητα του υγρού, αυξάνοντας με αυτόν τον τρόπο την πίεση.
- Συλλέγει το υγρό που διέρχεται από την φτερωτή και το καθοδηγεί στον σωλήνα κατάθλιψης.
- Είναι ο σκελετός πάνω στον οποίο στηρίζονται τα υπόλοιπα στοιχεία της αντλίας.

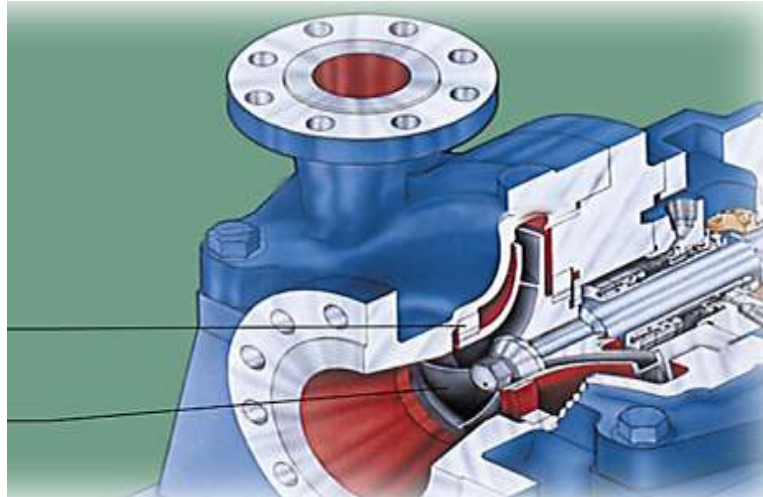


**Εικόνα 6.3 :** Κέλυφος οριζόντιας φυγοκεντρικής αντλίας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

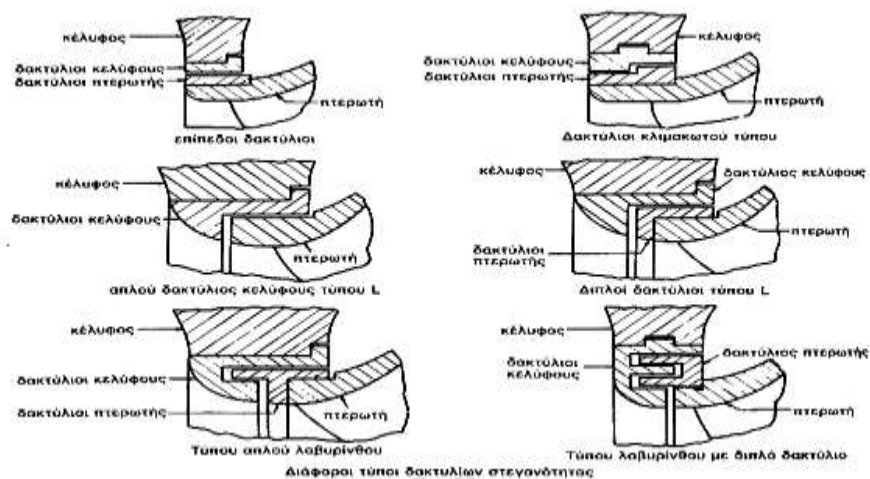
### 6.2.3 Δακτύλιοι στεγανότητας (wearing rings)

Ανάμεσα στην φτερωτή και στο κέλυφος υπάρχει ένα πολύ μικρό και προσεκτικά υπολογισμένο διάκενο ώστε να επιτρέπει την περιστροφή της φτερωτής χωρίς αυτή να βρίσκει πάνω στο κέλυφος και επί πλέον αυτό το διάκενο πρέπει να μην επιτρέπει την απώλεια πίεσης (με επιστροφή μέρους του υγρού).

Λόγω της συνεχούς διέλευσης του υγρού μέσω του διακένου προκαλείται φθορά και αύξηση του διακένου ώστε τελικά καθίσταται αντισυμβατική η λειτουργία της αντλίας και να απαιτείται αποκατάσταση του διακένου στα αρχικά επίπεδα. Για τον λόγο αυτό σε πολλές αντλίες χρησιμοποιούνται δακτύλιοι στεγανότητας (Εικ. 6.5), οι οποίοι αντικαθίστανται όταν φθαρούν. Με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η αντικατάσταση της φτερωτής ή του κελύφους (Εικ 6.4).



**Εικόνα 6.4 :** Δακτύλιοι στεγανότητας τοποθετημένοι σε φυγοκεντρική αντλία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 6.5 :** Διάφοροι τύποι δακτυλίων στεγανότητας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

### 6.2.4 Άξονας (shaft)

Ο άξονας (Εικ. 6.6), έχει διπλό ρόλο, πρώτα για να μεταφέρει το έργο από την κινητήρια μηχανή στην φτερωτή και δεύτερον για να στηριχθούν πάνω σ' αυτόν η φτερωτή και τα άλλα εξαρτήματα της αντλίας. Ο άξονας πρέπει να είναι τέτοιων διαστάσεων ώστε να μπορεί να αντέχει στη μέγιστη ροπή, το βάρος των επί αυτού εξαρτημάτων και τις αξονικές και ακτινικές δυνάμεις της αντλίας.

Σε ορισμένα σημεία όπου υπάρχει κίνδυνος μηχανικής φθοράς ή χημικής διάβρωσης ο άξονας καλύπτεται από χιτώνια (Εικ. 6.7), τα οποία αντικαθίστανται όταν φθαρούν. Με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η αντικατάσταση του άξονα ή κατασκευή από πιο ευγενή μέταλλα, τα οποία είναι κατά πολύ ακριβότερα.



**Εικόνα 6.6 :** Αριστερά άξονας οριζόντιας φυγοκεντρικής αντλίας, Δεξιά άξονας πολυβαθμιαίας αντλίας.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 6.7 :** Χιτώνια.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

### 6.2.5 Έδρανα (bearing)

Με τα έδρανα (Εικ. 6.8) επιτυγχάνεται η στήριξη και ταυτόχρονα επιτρέπεται η περιστροφή του άξονα. Χρησιμοποιούνται δυο βασικοί τύποι εδράνων, τα ακτινικά και τα αξονικά (ωστικά έδρανα). Τα έδρανα που παραλαμβάνουν ακτινικά φορτία, δηλαδή στην διεύθυνση της ακτίνας του άξονα λέγονται ακτινικά, ενώ αυτά που παραλαμβάνουν αξονικά φορτία, δηλαδή στην διεύθυνση του άξονα λέγονται αξονικά ή ωστικά.

Όπως είπαμε παραπάνω τα έδρανα χωρίζονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες που θα αναλύσουμε στην συνέχεια αναλυτικότερα. Αυτές οι δυο μεγάλες κατηγορίες χωρίζονται με την σειρά τους σε υποκατηγορίες τις οποίες θα δούμε παρακάτω:

A. Ακτινικά έδρανα-(Radial Bearings).

A.1 Έδρανα κύλισης (Ρουλεμάν).

A.2 Έδρανα ολίσθησης (Κουζινέτα).

- A.2.α Απλό ακτινικό έδρανο.
- A.2.β Ακτινικό έδρανο με πλινθία.
- B. Αξονικά (ωστικά) έδρανα – (Thrust Bearings).
  - B.1 Ρουλεμάν.
  - B.2 Αξονικά έδρανα με αυλάκια.
  - B.3 Αξονικά έδρανα με πλινθία.

Παρακάτω θα δούμε αναλυτικότερα αυτές τις κατηγορίες εδράνων και πια από αυτά τα έδρανα χρησιμοποιούνται στις αντλίες.

## A. Ακτινικά έδρανα-(Radial Bearings)

Τα ακτινικά έδρανα μπορεί να είναι έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) ή έδρανα ολίσθησης και χρησιμεύουν :

- Για να σηκώσουν το βάρος του δρομέα.
- Να μπορούν να αντέξουν τις ακτινικές δυνάμεις που δημιουργούνται κατά την λειτουργία ή προέρχονται από την αζυγοσταθμία του άξονα.
- Για να κρατούν τα διάκενα μεταξύ ρότορα και κελύφους.

### A.1 Έδρανα κύλισης (Ρουλεμάν)

Στις περισσότερες περιπτώσεις αντλιών χρησιμοποιούνται ρουλεμάν τα οποία συνήθως λιπαίνονται με λάδι, αλλά υπάρχουν και εφαρμογές όπου η λίπανση γίνεται με γράσο (Εικ. 6.9). Περιορισμοί όσον αφορά την χρήση του γράσου είναι οι υψηλές στροφές(άνω τον 5000 RPM) και οι υψηλές θερμοκρασίες.

Η λίπανση με γράσο γίνεται με κυκλοφορία του μέσα στην φωλιά του ρουλεμάν, και με αυτόν τον τρόπο απάγεται η παραγόμενη θερμότητα προς το κέλυφος και από κει προς το περιβάλλον. Αυτός είναι ο λόγος που δεν επιτρέπεται να γεμίζουμε το χώρο του ρουλεμάν με γράσο. Ο χώρος πρέπει να γεμίζεται κατά το 1/3 αυτού.



**Εικόνα 6.8:** Έδρανα κύλισης διαφόρων τύπων.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)



**Εικόνα 6.9 :** Λίπανση ρουλεμάν με γρασαδόρο.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

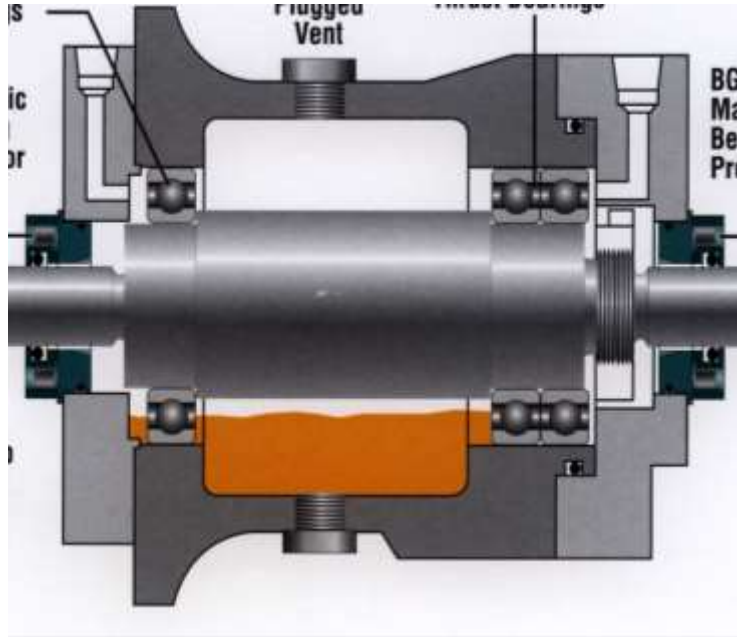
Σε μεγάλες αντλίες χρησιμοποιούνται ρουλεμάν τα οποία λιπαίνονται με λάδι. Στην περίπτωση λίπανσης με λάδι πρέπει η στάθμη του λαδιού να φθάσει περίπου στο κέντρο της κατώτερης μπίλιας του ρουλεμάν. Η λίπανση του υπόλοιπου ρουλεμάν γίνεται είτε από το ίδιο κατά την περιστροφή του, είτε με δακτυλίδια λίπανσης. Για την διατήρηση της στάθμης του λαδιού χρησιμοποιούνται λαδικά σταθερής στάθμης.

Στις παρακάτω εικόνες θα δούμε ένα λαδικό σταθερής στάθμης (Εικ. 6.10) καθώς και έναν άξονα που εδράζεται σε ρουλεμάν και την στάθμη λαδιού (Εικ. 6.11).



**Εικόνα 6.10 :** Λαδικό σταθερής στάθμης.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)





**Εικόνα 6.11 :** Άξονας που εδράζεται σε ακτινικό ρουλεμάν και λιπαίνεται με λάδι.

(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

## A.2 Έδρανα Ολίσθησης (κουζινέτα)

Τα έδρανα ολίσθησης έχουν εφαρμογή στις ακόλουθες περιπτώσεις:

- Για μεγάλα φορτία, πολύ υψηλές στροφές και μεγάλους άξονες σε αντλίες.
- Σε κατακόρυφες βυθιζόμενες αντλίες όπου τα έδρανα έρχονται σε επαφή με το υγρό και η λίπανση τους γίνεται από το ίδιο το υγρό.

Αποτελούνται από ένα σταθερό δακτύλιο εντός του οποίου περιστρέφεται ο άξονας. Ανάμεσα στις επιφάνειες επαφής υπάρχει φιλμ λαδιού. Η λίπανση των κουζινέτων γίνεται είτε με βεβιασμένη κυκλοφορία λαδιού, είτε με δακτυλίδια λίπανσης.

Ανάλογα με την εφαρμογή τους χρησιμοποιούνται δυο βασικοί τύποι:

### A.2.α Απλό ακτινικό έδρανο

Το απλό ακτινικό έδρανο φέρει οπές ή αυλάκια για να διανέμεται καλύτερα το λάδι. Μπορεί να είναι ενιαίο ή διαιρούμενο (Εικ. 6.12). Χρησιμοποιείται σε αντλίες.



**Εικόνα 6.12 :** Αριστερά έχουμε ενιαία απλά ακτινικά έδρανα και δεξιά διαιρούμενο ακτινικό έδρανο με αυλάκια.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

### **A.2.β Ακτινικό έδρανο με πλινθία**

Στο ακτινικό έδρανο (Εικ.6.13) με πλινθία η επιφάνεια έδρασης αποτελείται από μικρότερες επιφάνειες που λέγονται πλινθία. Αυτά έχουν την δυνατότητα να μετακινούνται ελαφρά ώστε να παίρνουν την πλέον κατάλληλη θέση από πλευράς λειτουργικότητας και απόδοσης.

Το συγκεκριμένο έδρανο χρησιμοποιείται σε μεγάλους ατμοστροβίλους και συμπιεστές και αεριοστροβίλους. **Δεν χρησιμοποιείται σε αντλίες.**



**Εικόνα 6.13 :** Ακτινικά έδρανα με πλινθία.  
(πηγή: Motor Oil Hellas, εκπαιδευτικά εγχειρίδια)

### **B. Αξονικά (ωστικά) έδρανα – (Thrust Bearings).**

Σε περιπτώσεις όπου παρουσιάζονται σοβαρές αξονικές ώσεις χρησιμοποιούνται αξονικά έδρανα σε συνδυασμό με τα ακτινικά. Με τα έδρανα αυτά επιτυγχάνεται η στήριξη και ταυτόχρονα επιτρέπεται η περιστροφή του άξονα, αλλά επί πλέον αυτά παραλαμβάνουν και τα φορτία κατά την διεύθυνση του άξονα.

Υπάρχουν τρεις βασικοί τύποι αξονικών (ωστικών) εδράνων:



## B.1 Ρουλεμάν

Χρησιμοποιούνται σε αντλίες, μικρούς στροβίλους και μικρούς συμπιεστές. Για την λίπανση τους ισχύει ότι και για τα ακτινικά ρουλεμάν που είπαμε παραπάνω στην πρώτη κατηγορία.

## B.2 Αξονικά έδρανα με αυλάκια

Τα αξονικά έδρανα με αυλάκια (Εικ. 6.14) βοηθούν στην καλύτερη λίπανση και ψύξη. Αποτελούνται από έναν σύνθετο σταθερό δακτύλιο εντός του οποίου περιστρέφεται ο άξονας. Ανάμεσα στις επιφάνειες επαφής υπάρχει φιλμ λαδιού. Η λίπανση γίνεται με βεβιασμένη κυκλοφορία λαδιού. Χρησιμοποιούνται σε στροβίλους και συμπιεστές. **Δεν χρησιμοποιούνται σε αντλίες.**

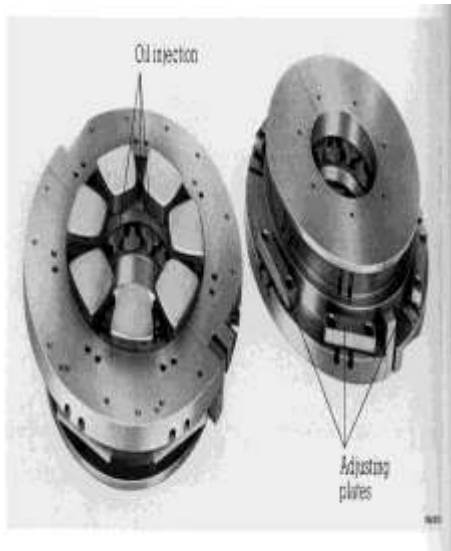


**Εικόνα 6.14 :** Αριστερά αξονικό έδρανο με αυλάκια, δεξιά ακτινικά και αξονικά έδρανα.

(πηγή: <https://www.google.com/>)

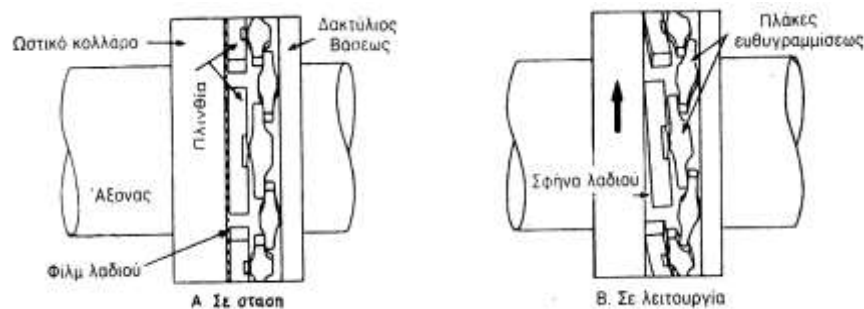
## B.3 Αξονικά έδρανα με πλινθία

Αξονικά έδρανα με πλινθία (Εικ.6.15), των οποίων η επιφάνεια έδρασης αποτελείται από μικρότερες επιφάνειες που λέγονται πλινθία. Αυτά έχουν την δυνατότητα να μετακινούνται ελαφρά ώστε να παίρνουν την πλέον κατάλληλη θέση από πλευράς λειτουργικότητας και απόδοσης (Εικ. 6.16). Είναι τύπου Michell ή Kingsbury και χρησιμοποιούνται όπου παρουσιάζονται πολύ μεγάλα ωστικά φορτία. Χρησιμοποιούνται σε μεγάλους ατμοστροβίλους και συμπιεστές, καθώς και στους αεριοστροβίλους.



**Εικόνα 6.15 :** Αριστερά αξονικό έδρανο με πλινθία, δεξιά διαδρομή λαδιού μέσα στο έδρανο.

(πηγή: <https://www.google.com/>)



**Εικόνα 6.16:** Τρόπος λειτουργίας των πλινθίων ωστικού εδράνου.

(πηγή: <https://www.google.com/>)

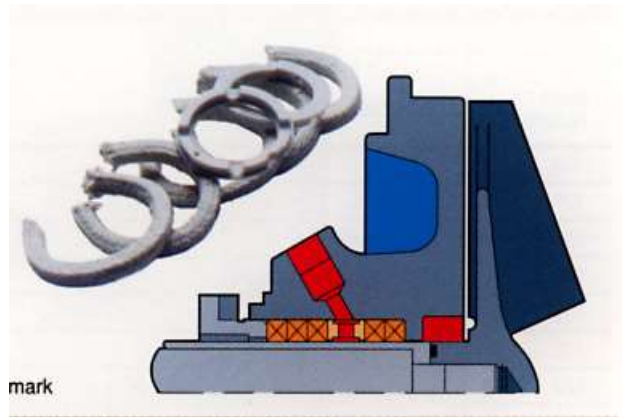
## 6.2.6 Μηχανική σαλαμάστρα (mechanical seal)

Η αποφυγή της διαρροής του υγρού στο σημείο όπου ο άξονας εισέρχεται στο κέλυφος της αντλίας γίνεται με δυο τρόπους:

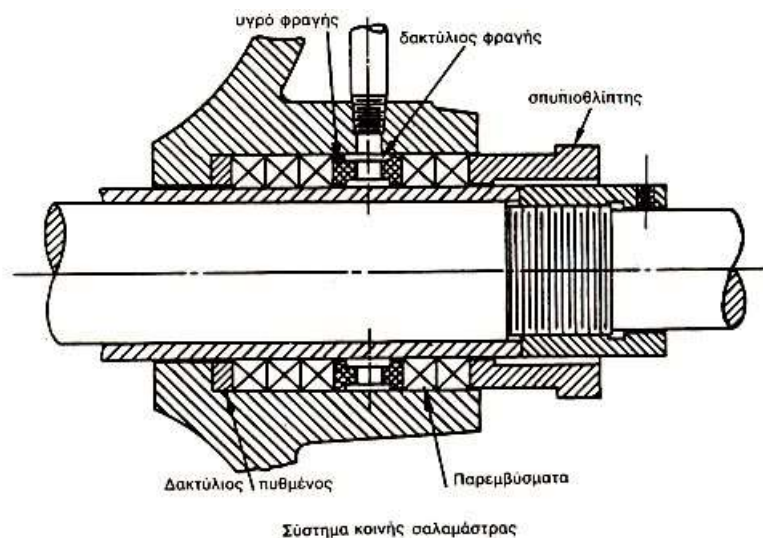
1. Κοινή σαλαμάστρα (packing) (Εικ. 6.17)
2. Μηχανική σαλαμάστρα (Mechanical seal)

### 1. Κοινή σαλαμάστρα (packing)

Σε απλές εφαρμογές (πχ νερό) αρκεί η εφαρμογή κοινής σαλαμάστρας όπου ένα στεγανοποιητικό υλικό εφαρμόζεται και συμπιέζεται στον άξονα (Εικ. 6.18).



**Εικόνα 6.17:** Κοινή σαλαμάστρα.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)



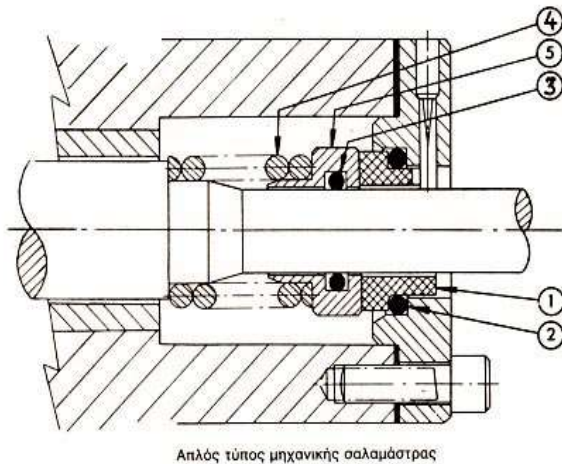
**Εικόνα 6.18 :** Σύστημα λειτουργίας κοινής σαλαμάστρας.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

## 2. Μηχανική σαλαμάστρα (Mechanical seal)

Στις περισσότερες εφαρμογές διυλιστηρίου ο πρώτος τύπος (κοινή σαλαμάστρα) δεν επαρκεί και για αυτό τον λόγο εφαρμόζεται στεγανοποίηση με μηχανική σαλαμάστρα (Mechanical seal).

Σε αυτόν τον τύπο στεγανοποίησης εφαρμόζεται επί του κελύφους ένας σταθερός δακτύλιος και επί του άξονα ένας άλλος δακτύλιος ο οποίος περιστρέφεται με τον άξονα. Οι δυο δακτύλιοι πιέζονται μεταξύ τους με ένα ή περισσότερα ελατήρια και με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται η στεγανοποίηση. Μεταξύ των δακτυλίων υπάρχει ένα πολύ λεπτό στρώμα υγρού, το οποίο εμποδίζει την άμεση επαφή των δακτυλίων, αποτρέποντας έτσι την πρόωρη φθορά τους. Για τον λόγο αυτό οι αντλίες δεν πρέπει να λειτουργούν χωρίς υγρό,

διότι αυτό θα είχε ως άμεση συνέπεια την καταστροφή του συστήματος στεγανοποίησης.



**Εικόνα 6.19 :** Απλή μηχανική σαλαμάστρα  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Από την παραπάνω εικόνα (Εικ.6.19) μπορούμε να διακρίνουμε τα κύρια εξαρτήματα της μηχανικής σαλαμάστρας (Mechanical seal) όπου είναι τα παρακάτω:

- Σταθερός δακτύλιος στεγανότητας (No 1)
- Ελαστικός δακτύλιος στεγανότητας του σταθερού δακτυλίου (No 2)
- Ελαστικός δακτύλιος στεγανότητας περιστρεφόμενου δακτυλίου (No 3)
- Ελατήριο (No 4)
- Περιστρεφόμενος δακτύλιος στεγανότητας (No 5)

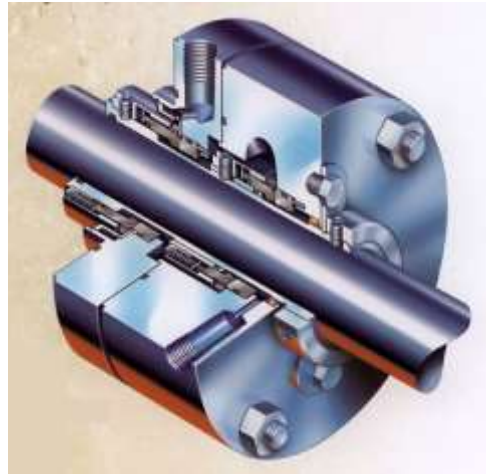
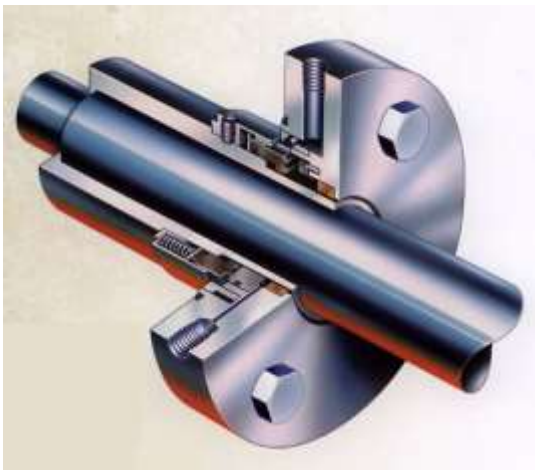
Έτσι σε ένα σύστημα μηχανικής σαλαμάστρας (Εικ. 6.20) έχουμε τρία σημεία στεγανοποίησης που είναι τα εξής :

- ❖ Μεταξύ περιστρεφόμενου δακτυλίου και άξονα.
- ❖ Μεταξύ σταθερού δακτυλίου και κελύφους αντλίας.
- ❖ Μεταξύ σταθερού και περιστρεφόμενου δακτυλίου.

Ανάλογα με την εφαρμογή και την επικινδυνότητα του υγρού υπάρχουν διάφορων τύπων μηχανικές σαλαμάστρες (Mechanical seal) (Εικ. 6.21).



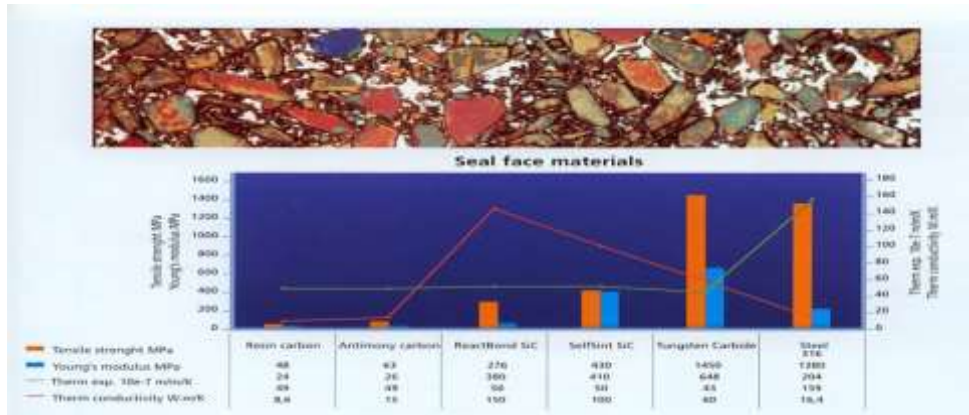
**Εικόνα 6.20 :** Συνηθέστεροι τύποι μηχανικής σαλαμάστρας που χρησιμοποιούνται στο διυλιστήριο.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)



**Εικόνα 6.21 :** Αριστερά απλό σετ μηχανικής σαλαμάστρας, δεξιά διπλό σετ μηχανικής σαλαμάστρας.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Οι επιφάνειες των μηχανικών σαλαμαστρών κατασκευάζονται κυρίως από άνθρακα και ενισχύονται ανάλογα με την εφαρμογή με διάφορα υλικά (Εικ. 6.22). Στο επόμενο σχέδιο δείχνεται η εικόνα μιας επιφάνειας σε ηλεκτρονικό μικροσκόπιο και ένα διάγραμμα με τα υλικά που είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθούν. Στο διάγραμμα απεικονίζονται και οι κυριότερες ιδιότητες τους.





**Εικόνα 6.22 :** Διάγραμμα υλικών μηχανικών σαλαμάστρων.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Η ψύξη της μηχανικής σαλαμάστρας είναι απαραίτητη για την ικανοποιητική διάρκεια ζωής της, λόγω της θερμότητας που παράγεται στις τριβόμενες επιφάνειες και η οποία εάν δεν απομακρυνθεί θα προκαλέσει την γρήγορη καταστροφή της μηχανικής σαλαμάστρας (Εικ. 6.23).

Εκτός από την ψύξη, το υγρό που κυκλοφορεί μέσα από την σαλαμάστρα απομακρύνει κάθε είδους ξένα σώματα (στερεά, πολυμερή κτλ), τα οποία είναι επιζήμια για την λειτουργία της. Συνήθως το υγρό ψύξης το παίρνουμε από την κατάθλιψη της αντλίας ή εάν αυτό δεν είναι δυνατόν χρησιμοποιούμε ένα ανεξάρτητο σύστημα.

Πέρα από το υγρό ψύξης μπορεί να έχουμε και κυκλοφορία ενός μέσου φραγής (QUENCH), που σκοπό έχει να εμποδίσει την διαφυγή προς το περιβάλλον έστω και μικρής ποσότητας υγρού που προέρχεται από πιθανή διαρροή.

Παρακάτω θα δούμε τρόπους ψύξης της μηχανικής σαλαμάστρας (Mechanical seal):

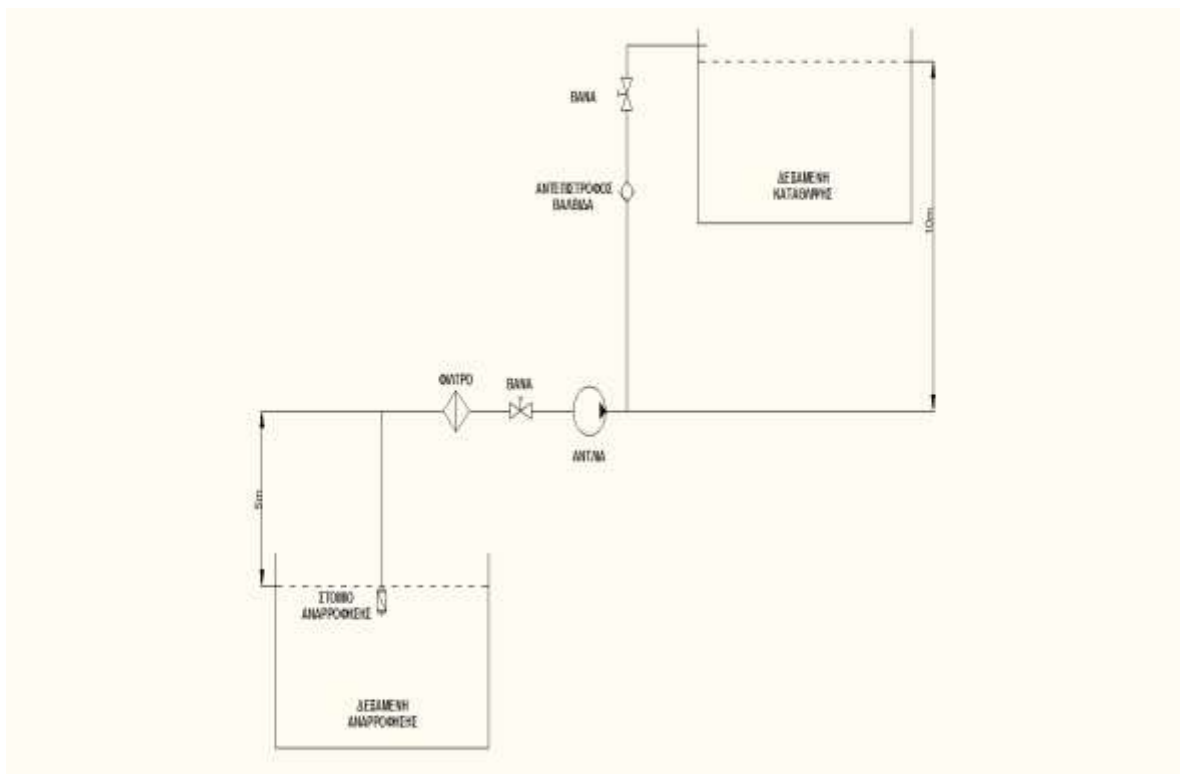


**Εικόνα 6.23:** Αριστερά ψύξη μηχανικής σαλαμάστρας από την κατάθλιψη, δεξιά ψύξη μηχανικής σαλαμάστρας με εξωτερικό σύστημα.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

## 7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Οι υπολογισμοί των στοιχείων της φυγοκεντρικής αντλίας θα γίνουν σε μια υποθετική εγκατάσταση και με στοιχεία εγκατάστασης που θα δοθούν παρακάτω.

Η εγκατάσταση φαίνεται στο σχήμα 7.1.



**Σχήμα 7.1:** Εγκατάσταση άντλησης νερού.

Τα στοιχεία της παραπάνω εγκατάστασης είναι τα εξής:

- Παροχή εγκατάστασης  $Q=40 \text{ m}^3/\text{h}$
- Διάμετρος σωλήνα αναρρόφησης  $D_s=4''$
- Διάμετρος σωλήνα κατάθλιψης  $D_d=3''$
- Συνολικό μήκος σωλήνων αναρρόφησης  $L_s=50\text{m}$
- Συνολικό μήκος σωλήνων κατάθλιψης  $L_d=70\text{m}$
- Ρευστό που κινεί η αντλία Νερό στους  $T=40^\circ\text{C}$
- Πυκνότητα ρευστού  $\rho_{\text{H}_2\text{O}}=992,2 \text{ kg/m}^3$
- Ύψος αναρρόφησης  $h_{\text{αν}}=-5\text{m}$
- Ύψος κατάθλιψης  $h_{\text{κατ}}=10\text{m}$



## 7.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Η ισχύς αντλίας δίνεται από τον εξής τύπο:

$$P_{\text{pump}} = \frac{\rho * g * Q * H}{\eta_A} \quad (7.1)$$

Όπου:  $P_{\text{pump}}$ = Ισχύς αντλίας (watt).  
 $\rho$ = Πυκνότητα ρευστού ( $\text{kg/m}^3$ ).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας ( $\text{m/s}^2$ ).  
 $H$ = Μανομετρικό ύψος εγκατάστασης (m).  
 $\eta_A$ = Απόδοση αντλίας (-).

Επομένως για να μπορέσουμε να υπολογίσουμε την ισχύ της αντλίας πρέπει να υπολογίσουμε το μανομετρικό ύψος. Για να υπολογίσουμε το μανομετρικό ύψος της εγκατάστασης θα πρέπει να υπολογίσουμε τις απώλειες του συστήματος. Δηλαδή να βρούμε τις τοπικές-ολικές απώλειες που οφείλονται σε ευθύγραμμα τμήματα και εξαρτήματα.

### - ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΣΤΗΝ ΡΟΗ

#### -ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΣΤΗΝ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗ

- Στην αναρρόφηση έχουμε ευθύγραμμο μήκος σωλήνων  $L_{av}=50\text{m}$  επομένως θα βρούμε ολικές απώλειες λόγω του ευθυγράμμου τμήματος.

#### Υπολογισμός ολικών-μειζόνων απωλειών.

Ο υπολογισμός θα γίνει με βάση τον παρακάτω τύπο:

$$h_f = f * \frac{L_s}{D_s} * \frac{u_s^2}{2 * g} \quad (7.2)$$

Όπου:  $h_f$ = ολικές-μείζονες απώλειες (m).  
 $f$ = Συντελεστής τριβής (-).  
 $L_s$ = Μήκος ευθύγραμμου αγωγού στην αναρρόφηση (m).  
 $D_s$ = Διάμετρος σωλήνα στην αναρρόφηση (m).  
 $u_s$ = Ταχύτητα στην αναρρόφηση (m/s).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας ( $\text{m/s}^2$ ).

- Έχουμε: - Μήκος ευθύγραμμου αγωγού στην αναρρόφηση:  $L_s=50m$   
 - Παροχή συστήματος:  $Q=40 m^3/h=40/3600=0,0111 m^3/s$   
 - Διάμετρος σωλήνα αναρρόφησης:  $D=4''=4*25,4=101,6mm$ .

Για την διάμετρο σωλήνα  $D=101,6mm$  κάνουμε επιλογή σωλήνα άνευ ραφής με βάση τον παρακάτω πίνακα (Πιν. 7.1).

**Πίνακας 7.1:** Στοιχεία σωλήνα άνευ ραφής.

Ονομαστική διάμετρος DN ή NW, σε mm	Εξωτ. διάμετρος και πάχος σωλήνων κατά ISO, σε mm	Ισχύοντα πάχη σωλήνων, σε mm
10	17,2 <sup>o</sup> x1,8	1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5
15	21,3 <sup>o</sup> x2	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
20	26,9 <sup>o</sup> x2,3	2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
25	33,7 <sup>o</sup> x2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8
32	42,4 <sup>o</sup> x2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11
40	48,3 <sup>o</sup> x2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
50	60,3 <sup>o</sup> x2,9	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16
65	76,1 <sup>o</sup> x2,9	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20
80	88,9 <sup>o</sup> x3,2	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2
100	114,3 <sup>o</sup> x3,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
125	139,7 <sup>o</sup> x4	4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
150	168,3 <sup>o</sup> x4,5	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
200	219,1 <sup>o</sup> x5,9	5,9-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
250	273 <sup>o</sup> x6,3	6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
300	323,9 <sup>o</sup> x7,1	7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
350	355,6 <sup>o</sup> x8	8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
400	406,4 <sup>o</sup> x8,8	8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
450	457,2 <sup>o</sup> x10	10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
500	508 <sup>o</sup> x11	11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
550	558,8 <sup>o</sup> x12,5	12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25

(Πηγή: Γιαννόπουλος, 2011)

Η πιο κοντινή ονομαστική διάμετρος σύμφωνα με τον (Πιν. 7.1) είναι  $d=DN100$ , με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος σωλήνα  $d_{εξ}=114,3mm$ .
- Πάχος τοιχώματος  $\delta=3,6mm$ .
- Εσωτερική διάμετρος  $d_{εσ}=d_{εξ}-2*\delta=114,3mm-2*3,6mm=>d_{εσ}=107,1mm$ .

Επομένως αφού έχουμε την διάμετρο γνωστή  $D_s=107,1mm$  μπορούμε να υπολογίσουμε την ταχύτητα στην αναρρόφηση και είναι η εξής:

$$u_s = \frac{Q}{A} \quad (7.3)$$

- Όπου:  $u_s$ = Ταχύτητα στην είσοδο (m/s)  
 $Q$ = Παροχή εγκατάστασης ( $m^3/s$ )  
 $A$ = Επιφάνεια σωλήνα αναρρόφησης ( $m^2$ )

$$(7.3) \Rightarrow u_s = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi * D_s^2}{4}} = \frac{4 * Q}{\pi * D_s^2} = \frac{4 * 0,0111 m^3/s}{\pi * (0,1071m)^2} \Rightarrow u_s = 1,23 m/s$$

Για να βρούμε τον συντελεστή τριβής (f) πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε τον αριθμό Reynolds (Re) και το πηλίκο ( $\epsilon/D$ ) και να πάμε στο διάγραμμα Moody (Εικ. 7.1) να βρούμε τον συντελεστή τριβής (f).

Ο αριθμός Reynolds (Re) δίνεται από τον εξής τύπο:

$$Re = \frac{u_s * D_s}{\nu} \quad (7.4)$$

Όπου: Re= Αριθμός Reynolds (-).

$u_s$ = Ταχύτητα ρευστού στην αναρρόφηση (m/s).

$\nu$ = κινηματικό ιξώδες ( $m^2/s$ ).

$D_s$ = Εσωτερική διάμετρος σωλήνα αναρρόφησης (m).

$$(7.4) \Rightarrow Re = \frac{u_s * D_s}{\nu} = \frac{1,23m/s * 0,1071m}{0,658 * 10^{-6} m^2/s} \Rightarrow Re = 2 * 10^5$$

Τώρα υπολογίζουμε το πηλίκο  $\epsilon/D_s$ .

Όπου:  $\epsilon$ = Τραχύτητα σωλήνα (mm).

$D_s$ = Εσωτερική διάμετρος σωλήνα αναρρόφησης (mm).

Την τραχύτητα σωλήνα ( $\epsilon$ ) την βρίσκουμε από πίνακα (Πιν 7.2) ανάλογα με το υλικό του σωλήνα. Στην συγκεκριμένη περίπτωση έχουμε χάλυβα εμπορίου επομένως από τον παρακάτω πίνακα έχουμε  $\epsilon=0,046mm$ .

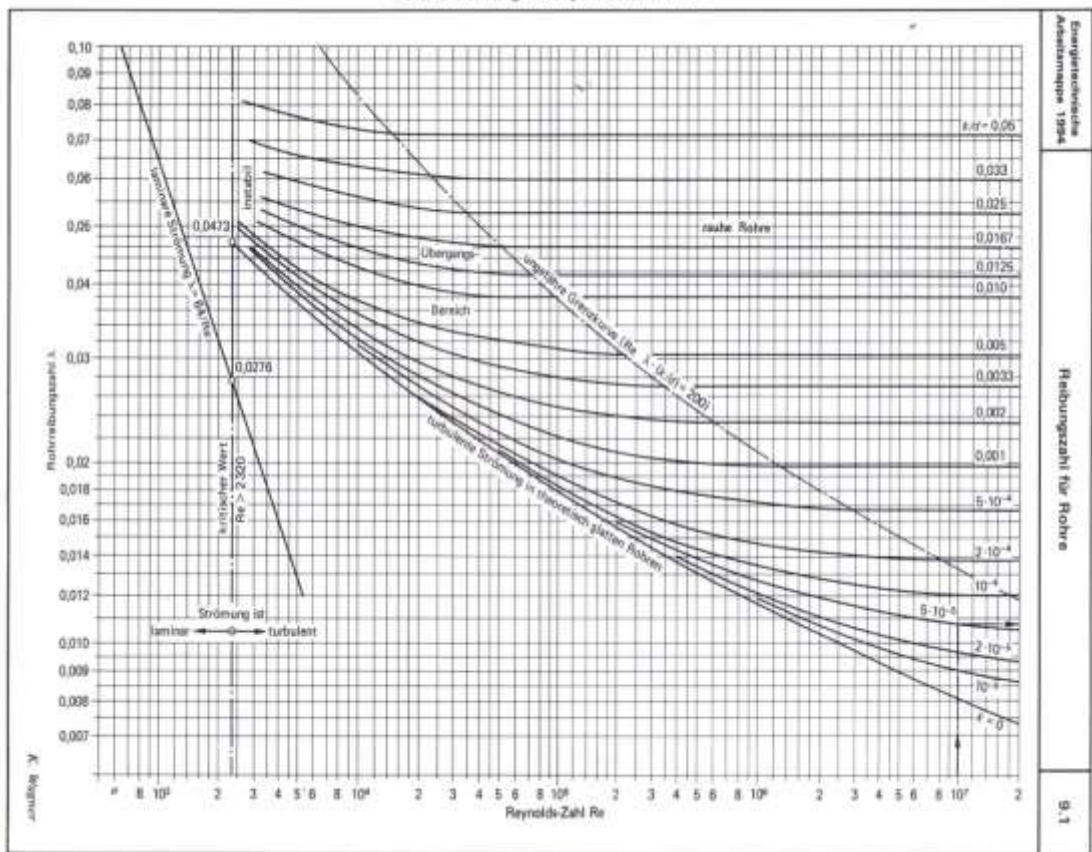
**Πίνακας 7.2:** Τιμή τραχύτητας  $\epsilon$ .

ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	ΤΡΑΧΥΤΗΤΑ (mm)	ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	ΤΡΑΧΥΤΗΤΑ (mm)
Χάλυβας εμπορίου	0,046	Χαλκός, ελαφρά μέταλλα	0,013 - 0,015
Χυτευσίδηρος	0,26	Στερωθέντα	0,3 - 3,0
Γαλβανισμένος σίδηρος	0,15	Κεραμικό	~0,07
Ασφαλισμένος σίδηρος	0,12	Πλοητικό	0,0016

(πηγή: <https://www.google.com/>)

Τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε το πηλίκο  $\epsilon/D_s=0,046/107,1=0,00043$ .

Τώρα με βάση τον αριθμό Reynolds και το πηλίκο  $\epsilon/D_s$  που βρήκαμε παραπάνω πάμε στο διάγραμμα moody (Εικ. 7.1) που είναι παρακάτω και βρίσκουμε τον συντελεστή τριβής (f).



**Εικόνα 7.1 :** Διάγραμμα Moody.  
(πηγή: <https://www.google.com/>)

Ο συντελεστής τριβής ( $f$ ) με βάση το παραπάνω διάγραμμα (Εικ. 7.1) είναι  $f=0,0184$ .

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.2) και να υπολογίσουμε τις ολικές απώλειες στην αναρρόφηση που οφείλονται στα ευθύγραμμα τμήματα σωλήνων.

Έχουμε  $f=0,0184$ ,  $L_s=50\text{m}$ ,  $D_s=0,1071\text{m}$ ,  $u_s=1,23\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάμε στην (7.2).

$$(7.2) \Rightarrow h_{f\alpha\nu} = f * \frac{L_s}{D_s} * \frac{u_s^2}{2 * g} = 0,0184 * \frac{50\text{m}}{0,1071\text{m}} * \frac{(1,23\text{m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_{f\alpha\nu} = 0,662\text{m}$$

## Υπολογισμός τοπικών-ελασσόνων απωλειών.

- Στην αναρρόφηση έχουμε και μια γωνία 90 μοιρών επομένως βρίσκουμε τις τοπικές απώλειες λόγω γωνίας και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{s90} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} \quad (7.5)$$

Όπου:  $h_{s90}$ = Τοπικές απώλειες λόγω γωνίας 90 μοιρών (m).

$\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).

$u_s$ = Ταχύτητα αναρρόφησης (m/s).

$g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το  $\zeta$  το βρίσκουμε από τον παρακάτω πίνακα (Πιν. 7.3) για γωνία 90 μοιρών και είναι  $\zeta=1,3$ .

**Πίνακας 7.3:** Τιμές  $\zeta$  για γωνίες.

ΤΥΠΟΣ ΑΝΤΙΣΤΑΣΗΣ	ΣΥΜΒΟΛΟ	$\zeta$	
ΔΙΑΚΛΑΔΩΣΕΙΣ		1,3	
		0,9	
		0,3	
		0,6	
		3,0	
		1,3	
		0,9	
		0,4	
		0,3	
		0,2	
	ΚΑΤΑΝΕΜΗΤΗΣ		0,5
	ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ		1,0
ΚΑΜΠΥΛΗ 90°	 $r = d$ $r = 2d$ $r = 4d$	0,51 0,30 0,23	
ΓΩΝΙΑ 90°		1,3	
ΓΩΝΙΑ 45°		0,4	
ΣΥΣΤΟΛΙΚΟ		0,4	
ΔΙΑΣΤΟΛΙΚΟ		0,6	
ΔΙΑΣΤΟΛΙΚΟ ΩΜΕΓΑ		1,0	
ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ		2,0	

(πηγή: <https://www.google.com/>)

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.5) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην αναρρόφηση που οφείλονται στην γωνία 90 μοιρών.

Έχουμε  $\zeta=1,3$ ,  $u_s=1,23\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάμε στην (7.5).

$$(7.5) \Rightarrow h_{s90} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} = 1,3 * \frac{(1,23\text{m/s})^2}{2 * 9,81\text{m/s}^2} \Rightarrow h_{s90} = 0,100\text{m}$$

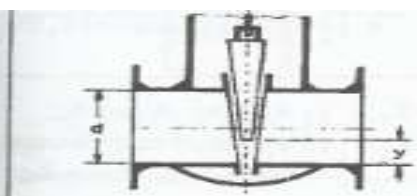
- Στην αναρρόφηση έχουμε και μια βάνα επομένως βρίσκουμε τις τοπικές απώλειες λόγω της βάνας και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{sgate} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} \quad (7.6)$$

Όπου:  $h_{sgate}$ = Τοπικές απώλειες λόγω βάνας (m).  
 $\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).  
 $u_s$ = Ταχύτητα αναρρόφησης (m/s).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το  $\zeta$  το βρίσκουμε από τον παρακάτω πίνακα (Πιν. 7.4) για βάνα που είναι μισή ανοιχτή και είναι  $\zeta=4,8$ .

**Πίνακας 7.4:** Τιμές  $\zeta$  για βάνα.



Σύρτης με διάφορους λόγους ανοίγματος

y/d	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	∞	230	54	20	9,5	4,8	2,6	1,4	0,8	0,4	0,2

(πηγή: Παπανίκας, 2010)

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.6) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην αναρρόφηση που οφείλονται στην βάνα.

Έχω  $\zeta=4,8$ ,  $u_s=1,23\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάω στην (7.6).

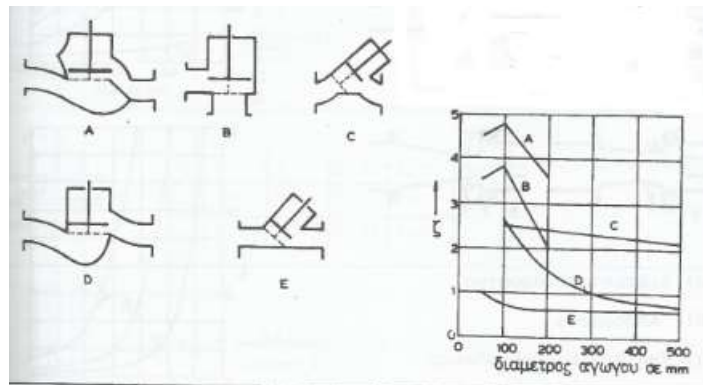
$$(7.6) \Rightarrow h_{sgate} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} = 4,8 * \frac{(1,23\text{m/s})^2}{2 * 9,81\text{m/s}^2} \Rightarrow h_{sgate} = 0,370\text{m}$$

- Στην αναρρόφηση έχουμε και ένα φίλτρο με ενσωματωμένο αντεπίστροφο (ποτήρι) επομένως βρίσκουμε τις τοπικές απώλειες λόγω του αντεπίστροφου και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{scheck} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} \quad (7.7)$$

Όπου:  $h_{scheck}$ = Τοπικές απώλειες λόγω αντεπίστροφου (m).  
 $\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).  
 $u_s$ = Ταχύτητα αναρρόφησης (m/s).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το ζ το βρίσκουμε από τον παρακάτω πίνακα (Εικ. 7.2) για την περίπτωση Β και διάμετρο αγωγού  $D_s=107,1\text{mm}$  και είναι  $\zeta=3,5$ .



**Εικόνα 7.2:** Τιμές ζ για αντεπίστροφο.  
(πηγή: Παπανίκας, 2010)

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.7) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην αναρρόφηση που οφείλονται στο αντεπίστροφο.

Έχουμε  $\zeta=3,5$ ,  $u_s=1,23\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάω στην (7.7).

$$(7.7) \Rightarrow h_{check} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} = 3,5 * \frac{(1,23\text{m/s})^2}{2 * 9,81\text{m/s}^2} \Rightarrow h_{check} = 0,270\text{m}$$

- Στην αναρρόφηση έχουμε και ένα φίλτρο επομένως βρίσκουμε τις τοπικές απώλειες λόγω του φίλτρου και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{s\text{φιλτρ}} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} \quad (7.8)$$

Όπου:  $h_{s\text{φιλτρ}}$ = Τοπικές απώλειες λόγω φίλτρου (m).  
 $\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).  
 $u_s$ = Ταχύτητα αναρρόφησης (m/s).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το ζ για το φίλτρο είναι  $\zeta=3$ .

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.8) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην αναρρόφηση που οφείλονται στο φίλτρο.

Έχουμε  $\zeta=3$ ,  $u_s=1,23\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάω στην (7.8).



$$(7.8) \Rightarrow h_{\text{σφιλτρ}} = \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} = 3 * \frac{(1,23\text{m/s})^2}{2 * 9,81\text{m/s}^2} \Rightarrow h_{\text{σφιλτρ}} = 0,231\text{m}$$

## -ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΣΤΗΝ ΚΑΤΑΘΛΙΨΗ

- Στην κατάθλιψη έχουμε ευθύγραμμο μήκος σωλήνων  $L_{\text{κατ}}=70\text{m}$  επομένως θα βρούμε ολικές απώλειες λόγω του ευθυγράμμου τμήματος.

### Υπολογισμός ολικών-μειζόνων απωλειών.

Ο υπολογισμός θα γίνει με βάση τον παρακάτω τύπο:

$$h_f = f * \frac{L_d}{D_d} * \frac{u_d^2}{2 * g} \quad (7.9)$$

Όπου:  $h_f$ = ολικές-μειζονες απώλειες στην κατάθλιψη (m).

$f$ = Συντελεστής τριβής (-).

$L$ = Μήκος ευθύγραμμου αγωγού στην κατάθλιψη (m).

$D$ = Διάμετρος σωλήνα στην κατάθλιψη (m).

$u$ = Ταχύτητα στην κατάθλιψη (m/s).

$g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Έχουμε: - Μήκος ευθύγραμμου αγωγού στην κατάθλιψη:  $L_d=70\text{m}$   
 - Παροχή συστήματος:  $Q=40\text{ m}^3/\text{h}=40/3600=0,0111\text{ m}^3/\text{s}$   
 - Διάμετρος σωλήνα κατάθλιψης:  $D=3''=3*25,4=76,2\text{mm}$

Για την διάμετρο σωλήνα  $D=76,2\text{mm}$  κάνουμε επιλογή σωλήνα άνευ ραφής με βάση τον (Πιν. 7.1).

Η πιο κοντινή ονομαστική διάμετρος σύμφωνα με τον πίνακα (Πιν. 7.1) είναι  $d=DN80$ , με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος σωλήνα  $d_{\text{εξ}}=88,9\text{mm}$ .
- Πάχος τοιχώματος  $\delta=3,2\text{mm}$ .
- Εσωτερική διάμετρος  $d_{\text{εσ}}= d_{\text{εξ}}-2*\delta=88,9\text{mm}-2*3,2\text{mm} \Rightarrow d_{\text{εσ}}=82,5\text{mm}$ .

Με βάση την παραπάνω εσωτερική διάμετρο  $D_d=82,5\text{mm}$  μπορούμε να υπολογίσουμε την ταχύτητα στην κατάθλιψη και είναι η εξής:

$$u_d = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi * D_d^2}{4}} = \frac{4 * Q}{\pi * D_d^2} = \frac{4 * 0,0111\text{ m}^3/\text{s}}{\pi * (0,0825\text{m})^2} \Rightarrow u_d = 2,08\text{ m/s}$$

Για να βρούμε τον συντελεστή τριβής (f) πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε τον αριθμό Reynolds (Re) και το πηλίκo ( $\epsilon/D_d$ ) και να πάμε στο διάγραμμα Moody (Εικ. 7.1) να βρούμε τον συντελεστή τριβής (f).

Ο αριθμός Reynolds (Re) δίνεται από τον εξής τύπο:

$$Re = \frac{u_d * D_d}{\nu} \quad (7.10)$$

Όπου: Re= Αριθμός Reynolds (-).

$u_d$ = Ταχύτητα ρευστού στην κατάθλιψη (m/s).

$\nu$ = κινηματικό ιξώδες ( $m^2/s$ ).

$D_d$ = Εσωτερική διάμετρος σωλήνα κατάθλιψης (m).

$$(7.10) \Rightarrow Re = \frac{u_d * D_d}{\nu} = \frac{2,08m/s * 0,0825m}{0,658 * 10^{-6} m^2/s} \Rightarrow Re = 2,61 * 10^5$$

Τώρα υπολογίζουμε το πηλίκo  $\epsilon/D_d$

όπου:  $\epsilon$ = Τραχύτητα σωλήνα (mm).

$D_d$ = Εσωτερική διάμετρος σωλήνα κατάθλιψης (mm).

Την τραχύτητα σωλήνα ( $\epsilon$ ) την βρίσκουμε από πίνακα (Πιν. 7.2) ανάλογα με το υλικό του σωλήνα. Στην συγκεκριμένη περίπτωση έχουμε χάλυβα εμπορίου επομένως από τον παρακάτω πίνακα έχουμε  $\epsilon=0,046mm$ .

Τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε το πηλίκo  $\epsilon/D_d=0,046/82,5=0,00056$ .

Τώρα με βάση τον αριθμό Reynolds και το πηλίκo  $\epsilon/D_d$  που βρήκαμε παραπάνω πάμε στο διάγραμμα moody (Εικ. 7.1) και βρίσκουμε τον συντελεστή τριβής (f).

Ο συντελεστής τριβής (f) με βάση το παραπάνω διάγραμμα είναι  $f=0,0187$ .

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.9) και να υπολογίσουμε τις ολικές απώλειες στην κατάθλιψη που οφείλονται στα ευθύγραμμα τμήματα σωλήνων.

Έχουμε  $f=0,0187$ ,  $L_d=70m$ ,  $D_d=0,0825m$ ,  $u_d=2,08m/s$ ,  $g=9,81m/s^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάμε στην (7.9).

$$(7.9) \Rightarrow h_{fκατ} = f * \frac{L_d}{D_d} * \frac{u_d^2}{2 * g} = 0,0187 * \frac{70m}{0,0825m} * \frac{(2,08m/s)^2}{2 * 9,81 m/s^2} \Rightarrow h_{fκατ} = 3,51m$$

**Υπολογισμός τοπικών-ελασσόνων απωλειών.**

- Στην κατάθλιψη έχουμε και μια γωνία 90 μοιρών επομένως βρίσκουμε τις τοπικές απώλειες λόγω γωνίας και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{d90} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} \quad (7.11)$$

Όπου:  $h_{d90}$ = Τοπικές απώλειες λόγω γωνίας 90 μοιρών (m).  
 $\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).  
 $u_d$ = Ταχύτητα κατάθλιψης (m/s).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το  $\zeta$  το βρίσκουμε από τον πίνακα (Πιν.7.3) για γωνία 90 μοιρών και είναι  $\zeta=1,3$ .

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.11) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην κατάθλιψη που οφείλονται στην γωνία 90 μοιρών.

Έχουμε  $\zeta=1,3$ ,  $u_s=2,08\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάμε στην (7.11).

$$(7.10) \Rightarrow h_{d90} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} = 1,3 * \frac{(2,08\text{m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow h_{d90} = 0,287\text{m}$$

- Στην κατάθλιψη έχουμε και μια βάνα επομένως βρίσκουμε τις απώλειες λόγω της βάνας και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{dgate} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} \quad (7.12)$$

Όπου:  $h_{dgate}$ = Τοπικές απώλειες λόγω βάνας (m).  
 $\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).  
 $u_d$ = Ταχύτητα κατάθλιψης (m/s).  
 $g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το  $\zeta$  το βρίσκουμε από τον πίνακα (Πιν. 7.4) για βάνα που είναι μισή ανοιχτή και είναι  $\zeta=4,8$ .

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.12) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην κατάθλιψη που οφείλονται στην βάνα.

Έχουμε  $\zeta=4,8$ ,  $u_s=2,08\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάμε στην (7.12).

$$(7.12) \Rightarrow h_{dgate} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} = 4,8 * \frac{(2,08m/s)^2}{2 * 9,81 m/s^2} \Rightarrow h_{dgate} = 1,058m$$

- Στην κατάθλιψη έχουμε και μια βαλβίδα αντεπιστροφής επομένως βρίσκουμε τις τοπικές απώλειες λόγω της βαλβίδας αντεπιστροφής και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{dcheck} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} \quad (7.13)$$

Όπου:  $h_{dcheck}$ = Τοπικές απώλειες λόγω βαλβίδας αντεπιστροφής (m).

$\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).

$u_d$ = Ταχύτητα κατάθλιψης (m/s).

$g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το  $\zeta$  το βρίσκουμε από τον πίνακα (Εικ. 7.2) για βαλβίδα αντεπιστροφής τύπου A και εσωτερική διάμετρο αγωγού 82,5mm και είναι  $\zeta=4,9$ .

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.13) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην αναρρόφηση που οφείλονται στην αντεπίστροφη βαλβίδα.

Έχουμε  $\zeta=4,9$ ,  $u_s=2,08m/s$ ,  $g=9,81m/s^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάμε στην (7.13).

$$(7.13) \Rightarrow h_{dcheck} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} = 4,9 * \frac{(2,08m/s)^2}{2 * 9,81 m/s^2} \Rightarrow h_{dcheck} = 1,081m$$

- Στην κατάθλιψη έχουμε και το στόμιο εκβολής του νερού στην δεξαμενή επομένως βρίσκουμε τις τοπικές απώλειες λόγω του στομίου εκβολής και υπολογίζονται από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{dστομιου} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} \quad (7.14)$$

Όπου:  $h_{dστομιου}$ = Τοπικές απώλειες λόγω στομίου εκβολής (m).

$\zeta$ = Συντελεστής τοπικών απωλειών (-).

$u_d$ = Ταχύτητα κατάθλιψης (m/s).

$g$ = Επιτάχυνση βαρύτητας (m/s<sup>2</sup>).

Το  $\zeta$  για ελεύθερο σωλήνα χωρίς στένωση ή διεύρυνση δίνεται  $\zeta=1$ .

Τώρα μπορούμε να πάμε στην εξίσωση (7.14) και να υπολογίσουμε τις τοπικές απώλειες στην αναρρόφηση που οφείλονται στο στόμιο εκβολής.

Έχουμε  $\zeta=1$ ,  $u_s=2,08\text{m/s}$ ,  $g=9,81\text{m/s}^2$ . Οπότε με βάση αυτά τα νούμερα πάμε στην (7.14).

$$(7.14) \Rightarrow h_{\text{δοστομίου}} = \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} = 1 * \frac{(2,08\text{m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow h_{\text{δοστομίου}} = 0,221\text{m}$$

Τώρα το μανομετρικό ύψος δίνεται από την εξής σχέση:

$$H = H_{\text{geo}} + H_{\text{απωλειών}} \quad (7.15)$$

Όπου:  $H$ = Μανομετρικό ύψος (m).

$H_{\text{geo}}$ = Γεωδαιτικό ύψος (m).

$H_{\text{απωλειών}}$ = Ύψος απωλειών εγκατάστασης (m).

Το γεωδαιτικό ύψος ( $H_{\text{geo}}$ ) είναι η διαφορά των γεωδαιτικών υψών της εγκατάστασης δηλαδή το ύψος αναρρόφησης μείον το ύψος κατάθλιψης.

Έχουμε ύψος αναρρόφησης ( $h_{\text{αν}}=-5\text{m}$ ) και ύψος κατάθλιψης ( $h_{\text{κατ}}=10\text{m}$ ), επομένως το γεωδαιτικό ύψος είναι:

$$H_{\text{geo}} = h_{\text{κατ}} - h_{\text{αν}} \Rightarrow H_{\text{geo}} = 10\text{m} - (-5\text{m}) \Rightarrow H_{\text{geo}} = 15\text{m}$$

Το ύψος απωλειών εγκατάστασης ( $H_{\text{απωλειών}}$ ) είναι το άθροισμα των απωλειών τόσο στην αναρρόφηση όσο και στην κατάθλιψη που οφείλονται στα ευθύγραμμα τμήματα και στις γωνίες, βάνες και βαλβίδες αντεπιστροφής που είναι στην εγκατάσταση.

Στην εγκατάσταση που μελετάμε οι απώλειες κατά την ροή που έχουμε είναι οι εξής:

**Αναρρόφηση:**

- Απώλειες λόγω ευθυγράμμου τμήματος  $h_{\text{fαν}}=0,662\text{m}$
- Απώλειες λόγω γωνίας 90 μοιρών  $h_{\text{s90}}=0,100\text{m}$
- Απώλειες λόγω βάνας  $h_{\text{sgate}}=0,370\text{m}$
- Απώλειες λόγω αντεπίστρου με φίλτρο  $h_{\text{scheck}}=0,270\text{m}$
- Απώλειες λόγω φίλτρου  $h_{\text{sφιλτρ}}=0,231\text{m}$

**Κατάθλιψη:**

- Απώλειες λόγω ευθυγράμμου τμήματος  $h_{\text{fκατ}}=3,510\text{m}$
- Απώλειες λόγω γωνίας 90 μοιρών  $h_{\text{d90}}=0,287\text{m}$
- Απώλειες λόγω βάνας  $h_{\text{dgate}}=1,058\text{m}$
- Απώλειες λόγω βαλβίδας αντεπιστροφής  $h_{\text{dcheck}}=1,081\text{m}$
- Απώλειες λόγω στομίου εκβολής  $h_{\text{δοστομίου}}=0,221\text{m}$

Επομένως με βάση τα παραπάνω έχουμε :

$$H_{απωλειων} = h_{fαν} + h_{s90} + h_{sgate} + h_{scheck} + h_{sφιλτρ} + h_{fκατ} + h_{d90} + h_{dgate} + h_{dcheck} + h_{dστομιου}$$
$$\Rightarrow H_{απωλειων} = 0,662m + 0,100m + 0,370m + 0,270m + 0,231m + 3,510m + 0,287m + 1,058m + 1,081m + 0,221m \Rightarrow H_{απωλειων} = 7,790m$$

Αφού βρήκαμε το  $H_{geo}=15m$  και  $H_{απωλειων}=7,790m$  μπορούμε να πάμε στην (7.15).

$$(7.15) \Rightarrow H = H_{geo} + H_{απωλειων} \Rightarrow H = 15m + 7,790m \Rightarrow H = 23m$$

Οπότε το μανομετρικό ύψος της εγκατάστασης είναι  $H=23m$

Τώρα αφού βρήκαμε το μανομετρικό ύψος της εγκατάστασης μπορούμε να υπολογίσουμε την ισχύ της αντλίας εξίσωση (7.1).

Έχουμε τα εξής δεδομένα από τους παραπάνω υπολογισμούς:

- Πυκνότητα ρευστού  $\rho=992,2kg/m^3$
- Επιτάχυνση βαρύτητας  $g=9,81m/s^2$
- Παροχή  $Q=0,0111m^3/s$
- Μανομετρικό ύψος  $H=23m$
- Απόδοση αντλίας  $\eta_A=0,75$

Οπότε η ισχύς της αντλίας είναι η εξής:

$$(7.1) \Rightarrow P_{pump} = \frac{\rho * g * Q * H}{\eta_A} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow P_{pump} = \frac{992,2(kg/m^3) * 9,81(m/s^2) * 0,0111(m^3/s) * 23(m)}{0,75} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow P_{pump} = 3313,3W = 3,313KW$$

Μετατρέπω τα W σε HP :  $P_{pump}=3313,3=3313,3/745.7=4,44HP \Rightarrow P_{pump}=4,44HP \Rightarrow$   
 $\Rightarrow P_{pump}=5 HP$

## 7.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΗΛΕΚΤΡΟΚΙΝΗΤΗΡΑ

Η ισχύς ηλεκτροκινητήρα δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$P_{motor} = \frac{P_{pump}}{\eta_K} \quad (7.16)$$

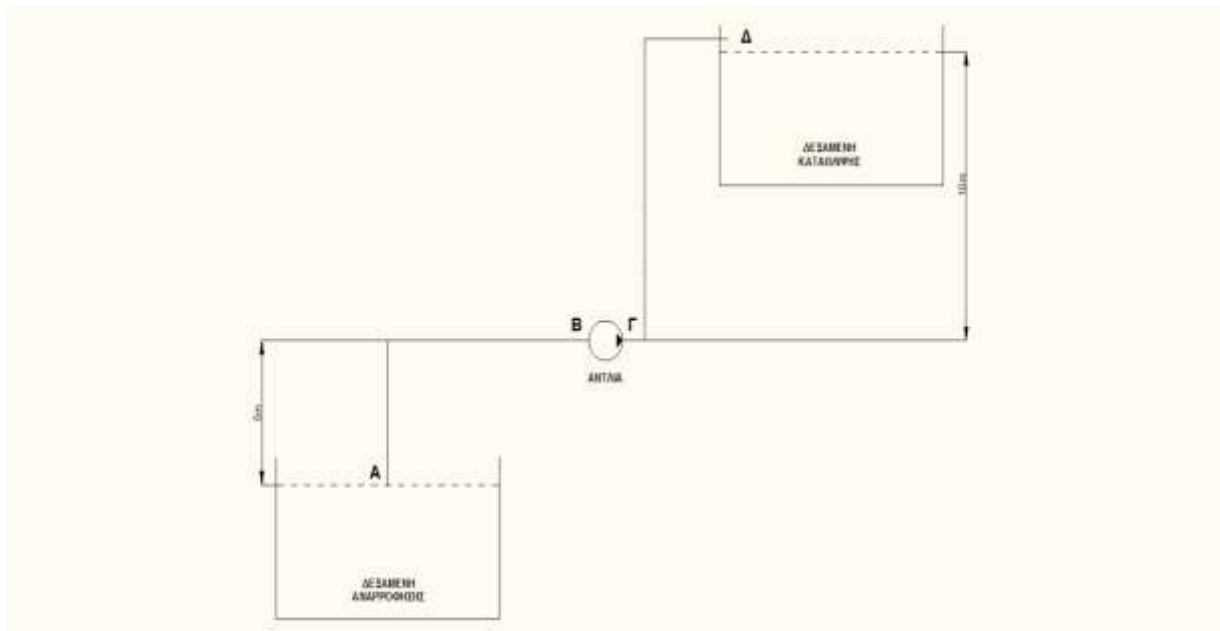
Όπου:  $P_{motor}$ = Ισχύς ηλεκτροκινητήρα (HP).  
 $P_{pump}$ = Ισχύς αντλίας (HP).  
 $\eta_k$ = Απόδοση ηλεκτροκινητήρα (-).

Επομένως έχουμε  $P_{pump}=5$  HP και  $\eta_k=0,9$  αντικαθιστώντας στην (7.16) έχω :

$$(7.16) \Rightarrow P_{motor} = \frac{P_{pump}}{\eta_k} = \frac{5HP}{0,9} \Rightarrow P_{motor} = 5,55HP \Rightarrow P_{motor} = 6 HP$$

Οπότε για να κινηθεί η αντλία που έχει ισχύ  $P_{pump}=5$  HP θα χρειαστεί ηλεκτροκινητήρα με ισχύ  $P_{motor}=6$  HP.

### 7.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΗΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΘΛΙΨΗΣ



Σχήμα 7.2: Εγκατάσταση αντλίας

#### A. ΠΙΕΣΗ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ

Εφαρμόζουμε την εξίσωση Bernoulli για την γραμμή A έως B (Σχ. 7.2) , ήτοι:

$$\left( \frac{P_A}{\rho * g} + \frac{u_s^2}{2 * g} + Z_A \right) - \left( f * \frac{L_S}{D_S} * \frac{u_s^2}{2 * g} + \Sigma \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} \right) = \left( \frac{P_B}{\rho * g} + \frac{u_s^2}{2 * g} + Z_B \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{P_B}{\rho * g} = \frac{P_A}{\rho * g} - (Z_B - Z_A) - \left( f * \frac{L_S}{D_S} * \frac{u_s^2}{2 * g} + \Sigma \zeta * \frac{u_s^2}{2 * g} \right) \quad (7.17)$$



Εάν θεωρήσουμε ότι η ατμοσφαιρική πίεση  $P_A$  είναι μηδέν, τότε οι πιέσεις που υπολογίζουμε θα είναι σχετικές πιέσεις, η σχέση (7.17) γίνεται ως εξής. ( $Z_B=5m$ ,  $Z_A=0m$ )

$$\begin{aligned}
 (7.17) \Rightarrow \frac{P_B}{\rho * g} &= -(Z_B - Z_A) - \left( f * \frac{L_S}{D_S} * \frac{u_S^2}{2 * g} + \Sigma \zeta * \frac{u_S^2}{2 * g} \right) = \\
 &= -(5m - 0m) - (0,662m + 0,100m + 0,370m + 0,270m + 0,231m) \Rightarrow \frac{P_B}{\rho * g} = \\
 &= -5m - 1,633m \Rightarrow \frac{P_B}{\rho * g} = -6,333m \Rightarrow P_B = -6,333m * \rho * g \Rightarrow \\
 &\Rightarrow P_B = -6,333m * 992,2 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} \Rightarrow P_B = -61642,14Pa
 \end{aligned}$$

Μετατρέπουμε την πίεση  $P_B$  από Pa σε bar :  $P_B=-61642,14/10^5=-0,62bar$  (σχετική πίεση).

Σύμφωνα με την εγκατάσταση μας η πίεση  $P_B$  είναι η πίεση αναρρόφησης, δηλαδή  $P_B=P_S=-0,62 bar$ .

## B. ΠΙΕΣΗ ΚΑΤΑΘΛΙΨΗΣ

Εφαρμόζουμε την εξίσωση Bernoulli για την γραμμή Γ έως Δ (Σχ. 7.2), ήτοι:

$$\begin{aligned}
 \left( \frac{P_\Gamma}{\rho * g} + \frac{u_d^2}{2 * g} + Z_\Gamma \right) - \left( f * \frac{L_d}{D_d} * \frac{u_d^2}{2 * g} + \Sigma \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} \right) &= \left( \frac{P_\Delta}{\rho * g} + \frac{u_d^2}{2 * g} + Z_\Delta \right) \Rightarrow \\
 \Rightarrow \frac{P_\Gamma}{\rho * g} &= \frac{P_\Delta}{\rho * g} + (Z_\Delta - Z_\Gamma) + \left( f * \frac{L_d}{D_d} * \frac{u_d^2}{2 * g} + \Sigma \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} \right) \quad (7.18)
 \end{aligned}$$

Εάν θεωρήσουμε ότι η ατμοσφαιρική πίεση  $P_\Delta$  είναι μηδέν, τότε οι πιέσεις που υπολογίζουμε θα είναι σχετικές πιέσεις, η σχέση (7.18) γίνεται ως εξής. ( $Z_\Gamma=5m$ ,  $Z_\Delta=15m$ )

$$\begin{aligned}
 (7.18) \Rightarrow \frac{P_\Gamma}{\rho * g} &= (Z_\Delta - Z_\Gamma) + \left( f * \frac{L_d}{D_d} * \frac{u_d^2}{2 * g} + \Sigma \zeta * \frac{u_d^2}{2 * g} \right) = \\
 &= (15m - 5m) + (3,51m + 0,287m + 1,058m + 1,081m + 0,221m) \Rightarrow \frac{P_\Gamma}{\rho * g} = \\
 &= 10m + 6,157m \Rightarrow \frac{P_\Gamma}{\rho * g} = 16,157m \Rightarrow P_\Gamma = 16,157m * \rho * g \Rightarrow \\
 &\Rightarrow P_\Gamma = 16,157m * 992,2 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} \Rightarrow P_\Gamma = 157263,87Pa
 \end{aligned}$$

Μετατρέπουμε την πίεση  $P_\Gamma$  από Pa σε bar :  $P_\Gamma=157263,87/10^5=1,57bar$  (σχετική πίεση).

Σύμφωνα με την εγκατάσταση μας η πίεση  $P_r$  είναι η πίεση κατάθλιψης, δηλαδή  $P_r = P_D = 1,57 \text{ bar}$ .

#### 7.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΩΝ ΑΞΟΝΩΝ

Οι άξονες τόσο του ηλεκτροκινητήρα όσο και της αντλίας καταπονούνται σε στρέψη. Επιπροσθέτως ο άξονας της αντλίας καταπονείται επίσης σε κάμψη με εγκάρσια δύναμη  $F_r = 223 \text{ N}$  στην θέση της φερωτής όπως αυτή υπολογίζεται στην παράγραφο 7.7, για τον λόγο αυτό ο άξονας της αντλίας θα υπολογιστεί σε σύνθετη καταπόνηση.

#### - ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΑΞΟΝΑ ΗΛΕΚΤΡΟΚΙΝΗΤΗΡΑ

Υπολογίζουμε την στρεπτική ροπή  $M_t$ :

$$T = 71620 * \frac{P_{\text{motor}}}{n} \quad (7.19)$$

Όπου:  $T$  = Στρεπτική ροπή ( $\text{kp} \cdot \text{cm}$ ).

$P_{\text{motor}}$  = Ισχύς κινητήρα (HP).

$n$  = Αριθμός στροφών ηλεκτροκινητήρα (rpm)

Έχω  $P_{\text{motor}} = 6 \text{ HP}$ ,  $n = 1450 \text{ rpm}$ , επομένως η (7.19) μας δίνει:

$$(7.19) \Rightarrow T = 71620 * \frac{P_{\text{motor}}}{n} \Rightarrow T = 71620 * \frac{6 \text{ HP}}{1450 \text{ rpm}} \Rightarrow \\ \Rightarrow T = 296,36 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Μετατρέπουμε την στρεπτική ροπή  $T$  από  $\text{kp} \cdot \text{cm}$  σε  $\text{N} \cdot \text{m}$ :  $T = 296,36 * 9,81 \text{ N} * 10^{-2} \text{ m} \Rightarrow T = 29,07 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

**Πίνακας 7.5:** Μηχανικά όρια για υλικά.

Είδος Χάλυβα	Τύπος Χάλυβα	$\tau_{\text{επ}}$	$\sigma_{\text{επ}}$	$R_{\text{m}}$	$R_{\text{e}}$	$\sigma_{\text{HF}}$	$\sigma_{\text{v}}$	$\tau_{\text{v}}$
Χάλυβες <sup>1)</sup> μαλακωμένων DIN 17100	S235JR G2 (St 37-2)	18	37	340	215	260	150	105
	S275JR (St 44-2)	22	45	410	255	305	185	130
	E295 (St 50-2)	26	52	470	275	330	210	145
	E335 (St 60-2)	32	63	570	315	380	255	180
Βελτιωμένοι χάλυβες <sup>2)</sup> DIN 17200	C35E (Ck 35)	27	53	480	270	325	215	150
	C45E (Ck 45)	32	64	580	305	365	260	180
	25CrMo4	39	77	700	450	540	315	220
	34CrMo4	44	88	800	550	660	360	250
	42CrMo4	50	100	900	650	780	405	285
	50CrMo4	50	100	900	700	840	405	285
34CrNiMo6	55	110	1000	800	900	450	315	
Χάλυβες <sup>3)</sup> επιφανειακής βαφής DIN 17210	16MnCr5	36	72	650	450	540	290	205
	20MnCr5	44	88	800	550	660	360	250
	15CrNi6	44	88	800	550	660	360	250

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Για τον άξονα του ηλεκτροκινητήρα διαλέγουμε χάλυβα St50-2 με  $\tau_{\text{επ}}=26$  N/mm<sup>2</sup> (Πιν.7.5) και  $T=29,07\text{N}\cdot\text{m}=29070\text{N}\cdot\text{mm}$ . Η διάμετρος του άξονα του ηλεκτροκινητήρα δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$d_{\text{motor}} = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{\text{επ}}}} \quad (7.20)$$

Όπου:  $d_{\text{motor}}$ = Διάμετρος άξονα ηλεκτροκινητήρα (mm).

$T$ = Στρεπτική ροπή (N\*mm).

$\tau_{\text{επ}}$ = Επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη (N/mm<sup>2</sup>).

Η (7.20) μας δίνει:

$$(7.20) \Rightarrow d_{\text{motor}} = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{\text{επ}}}} \Rightarrow d_{\text{motor}} = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{29070}{26}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow d_{\text{motor}} = 18\text{mm}$$

**Πίνακας 7.6 :** Διαστάσεις οδηγών σφήνας.

Διάμετρος ατράκτου d ... έως	Οδηγοί σφήνες και σφήνες με άνωμα				Επίπεδοι και κοίλοι σφήνες			
	Πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σηφνοδό- μου στην άτρακτο t <sub>1</sub>	Βάθος σηφνοδόμου στην πλήμνη για σφήνες κοινικούς t <sub>2</sub>		Επίπεδοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	Επιπέδωση ατράκτου t <sub>1</sub>	Κοίλοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σηφνοδό- μου στην πλήμνη t <sub>2</sub>
10...12	4 × 4 (3)	2,5	1,2	1,8	-	-	-	-
12...17	5 × 5 (3)	3 (1,9)	1,7	2,3 (1,2)	-	-	-	-
17...22	6 × 6 (4)	3,5 (2,5)	2,2	2,8 (1,6)	-	-	-	-
22...30	8 × 7 (5)	4 (3,1)	2,4	3,3 (2)	8 × 5	1,3	8 × 3,5	3,2
30...38	10 × 8 (6)	5 (3,7)	2,4	3,3 (2,4)	10 × 6	1,8	10 × 4	3,7
38...44	12 × 8 (6)	5 (3,9)	2,4	3,3 (2,2)	12 × 6	1,8	12 × 4	3,7
44...50	14 × 9 (6)	5,5 (4)	2,9	3,8 (2,1)	14 × 6	1,4	14 × 4,5	4,0
50...58	16 × 10 (7)	6 (4,7)	3,4	4,3 (2,4)	16 × 7	1,9	16 × 5	4,5
58...65	18 × 11 (7)	7 (4,8)	3,4	4,4 (2,3)	18 × 7	1,9	18 × 5	4,5
65...75	20 × 12 (8)	7,5 (5,4)	3,9	4,9 (2,7)	20 × 8	1,9	20 × 6	5,5
75...85	22 × 14 (9)	9 (6)	4,4	5,4 (3,1)	22 × 9	1,8	22 × 7	6,5
85...95	25 × 14 (9)	9 (6,2)	4,4	5,4 (2,9)	25 × 9	1,9	25 × 7	6,4
95...110	28 × 16 (10)	10 (6,9)	5,4	6,4 (3,2)	28 × 10	2,4	28 × 7,5	6,9
110...130	32 × 18 (11)	11 (7,6)	6,4	7,4 (3,5)	32 × 11	2,3	32 × 8,5	7,9
130...150	36 × 20 (12)	12 (8,3)	7,1	8,4 (3,8)	36 × 12	2,8	36 × 9	8,4
150...170	40 × 22	13	8,1	9,4	40 × 14	4,0	-	9,1
170...200	45 × 25	15	9,1	10,4	45 × 16	4,7	-	10,4

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Λαμβάνοντας υπόψη και την εξασθένηση λόγω του σηφνοδρόμου εκλέγεται d=25mm. Για τη διάμετρο αυτή το τυποποιημένο βάθος του σηφνοδρόμου (Πιν. 7.6) στην άτρακτο είναι t<sub>1</sub>=4mm. Επομένως η πλήρη διατομή έχει διάμετρο (πυρήνα) d<sub>k</sub>=d-t<sub>1</sub>=>d<sub>k</sub>=25-4=>d<sub>k</sub>=21mm>d<sub>motor</sub>=18mm. Άρα αντέχει.

### - ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΑΞΟΝΑ ΑΝΤΛΙΑΣ

Για τον άξονα της αντλίας διαλέγουμε χάλυβα St50-2 με τ<sub>επ</sub>=26N/mm<sup>2</sup> και σ<sub>βεπ</sub>=52N/mm<sup>2</sup> (Πιν.7.5).

Επειδή οι ροπές κάμψης και στρέψης μπορούν να προσδιορισθούν εύκολα, ο υπολογισμός θα γίνει με την βοήθεια της ισοδύναμης ροπής M<sub>v</sub>:

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 * (a_0 * T)^2} \quad (7.21)$$

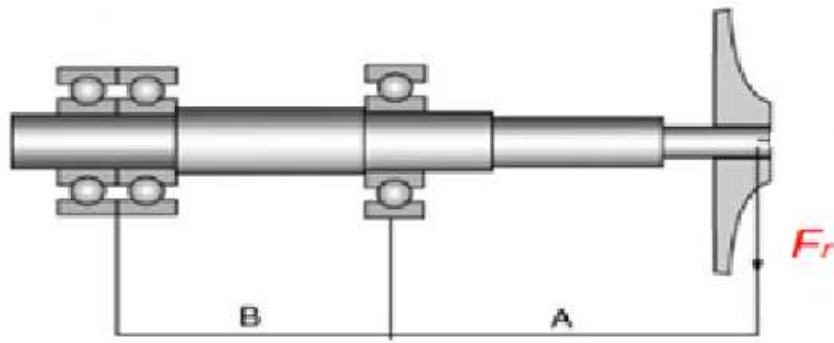
Όπου: M<sub>v</sub>= Ισοδύναμη ροπή (N\*mm).

M<sub>b</sub>= Ροπή κάμψης στην επικίνδυνη διατομή (N\*mm).

a<sub>0</sub>= Λόγος καταπόνησης (-).

T= Ροπή στρέψης που μεταφέρεται από την άτρακτο (N\*mm).

Η μέγιστη ροπή κάμψης λόγω της δύναμης Fr εμφανίζεται στην θέση του εδράνου που είναι πλησίον της φτερωτής όπως φαίνεται στο σχήμα (Σχ. 7.3).



**Σχήμα 7.3:** Άξονας αντλίας.

Για τον υπολογισμό της ροπής κάμψης  $M_b$  στην επικίνδυνη διατομή, έχουμε  $F_r=223N$  και  $A=200mm$ .

$$M_b = F_r * A \Rightarrow M_b = 223N * 200mm \Rightarrow M_b = 44600N * mm$$

Υπολογισμός ροπής στρέψης που μεταφέρει η άτρακτος:

$$T = 9,55 * 10^6 * \frac{P}{n} \quad (7.22)$$

Όπου:  $T$ = Ροπή στρέψης ατράκτου ( $N*mm$ ).

$P$ = Ισχύς αντλίας ( $KW$ ).

$n$ = Στροφές αντλίας ( $rpm$ ).

Έχουμε  $P=3,7KW$ ,  $n=1450rpm$ , οπότε η σχέση (7.22) μας δίνει:

$$(7.22) \Rightarrow T = 9,55 * 10^6 * \frac{P}{n} \Rightarrow T = 9,55 * 10^6 * \frac{3,7KW}{1450rpm} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T = 24369N * mm$$

Ο λόγος καταπόνησης  $\alpha_0$  για αντιστρεφόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη δίνεται  $\alpha_0=0,7$ .

Έχουμε  $M_b=44600N*mm$ ,  $T=24369N*mm$ ,  $\alpha_0=0,7$  αντικαθιστούμε στην σχέση (7.21) και δίνει:

$$(7.21) \Rightarrow M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 * (a_0 * T)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_v = \sqrt{44600(N * mm)^2 + 0,75 * (0,7 * 24369(N * mm))^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_v = 47010,63N * mm$$

Η διάμετρος της ατράκτου της αντλίας δίνεται από την σχέση:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_v}{0,1 * \sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad (7.23)$$

Όπου: d= Διάμετρος ατράκτου της αντλίας (mm).

$M_v$ = Ισοδύναμη ροπή (N\*mm).

$\sigma_{b\epsilon\pi}$ = επιτρεπόμενη τάση καμψής (N/mm<sup>2</sup>).

Έχουμε  $M_v=47010,63N*mm$ ,  $\sigma_{b\epsilon\pi}= 52N/mm^2$  (Πιν. 7.5), επομένως η εξίσωση (7.23) μας δίνει:

$$(7.23) \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_v}{0,1 * \sigma_{b\epsilon\pi}}} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{47010,63N * mm}{0,1 * 52 N/mm^2}} \Rightarrow d = 21mm$$

Λαμβάνοντας υπόψη και την εξασθένηση λόγω του σφηνόδρομου για d=21mm έχουμε από πίνακα (Πιν. 7.6) για d=17...22 mm βάθος σφηνοδρόμου  $t_1=3,5mm$ . Οπότε  $d_2=d+t_1 \Rightarrow d_2=21mm+3,5mm \Rightarrow d_2=24,5mm$ . Στρογγυλοποιούμε την διάμετρο σε 25mm καθώς και αυτή η διάμετρος αντέχει σε στρέψη με τα παραπάνω χαρακτηριστικά. Από πίνακα (Πιν. 7.6) για  $d_2=25mm$  έχουμε βάθος σφηνοδρόμου  $t_1=4mm$  επομένως  $d'=d_2-t_1=25mm-4mm \Rightarrow d'=21mm \geq d=21mm$ . Άρα αντέχει.

Για την τοποθέτηση του συνδέσμου κατασκευάζεται διαβάθμιση στην άτρακτο με  $d_3=21mm$ . Ο στροφέας αυτός μεταφέρει μόνο ροπή στρέψης και καταπονείται μόνο σε επαναλαμβανόμενη στρέψη.

Για την διάμετρο  $d_3=21mm$  έχω βάθος σφηνόδρομου  $t_1=3,5mm$  (Πιν. 7.6), Οπότε  $d_{k3}= d_3- t_1 \Rightarrow d_{k1}= 21mm- 3,5mm \Rightarrow d_{k3}= 17,5mm$ .

Ο έλεγχος της διατομής  $d_3$  γίνεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση έχουμε  $T=24369 N*mm$  και  $W_t=0,2*d_{k3}^3=0,2*17,5^3mm^3 \Rightarrow W_t=1071,88mm^3$ , επομένως:

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \Rightarrow \tau_t = \frac{24369N * mm}{1071,88mm^3} \Rightarrow \tau_t = 22,73 N/mm^2$$

Επομένως παρατηρούμε ότι η ροπή στρέψης είναι μικρότερη από την επιτρεπόμενη τάση στρέψης.  $\tau_t=22,73N/mm^2 < \tau_{\epsilon\pi}=26N/mm^2$ .

Τελικά έχουμε:

- Διάμετρος ατράκτου στην φτερωτή d=21mm.
- Διάμετρος στροφέα συνδέσμου  $d_1=21mm$ .

## 7.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΔΕΣΜΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ-ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Για την κίνηση φυγοκεντρικής αντλίας χρησιμοποιείται ηλεκτροκινητήρας ισχύος  $P_{\text{motor}}=6\text{HP}=4,47\text{KW}$  στις  $n=1450\text{rpm}$ .

Η ονομαστική ροπή στρέψης  $T_{KN}$  του συνδέσμου πρέπει να είναι:

$$T_{KN} \geq T_{LN} * K_A \quad (7.24)$$

Όπου:  $T_{KN}$ = Ονομαστική ροπή στρέψης ( $N*m$ ).

$T_{LN}$ = Ονομαστική ροπή στρέψης της εργομηχανής ( $N*m$ ).

$K_A$ = Συντελεστής εφαρμογής (-).

Την ονομαστική ροπή στρέψης της εργομηχανής την έχουμε υπολογίσει στην παράγραφο 7.4, επομένως  $T_{LN}=T=29,07N*m$ .

**Πίνακας 7.7:** Συντελεστής εφαρμογής  $K_A$ .

Εργομηχανή - τρόπος λειτουργίας και παραδείγματα.	Κινητήρια μηχανή - τρόπος λειτουργίας			
	ομοιόμορφα π.χ. ηλεκτρο- κινητήρας	ελαφρές κρούσεις π.χ. ατμομη- χανή, αεριο- ατρόβλος	μέσες κρούσεις π.χ. MEK πολλών κε- λίνδρων	ισχυρές κρούσεις π.χ. MEK ενός κε- λίνδρου
Ομοιόμορφα: Γεννήτριες, προωθητικοί μειωτήρες εργα- λειομηχανών, ελαφρού τύπου ανέλαστοί- ρες, ανορθατορα, στροβιλοσυσταμειατές, στροβιλοφυσητήρες, αναδευτήρες και αναμι- κτήρες υλικών με ομοιόμορφη πυκνότητα, μεταφορικές ταινίες, μεταφορικοί ποτλίες	1,0	1,10	1,25	1,5
Ελαφρές κρούσεις: Κύριοι κινητήρες εργαλειομηχανών, βαρέως τύπου ανέλαστοίρες, συστήματα περιστροφής γερμινών, ανεμιστήρες ορυχείων, αναδευτήρες και αναμικτήρες υλικών με ανομοιόμορφη πυκνότητα, εμβολοφόρες μηχανές πολλών κελίνδρων, αντλίες διανομής	1,25	1,35	1,50	1,75
Μέσες κρούσεις: Μηχανές επεξεργασίας ξύλου, συστήματα πανάσωσης, εμβολοφόρες αντλίες ενός κελίν- δρου, αναμικτήρες με διακοπόμενη λει- τουργία, συστήματα άλεσης	1,50	1,60	1,75	2,0 ή υψηλό- τερος
Ισχυρές κρούσεις: Διατρικτικά μηχανήματα, ψαλιόδια, μηχανή- ματα χαλτερογγίας και ορυχείων, εκτομοφείς, βαρέως τύπου μηχανήματα αντλίες, βαρέως τύπου αντλίες διανομής, πρέσες τοξώνων και μπροσετών	1,75	1,85	2,0	2,25 ή υψηλό- τερος

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Τον συντελεστή εφαρμογής  $K_A$  το επιλέγουμε από τον πίνακα (Πιν. 7.7) και είναι  $K_A=1,75$ .

Επομένως αφού έχουμε  $T_{LN}=29,07N*m$  και  $K_A=1,75$  πηγαίνουμε στην εξίσωση (7.24) και μας δίνει:

$$(7.24) \Rightarrow T_{KN} \geq T_{LN} * K_A = 29,07(N * m) * 1,75 = 50,87N * m$$

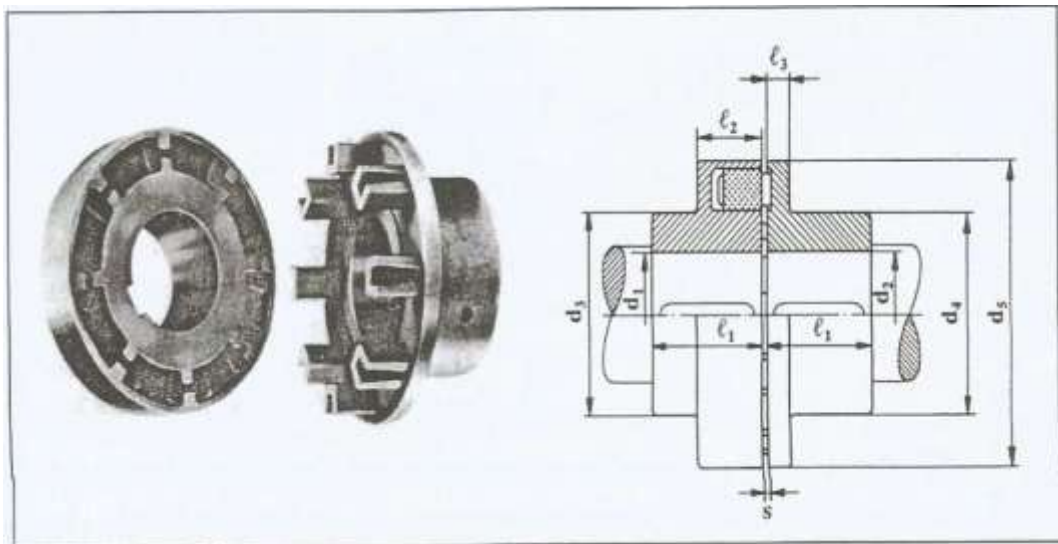


**Πίνακας 7.8:** Ελαστικοί σύνδεσμοι εταιρείας Flender.

Μέγεθος	Διαστάσεις σε mm									Μέγιστος αριθμός στροφών	Ονομαστική ροπή στρέψης	Ροπή αδράνειας	Βάρος
	$d_1$ H7 max	$d_2$ H7 max	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$\ell_1$	$\ell_2$	$\ell_3$	$s$				
B 58	19	24	-	40	58	20	20	8	2...4	5000	19	0,0002	0,45
B 68	24	28	-	46	68	20	20	8	2...4	5000	34	0,0003	0,63
B 80	30	38	-	68	80	30	20	10	2...4	5000	60	0,0012	2,51
B 95	42	42	76	76	95	35	30	12	2...4	5000	100	0,0027	2,6
B110	48	48	86	86	110	40	34	14	2...4	5000	160	0,0055	3,9
B125	55	55	100	100	125	50	36	18	2...4	5000	240	0,0107	6,2
B140	60	60	100	100	140	55	34	20	2...4	4900	360	0,014	6,9
B160	65	65	108	108	160	60	39	20	2...6	4250	560	0,025	9,4
B180	75	75	125	125	180	70	42	20	2...6	3800	880	0,045	14
B200	85	85	140	140	200	80	47	24	2...6	3400	1340	0,08	20
B225	90	90	150	150	225	90	52	18	2...6	3000	2000	0,135	24,5
B250	100	100	165	165	250	100	60	18	3...8	2750	2800	0,23	34
B280	110	110	180	180	280	110	65	20	3...8	2450	3900	0,37	45

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Επομένως με βάση την ονομαστική ροπή στρέψης  $T_{KN}=50,87N*m$  επιλέγουμε ελαστικό σύνδεσμο (Πιν. 7.8) N-Eurpex της εταιρείας Flender, μεγέθους B80 με  $T_{KN}=60N*m$ .



**Εικόνα 7.3:** Ελαστικός σύνδεσμος με διαστάσεις (Εταιρεία Flender)  
(Πηγή: Στεργίου, 2003)

## 7.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΩΝ

**A)** Υπολογισμός σφήνα για τον άξονα του ηλεκτροκινητήρα διάμετρος ατράκτου  $d=25\text{mm}$ .

Το πλάτος και το ύψος του σφήνα είναι τυποποιημένα κατά DIN6885 και εξαρτώνται από την διάμετρο της ατράκτου. Το πλάτος και το ύψος του σφήνα δίνεται με βάση της διαμέτρου  $d=25\text{mm}$  και βάση τον πίνακα (Πιν. 7.6). Έχω για  $d=22-30\text{mm}$ :

- Πλάτος σφήνα  $b= 8\text{mm}$
- Ύψος σφήνα  $h= 7\text{mm}$

Ο σφήνας είναι από χυτοχάλυβα. Οι διαστάσεις των πλημνών δίνονται από τον παρακάτω πίνακα (Πιν. 7.9).

**Πίνακας 7.9:** Διαστάσεις πλημνών σφήνα.

Είδος σύνδεσης	Διάμετρος πλήμνης D πλήμνη από		Μήκος πλήμνης $l$ πλήμνη από	
	GG	St ή GS	GG	St ή GS
– σύνδεση με κώνο, πρεσαριστή συναρμογή	2,2...2,6d	2...2,5d	1,2...1,5d	0,8...1d
– σύνδεση με κωνικό σφήνα	2...2,2d	1,8...2d	1,6...2d	1,2...1,5d
– σύνδεση με πολύσφινο ή με οδόντωση	1,8...2d <sub>1</sub>	1,6...1,8d <sub>1</sub>	0,8...1d <sub>1</sub>	0,6...0,8d <sub>1</sub>
– σύνδεση με οδηγό σφήνα	1,8...2d	1,6...1,8d	1,8...2d	1,6...1,8d
– πλήμνες που ολισθαίνουν κατά μήκος της ατράκτου	1,8...2d	1,6...1,8d	2...2,2d	1,8...2d
– πλήμνες που περιστρέφονται ελεύθερα	1,8...2d	1,6...1,8d	2...2,2d	

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Οι διαστάσεις πλημνών για οδηγό σφήνα και υλικό χυτοχάλυβα είναι:

- Διάμετρος πλήμνης  $D=1,6...1,8*d \Rightarrow D=1,7*25 \Rightarrow D=42,5\text{mm}$
- Μήκος πλήμνης  $L=1,6...1,8*d \Rightarrow L=1,7*25 \Rightarrow L=42,5\text{mm}$

Το μήκος του σφήνα λαμβάνεται λίγο μικρότερο από το μήκος της πλήμνης της φτερωτής σύμφωνα με τον εξής υπολογισμό:  $l_1=L-b \Rightarrow l_1=42,5-8 \Rightarrow l_1=34,5\text{mm}$

Τώρα θα υπολογίσουμε να δούμε αν ο σφήνας αντέχει στην συγκεκριμένη περίπτωση. Έχουμε χυτοχάλυβα οπότε  $P_{επ}=80...100\text{ N/mm}^2$  (Πιν. 7.10).

**Πίνακας 7.10:** Επιτρεπόμενες πιέσεις.

Υλικό	Επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας σε N/mm <sup>2</sup> για φόρτιση		
	στατική	επαναλαμβανόμενη	κρουστική
Χάλυβας μη σκληρωμένος	100...200	70...150	40...80
Χάλυβας σκληρωμένος	150...250	100...170	50...100
Χυτοχάλυβας	100...150	80...100	40...60
Χυτοσίδηρος, λευκός χυτοσίδηρος	80...100	60...80	30...50
Κράματα χαλκού (μπρούντζος, ορείχαλκος)	40...50	30...40	15...20
AlCuMg σκληρωμένο	100...160	70...100	40...60
AlMg, AlMn, AlMgSi, σκληρωμένο	80...150	60...90	30...50
G-AlSi, G-AlSiMg	60...70	40...50	25...30

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Η πίεση που θα ασκηθεί υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$P = \frac{4 * T}{d * h * l_1} \quad (7.25)$$

Όπου: P= Πίεση επιφάνειας (N/mm<sup>2</sup>).

T= Στρεπτική ροπή (N\*mm).

d= Διάμετρος άξονα (mm).

h= Ύψος σφήνα (mm).

l<sub>1</sub>= Μήκος σφήνα (mm).

Έχουμε M<sub>i</sub>=29070N\*mm, d=25mm, h=7mm, l<sub>1</sub>=34,5mm. Η (7.25) δίνει:

$$(7.25) \Rightarrow P = \frac{4 * T}{d * h * l_1} \Rightarrow P = \frac{4 * 29070(N * mm)}{25mm * 7mm * 34,5mm} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P = 19,26N/mm^2$$

Η επιτρεπόμενη τάση σύμφωνα με τον πίνακα (Πιν. 7.10) είναι P<sub>επι</sub>=80...100 N/mm<sup>2</sup> εμείς βρήκαμε P=19,26N/mm<sup>2</sup> < P<sub>επι</sub>=80...100 N/mm<sup>2</sup>. Επομένως ο σφήνας αντέχει.

**B)** Υπολογισμός σφήνα για τον άξονα της αντλίας διάμετρος ατράκτου d=21mm.

Το πλάτος και το ύψος του σφήνα είναι τυποποιημένα κατά DIN6885 και εξαρτώνται από την διάμετρο της ατράκτου. Το πλάτος και το ύψος του σφήνα δίνεται με βάση την διάμετρο d=21mm και βάση τον πίνακα (Πιν. 7.6). Έχω για d=17-22 mm:

- Πλάτος σφήνα b= 6mm
- Ύψος σφήνα h= 6mm

Ο σφήνας είναι από χυτοχάλυβα. Οι διαστάσεις των πλημνών δίνονται από τον πίνακα (Πιν. 7.9).

Οι διαστάσεις πλημνών για οδηγό σφήνα και υλικό χυτοχάλυβα είναι:

- Διάμετρος πλήμνης  $D=1,6 \dots 1,8 \cdot d \Rightarrow D=1,7 \cdot 21 \Rightarrow D=35,7 \text{ mm}$
- Μήκος πλήμνης  $L=1,6 \dots 1,8 \cdot d \Rightarrow L=1,7 \cdot 21 \Rightarrow L=35,7 \text{ mm}$

Το μήκος του σφήνα λαμβάνεται λίγο μικρότερο από το μήκος της πλήμνης της φτερωτής σύμφωνα με τον εξής υπολογισμό:  $l_1=L-b \Rightarrow l_1=35,7-6 \Rightarrow l_1=29,7 \text{ mm}$

Τώρα θα υπολογίσουμε να δούμε αν ο σφήνας αντέχει στην συγκεκριμένη περίπτωση. Έχουμε χυτοχάλυβα οπότε  $P_{\text{επ}}=80 \dots 100 \text{ N/mm}^2$  (Πιν. 7.10).

Η πίεση που θα ασκηθεί υπολογίζεται από τον τύπο (7.25):

Έχουμε  $M_t=24369 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ,  $d=21 \text{ mm}$ ,  $h=6 \text{ mm}$ ,  $l_1=29,7 \text{ mm}$ . Η (7.25) δίνει:

$$(7.25) \Rightarrow P = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_1} \Rightarrow P = \frac{4 \cdot 24369 (\text{N} \cdot \text{mm})}{21 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} \cdot 29,7 \text{ mm}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P = 26,05 \text{ N/mm}^2$$

Η επιτρεπόμενη τάση σύμφωνα με τον πίνακα (Πιν. 7.10) είναι  $P_{\text{επ}}=80 \dots 100 \text{ N/mm}^2$  εμείς βρήκαμε  $P=26,05 \text{ N/mm}^2 < P_{\text{επ}}=80 \dots 100 \text{ N/mm}^2$ . Επομένως ο σφήνας αντέχει.

## 7.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ

Για να υπολογίσουμε τα έδρανα που θα βάλουμε στην αντλία πρέπει να υπολογίσουμε τις δυνάμεις που ασκούνται στον άξονα της αντλίας. Είναι δύο ειδών οι δυνάμεις που ασκούνται πάνω στον άξονα και είναι οι εξής:

- A. Ακτινικό φορτίο
- B. Αξονικό φορτίο

### A. ΑΚΤΙΝΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ

#### - Ακτινική δύναμη

Η ακτινική δύναμη που ασκείται πάνω στην φτερωτή κατά την φυγοκέντρωση του νερού δίνεται από την σχέση:

$$R = K \cdot H \cdot D_2 \cdot \frac{B_2}{2,31} \quad (7.26)$$

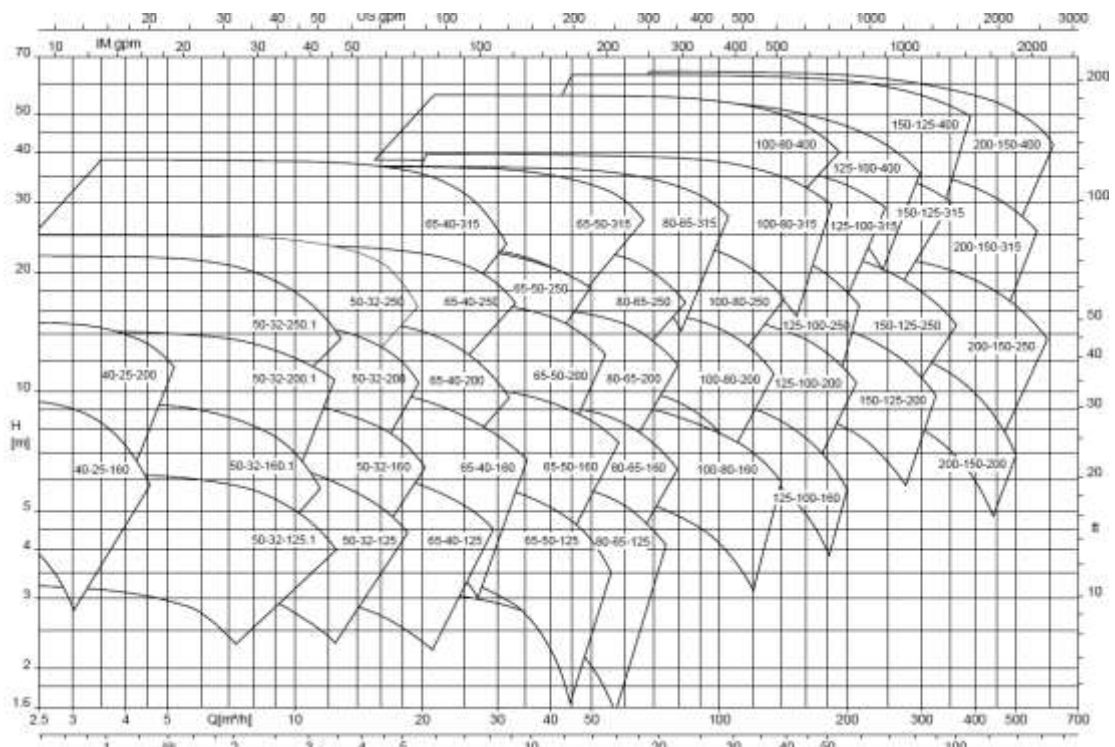
Όπου: R= Ακτινική δύναμη (in).  
 $K=0,36*[1-(Q/Q_{BEP})^2]$ .  
 $D_2$ =Διάμετρος φτερωτής (in).  
 $B_2$ =Πλάτος πτερυγίου (in).  
H= Μανομετρικό ύψος (ft).  
Q=Παροχή (gpm).  
 $Q_{BEP}$ =Παροχή στο καλύτερο σημείο απόδοσης (gpm).

Αντικαθιστούμε στην (7.24) την σχέση με το K και μετατρέπουμε τις μονάδες στο SI και έτσι έχουμε:

$$R = 35,32 * 10^{-4} * \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2\right] * H * D_2 * B_2 \quad (7.27)$$

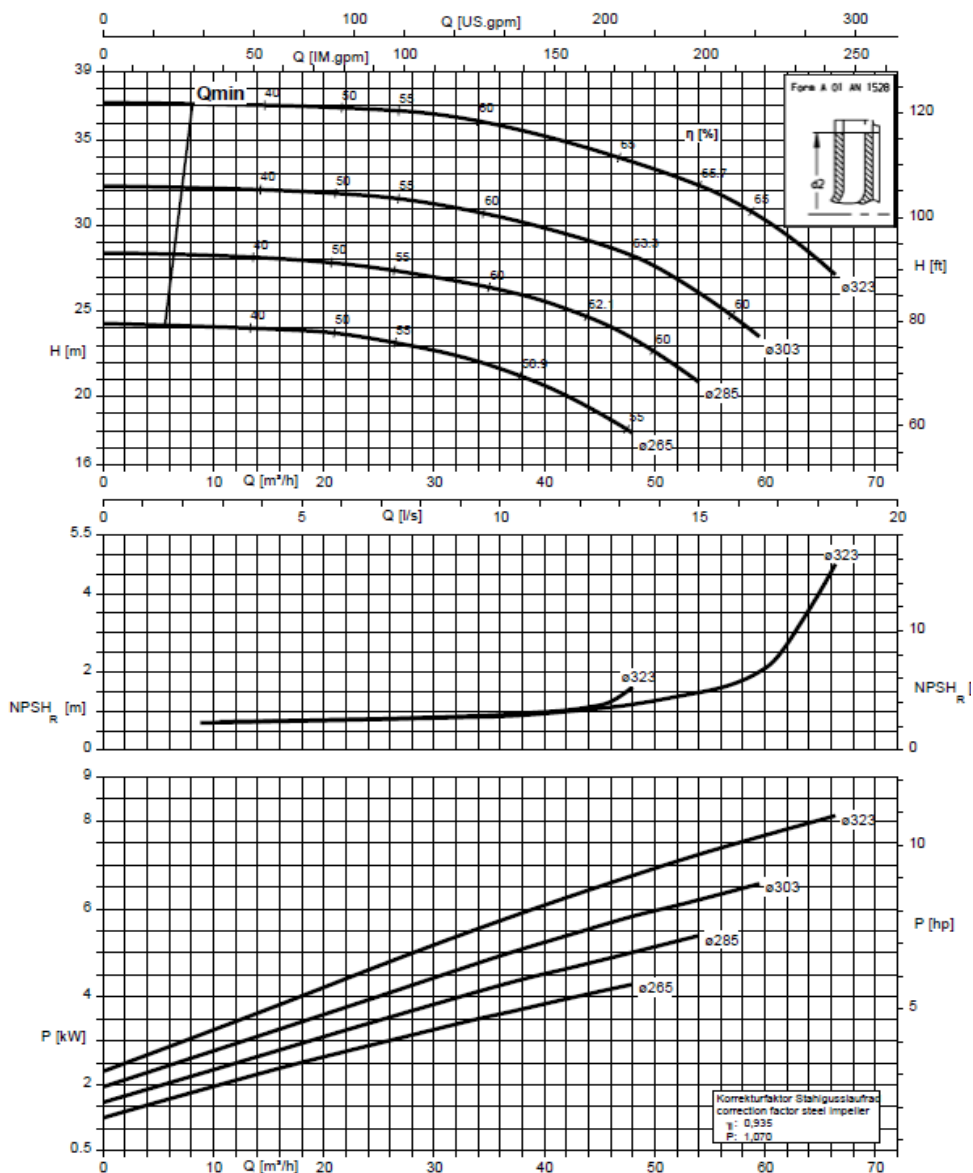
Όπου το R σε N , Q και  $Q_{BEP}$  σε  $m^3/h$  , H σε  $mH_2O$  ,  $D_2$  και  $B_2$  σε mm.

Με βάση την παροχή  $Q=40 m^3/h$  και το μανομετρικό ύψος  $H=23mH_2O$ , επιλέγουμε την αντλία με την βοήθεια του παρακάτω διαγράμματος (Εικ. 7.4).



**Εικόνα 7.4:** Διάγραμμα επιλογής αντλίας από KSB.  
(Πηγή: <https://www.ksb.com/ksb-en/>)

Όπότε με βάση το διάγραμμα (Εικ. 7.4) και τα δεδομένα που έχουμε επιλέγουμε την αντλία ETANORM 65-50-315 με  $n=1450rpm$ .



**Εικόνα 7.5:**Χαρακτηριστικές καμπύλες.  
(Πηγή: <https://www.ksb.com/ksb-en/>)

Με την βοήθεια του παραπάνω διαγράμματος (Εικ. 7.5) για μανομετρικό  $H=23$  mH<sub>2</sub>O βρίσκουμε τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Διάμετρος φτερωτής  $D_2=265$ mm
- Βαθμός απόδοσης στο σημείο λειτουργίας  $\eta=51\%$
- Μέγιστος βαθμός απόδοσης  $\eta_{BEP}=55\%$
- Παροχή στο καλύτερο σημείο απόδοσης  $Q_{BEP}=48$  m<sup>3</sup>/h (BEP= Best Efficiency Point)
- Ισχύς  $N=5$ HP

Με βάση τον παρακάτω πίνακα (Πιν. 7.11) και για την αντλία που έχουμε επιλέξει ETANORM 65-50-315 μπορούμε να βρούμε το εξής σημαντικό στοιχείο:



- Πλάτος φτερωτής στην θέση καταθλίψεως  $B_2=11\text{ mm}$

**Πίνακας 7.11:** Πίνακας τεχνικών χαρακτηριστικών αντλιών KSB.

Sizes	Bearing bracket			Impeller					Speed limit	
	L5	LR	PS	Impeller outlet width (mm)	Impeller outlet diameter (mm)	Impeller inlet diameter (mm)	Impeller diameter		Maximum (rpm)	Minimum (rpm)
							Maximum (mm)	Minimum (mm)		
040-025-160	WS 25 L5	-	WS 25 P5	6,0	5,7	44,0	169	130	3500	500
040-025-200	WS 25 L5	-	WS 25 P5	6,0	5,7	44,0	209	160	3500	500
050-032-125.1	WS 25 L5	-	WS 25 P5	6,0	6,0	52,0	139	104	4300	500
050-032-160.1	WS 25 L5	-	WS 25 P5	10,0	5,4	63,0	170	136	4400	500
050-032-200.1	WS 25 L5	-	WS 25 P5	7,0	5,3	62,0	204	170	3800	500
050-032-250.1	WS 25 L5	-	WS 25 P5	13,0	5,2	70,0	254	200	3000	500
050-032-125	WS 25 L5	-	WS 25 P5	7,0	5,7	52,0	139	104	4200	500
050-032-160	WS 25 L5	-	WS 25 P5	6,0	5,8	54,0	174	136	3500	500
050-032-200	WS 25 L5	-	WS 25 P5	9,0	6,7	63,0	209	170	3700	500
050-032-250	WS 25 L5	-	WS 25 P5	14,0	7,1	74,0	261	209	3000	500
065-040-125	WS 25 L5	-	WS 25 P5	9,0	9,6	69,0	139	104	4000	500
065-040-160	WS 25 L5	-	WS 25 P5	20,0	11,5	88,0	174	128	4400	500
065-040-200	WS 25 L5	-	WS 25 P5	17,0	8,9	87,0	209	165	3700	500
065-040-250	WS 25 L5	-	WS 25 P5	14,0	8,0	83,0	260	200	3000	500
065-040-315	WS 35 L5	-	WS 35 P5	26,0	7,1	99,0	326	260	2300	500
065-040-315	-	WS 50 LR	-	26,0	7,1	99,0	326	260	3000	500
065-050-125	WS 25 L5	-	WS 25 P5	6,0	11,6	58,0	142	112	4500	500
065-050-160	WS 25 L5	-	WS 25 P5	8,0	11,6	63,0	174	128	4400	500
065-050-200	WS 25 L5	-	WS 25 P5	8,0	11,9	73,0	219	170	3400	500
065-050-250	WS 25 L5	-	WS 25 P5	8,0	10,0	75,0	260	215	3000	500
065-050-315	WS 35 L5	-	WS 35 P5	11,0	9,5	84,0	323	265	2400	500
065-050-315	-	WS 50 LR	-	11,0	9,5	84,0	323	265	3000	500
080-065-125	WS 25 L5	-	WS 25 P5	10,0	12,9	86,0	141	130	4000	500
080-065-160	WS 25 L5	-	WS 25 P5	21,0	12,2	92,0	174	132	3900	500
080-065-200	WS 25 L5	-	WS 25 P5	17,0	13,3	100	219	175	3000	500
080-065-250	WS 35 L5	-	WS 35 P5	15,0	14,3	101	260	215	3000	500
080-065-315	WS 35 L5	-	WS 35 P5	32,0	14,0	124	320	260	2400	500
080-065-315	-	WS 60 LR	-	32,0	14,0	124	320	260	3000	500
100-080-160	WS 25 L5	-	WS 25 P5	25,0	15,1	115	174	154	3500	500
100-080-200	WS 35 L5	-	WS 35 P5	19,0	15,2	115	219	180	3500	500
100-080-250	WS 35 L5	-	WS 35 P5	38,0	15,8	135	269	215	2900	500
100-080-315	WS 35 L5	-	WS 35 P5	33,0	17,8	142	334	269	1900	500
100-080-315	-	WS 60 LR	-	33,0	17,8	142	334	269	3000	500
100-080-400	WS 55 L5	-	WS 55 P5	14,0	14,3	107	398	330	1900	500
125-100-160	WS 35 L5	-	WS 35 P5	19,0	16,4	115	185	177	3600	500
125-100-200	WS 35 L5	-	WS 35 P5	15,0	17,9	129	219	179	3300	500
125-100-250	WS 35 L5	-	WS 35 P5	27,0	18,8	145	269	210	2500	500
125-100-315	WS 35 L5	-	WS 35 P5	23,0	19,9	142	334	270	1800	500
125-100-315	-	WS 60 LR	-	23,0	19,9	142	334	270	3000	500
125-100-400	WS 55 L5	-	WS 55 P5	18,0	17,1	142	401	329	1900	500
150-125-200	WS 35 L5	-	WS 35 P5	41,0	21,1	160	224	205	2600	500
150-125-250	WS 35 L5	-	WS 35 P5	37,0	22,4	162	269	218	2000	500
150-125-315	WS 55 L5	-	WS 55 P5	31,0	22,6	162	334	270	2300	500
150-125-400	WS 55 L5	-	WS 55 P5	26,0	20,9	162	419	330	1800	500
200-150-200	WS 35 L5	-	WS 35 P5	60,0	25,2	179	224	215	2300	500
200-150-250	WS 35 L5	-	WS 35 P5	49,0	23,0	191	269	220	1800	500
200-150-315	WS 55 L5	-	WS 55 P5	40,0	26,9	192	334	264	2100	500
200-150-400	WS 55 L5	-	WS 55 P5	33,0	23,8	191	419	330	1800	500

(Πηγή: <https://www.ksb.com/ksb-en/>)

Επομένως με τα παραπάνω χαρακτηριστικά που βρήκαμε για την αντλία μπορούμε να υπολογίσουμε την ακτινική δύναμη  $R$ , οπότε η (7.27) μας δίνει :

$$(7.27) \Rightarrow R = 35,32 * 10^{-4} * \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2\right] * H * D_2 * B_2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R = 35,32 * 10^{-4} * \left[1 - \left(\frac{40\left(\frac{m^3}{h}\right)}{48\left(\frac{m^3}{h}\right)}\right)^2\right] * 23m * 265mm * 11mm \Rightarrow R=73N$$

### -ίδιο βάρος του άξονα

Το ίδιο βάρος του άξονα περιλαμβάνει το βάρος της φτερωτής και των διαφόρων εξαρτημάτων π.χ. σφήνες, δαχτυλίδια ρουλεμάν κλπ, το βάρος εκτιμάται ανάλογα με την διάμετρο της φτερωτής, το μήκος και την διάμετρο του άξονα στην θέση της φτερωτής 21 mm και θέση των εδράνων 40 mm. (Προσεγγιστικά έχουμε τα εξής:)

- Φτερωτή=8 kp
- Άξονας = 6 kp



➤ Λοιπά =1 κρ

Συνολικά το βάρος του άξονα μαζί με τα στοιχεία του είναι  $G=15 \text{ KP}= 150 \text{ N}$

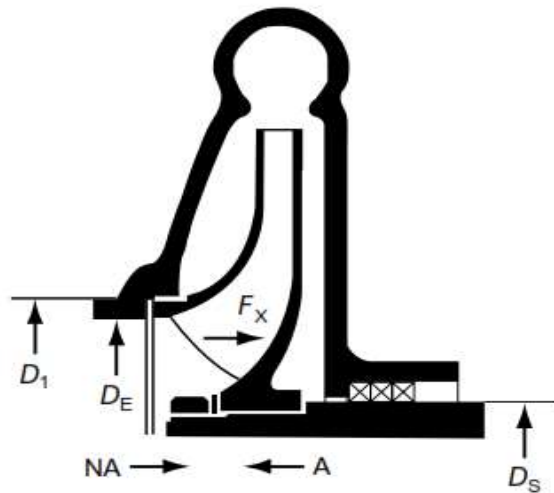
Επομένως το συνολικό ακτινικό φορτίο είναι το άθροισμα της ακτινικής δύναμης και του βάρους του άξονα , δηλαδή έχω:

$$F_r=R+G \Rightarrow F_r=73\text{N}+150\text{N} \Rightarrow F_r=223\text{N}$$

## B. ΑΞΟΝΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ

### -Αξονική δύναμη

Η αξονική δύναμη υπολογίζεται με την βοήθεια των εξής τύπων :



**Σχήμα 7.4** Δυνάμεις στον άξονα.  
(Πηγή: Practical centrifugal pump, 2005)

$$NA_{Thrust} = A_S * P_S + F_x \quad (7.28)$$

$$A_{Thrust} = \frac{3}{4} * P_D * (A_1 - A_S) \quad (7.29)$$

$$F_x = \frac{\rho * Q^2}{A_E} \quad (7.30)$$

Όπου :  $A_S$ =Επιφάνεια διαμέτρου άξονα ( $\text{m}^2$ ).

$P_S$ = Πίεση αναρρόφησης ( $\text{N}/\text{m}^2$ ).

$F_x$ = Δύναμη λόγω μεταβολής ορμής νερού (N).

$P_D$ =Πίεση κατάθλιψης ( $\text{N}/\text{m}^2$ ).

$A_1$ =Επιφάνεια στην αναρρόφηση της φτερωτής ( $\text{m}^2$ ).

$A_E$ =Επιφάνεια στομίου αναρρόφησης ( $\text{m}^2$ ).

$\rho$ = Πυκνότητα ρευστού ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

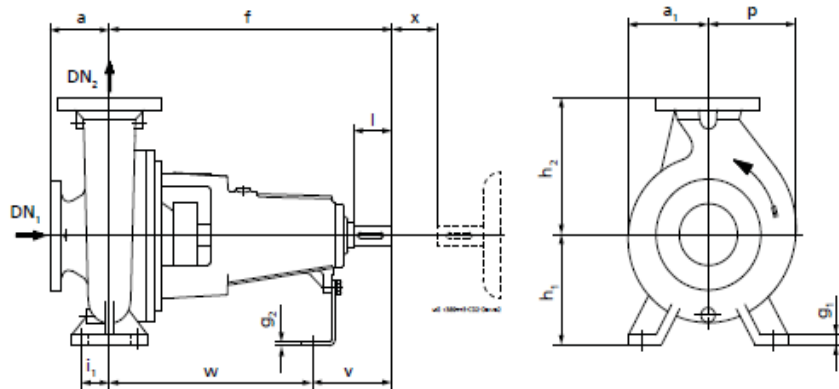
$Q$ = Παροχή ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

Με βάση τον πίνακα (Πιν. 7.11) βρίσκω ότι η διάμετρος αναρρόφησης της φτερωτής είναι  $D_1=d_1=84$  mm. Και επίσης με βάση τον πίνακα (Πιν. 7.12) βρίσκω την διάμετρο του στομίου αναρρόφησης  $D_E(=DN_1)=65$  mm και διάμετρο του άξονα  $d_s(=d)=21$  mm.

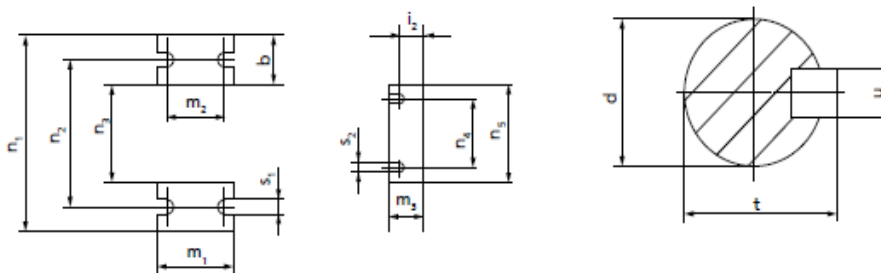
### Πίνακας 7.12: Διαστάσεις αντλίας.

#### Dimensions

#### Pump with bearing bracket



#### Pump dimensions



#### Dimensions of shaft end and pump feet

#### Dimensions of pump with bearing bracket [mm]

Size	Bearing bracket	Bearing bracket	DN <sub>1</sub> <sup>201</sup>	DN <sub>2</sub> <sup>201</sup>	a <sub>201</sub>	a <sub>1</sub>	b <sub>201</sub>	d <sub>201</sub>	f <sub>201</sub>	g <sub>1</sub>	g <sub>2</sub>	h <sub>1</sub> <sub>201</sub>	h <sub>2</sub> <sub>201</sub>	i <sub>1</sub>	i <sub>2</sub>	l <sub>201</sub>	m <sub>1</sub> <sub>201</sub>	m <sub>2</sub>
040-025-160	WS_25_LS	-	40	25	80	118	50	24	360	15	4	132	160	35	23	50	100	70
040-025-200	WS_25_LS	-	40	25	80	142	50	24	360	15	4	160	180	35	23	50	100	70
050-032-125.1	WS_25_LS	-	50	32	80	116	50	24	360	15	4	112	140	35	23	50	100	70
050-032-160.1	WS_25_LS	-	50	32	80	116	50	24	360	15	4	132	160	35	23	50	100	70
050-032-200.1	WS_25_LS	-	50	32	80	142	50	24	360	18	4	160	180	35	23	50	100	70
050-032-250.1	WS_25_LS	-	50	32	100	168	65	24	360	18	6	180	225	47,5	25	50	125	95
050-032-125	WS_25_LS	-	50	32	80	115	50	24	360	15	4	112	140	35	23	50	100	70
050-032-160	WS_25_LS	-	50	32	80	118	50	24	360	15	4	132	160	35	23	50	100	70
050-032-200	WS_25_LS	-	50	32	80	142	50	24	360	18	4	160	180	35	23	50	100	70
050-032-250	WS_25_LS	-	50	32	100	169	65	24	360	18	6	180	225	47,5	25	50	125	95
065-040-125	WS_25_LS	-	65	40	80	117	50	24	360	15	4	112	140	35	23	50	100	70
065-040-160	WS_25_LS	-	65	40	80	119	50	24	360	15	4	132	160	35	23	50	100	70
065-040-200	WS_25_LS	-	65	40	100	142	50	24	360	18	4	160	180	35	23	50	100	70
065-040-250	WS_25_LS	-	65	40	100	169	65	24	360	18	6	180	225	47,5	25	50	125	95
065-040-315	WS_35_LS	-	65	40	125	207	65	32	470	18	6	225	250	47,5	24	80	125	95
065-040-315	-	WS_50_LR	65	40	125	207	65	32	500 <sup>211</sup>	18	6	225	250	47,5	26	80	125	95
065-050-125	WS_25_LS	-	65	50	100	117	50	24	360	18	4	132	160	35	23	50	100	70
065-050-160	WS_25_LS	-	65	50	100	128	50	24	360	18	4	160	180	35	23	50	100	70
065-050-200	WS_25_LS	-	65	50	100	144	50	24	360	18	4	160	200	35	23	50	100	70
065-050-250	WS_25_LS	-	65	50	100	170	65	24	360	18	6	180	225	47,5	25	50	125	95
065-050-315	WS_35_LS	-	65	50	125	207	65	32	470	18	6	225	280	47,5	24	80	125	95
065-050-315	-	WS_50_LR	65	50	125	207	65	32	500 <sup>211</sup>	18	6	225	280	47,5	26	80	125	95
080-065-125	WS_25_LS	-	80	65	100	117	65	24	360	18	4	160	180	47,5	23	50	125	95
080-065-160	WS_25_LS	-	80	65	100	132	65	24	360	18	4	160	200	47,5	23	50	125	95
080-065-200	WS_25_LS	-	80	65	100	155	65	24	360	18	6	180	225	47,5	25	50	125	95

(Πηγή: <https://www.ksb.com/ksb-en/>)

Παρακάτω κάνουμε τον υπολογισμό των επιφανειών :

$$\begin{aligned} \text{➤ } A_S &= \frac{\pi \cdot d_S^2}{4} \Rightarrow A_S = \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4} \Rightarrow A_S = 3,46 \cdot 10^{-4} m^2 \\ \text{➤ } A_1 &= \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \Rightarrow A_1 = \frac{\pi \cdot 0,084^2}{4} \Rightarrow A_1 = 5,54 \cdot 10^{-3} m^2 \\ \text{➤ } A_E &= \frac{\pi \cdot d_E^2}{4} \Rightarrow A_E = \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4} \Rightarrow A_E = 3,32 \cdot 10^{-3} m^2 \end{aligned}$$

Η δύναμη  $F_x$  λόγω μεταβολής της ορμής του νερού, δηλαδή λόγω αλλαγής της διεύθυνσης ροής, από αξονική στην αναρρόφηση σε ακτινική στην κατάθλιψη, είναι:

$$(7.30) \Rightarrow F_x = \frac{\rho \cdot Q^2}{A_E} \Rightarrow F_x = \frac{992,2 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \cdot \left(\frac{40}{3600} \left(\frac{m^3}{s}\right)\right)^2}{3,32 \cdot 10^{-3} (m^2)} \Rightarrow F_x = 37N$$

Σύμφωνα με το σχήμα (Σχ. 7.2) έχουμε :

- Πίεση αναρρόφησης  $P_s = P_B = -61642,14 N/m^2$
- Πίεση κατάθλιψης  $P_D = P_T = 157263,87 N/m^2$

Οπότε πάμε στις σχέσεις (7.28), (7.29) και έχουμε:

$$(7.28) \Rightarrow NA \text{ Thrust} = A_S \cdot P_s + F_x \Rightarrow NA \text{ Thrust} = 3,46 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot \left(-61642,14\right) \frac{N}{m^2} + 37N \Rightarrow NA \text{ Thrust} = 16N$$

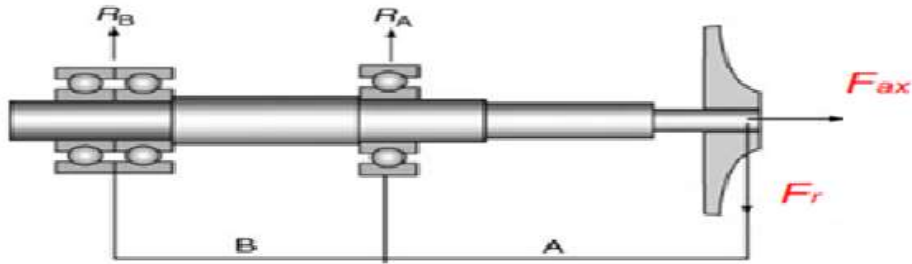
$$(7.29) \Rightarrow A \text{ Thrust} = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_1 - A_S) \Rightarrow A \text{ Thrust} = \frac{3}{4} \cdot 157263,87 \frac{N}{m^2} \cdot (5,54 \cdot 10^{-3} - 3,46 \cdot 10^{-4}) m^2 \Rightarrow A \text{ Thrust} = 613N$$

Η αξονική δύναμη που ασκείται τελικά είναι :

$$F_{ax} = A \text{ Thrust} - NA \text{ Thrust} \Rightarrow F_{ax} = 613N - 16N \Rightarrow F_{ax} = 597N$$

### - Φορτίσεις στον άξονα και αντιδράσεις στα σημεία στηρίξεως

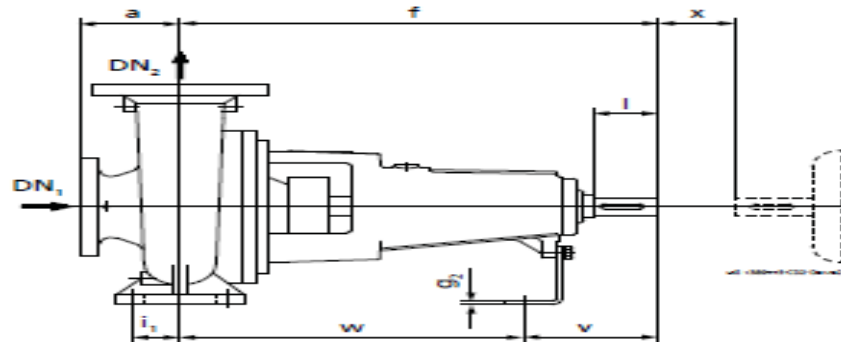
Οι φορτίσεις του άξονα είναι το ίδιο βάρος, η αξονική και η ακτινική δύναμη στην θέση της φτερωτής. Το ίδιο βάρος μόνου του άξονα είναι κατανεμημένο, αλλά για λόγους απλοποίησης των υπολογισμών θα θεωρήσουμε ότι ασκείται στην θέση της φτερωτής. Όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (Σχ. 7.5).



**Σχήμα 7.5:** Δυνάμεις στον άξονα αντλίας.  
(Πηγή: <https://www.ksb.com/ksb-en/>)

Τώρα για το παραπάνω σχήμα (Σχ. 7.5) έχουμε :

- $F_{ax}=597N$  είναι η αξονική φόρτιση.
- $F_r=223N$  είναι η ακτινική φόρτιση.
- $R_A$ = Αντίδραση στήριξης στο ρουλεμάν Α.
- $R_B$ = Αντίδραση στήριξης στο ρουλεμάν Β.
- Α,Β= Αποστάσεις που λαμβάνονται προσεγγιστικά από την κλίμακα του σχεδίου (Πιν. 7.6).  $A=200mm$ ,  $B=170mm$ .



**Εικόνα 7.6:** Διαστάσεις αντλίας από KSB.  
(Πηγή: <https://www.ksb.com/ksb-en/>)

Οι αντιδράσεις στήριξης στα δυο ρουλεμάν Α και Β δίνονται από τους παρακάτω τύπους:

$$R_A = \frac{F_r * (A + B)}{B} \quad (7.31)$$

- Όπου:  $R_A$ = Αντίδραση στήριξης στο ρουλεμάν Α (N).  
 $F_r$ = Ακτινική φόρτιση (N).  
 $A$ = Απόσταση ρουλεμάν Α από φτερωτή (mm).  
 $B$ = Απόσταση ρουλεμάν Β με Α. (mm).

Έχουμε  $F_r=223\text{N}$ ,  $A=200\text{mm}$ ,  $B=170\text{mm}$ . Η (7.29) δίνει:

$$(7.31) \Rightarrow R_A = \frac{F_r * (A + B)}{B} \Rightarrow R_A = \frac{223\text{N} * (200 + 170)\text{mm}}{170\text{mm}} \Rightarrow R_A = 486\text{N}$$

Η αντίδραση στο ρουλεμάν B είναι:

$$R_B = F_r - R_A \quad (7.32)$$

Έχουμε  $F_r=223\text{N}$ ,  $R_A=486\text{N}$ . Η (7.32) δίνει:

$$(7.32) \Rightarrow R_B = F_r - R_A \Rightarrow R_B = 223\text{N} - 486\text{N} \Rightarrow R_B = 263\text{N}$$

Το έδρανο προς την πλευρά του κινητήρα τίθεται ισχυρότερο (δίσφαιρο) και αναλαμβάνει όλη την αξονική δύναμη και την εγκάρσια δύναμη της αντίδρασης, ενώ το έδρανο προς την πλευρά της φτερωτής είναι απλό (μονόςφαιρο) και αναλαμβάνει μόνο την εγκάρσια δύναμη της αντίδρασης. Οι δυνάμεις για τον υπολογισμό εδράνων είναι :

- Για την θέση στο ρουλεμάν A είναι  $P_A = R_A$

- Για την θέση στο ρουλεμάν B είναι  $P_B = X * R_B + Y * F_{ax}$

Στην θέση A (Σχ.7.5) έχουμε μονόςφαιρο ρουλεμάν και έχουμε διάμετρο 40mm οπότε θα διαλέξουμε ρουλεμάν με εσωτερική διάμετρο 40mm. Για μονόςφαιρο ρουλεμάν μπορούμε να διαλέξουμε σειρά 60, 62, 63 και 64. Το ισοδύναμο φορτίο στην θέση A για το ρουλεμάν A είναι το εξής :  $P_A = R_A \Rightarrow P_A = 486\text{N}$

Επιλέγουμε με βάση τον παρακάτω πίνακα (Πιν. 7.13) ρουλεμάν σειράς 60 με τα εξής χαρακτηριστικά:

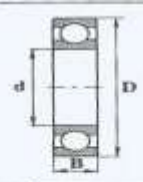
- Δυναμικό φορτίο  $C=17000\text{ N}$

- Στατικό φορτίο  $C_0=11800\text{ N}$

Επομένως σύμφωνα με τον πίνακα (Πιν.7.13) εκλέγεται ρουλεμάν για την θέση A τύπου 6008, για το οποίο ισχύει:

$$P_A=486\text{N} < C=17000\text{N}.$$

Πίνακας 7.13: Πίνακας ρουλεμάν σειράς 60.



Διαμετρική σειρά μκ	d mm	Σειρά 100				Σειρά 60				Σειρά 62				Σειρά 63				Σειρά 64				
		D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	
00	10					36	8	4,55	1,90	30	9	2,6	35	11	8,13	3,45						
01	12					28	8	5,1	2,36	32	10	6,95	3,1	37	12	9,65	4,15					
02	15	32	8	5,60	2,85	32	9	5,6	2,85	35	11	7,8	3,75	42	13	11,4	5,4					
03	17	25	8	6,00	3,25	35	10	6	3,25	40	12	9,5	4,75	47	14	13,4	6,55	62	17	23,6	11	
04	20	42	8	6,95	4,05	42	12	9,3	5	47	14	12,7	6,50	52	15	17,3	8,5	80	21	30,5	15	
05	25	47	8	7,20	4,65	47	12	10	5,85	52	15	14,3	8	62	17	22,4	11,4	100	25	55	31	19,3
06	30	55	9	11,2	7,35	55	13	12,7	8	62	16	19,3	11,2	72	19	29	16,3	90	23	42,5	23,3	
07	35	62	9	12,2	8,1	62	14	16,3	10,4	72	17	25,5	15,3	80	21	33,5	19	100	25	55	31	
08	40	68	9	13,2	10,2	68	15	17	11,8	80	18	29	18	90	23	42,5	25	110	27	63	36,5	
09	45	75	10	15,6	12,2	75	16	20	14,3	85	19	32,5	20,4	100	25	53	32	120	29	76,5	45	
10	50	80	10	16,0	13,2	80	16	20,8	15,6	90	20	36,5	24	110	27	62	38	130	31	88,5	52	
11	55	90	11	19,3	16,3	90	18	28,5	21,2	100	21	43	29	120	29	76,5	47,5	140	33	100	62	
12	60	95	11	20,8	17,6	95	18	29	23,2	110	22	52	36	130	31	81,5	52	150	35	110	69,6	
13	65	100	11	21,1	19,6	100	18	30,5	25	120	23	60	41,5	140	33	93	60	160	37	118	78	
14	70	110	13	28,0	25,0	110	20	39	31,5	125	24	63	44	150	35	104	68	180	42	143	104	
15	75	115	13	28,5	27,0	115	20	40	34	130	25	65,5	49	160	37	114	76,5	190	45	153	114	
16	80	125	14	32,0	31,0	125	22	47,5	40	140	26	72	53	170	39	122	86,5	200	48	163	125	
17	85	130	14	34,0	33,5	130	22	50	43	150	28	83	64	180	41	125	88	210	52	173	137	
18	90	140	16	41,5	39,0	140	24	58,5	50	160	30	96,5	72	190	43	154	102	225	54	196	163	
19	95	145	16	40,0	40,5	145	24	60	54	170	32	100	81,5	200	45	143	112					
20	100	150	16	44,0	44,0	150	24	60	54	180	34	122	93	215	47	163	134					
21	105	160	18	54,0	54,0	160	26	71	64	190	36	132	104	225	49	173	146					
22	110	170	19	57,0	57,0	170	28	80	71	200	38	143	116	240	50	190	166					
24	120	180	19	61,0	64,0	180	28	83	78	215	40	144	122	260	55	212	190					
26	130	200	22	70,0	81,5	200	33	104	100	250	40	164	145	290	58	228	216					
28	140	210	22	80,0	86,5	210	33	100	108	290	42	176	166	300	62	255	245					
30	150	225	24	91,5	98,0	225	35	122	125	370	45	176	170	320	65	285	300					
(d+D)/2	mm	25	40	60	≥100	20	60	150	400	6	15	60	400	10	20	100	400	40	60	80	≥100	
f <sub>0</sub>	mm	14	15,5	16	16,3	12	15,2	15,9	15,6	12,7	12,3	14	15,1	12,9	11,7	13,3	13,9	10,9	11,9	12,1	12,2	
Για κενονησιώ διαόσση		I <sub>0</sub> · F <sub>d</sub> /C <sub>0</sub>		0,3	0,5	0,9	1,6	3,0	6,0	για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > e: X = 0,56		για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ e: X = 1, Y = 0		για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ 0,8: P <sub>0</sub> = F <sub>r</sub>		για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > 0,8: X <sub>0</sub> = 0,6, Y <sub>0</sub> = 0,5						
		e		0,22	0,24	0,28	0,32	0,36	0,43													
		για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > e είναι Y =		2	1,8	1,59	1,4	1,2	1													
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: P = F <sub>r</sub>				για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ e		και		P = 0,56 · F <sub>r</sub> + Y · F <sub>a</sub>		για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > e												
Ισοδύναμο στατικό φορτίο: P <sub>0</sub> = F <sub>r</sub>				για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ 0,8		και		P <sub>0</sub> = 0,6 · F <sub>r</sub> + 0,5 F <sub>a</sub>		για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > 0,8												

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Στην θέση Β (Σχ.7.5) έχουμε δίσφαιρο ρουλεμάν και έχουμε διάμετρο 40 mm οπότε θα διαλέξουμε ρουλεμάν με εσωτερική διάμετρο 40 mm. Για δίσφαιρο ρουλεμάν μπορούμε να διαλέξουμε σειρά 12, 22, 13 και 23.

Με βάση τον παρακάτω πίνακα (Πιν. 7.14) επιλέγουμε ρουλεμάν σειράς 12 με τα εξής χαρακτηριστικά:

- Δυναμικό φορτίο C=19300 N
- Συντελεστής e=0,22

Πίνακας 7.14: Πίνακας ρουλεμάν σειράς 12.

Μεγεθρή επιφάνειας	d mm	Σειρά 12							Σειρά 22								
		D mm	B mm	C kN	e mm	$\frac{F_r}{F_r} \leq e$ Y	$\frac{F_r}{F_r} > e$ Y	$C_0$ kN	$Y_0$	D mm	B mm	C kN	e mm	$\frac{F_r}{F_r} \leq e$ Y	$\frac{F_r}{F_r} > e$ Y	$C_0$ kN	$Y_0$
00	10	30	9	5,5	0,32	1,95	3,02	1,2	2,05	30	14	8,3	0,58	1,09	1,69	1,73	1,14
01	12	32	10	5,6	0,37	1,69	2,62	1,27	1,77	32	14	9	0,53	1,2	1,85	1,96	1,25
02	15	35	11	7,5	0,34	1,86	2,88	1,76	1,95	35	14	9,15	0,46	1,37	2,13	2,08	1,44
03	17	40	12	8	0,33	1,93	2,99	2,04	2,03	40	16	11,4	0,46	1,37	2,12	2,75	1,43
04	20	47	14	10	0,28	2,24	3,46	2,65	2,34	47	18	14,3	0,44	1,45	2,24	3,55	1,51
05	25	52	15	12,2	0,27	2,37	3,66	3,35	2,48	52	18	17	0,35	1,78	2,75	4,4	1,86
06	30	62	16	15,6	0,25	2,53	3,91	4,65	2,65	62	20	25,5	0,3	2,13	3,29	6,95	2,23
07	35	72	17	16	0,22	2,8	4,34	5,2	2,94	72	23	32	0,3	2,13	3,29	9	2,23
08	40	80	18	19,3	0,22	2,9	4,49	6,55	3,04	80	23	31,5	0,26	2,43	3,76	9,5	2,54
09	45	85	19	22	0,21	3,04	4,7	7,35	3,18	85	23	28	0,26	2,43	3,76	9	2,54
10	50	90	20	22,8	0,2	3,17	4,9	8,15	3,32	90	23	28	0,24	2,61	4,05	9,5	2,74
11	55	100	21	27	0,19	3,31	5,12	10	3,47	100	25	39	0,22	2,92	4,52	12,7	3,06
12	60	110	22	30	0,18	3,47	5,37	11,6	3,64	110	28	47,5	0,23	2,69	4,16	16,6	2,82
13	65	120	23	31	0,18	3,57	5,52	12,5	3,74	120	31	57	0,23	2,78	4,31	19,2	2,92
14	70	125	24	34,5	0,19	3,36	5,21	13,7	3,52	125	31	44	0,27	2,34	3,62	17	2,45
15	75	130	25	39	0,19	3,32	5,15	15,6	3,48	130	31	44	0,26	2,47	3,82	18	2,59
16	80	140	26	40	0,16	3,9	6,03	17	4,08	140	33	49	0,25	2,48	3,84	20	2,6
17	85	150	28	49	0,17	3,73	5,78	20,4	3,91	150	36	58,5	0,26	2,46	3,81	23,6	2,58
18	90	160	30	57	0,17	3,74	5,79	23,6	3,92	160	40	71	0,27	2,33	3,61	28,5	2,44
19	95	170	32	64	0,17	3,73	5,78	27	3,91	170	43	83	0,27	2,32	3,59	34	2,43
20	100	180	34	69,5	0,18	3,58	5,53	29	3,75	180	46	98	0,27	2,33	3,61	40,5	2,44
21	105	190	36	75	0,18	3,54	5,48	32	3,71								
22	110	200	38	88	0,17	3,61	5,59	38	3,78	200	53	125	0,28	2,23	3,45	52	2,33
24	120	215	42	120	0,2	3,11	4,81	53	3,25								
26	130	230	46	125	0,19	3,24	5,02	56	3,4								
28	140	250	50	163	0,21	3,05	4,71	75	3,19								
30	150	270	54	183	0,22	2,89	4,48	88	3,03								

Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο :  $P = F_r + Y \cdot F_{ax}$  για  $F_{ax}/F_r \leq e$   
 $P = 0,65 \cdot F_r + Y \cdot F_{ax}$  για  $F_{ax}/F_r > e$   
 Ισοδύναμο στατικό φορτίο :  $P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_{ax}$

(Πηγή: Στεργίου, 2003)

Το ισοδύναμο φορτίο στην θέση B με το ρουλεμάν B είναι το εξής :

$$P_B = X * R_B + Y * F_{ax} \quad (7.33)$$

Όπου:  $P_B$ = Ισοδύναμο φορτίο στην θέση B (N).

$X$ = Ακτινικός συντελεστής (-).

$Y$ = Αξονικός συντελεστής (-).

$R_B$ = Αντίδραση στήριξης στο ρουλεμάν B (N).

$F_{ax}$ = Αξονική δύναμη (N).

Για να βρούμε τα  $X, Y$  υπολογίζουμε τον λόγο  $\frac{F_{ax}}{F_r}$ . Οπότε αυτός ο λόγος μας δίνει το εξής  $\frac{F_{ax}}{F_r} = \frac{597N}{223N} = 2,68$ . Από ότι βλέπουμε ο λόγος  $\frac{F_{ax}}{F_r} > e$  επομένως με βάση τον πίνακα (Πιν. 7.14) έχουμε το  $X=0,65$  και το  $Y=4,49$ . Άρα το ισοδύναμο φορτίο είναι:

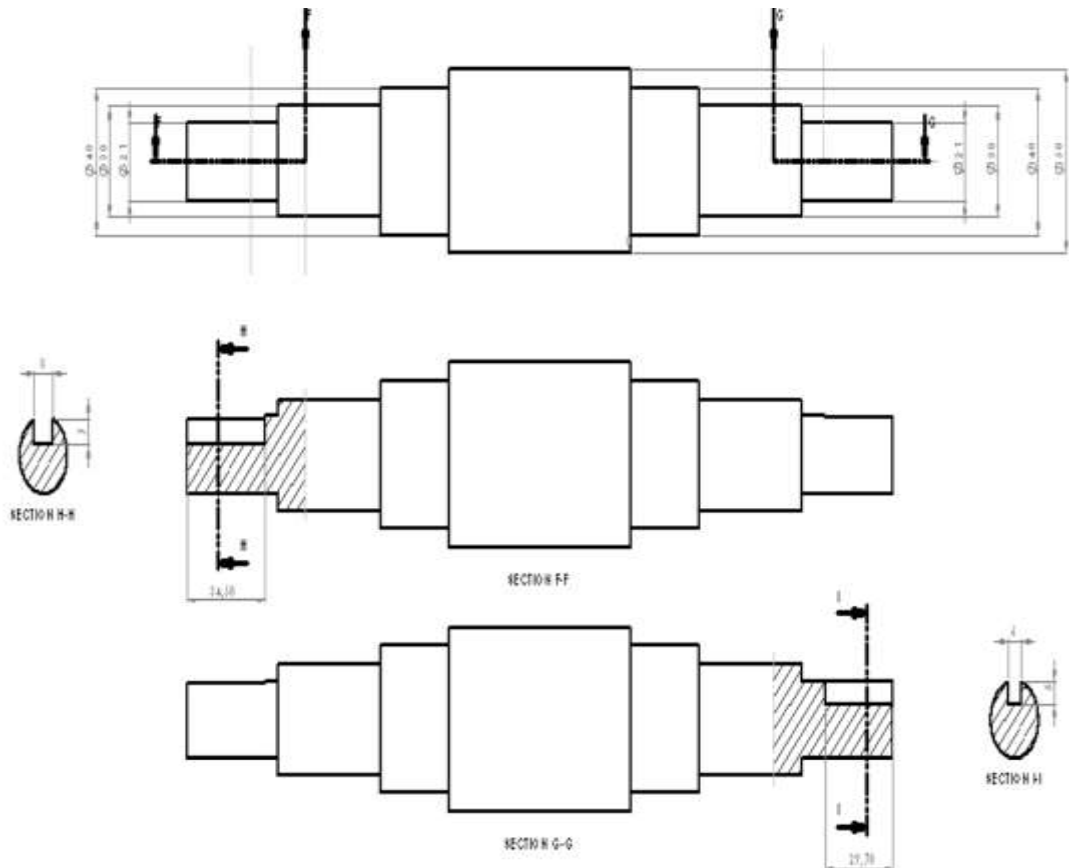
$$(7.33) \Rightarrow P_B = X * R_B + Y * F_{ax} \Rightarrow P_B = 0,65 * 263N + 4,49 * 597N \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_B = 2851,48N$$



Άρα ισχύει  $P_B=2851,48N < C=19300N$ .

Επομένως σύμφωνα με τον πίνακα (Πιν.7.14) εκλέγεται ρουλεμάν για την θέση Β τύπου 1208.



**Σχήμα 7.6:** Άξονας αντλίας με διαβαθμίσεις.

Στο παραπάνω σχήμα (Σχ. 7.6) βλέπουμε τις διαβαθμίσεις του άξονα οι οποίες είναι οι εξής:

- Στο δεξιό μέρος
  - Στην διάμετρο 21mm έχουμε την φτερωτή της αντλίας.
  - Στην διάμετρο 30mm έχουμε τα στεγανωτικά (μηχανική σαλαμάστρα).
  - Στην διάμετρο 40mm έχουμε το μονόσφαιρο ρουλεμάν 6008.
- Στο αριστερό μέρος
  - Στην διάμετρο 21mm έχουμε τον σύνδεσμο του άξονα με τον κινητήρα.
  - Στην διάμετρο 40mm έχουμε το δίσφαιρο ρουλεμάν 1208.

## ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Με το πέρας της παρούσας πτυχιακής εργασίας κατανοήσαμε πλήρως ένα ευρύ πεδίο γνώσεων γύρω από ένα σημαντικό θέμα όπως είναι οι αντλίες.

Κατανοήσαμε τα είδη των αντλιών και πως ταξινομούνται καθώς και την λειτουργία τους. Επίσης μάθαμε πόσο σημαντική είναι η προληπτική συντήρηση των αντλιών καθώς και τους τρόπους με τους οποίους επιτυγχάνεται η προληπτική συντήρηση.

Η γνώση που αποκτήσαμε κατά την εκπόνηση της παρούσας εργασίας είναι σημαντική και αφορά κυρίως την εξοικείωση με τους τεχνικούς υπολογισμούς για την επιλογή της κατάλληλης αντλίας σε μια εγκατάσταση. Δηλαδή τα στοιχεία που κατανοήσαμε στους τεχνικούς υπολογισμούς είναι τα εξής:

- Υπολογισμός ισχύος αντλίας.
- Υπολογισμός ισχύος ηλεκτροκινητήρα.
- Υπολογισμός πιέσεων αναρρόφησης και κατάθλιψης.
- Υπολογισμός άξονα αντλίας.
- Υπολογισμός συνδέσμου αντλίας-κινητήρα.
- Υπολογισμός εδράνων κύλισης (ρουλεμάν).

Με τους παραπάνω υπολογισμούς που ασχοληθήκαμε κατανοήσαμε επίσης πως μπορούμε να χρησιμοποιούμε τεχνικά φυλλάδια κατασκευαστών αντλιών και να επιλέγουμε τα κατάλληλα χαρακτηριστικά-στοιχεία που χρειαζόμαστε ώστε να μπορούμε να λύσουμε το πρόβλημα μας.

Στο τέλος της εργασίας καταλήξαμε στο ότι σε μια εγκατάσταση που κινεί κρύο νερό σε ύψος 23m και παροχή 40m<sup>3</sup>/h, θα χρειαστούμε μια αντλία και έναν ηλεκτροκινητήρα με τα εξής χαρακτηριστικά:

- ❖ Αντλία με ισχύ P=5HP.
- ❖ Ηλεκτροκινητήρας με ισχύ P=6HP.

Η επιλογή της αντλίας έγινε με την βοήθεια τεχνικών φυλλαδίων της εταιρίας KSB και με βάση το μανομετρικό ύψος  $H=23\text{mH}_2\text{O}$  και παροχή  $Q=40\text{ m}^3/\text{h}$  επιλέγουμε την αντλία ETANORM 065-50-315.

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 1 Ν. Β. Βλαχάκης, Α. Κ. Μπαλντούκας, Εργαστήριο υδραυλικών στροβιλομηχανών και αντλιών, εκδόσεις Πατάκη, Αθήνα, 2003.
- 2 Δρ. Ανδρέας Γιαννόπουλος, Στοιχεία μηχανών Ι, οδηγός επίλυσης ασκήσεων πράξης, Εκδόσεις Ίων, Αθήνα, 2011.
- 3 Σπύρος Κοκκώνης, Παναγιώτης Νικολού, Εκπαιδευτικά εγχειρίδια Μότορ Οιλ , Κόρινθος, 2005.
- 4 Ιωάννου Μ. Μαυρούδη, Αντλίες και σωληνώσεις, Εκδόσεις Σταμούλη, Αθήνα, 2000.
- 5 Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, Στοιχεία μηχανών, 2<sup>η</sup> έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2012.
- 6 Δημήτρης Γ. Παπανίκας, Εφαρμοσμένη ρευστομηχανική, 4<sup>η</sup> έκδοση, Εκδόσεις media guru, Αθήνα, 2010.
- 7 Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία μηχανών Ι, Εκδόσεις Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα, 2003.
- 8 Φελώνης Γεώργιος, Αντλία, Εκδόσεις Παπασωτηρίου, Αθήνα, 2004.
- 9 R. Daugherty, J. Franzins , E. Finnemore, Μηχανική ρευστών με τεχνικές εφαρμογές, Εκδόσεις Foundas, 2007.
- 10 Paresh Gidhar, Octo Moniz, Practical centrifugal pumps, Εκδόσεις Steve Mckay, Oxford, 2005.
- 11 Igor J. Karassik, Joseph P. Messina, Paul Cooper, Charles C. Heald, Pump Handbook, Εκδόσεις Mcgraw-Hill, 1976.

## ΙΣΤΟΣΕΛΙΔΕΣ

1. <https://www.google.com/>
2. <https://www.wikipedia.org/>
3. <https://www.ksb.com/ksb-en/>
4. <https://product-selection.grundfos.com/front-page.html?qcid=465486646>
5. <https://www.pumpsandsystems.com/>
6. <https://www.skf.com/group/splash/index.html>
7. [https://www.moh.gr/Home.aspx?a\\_id=256](https://www.moh.gr/Home.aspx?a_id=256)