



ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΕΧΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΓΧΡΟΝΟΥ ΕΛΑΙΟΤΡΙΒΕΙΟΥ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ: ΔΕΛΓΑΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ
ΒΑΡΒΟΥΝΗΣ ΔΙΟΝΥΣΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΤΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2017

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας. Αναφέρεται στην διαδικασία της ελαιοποίησης και αναλύονται τα μηχανήματα ενός σύγχρονου ελαιουργικού συγκροτήματος. Επιπρόσθετα, παίρνοντας κατασκευαστικά και τεχνικά στοιχεία από ένα ελαιοτριβείο συγκεκριμένης δυναμικότητας αναλύεται η βασική αρχή λειτουργίας των μηχανημάτων και υπολογίζονται σημαντικά μεγέθη.

Σ' αυτό το σημείο κρίνεται σημαντικά αναγκαίο, να ευχαριστήσουμε θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μας, κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών για την βοήθεια, την ανοχή και καθοδήγησή του.

Ακόμη, ευχαριστούμε την εταιρεία «ΠΑΡΑΣΚΕΥΟΠΟΥΛΟΣ Α.Ε.», σύγχρονο ελαιοτριβείο που εδρεύει στην περιοχή Αμπελώνα του Νομού Ηλείας για την παροχή των μηχανολογικών σχεδίων και μελετών και ειδικότερα τους Τεχνικούς για τις χρήσιμες συμβουλές και πληροφορίες τους. Τέλος, θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τις οικογένειές μας για τη συνεχή στήριξη τους.

Δέλλγας Δημήτριος – Βαρβούνης Διονύσιος

ΠΑΤΡΑ 2017

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστών: Οι κάτωθι υπογεγραμμένοι σπουδαστές έχουμε επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνουμε υπεύθυνα ότι είμαστε συγγραφείς αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, αναλαμβάνοντας την ευθύνη επί ολοκλήρου του κειμένου εξ ίσου, έχουμε δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μας όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποιήσαμε και λάβαμε ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνουμε επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχουμε ενσωματώσει στην εργασία μας προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχουμε πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχουμε αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Οι σπουδαστές

(Ονοματεπώνυμο)

(Ονοματεπώνυμο)

.....

(Υπογραφή)

.....

(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία αναφέρεται στην μελέτη των μηχανημάτων ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου καθώς και στις επιμέρους διαδικασίες λειτουργίας αυτών. Η μετατροπή του ελαιοκάρπου σε καθαρό ελαιόλαδο πρέπει να πληρεί τις προδιαγραφές σύμφωνα με τον κώδικα τροφίμων του Ενιαίου Φορέα Ελέγχου Τροφίμων (Ε.Φ.Ε.Τ.) και για αυτόν το λόγο αναφέρονται τα υλικά κατασκευής των μηχανημάτων, τα οποία χαρακτηρίζονται για την υψηλή ποιότητα σύμφωνα πάντα με τους κανόνες της τέχνης και τεχνικής αλλά και τις προδιαγραφές της Ε.Ε.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε εννέα Κεφάλαια. Στο πρώτο Κεφάλαιο υπολογίζεται η δυναμικότητα της μεταφορικής ταινίας η οποία εξαρτάται άμεσα από την γωνία πρανούς του ελαιοκάρπου πάνω στην ταινία. Αναλύονται οι δυνάμεις που δρουν επάνω της και υπολογίζεται η ισχύς της όπως και η εξασφάλιση της αντοχής στις δυνάμεις εφελκυσμού που αναπτύσσονται.

Το δεύτερο Κεφάλαιο επικεντρώνεται στο ρόλο των πνευματικών συστημάτων αερομεταφοράς στην γραμμή παραγωγής ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου. Αναλυτικότερα, υπολογίζεται το θεωρητικό μανομετρικό ύψος του αποφυλλωτήρα μέσω των τριγώνων ταχυτήτων της φτερωτής, η υδραυλική απόδοση του αποφυλλωτήρα αλλά και η μεταφορική ικανότητά του.

Στο τρίτο Κεφάλαιο μελετάται η αντλία του πλυντηρίου. Υπολογίζεται το μανομετρικό της αντλητικής εγκατάστασης αλλά και ο βαθμός απόδοσης του πλυντηρίου.

Το τέταρτο Κεφάλαιο αναφέρεται στον κοχλία του «Αρχιμήδη» ή αλλιώς σιλό. Υπολογίζεται η μεταφορική ικανότητα η οποία έχει άμεση εξάρτηση με το βήμα του κοχλία. Επίσης, υπολογίζονται οι ακτινικές και αξονικές δυνάμεις της ατράκτου του κοχλία και επιλέγονται τα κατάλληλα έδρανα κυλίσεως.

Στο πέμπτο Κεφάλαιο μελετάται η κατάτμηση του ελαιοκάρπου η οποία επιτυγχάνεται μέσω του σφυρόμυλου. Γίνεται λόγος για την αρχή λειτουργίας του σφυρόμυλου, υπολογίζεται η απαιτούμενη ισχύς του αλλά και η ειδική ενέργεια κατάτμησης στην μονάδα του βάρους.

Το έκτο Κεφάλαιο ασχολείται με την ανάδευση της ελαιοζύμης κάτω από συγκεκριμένες ρεολογικές ιδιότητες. Υπολογίζονται διάφορα μεγέθη του μαλακτήρα-αναδευτήρα και τέλος, παρουσιάζεται μια διαδικασία υπολογισμού διαδοχικών

βημάτων επιλογής της κατάλληλης αλυσίδας και αλυσοτροχών, εφόσον η μετάδοση ισχύος επιτυγχάνεται μέσω της αλυσοκίνησης.

Το έβδομο Κεφάλαιο επεκτείνεται στις αντλίες προοδευτικής κοιλότητας ή θετικής εκτοπίσεως. Επισημαίνεται η χρήση τους σε διάφορους βιομηχανικούς τομείς, σχεδιάζεται η τυπική αντλητική εγκατάσταση μιας τέτοιας αντλίας ειδικού τύπου του συγκεκριμένου ελαιοτριβείου για το οποίο πάρθηκαν οι τεχνικές πληροφορίες, τονίζεται η ευθέως ανάλογη σχέση της ογκομετρικής παροχής με το μανομετρικό και υπολογίζονται η υδραυλική ισχύς και ο βαθμός απόδοσης της αντλίας.

Το όγδοο και ένατο Κεφάλαιο βασίζεται στην βασική αρχή λειτουργίας της φυγοκέντρισης με απώτερο σκοπό την αποβολή των στερεών και υγρών αποβλήτων του ελαιολάδου μέσω του οριζοντίου φυγοκεντρικού διαχωριστήρα – Ντεκάντερ και του κάθετου φυγοκεντρικού διαχωριστήρα – διαυγαστήρα αντίστοιχα. Ειδικότερα, στο όγδοο Κεφάλαιο επιλέγεται η κατάλληλη ιμαντοκίνηση μέσω διαδοχικών βημάτων για την μετάδοση ισχύος του τυμπάνου του Ντεκάντερ και υπολογίζονται οι στροφές του εξωθητικού κοχλίου του Ντεκάντερ. Στο δε, ένατο Κεφάλαιο αναπτύσσεται η κατασκευαστική δομή λειτουργίας του κάθετου διαχωριστήρα, υπολογίζεται η δυναμικότητα του διαχωριστήρα βάσει των γεωμετρικών του χαρακτηριστικών, η ωριαία απόδοση του τελικού προϊόντος που είναι το ελαιόλαδο, αλλά και η απαιτούμενη ισχύς του διαχωριστήρα - διαυγαστήρα.

Τέλος, τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την παρούσα μελέτη είναι ότι κάθε χειριστής των ελαιουργικών μηχανημάτων ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου θα πρέπει να συνδυάζει τις μηχανολογικές του γνώσεις με τις ρεολογικές ιδιότητες του ελαιοκάρπου της εκάστοτε ποικιλίας και αναλόγως να ρυθμίζει την ιδανική λειτουργία των μηχανημάτων ώστε να αποδώσει άριστα το τελικό προϊόν, που είναι το ελαιόλαδο. Η κρίση αυτή του χειριστή στον συνδυασμό των δυο παραπάνω χαρακτηριστικών είναι ο μοναδικός ανθρώπινος παράγοντας που έχει απομείνει στο σύγχρονο ελαιοτριβείο σε αντίθεση με προγενέστερα ελαιοτριβεία (μυλόπετρες, υδραυλικά πιεστήρια κ.τ.λ.).

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. Εκσυγχρονισμός ελαιοτριβείων	1
2. Δομή λειτουργίας ενός Σύγχρονου Ελαιοτριβείου (Σ.Ε.)	3
3. Κάτοψη ενός Σύγχρονου Ελαιοτριβείου	5

1. ΤΕΧΝΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΕΡΓΑΣΙΩΝ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ ΕΝΟΣ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΓΧΡΟΝΟΥ ΕΛΑΙΟΤΡΙΒΕΙΟΥ

1.1 Μεταφορική ταινία (Αναβατόριο)	8
1.1.1 Εισαγωγή	8
1.1.2 Κατασκευαστικά χαρακτηριστικά	9
1.1.3 Υπολογισμός δυναμικότητας αναβατορίου	9
1.1.4 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος αναβατορίου	11
1.1.5 Εύρεση μέγιστης και ελάχιστης δύναμης εφελκυσμού στην μεταφορική ταινία	15
1.1.6 Εξασφάλιση αντοχής ταινίας αναβατορίου	16
1.2 Αποφυλλωτήριο	19
1.2.1 Αποφύλλωση του ελαιοκάρπου – Τεχνικά στοιχεία αποφυλλωτηρίου	19
1.2.2 Ανάλυση τριγώνων ταχυτήτων του στροφείου και υπολογισμός θεωρητικά παραγόμενου μανομετρικού ύψους	21
1.2.3 Υπολογισμός υδραυλικής απόδοσης αποφυλλωτήρα	26
1.2.4 Εύρεση διαφοράς της στατικής πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου της ροής στην πτερωτή του αποφυλλωτήρα	27
1.2.5 Υπολογισμός μεταφορικής ικανότητας αποφυλλωτήρα	28
1.3 Πλυντήριο	30
1.3.1 Έκπλυση του ελαιοκάρπου – Τεχνικά χαρακτηριστικά	30
1.3.2 Φυγοκεντρική αντλία πλυντηρίου	32
1.3.3 Υπολογισμός παροχής και μανομετρικού ύψους της αντλίας	35
1.3.4 Υπολογισμός βαθμού αποδόσεως της αντλίας και ολικού βαθμού απόδοσης του πλυντηρίου	40
1.4 Μεταφορικός κοχλίας (Σιλό)	42
1.4.1 Εισαγωγή	42
1.4.2 Υπολογισμός περιφερειακής ταχύτητας του κοχλία	43
1.4.3 Υπολογισμός ικανότητας μεταφοράς	44
1.4.4 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος κοχλιομεταφορέα	45
1.4.5 Υπολογισμός αξονικής και ακτινικής δύναμης της ατράκτου του κοχλία	46
1.4.6 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως (ρουλεμάν) του κοχλία	47
1.5 Σπαστήρας (Σφυρόμυλος)	50
1.5.1 Θραύση – άλεση ελαιοκάρπου	50
1.5.2 Κατασκευαστικά – Τεχνικά στοιχεία	52
1.5.3 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος σφυρόμυλου	53
1.5.4 Υπολογισμός αποτελεσματικότητας της κατάτμησης	55
1.5.5 Υπολογισμός ειδικής ενέργειας κατάτμησης	55

1.6	Μαλακτήρας	56
1.6.1	Μάλαξη ελαιοκάρπου - Τεχνικά χαρακτηριστικά	56
1.6.2	Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος μαλακτήρα	58
1.6.3	Υπολογισμός μετάδοσης ισχύος με αλυσοκίνηση	61
1.7	Αντλία τροφοδοσίας ελαιόπαστας (Μονοπάμπ)	70
1.7.1	Εισαγωγή – Τεχνικά χαρακτηριστικά	70
1.7.2	Υπολογισμός παροχής της αντλίας «Μοπο»	72
1.7.3	Υπολογισμός υδραυλικής ισχύος της αντλίας	73
1.7.4	Υπολογισμός βαθμού αποδόσεως της αντλίας για την συγκεκριμένη διάταξη	75
1.7.5	Χάραξη πραγματικών χαρακτηριστικών καμπύλων της αντλίας	76
1.8	Οριζόντιος φυγοκεντρικός διαχωριστήρας (Ντεκάντερ)	78
1.8.1	Εισαγωγικά στοιχεία	78
1.8.2	Ιστορική αναδρομή - Διφασική και Τριφασική διαχώριση της ελαιοζύμης	78
1.8.3	Βασική αρχή λειτουργίας	80
1.8.4	Τεχνικά - κατασκευαστικά στοιχεία	82
1.8.5	Υπολογισμός μετάδοσης ισχύος του τυμπάνου με τραπεζοειδή ιμαντοκίνηση ..	83
1.8.6	Υπολογισμός μεγίστων στροφών του ατέρμονα εξωθητικού κοχλία	91
1.9	Κάθετος φυγοκεντρικός διαχωριστήρας – διαυγαστήρας	93
1.9.1	Διαχώριση ελαιολάδου από τα φυτικά υγρά	93
1.9.2	Δομή λειτουργίας διαχωριστήρα -Τεχνικά Στοιχεία	93
1.9.3	Αρχή βασικής λειτουργίας	95
1.9.4	Υπολογισμός ογκομετρικής παροχής διαχωριστήρα και ωριαίας απόδοσης ελαιολάδου	96
1.9.5	Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος διαχωριστήρα - διαυγαστήρα	99
1.9.6	Υπολογισμός συντελεστή διαχωρισμού φυγοκεντρικού διαχωριστήρα	101

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. ΕΚΣΥΓΧΡΟΝΙΣΜΟΣ ΕΛΑΙΟΤΡΙΒΕΙΩΝ

Το ελαιόλαδο αποτελεί βασικό στοιχείο της Μεσογειακής διατροφής. Η καλλιέργεια των ελαιοδέντρων συναντάται κυρίως στην ευρύτερη περιοχή των χωρών της Μεσογείου. Μέχρι πρόσφατα, η ελαιοκαλλιέργεια αποτελούσε αποκλειστικό προνόμιο των Ευρωπαϊκών χωρών (Ιταλία, Ισπανία, Πορτογαλία και Ελλάδα). Τα τελευταία όμως χρόνια έχουν εισχωρήσει δυναμικά στο χώρο της παραγωγής του ελαιολάδου και χώρες, όπως το Μαρόκο, η Τυνησία, η Παλαιστίνη, ο Λίβανος, η Τουρκία, η Αμερική, η Αργεντινή και η Αυστραλία. Η παγκόσμια παραγωγή ελαιολάδου, για το έτος 2002, ήταν ίση με 2.546.306 τόνους, προερχόμενη από 750 εκ. ελαιόδεντρα (στοιχεία *ΕΛΑΙΟΥΡΓΙΚΗ – κεντρική συνεταιριστική ένωση παραγωγών ελαιοκομικών προϊόντων*). Θα πρέπει να σημειωθεί ότι το 97% της συνολικής παραγωγής προέρχεται από τις Μεσογειακές χώρες, από το οποίο το 80 - 84% ανήκει στις Ευρωπαϊκές.

Στην Ελλάδα, κατά την ελαιοκομική περίοδο 2004/2005, η παραγωγή του ελαιοκάρπου ανήλθε στους 1.961.824 τόνους και η αντίστοιχη του ελαιολάδου στους 411.983 τόνους.

Τα ελαιοτριβεία θεωρούνται μικρομεσαίες επιχειρήσεις, εποχιακής λειτουργίας (από τέλη Οκτωβρίου έως αρχές Μαρτίου), ανάλογα με τις κλιματολογικές συνθήκες της εκάστοτε περιοχής. Τα τελευταία χρόνια, παρά την αύξηση της παραγωγής ελαιολάδου, παρατηρείται σημαντική μείωση του αριθμού των ελαιοτριβείων, η οποία οφείλεται στο κλείσιμο πολλών παλαιού τύπου ή σε συγχωνεύσεις και εκσυγχρονισμό άλλων, εξαιτίας του ανταγωνισμού και των αυστηρότερων προδιαγραφών λειτουργίας, που απαιτούνται σήμερα.

Η τάση αυτή ενισχύεται, μέσω διαφόρων ευρωπαϊκών προγραμμάτων, που σχετίζονται με τη διασφάλιση της ποιότητας του παραγόμενου προϊόντος, ώστε αυτό να καθίσταται ανταγωνιστικό και να απολαμβάνει την τιμή, που του αρμόζει.

Οι μονάδες ελαιοτριβείων, που δραστηριοποιούνται στην παραγωγή του ελαιολάδου είναι δύο τύπων : οι **κλασσικές** και οι **φυγοκεντρικές**. Τη δεκαετία του '90 δημιουργήθηκε μια παραλλαγή των τριφασικών φυγοκεντρικών, αυτή των δύο φάσεων και αργότερα μια ακόμη των δυόμισι φάσεων. Οι τελευταίες προέκυψαν εξαιτίας της ανάγκης για μείωση του όγκου του χρησιμοποιούμενου νερού και των παραγόμενων υγρών αποβλήτων. Παρ' όλα αυτά, σήμερα, το μεγαλύτερο ποσοστό εξακολουθεί να είναι τριών φάσεων (περίπου το 95%), μιας και όλα σχεδόν τα διφασικά ελαιοτριβεία λειτουργούν ως τριφασικά λόγω της δυσκολίας χειρισμού των παραγόμενων ημιστερεών αποβλήτων.

Παλαιότερα, το μεγαλύτερο ποσοστό της παγκόσμιας παραγωγής ελαιολάδου εξαγόταν με έκθλιψη σε υδραυλικά πιεστήρια τα λεγόμενα παραδοσιακά ελαιοτριβεία. Η

μέθοδος αυτή, παρά τις πολλές τεχνικές βελτιώσεις που έλαβαν χώρα, εξακολουθεί να παραμένει μια μέθοδος ασυνεχούς διαδικασίας. Η συνεχής εξαγωγή του ελαιολάδου με χρήση συνεχών πιεστηρίων είναι αδύνατη, εξαιτίας των ρεολογικών χαρακτηριστικών της μάζας του αλεσμένου ελαιοκάρπου ενώ η εξαγωγή του με εκχύλιση δεν είναι επιθυμητή γιατί, κατά τη διαδικασία της απόσταξης του διαλυτικού, το ελαιόλαδο χάνει το χαρακτηριστικό του άρωμα. Για τους λόγους αυτούς, έγιναν προσπάθειες εκσυγχρόνισης και ανάπτυξης άλλων μεθόδων εξαγωγής του ελαιολάδου, από τις οποίες σπουδαιότερη είναι η φυγοκέντρωση της ελαιοζύμης σε φυγοκεντρικούς διαχωριστήρες συνεχούς λειτουργίας, τα επονομαζόμενα **σύγχρονα ελαιοτριβεία**.

Η χρησιμοποίηση της φυγόκεντρης δύναμης, αντί της πίεσης, για το διαχωρισμό του ελαιολάδου από την ελαιοζύμη, υπήρξε μια διαρκής πρόκληση για τους ειδικούς της ελαιοτεχνίας. Η προσπάθεια αυτή ξεκίνησε στο τέλος του 19^{ου} αιώνα και αφού πέρασε από διάφορα εξελικτικά στάδια κατέληξε στην κατασκευή του φυγοκεντρικού διαχωριστή, με οριζόντιο άξονα και εξωθητικό κοχλία, ο οποίος καθιερώθηκε στη βιομηχανία παραγωγής ελαιολάδου, με την ονομασία *Decanter*, κατά τη διάρκεια της δεκαετίας 1960 - 1970.

Η φυγοκεντρική εξαγωγή του ελαιολάδου εκμηδένισε το απαιτούμενο εργατικό προσωπικό μιας κλασσικής μονάδας σε σημαντικό βαθμό αφού πλέον απαιτείται ένας ή δύο χειριστές των μηχανημάτων μιας φυγοκεντρικής μονάδας. Είναι η μέθοδος που έχει επικρατήσει τα τελευταία χρόνια εκτοπίζοντας την κλασσική μέθοδο των πιεστηρίων όπως φαίνεται κατά Νομό στον παρακάτω Πίνακα 1.

Πίνακας 1: Χωροταξική κατανομή των ελαιοτριβείων ανά την επικράτεια

Γεωγραφικό Διαμέρισμα και Νομός	ΕΛΑΙΟΤΡΙΒΕΙΑ			Ποσοστό επί του συνόλου των μονάδων (%)
	ΑΡΙΘΜΟΣ			
	ΣΥΝΟΛΙΚΑ	ΚΛΑΣΣΙΚΑ	ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΑ	
Αττική	44	2	42	2,12
Στερεά Ελλάδα & Εύβοια	240	15	225	11,58
Πελοπόννησος	693	48	645	33,43
Νησιά Ιονίου	176	12	164	8,49
Ήπειρος	56	5	51	2,70
Θεσσαλία	63	-	63	3,04
Μακεδονία	84	11	73	4,05
Θράκη	6	-	6	0,29
Νησιά Αιγαίου	178	28	150	8,59
Κρήτη	533	4	529	25,71
Σύνολο Ελλάδας	2.073	125	1.948	100,00

(Στοιχεία Δίνσεων Αγροτικής Ανάπτυξης των κατά τόπους Νομαρχιακών Αυτοδιοικήσεων και Ο.Π.Ε.Κ.Ε.Π.Ε.)

Η ποσοστιαία αναλογία των δύο τύπων ελαιοτριβείων (κλασσικών – φυγοκεντρικών), όπως αυτή προκύπτει από τον ανωτέρω Πίνακα, παρουσιάζεται στο Σχήμα 1 που ακολουθεί.



Σχήμα 1: Ποσοστιαία αναλογία κλασσικών - φυγοκεντρικών ελαιοτριβείων στον Ελλαδικό χώρο

2. ΔΟΜΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΝΟΣ ΣΥΓΧΡΟΝΟΥ ΕΛΑΙΟΤΡΙΒΕΙΟΥ (Σ.Ε.)

Σε αυτό το σημείο θα αναφέρουμε τις εργασίες που γίνονται κατά την επεξεργασία του ελαιοκάρπου με τα αντίστοιχα μηχανήματα. Οι διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα σε ένα σύγχρονο ελαιοτριβείο αποτυπώνονται διαδοχικά παρακάτω και διαγράφονται σχηματικά στο *Σχήμα 2*. Αναλυτικότερα :

Παραλαβή του καρπού: Μετά την συγκομιδή οι ελιές παραδίδονται στις μεταποιητικές μονάδες για επεξεργασία. Η μεταφορά τους γίνεται σε πλαστικά τελάρα με οπές αερισμού ή σάκουσ από λινάτσα. Η επεξεργασία γίνεται το γρηγορότερο δυνατόν δηλαδή εντός 24 ωρών.

Αποφύλλωση: Ο ελαιοκάρπος περιέχει συνήθως διάφορες ξένες ύλες, όπως φύλλα, κλαδίσκους, μικρά κομματάκια φλοιού κ.α. Οι ξένες αυτές ύλες και ιδιαίτερα τα φύλλα πρέπει να απομακρύνονται, γιατί μεταφέρουν στο λάδι μεγάλη ποσότητα χλωροφύλλης, η οποία προσδίδει βαθύ πράσινο χρώμα, πικρή γεύση και επιδρά στην οξείδωση του, με αποτέλεσμα την κακή ποιότητα του ελαιόλαδου. Γι' αυτό το λόγο οι ελιές τοποθετούνται αρχικά στη χοάνη παραλαβής ελαιοκάρπου της **μεταφορικής ταινίας** (*Σχήμα 3*) και στην συνέχεια «περνούν» από το **αποφυλλωτήριο**, για την απομάκρυνση των φύλλων και άλλων φερτών υλικών.

Πλύσιμο ελαιοκάρπου: Το πλύσιμο του ελαιοκάρπου αποτελεί μια από τις σπουδαιότερες προπαρασκευαστικές φάσεις κατά τη διαδικασία εξαγωγής του ελαιολάδου. Ο καρπός πολλές φορές καλύπτεται από λάσπη, γαιώδη συστατικά, σκόνη, χώμα και άλλες ουσίες που μπορεί να δώσουν στο ελαιόλαδο δυσοσμία και υψηλή οξύτητα γι' αυτό το λόγο πλένονται μέσω του **πλυντηρίου**. Η ελιά με την δύναμη του νερού περιστρέφεται, πλένεται και ανεβαίνει στην επιφάνεια ενώ οι σκόνες και τα χώματα καταλήγουν στο κάτω μέρος της λεκάνης του πλυντηρίου .

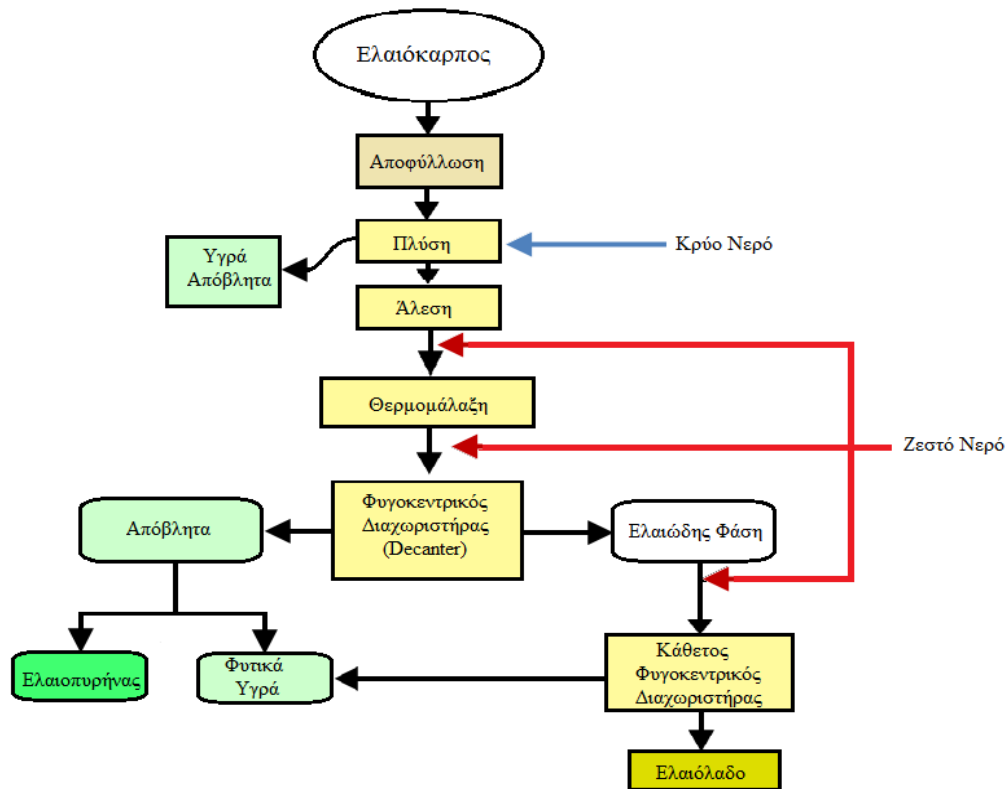
Θραύση ελαιοκάρπου – Άλεση: Η πολτοποίηση του ελαιοκάρπου είναι το πρώτο κύριο στάδιο της επεξεργασίας του, αφού όλα τα προηγούμενα στάδια είναι προπαρασκευαστικά. Στα νέου τύπου ελαιουργικά συγκροτήματα (τα λεγόμενα «φυγοκεντρικά») χρησιμοποιούνται οι μεταλλικοί **σπαστήρες** που είναι σφυρόμυλοι.

Μάλαξη της ελαιοζύμης: Μετά την άλεση η ελαιοζύμη διοχετεύεται σε ειδικές ανοξείδωτες δεξαμενές με διπλά τοιχώματα που θερμαίνονται με κυκλοφορία ζεστού νερού του οποίου η θερμοκρασία δεν πρέπει να ξεπερνά τους 30 °C. Η ελαιοζύμη θερμαίνεται και μαλάσσεται για 30 - 45 λεπτά με ειδικούς περιστροφικούς αναδευτήρες. Οι δεξαμενές με τους αναδευτήρες ονομάζονται **μαλακτήρες** ή «μπάνια» σε ελαιουργική ορολογία. Με την μάλαξη απελευθερώνεται το ελαιόλαδο από τα φυτικά κύτταρα, και γίνεται συνένωση των μικρών σταγόνων του σε μεγαλύτερες. Η ελαιοζύμη αραιώνεται με κατάλληλη ποσότητα νερού. Η θερμοκρασία του προστιθέμενου νερού δεν πρέπει να ξεπερνά τους 30 °C.

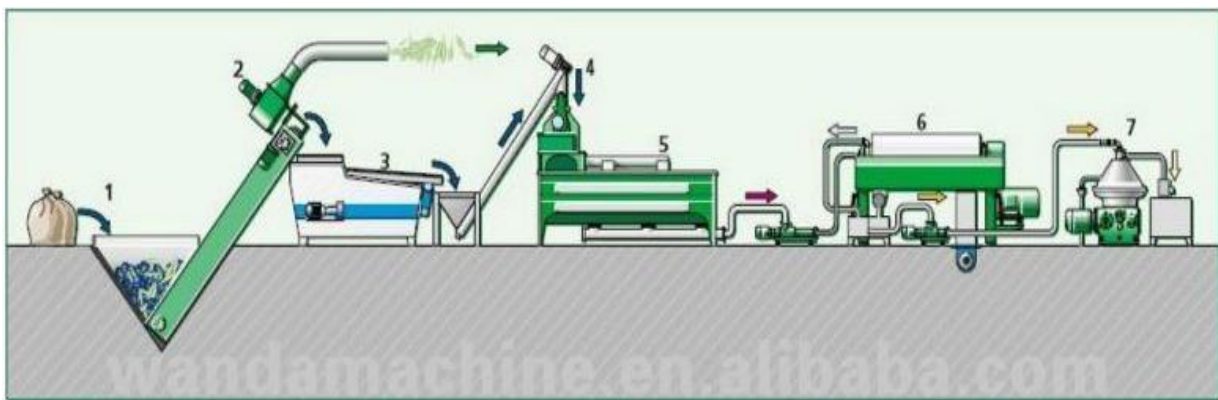
Εξαγωγή ελαιόλαδου – Φυγοκέντρηση: Η εξαγωγή του ελαιόλαδου από την ελαιοζύμη γίνεται με φυγοκέντρηση. Όταν ολοκληρωθεί η διαδικασία μάλαξης η ελαιοζύμη οδηγείται στον **φυγοκεντρικό διαχωριστήρα – Ντεκάντερ** όπου κατά την είσοδό της αραιώνεται με νερό (θερμοκρασίας 25 - 30° C). Ο διαχωριστήρας διαχωρίζει την ελαιοζύμη στις 3 φάσεις της, το ελαιόλαδο, τον ελαιοπυρήνα και τα απόνερα (φυτικά υγρά και νερό). Η προσθήκη νερού διευκολύνει το διαχωρισμό του λαδιού από τα άλλα συστατικά. Η διαδικασία πραγματοποιείται σε φυγοκεντρικό διαχωριστήρα με οριζόντιο άξονα.

Καθαρισμός ελαιόλαδου: Το τελευταίο στάδιο της παραγωγής του ελαιόλαδου περιλαμβάνει τον καθαρισμό του από στερεά σωματίδια (τεμάχια σάρκας, φλοιού, θρύμματα πυρηνόξυλου, κλπ) που βρίσκονται διαλυμένα στην υγρή φάση. Το βάρος των σωματιδίων αυτών υπολογίζεται σε ποσοστό 0.5 % – 1 % επί του συνολικού βάρους της υγρής φάσεως και απομακρύνονται με την χρήση παλινδρομικά κινούμενων κόσκινων (κόσκινα απολάσπωσης). Τέλος, ακολουθεί ο τελικός διαχωρισμός του ελαιόλαδου από τα φυτικά υγρά με την χρήση **κάθετων φυγοκεντρικών διαχωριστών** και το τελικό προϊόν καταλήγει προς αποθήκευση σε ανοξείδωτες δεξαμενές.

Αξίζει να σημειωθεί, πως το συγκρότημα των μηχανημάτων ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου για την παροχή ζεστού νερού πλαισιώνεται από έναν θερμολέβητα απόδοσης 750.000 KJ/h με χαμηλή πίεση λειτουργίας, εξωτερικής καύσης με πυρηνόξυλο, εξοπλισμένος με θερμοστάτη ελέγχου, με εναλλάκτη θερμότητας, θερμομέτρο ελέγχου για κύκλωμα θερμού νερού με ανοξείδωτη δεξαμενή. Διαθέτει δε, ηλεκτρικό πίνακα με προδιαγραφές ασφάλειας και διακόπτες ελέγχου του λέβητα και του κυκλοφορητή.



Σχήμα 2: Διάγραμμα ροής παραγωγικής διαδικασίας



Batch process with
3-phase decanter

1 Delivery
2 Leaf removal
3 Washing machine

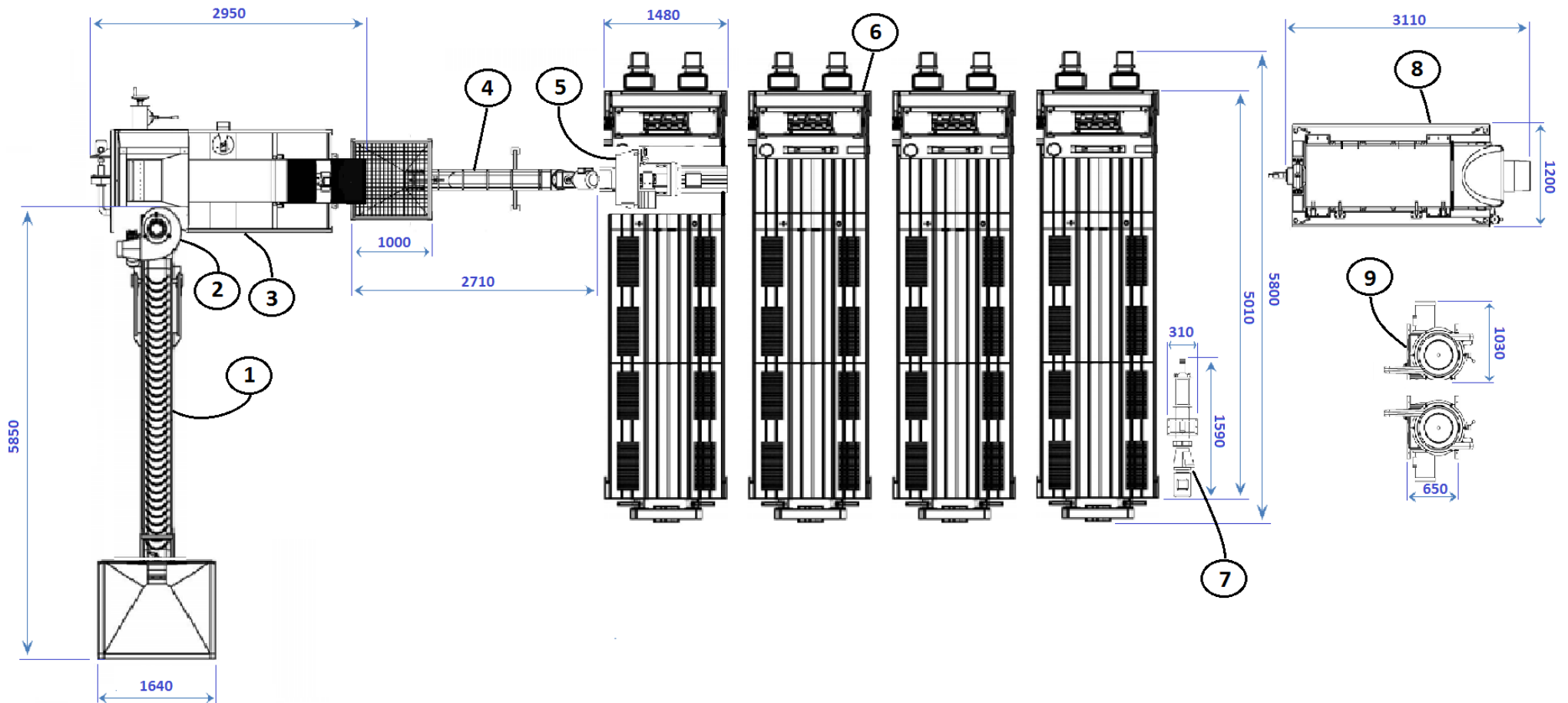
4 Hammer mill
5 Batch malaxer
6 3-phase decanter

7 Separator

Σχήμα 3: Διάταξη μηχανημάτων ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου
(Πηγή : wandamachine.en.alibaba.com)

3. ΚΑΤΟΨΗ ΕΝΟΣ ΣΥΓΧΡΟΝΟΥ ΕΛΑΙΟΤΡΙΒΕΙΟΥ

Στο μηχανολογικό σχέδιο που ακολουθεί αντικατοπτρίζεται η κάτοψη του ελαιοτριβείου που μελετάμε σε κλίμακα 1/70 και με δεδομένες τις σημαντικότερες διαστάσεις σε χιλιοστά.



ΤΕΙ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.				Ανοχές		Τραχύτητες		Κλίμακα: 1:70		Βάρος:	
				Σχεδ.		Ημ/νια		ΟΝΟΜΑ		Υλικό:	
					20/02/17			Κάτοψη Σύγχρονου Ελαιοτριβείου			
				Πτυχιακή Εργασία Δέλγας - Βαρβούνης			Αριθμός σχεδίου A1			Φύλλο: 1	
Αποοδ.	Αλλανή	Ημερ.	Όνου.	Αοικικά				Για αντικατάσταση του		Αντικαταστάθηκε από το:	

9	2	Διαχωριστήρας κάθετης φυγ/σης	DIN 1.4462 (Duplex) INOX			
8	1	Ντεκάντερ - Διαχωριστήρας	AISI 316 Ti – 1.4571 (DIN)			
7	1	Αντλία τύπου «mohno»	AISI 304			
6	4	Μαλακτήρας	AISI 304			
5	1	Σπαστήρας	AISI 304			
4	1	Κοχλίας - σιλό	AISI 304			
3	1	Πλυντήριο	AISI 304			
2	2	Αποφυλλωτήρας	AISI 304			
1	1	Μεταφορική ταινία	AISI 304			
α/α	Ποσότητα	Όνομασία	Υλικό/τυπ. χαρακτηρισμός		Παρατήρηση	
ΤΕΙ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.		Ανοχές	Τραχύτητες	Κλίμακα: 1:70	Βάρος:	
		Υλικό:				
			Σχεδ.	Ημ/νία	ΟΝΟΜΑ	
				20/02/17		
Κάτοψη Σύγχρονου Ελαιοτριβείου						
			Πτυχιακή Εργασία Δέλγας - Βαρβούνης		Αριθμός σχεδίου A1	
					Φύλλο: 2	
					2	
Αρμοδ.	Αλλαγή	Ημερ.	Όνομ.	Αρχικά	Για αντικατάσταση του Αντικαταστάθηκε από το:	

1.1 ΜΕΤΑΦΟΡΙΚΗ ΤΑΙΝΙΑ (ΑΝΑΒΑΤΟΡΙΟ)

1.1.1 Εισαγωγή

Οι μεταφορικές ταινίες είναι μηχανήματα συνεχούς μεταφοράς (Σ.Μ.), οι οποίες εργάζονται για μεγάλο χρονικό διάστημα συνεχώς και μεταφέρουν υλικά χύδην και υλικά σε τεμάχια. Αποτελούνται από μια ατέρμονα ταινία από ενισχυμένο με ίνες ελαστικό. Αν πρόκειται για ταινία ισχυρών φορτίων, τότε η ενίσχυση γίνεται με χαλύβδινα σύρματα για την παραλαβή του εφελκυσμού. Ανάλογα με το είδος του μεταφορέα είναι δυνατή μια οριζόντια, υπό κλίση ή κατακόρυφη μεταφορά του υλικού σε ευθύγραμμες ή καμπύλες διαδρομές. Τα μηχανήματα συνεχούς μεταφοράς είναι μεγάλης σημασίας διότι εκτός από τις συνηθισμένες μεταφορικές εργασίες χρησιμοποιούνται και ως συνδετικά μέσα μεταξύ τεχνολογικών διαδικασιών στην εν σειρά ή μαζική παραγωγή των διαφόρων βιομηχανικών κλάδων.

Η κατανομή των μηχανημάτων συνεχούς μεταφοράς σύμφωνα με την αρχή λειτουργίας και τον τρόπο της μετάδοσης της δύναμης κίνησης δίνεται ως εξής:

- Μηχανικοί μεταφορείς Σ.Μ. με στοιχείο έλξης (π.χ. μεταφορικές ταινίες)
- Μηχανικοί μεταφορείς Σ.Μ. χωρίς στοιχείο έλξης (π.χ. δονητικοί μεταφορείς)
- Μεταφορείς βαρύτητας (π.χ. μεταφορείς κεκλιμένου επιπέδου)
- Μεταφορείς ροής (π.χ. πνευματικοί μεταφορείς)

Κύριο στοιχείο μίας μεταφορικής ταινίας είναι μια ατέρμων ταινία που φέρει το φορτίο και κυλιέται πάνω σε ράουλα ή επιφάνειες ολίσθησης. Η ταινία περιτυλίγεται γύρω από δύο τύμπανα, το τύμπανο κίνησης και το τύμπανο αναστροφής. Ένας ηλεκτροκινητήρας κινεί το τύμπανο κινήσεως και μ' αυτό τον τρόπο ολοκληρώνει την ταινία, όμοια όπως έναν ιμάντα κινήσεως. Η τροφοδότηση γίνεται στην αρχή της ταινίας μέσω της χοάνης και το υλικό μεταφέρεται στο σημείο απόρριψης που βρίσκεται συνήθως στην πλευρά του τυμπάνου κίνησης. Ο τρόπος εργασίας με συνεχή ροή του υλικού επιτρέπει τη μεταφορά μεγάλων ποσοτήτων σε μικρό χρόνο. Οι ταινιόδρομοι αλλιώς, είναι από τους πλέον διαδεδομένους μεταφορείς συνεχούς μεταφοράς και η συμβολή τους στην ανάπτυξη της εν σειρά παραγωγής και τον αυτοματισμό των διαδικασιών υπήρξε σημαντική. Διακρίνονται δε για τα εξής:

- Μεγάλη ταχύτητα και ικανότητα μεταφοράς με σχετικά μικρές ισχείς κίνησης, τρόπος μεταφοράς που προστατεύει το υλικό
- Χαμηλό κόστος επένδυσης και συντήρησης, μικρή φθορά
- Δυνατότητα χρησιμοποίησης σε τεχνολογικές διαδικασίες ιδιαίτερα για μεταφορείς χαλύβδινης ταινίας ή συρμάτινου πλέγματος (π.χ. ψήσιμο, στέγνωμα)
- Μεγάλα μήκη μεταφοράς ακόμα και για ταινίες με βαριά φορτία (περισσότερα κινητήρια τύμπανα, ιμάντες ενισχυμένοι με χαλύβδινα συρματίδια για μεγάλη αντοχή σε εφελκυσμό)

Η μεταφορική ταινία του σύγχρονου ελαιοτριβείου που μελετάμε (*Εικόνα 1.1*) έχει μήκος μεταφοράς **6 μέτρα** και τροφοδοτείται από ηλεκτροκινητήρα **0.5 kW**. Αποτελείται από δύο τύμπανα, κίνησης και αναστροφής (κινούμενο), με το πρώτο να βρίσκεται στο ψηλότερο σημείο αφού βρίσκεται υπό κλίση περίπου 30°. Για την διακίνηση του ελαιοκάρπου προς τα άνω προβλέπονται τοπικές διογκώσεις ή νευρώσεις στην ταινία, δημιουργώντας μικρά σκαφίδια ώστε να παρεμποδίζεται η προς τα κάτω ολίσθηση του ελαιοκάρπου. Κατά το μήκος μεταφοράς, τα άκρα της ταινίας (ως προς το πλάτος) υποστηρίζονται επάνω σε πλαίσιο (επίπεδες επιφάνειες ολίσθησης) και όχι σε ράουλα. Η τάνυση της ταινίας επιτυγχάνεται με κοχλία.

1.1.2 Κατασκευαστικά χαρακτηριστικά

Πίνακας 1.1: Τεχνικά Στοιχεία



ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΙΚΗΣ ΤΑΙΝΙΑΣ ΚΙΝΗΣΗ

Ηλεκτρομειωτήρας Ισχύος [kw]	0,5
Τύπος Έδρασης	B5
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Μετάδοση Κίνησης	Γωνιακή
Ρύθμιση Τροφοδοσίας	INVERTER

ΤΑΙΝΙΑ

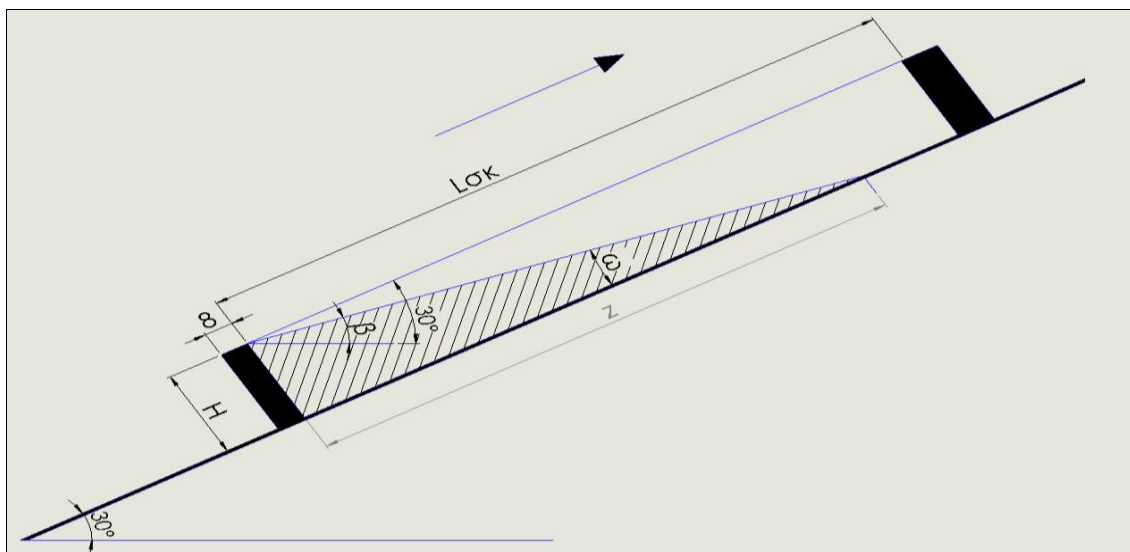
Υλικό	PP
Μήκος Μεταφοράς [m]	6
Ολικό Μήκος [m]	12,5
Πλάτος [m]	0,3
Τύπος Ενισχύσεων	250/2
Βάρος [kg/m ²]	24
Ταχύτητα Μεταφοράς [m/s]	0,125-0,25

ΧΟΑΝΗ-ΠΛΑΙΣΙΟ-ΒΩΜΟΣ

Υλικό STANDARD τύπος	ST-37
Υλικό EXTRA-INOX [DIN]	1.4301

Εικόνα 1.1: Μεταφορική Ταινία (Αναβατόριο)
(Πηγή: callis.gr)

1.1.3 Υπολογισμός δυναμικότητας αναβατορίου



Σχήμα 1.1: Διατομή Υλικού Πάνω Στην Ταινία ανά Σκαφίδιο

Για τον υπολογισμό της δυναμικότητας του ταινιόδρομου, απαιτείται πρώτα να υπολογίσουμε τον όγκο V του τριγωνικού πρίσματος (Σχήμα 1.1) κάθε σκαφιδιού, αφού αποτελείται από μικρά σκαφίδια όπως φαίνεται στην Εικόνα 1.1. Η γωνία β είναι η γωνία πρανούς του ελαιοκάρπου πάνω στην ταινία. Από τον πίνακα ελέγχου του ελαιοτριβείου ρυθμίστηκε η μέγιστη ταχύτητα μεταφοράς του αναβατορίου και αφού ακινητοποιήθηκε η ταινία πήραμε την παρακάτω τιμή. Κατά την περιήγησή μας στο ελαιοτριβείο πήραμε τις ακόλουθες πειραματικές μετρήσεις σύμφωνα με το Σχήμα 1.1:

Πίνακας 1.2: Πειραματικές Μετρήσεις

Διαστάσεις	Σύμβολο	Μονάδες	Τιμή
Μήκος σκαφιδιού	$L_{σκ}$	[m]	0,2
Πλάτος σκαφιδιού (ίδιο με της ταινίας)	B	[m]	0,3
Ύψος τοιχώματος	H	[mm]	34
Πάχος διόγκωσης ή τοιχώματος	L_T	[mm]	8
Γωνία πρανούς (κατά προσέγγιση για $u= 0,25 \text{ m/s}$)	β	[$^\circ$]	20
κλίση μεταφορικής ταινίας	δ	[$^\circ$]	30

Όγκος τριγωνικού πρίσματος:

$$V = B \cdot E_{\text{τριγ}} = \frac{H \cdot z \cdot B}{2} \text{ σε } m^3 \quad (1.1)$$

$$\text{Όμως: } \omega = 30^\circ - \beta = 30^\circ - 20^\circ = 10^\circ \quad (1.2)$$

$$\tan \omega = \frac{H}{z} \Rightarrow z = \frac{H}{\tan \omega} = \frac{34^{mm}}{\tan 10^\circ} = 192,8mm \quad (1.3)$$

Άρα από Σχέση (1.1), (1.3) έχουμε:

$$V = \frac{H \cdot z \cdot B}{2} = \frac{0,034^m \cdot 0,1928^m \cdot 0,3^m}{2} = 0,000983 m^3 \quad (1.4)$$

Όμως ισχύει:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot \frac{u}{t} V \cdot 3600 \text{ σε } kg/h \quad (1.5)$$

$$\text{Όπου: } t \quad \text{βήμα του ταινιόδρομου} \\ t = L_{σκ} + L_T = 20^{mm} + 8^{mm} = 20,8mm \quad (1.6)$$

$$\rho \quad \text{πυκνότητα ελαιοκάρπου με ξένα σώματα όπως φύλλα και κλαδιά κ.α.} \\ \rho = 1.400 \text{ kg/m}^3 \quad (1.7)$$

Σημείωση: Η διαφορά της γωνίας κλίσης της ταινίας με την γωνία πρανούς του υλικού πάνω στην ταινία ($\delta - \beta$) είναι η γωνία ω .

1^η ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ:

Για $u = 0,25 \text{ m/s}$, η Σχέση (1.5) γίνεται:

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{u}{t} V \cdot 3600 = 1.400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{0,25 \text{ m/s}}{0,208 \text{ m}} \cdot 0,000983 \text{ m}^3 \cdot 3600 \text{ s/h} = 5.954 \text{ kg/h}$$

Οπότε, η μέγιστη ποσότητα ελαιοκάρπου που μπορεί να μεταφέρει το αναβατόριο είναι **6 τόνοι την ώρα**.

2^η ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ:

Ομοίως, για $u = 0,125 \text{ m/s}$ η Σχέση (1.5) γίνεται:

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{u}{t} V \cdot 3600 = 1.400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{0,125 \text{ m/s}}{0,208 \text{ m}} \cdot 0,000983 \text{ m}^3 \cdot 3600 \text{ s/h} = 2.977 \text{ kg/h}$$

Οπότε, η ελάχιστη ποσότητα ελαιοκάρπου που μπορεί να μεταφέρει το αναβατόριο είναι **3 τόνοι την ώρα**.

1.1.4 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος αναβατορίου

Η ισχύς κίνησης ενός μηχανήματος συνεχούς μεταφοράς με στοιχείο έλξης (μεταφορική ταινία) προκύπτει από τη συνολική αντίσταση F_W (περιφερειακή δύναμη F_U από όλες τις αντιστάσεις κίνησης που πρέπει να υπερνικήσει κατά τη λειτουργία το κινητήριο τύμπανο) και την ταχύτητα u του ιμάντα σε κατάσταση **πλήρους φορτίου**. Άρα η συνολική αντίσταση, είναι το άθροισμα όλων των αντιστάσεων κλίσης (ανόδου) και τριβής που πρέπει να υπερνικήσει το στοιχείο έλξης. Η Μέθοδος Των Επιμέρους Αντιστάσεων αναλύεται παρακάτω και αποδεικνύεται στην συνέχεια με την βοήθεια του Σχήματος 1.2.

- **Αντίσταση κλίσης (ανόδου)**. Εμφανίζεται κατά τη μεταφορά της ροής μάζας \dot{m} σε ύψος h

$$F_{WH} = m_G \cdot g \cdot h \text{ σε N} \quad (1.8)$$

Όπου: $m_G = \frac{\dot{m}}{u}$

m_G προς μεταφορά φορτίο στην μονάδα μήκους (kg/m)
 \dot{m} ροή μάζας (kg/s) και u ταχύτητα ιμάντα (m/s)

g επιτάχυνση βαρύτητας (m/s^2)

h ύψος μεταφοράς (m), υψομετρική διαφορά τροφοδότησης-απόρριψης

- **Αντίσταση τριβής**. Η συνολική αντίσταση τριβής (τριβή στα έδρανα των κυλίστρων, τριβή κατά την παραλαβή του φορτίου).

$$F_{WR} = \mu_g \cdot \ell \cdot g(m_G + m_F) \text{ σε N} \quad (1.9)$$

Όπου:

m_F ίδιο βάρος ανά μονάδα μήκους της μεταφορικής ταινίας (kg/m)

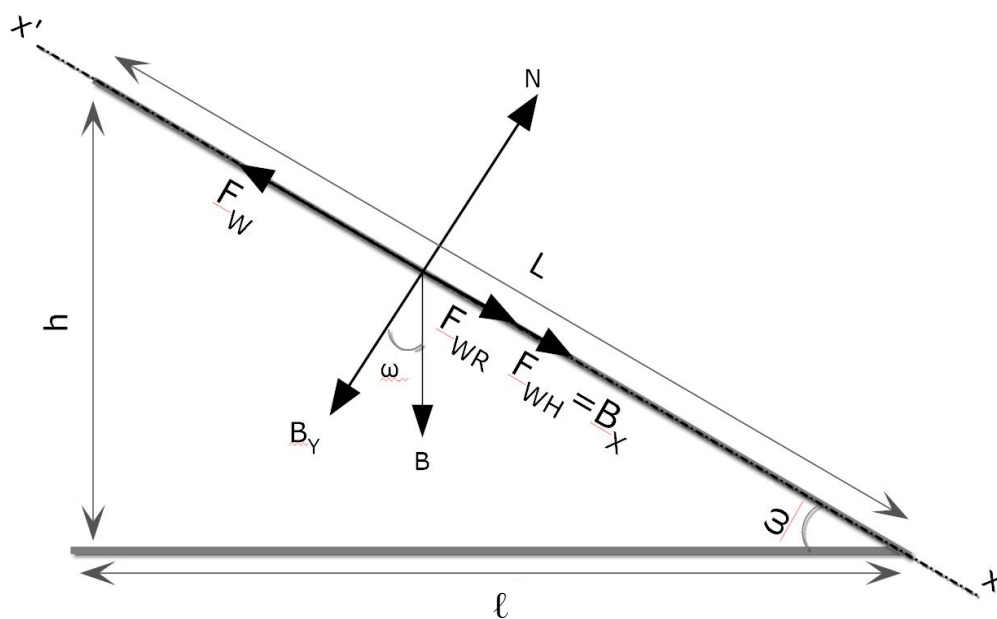
g, m_G όπως στη Σχέση (1.8)

ℓ οριζόντια προβολή του μήκους μεταφοράς (m)

μ_g συνολικός συντελεστής τριβής

Άρα από τις Σχέσεις (1.8) και (1.9), προκύπτει η περιφερειακή δύναμη F_U :

$$F_W = F_U = F_{WH} + F_{WR} = m_G \cdot g \cdot h + \mu_g \cdot \ell \cdot g(m_G + m_F) \text{ σε N} \quad (1.10)$$



Σχήμα 1.2

Από το νόμο του Hooke έχουμε:

$$F_{WR} = \mu_g N \xrightarrow{(1.11)\&(1.12)} F_{WR} = \mu_g \cdot g \cdot \ell(m_G + m_F) \text{ σε N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \Rightarrow N = B_Y \quad (1.11)$$

$$B_Y = B \cdot \cos \omega = ((m_G + m_F)g \cdot L) \cdot \frac{\ell}{L} = (m_G + m_F)g \cdot \ell \quad (1.12)$$

$$F_{WH} = B_X = B \cdot \sin \omega = m_G \cdot L \cdot g \cdot \sin \omega = m_G \cdot L \cdot g \cdot \frac{h}{L} \Rightarrow \quad (1.13)$$

$$F_{WH} = m_G \cdot g \cdot h \text{ σε N}$$

Σημείωση: Στον τύπο (1.13) δεν λαμβάνεται υπόψη το βάρος m_F της μεταφορικής ταινίας επειδή η ταινία είναι ατέρμονη και ο κλάδος ανόδου εξισορροπείται από τον κλάδο καθόδου.

Για τον υπολογισμό της περιφερειακής ταχύτητας F_u και με τη βοήθεια του Πίνακα 1.1 γνωρίζουμε τα εξής στοιχεία:

- Δυναμικότητα \dot{m} (επιλέγουμε το μέγιστο φορτίο που μπορεί να φέρει η ταινία):

$$\dot{m} = 6tn / h = 6.000kg / h = 1,67kg / s \quad (1.14)$$

Από Σχέση (1.14) και Πίνακα 1.1 έχουμε:

$$m_G = \frac{\dot{m}}{u} = \frac{1,67^{kg/s}}{0,25^{m/s}} = 6,68 \text{ kg / m} \quad (1.15)$$

- Βάρος Ιμάντα W_B :

$$W_B = 24kg / m^2 = 24^{kg/m^2} \cdot A^{m^2} = 24 \cdot L_{IM} \cdot B = 24 \cdot 12,5 \cdot 0,3 = 90 \text{ kg} \quad (1.16)$$

Όπου:

- A εμβαδόν ιμάντα (m^2)
- L_{IM} ολικό μήκος ιμάντα (m)
- B πλάτος ιμάντα (m)

Από Σχέση (1.16) έχουμε:

$$m_F = \frac{W_B}{L_{IM}} = \frac{90^{kg}}{12,5^m} = 7,2 \text{ kg / m} \quad (1.17)$$

- Κλίση Ιμάντα $\omega = 30^\circ$:

$$\cos 30^\circ = \frac{\ell}{L} \Rightarrow \ell = \cos 30^\circ \cdot L = \cos 30^\circ \cdot 6 \Rightarrow \ell = 5,2 \text{ m} \quad (1.18)$$

$$\sin 30^\circ = \frac{h}{L} \Rightarrow h = \sin 30^\circ \cdot L = \sin 30^\circ \cdot 6 \Rightarrow h = 3 \text{ m} \quad (1.19)$$

Όπου:

- ℓ, h όπως στη Σχέση (1.8), (1.9)
- L μήκος μεταφοράς - έκκεντρη απόσταση των τυμπάνων (m)

- Συνολικός Συντελεστής Τριβής μ_g :

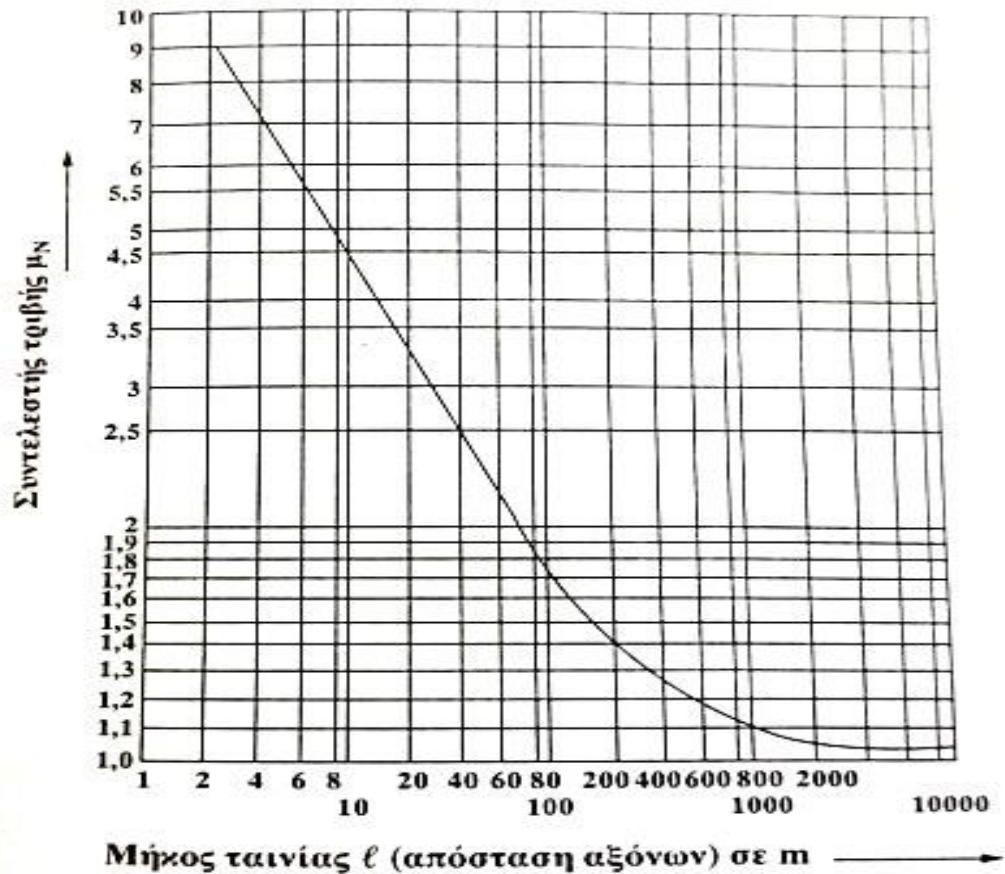
$$\mu_g = \mu_H \cdot \mu_N + \mu_O \quad (1.20)$$

Όπου:

μ_H συντελεστής τριβής για τις κύριες αντιστάσεις (τριβή στα έδρανα, καμπτική ταλάντωση του ιμάντα, μετακίνηση του υλικού στον ιμάντα). $\mu_H=0,015-0,03$. Εκλογή μεγάλων τιμών για εργασία σε περιβάλλον με σκόνη και μεταφορικές ταινίες με όχι καλή ευθυγράμμιση.

μ_N συντελεστής τριβής για τις δευτερεύουσες αντιστάσεις (τριβή σε θέσεις τροφοδότησης και απόρριψης του υλικού και διατάξεις καθαρισμού ταινίας και τυμπάνων $\mu_H=f(\ell)$. Διάγραμμα 1.1. Η επιρροή των δευτερευουσών αντιστάσεων αυξάνει με μείωση του μήκους $\ell(L)$ της ταινίας διότι παραμένουν ίδιες τόσο σε μικρά όσο και σε μεγάλα μήκη.

μ_O συντελεστής τριβής ολίσθησης της ταινίας στο υποστήριγμα της. $\mu_O=0,2-0,4$. Μικρές τιμές για ταινίες μεγάλου μήκους και καλή λίπανση.



Διάγραμμα 1.1: Συντελεστής Τριβής μ_N (ανάλογα προς το DIN 32101)

(Πηγή : «ΑΝΥΨΩΤΙΚΑ ΚΑΙ ΜΕΤΑΦΟΡΙΚΑ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΑ», Κων/νος & Ιωάννης Στεργίου)

Άρα από Σχέση (1.20) δίνεται ο συνολικός συντελεστής τριβής μ_g :

$$\mu_g = \mu_H \cdot \mu_N + \mu_O = 0,03 \cdot 5,5 + 0,4 = \mathbf{0,565}$$

Στη συνέχεια, από τη Σχέση (1.10) υπολογίζουμε την περιφερειακή δύναμη F_U :

$$F_U = m_G \cdot g \cdot h + \mu_g \cdot \ell \cdot g(m_G + m_F) \Rightarrow$$

$$F_U = 6,68 \cdot 9,81 \cdot 3 + 0,565 \cdot 5,2 \cdot 9,81(6,68 + 7,2) = 596,6\text{N} \quad (1.21)$$

Εν τέλει, από τη Σχέση (1.21), το συνολικό βαθμό απόδοσης της κίνησης $\eta=0,65$ και από την ταχύτητα της ταινίας $u=0,25 \text{ m/s}$ υπολογίζουμε την ονομαστική ισχύ P_N :

$$P_N = \frac{F_U \cdot u}{\eta} = \frac{597^{\text{N}} \cdot 0,25^{\text{m/s}}}{0,65} = 229,6\text{Watt} = \mathbf{0,23 \text{ kW}}$$

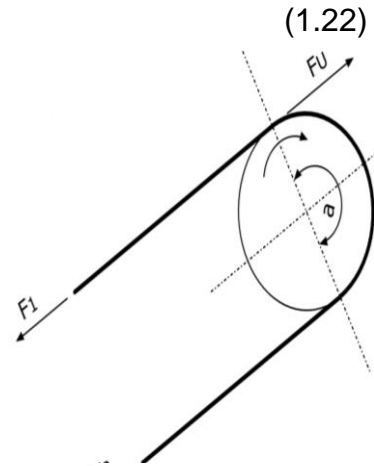
1.1.5 Εύρεση μέγιστης και ελάχιστης δύναμης εφελκυσμού στην μεταφορική ταινία

Η μέγιστη δύναμη εφελκυσμού F_1 της ταινίας (ιμάντα) πρόκειται για την δύναμη στον κλάδο με το φορτίο ενώ η ελάχιστη F_2 , πρόκειται για την δύναμη πρότασης της ταινίας στον χωρίς φορτίο κλάδο. Σχήμα 1.3. Η δύναμη εφελκυσμού F_1 προκύπτει από την εξίσωση Euler :

$$F_1 \leq F_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \text{ σε N} \quad (1.22)$$

Όπου:

e	βάση φυσικού λογαρίθμου $e=2,718$
μ	συντελεστής τριβής μεταξύ τυμπάνου κίνησης και ταινίας $\mu=0,1$ για λείο, υγρό τύμπανο $\mu=0,3 \dots 0,4$ για λείο, στεγνό τύμπανο $\mu=0,35 \dots 0,45$ για τύμπανο, με επικάλυψη ελαστικού
α	γωνία περιέλιξης ταινίας σε ακτίνα. $\alpha = 180^\circ$



Σχήμα 1.3

Από το Σχήμα 1.3 η απαιτούμενη για την κίνηση περιφερειακή δύναμη F_U στο τύμπανο κίνησης είναι:

$$F_U = F_1 - F_2 \text{ σε N} \quad (1.23)$$

Από τις Σχέσεις (1.22),(1.23) προκύπτει η μέγιστη δύναμη εφελκυσμού της μεταφορικής ταινίας F_1 :

$$F_U = F_1 - \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \alpha}} = F_1 \left(\frac{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha}} \right) \Rightarrow F_1 = F_U \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{(e^{\mu \cdot \alpha} - 1)} \text{ σε N} \quad (1.24)$$

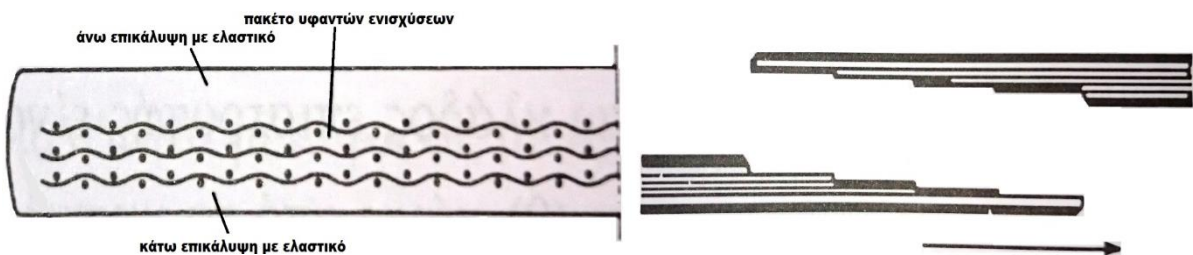
$$F_1 = \frac{F_U \cdot e^{\mu \cdot \alpha}}{(e^{\mu \cdot \alpha} - 1)} = \frac{597^{\text{N}} \cdot e^{0,35 \cdot \pi}}{(e^{0,35 \cdot \pi} - 1)} = 895,5 \text{ N}$$

Τέλος, από την Σχέση (1.23) υπολογίζουμε την ελάχιστη δύναμη εφελκυσμού F_2 :

$$F_2 = F_1 - F_U = 895,5^{\text{N}} - 597^{\text{N}} = 298,5 \text{ N}$$

1.1.6 Εξασφάλιση αντοχής ταινίας αναβατορίου

Ο ιμάντας (ταινία) αποτελεί το φέρον και έλκον συγχρόνως στοιχείο της κατασκευής. Η κύρια δύναμη που παραλαμβάνει μία μεταφορική ταινία είναι ο **εφελκυσμός**. Για την προστασία της ταινίας σε θραύση προβλέπονται άνω, κάτω και ενδιάμεσες στρώσεις (πυρήνας ή ενισχύσεις ή λινά) από ελαστικό ή συνθετικό υλικό (Σχήμα 1.4.(α)). Οι στρώσεις και οι ενισχύσεις συνδέονται με βουλκανισμό ή κόλληση. Η σύνδεση των άκρων ή των τεμαχίων μεταξύ τους επιτυγχάνεται με κλιμακωτή διαμόρφωση στη θέση της ένωσης (Σχήμα 1.4 (β)) χωρίς να προκύπτει έτσι αύξηση του πάχους του ιμάντα ή ουσιαστική απώλεια της αντοχής του. Οι ενισχύσεις από συνθετικό ύφασμα κατασκευάζονται σε μορφή πλέγματος (διαμήκης και εγκάρσια) από χημικές ίνες Reyon (χαρακτηριστικό R), Polyamid (P), Zellwolle (Z), Nylon, Perlon, Polyester (E) κ.λ.π. και η επιμήκυνση θραύσης αυτών των ενισχύσεων βρίσκεται στο 10%. Αυτοί οι συνθετικοί ιμάντες, χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο για μικρά ή μεσαία φορτία σε εσωτερικούς χώρους και σχετικά μικρά μήκη ιμάντων ενώ για ιδιαίτερα βαριά φορτία και μεγάλα μήκη ιμάντων χρησιμοποιούνται ενισχύσεις από κλώνους συρματόσχοινου για υψηλότερη αντοχή και η επιμήκυνση θραύσης αυτών των ενισχύσεων είναι περίπου 2%. Η αντοχή σε θραύση k_z μιας ενίσχυσης δίνεται ανά mm πλάτους της ενίσχυσης ανάλογα το είδος της ενίσχυσης (διαμήκης - εγκάρσια). (Πίνακας 1.3). Όμως, την περισσότερη δύναμη εφελκυσμού (σχεδόν τη διπλάσια) την παραλαμβάνουν τα διαμήκη λινά και γι' αυτό τον λόγο η αντοχή σε εφελκυσμό ενός ιμάντα υπολογίζεται με βάση την αντοχή σε εφελκυσμό k_z για τα κατά μήκος νήματα.



Σχήμα 1.4:(α) Ιμάντας Με Ενισχύσεις Από Ύφασμα ,(β) Τρόπος Σύνδεσης Με Κλιμακωτή Διαμόρφωση

Πίνακας 1.3:Τεχνικά Στοιχεία Ενισχύσεων Ιμάντα

Είδος ενίσχυσης	Στοιχεία ιμάντα	Αντοχή σε εφελκυσμό N/cm πλάτους/ενίσχυση	
		Διαμήκης	Εγκάρσια
Βαμβακερός «E» Λινός «BZ»	BZ 50/25	500	250
	BZ 60/30	600	300
«Z»	BZ 80/35	800	350
	Z 70/30	700	300
	Z 90/40	900	400
	Z 125/50	1250	500
	Z 125/50	1250	500
«R» Πολυαμιδής «P»	RP EP 125/50	1250	500
	RP EP 160/60	1600	600
Πολυεστέρες «E»	RP EP 200/80	2000	800
	RP EP 250/80	2500	800
	RP EP 300/80	3000	800
	RP EP 400/100	4000	1000
	RP EP 500/100	5000	1000
Χαλύβδινη «St»	RP EP 600/100	6000	1000
	St 1000	10000	
	St 1250	12500	
	St 1600	16000	
	St 2000	20000	
	St 2500	25000	
	St 3150	31500	
St 4000	40000		
St 5000	50000		
St 6000	60000		

Ο ιμάντας του αναβατορίου που χρησιμοποιούμε στο σύγχρονο ελαιοτριβείο σύμφωνα με τον Πίνακα 1.1 είναι από υλικό κατάλληλο για τη βιομηχανία τροφίμων (πολυπροπυλένιο (PP)). Ο τύπος ενισχύσεων όπως αναγράφεται στα τεχνικά στοιχεία είναι 250 / 2. Σύμφωνα με την Ευρωπαϊκή Βιομηχανία Ελαστικού κατά DIN 22102 (Πίνακας 1.4), ο ιμάντας αποτελείται από 2 λινά - ενισχύσεις χημικών ινών πολυεστέρα / πολυαμιδίου (EP) και αντοχή σε εφελκυσμό $k_z = 125$ N/mm για κάθε ενίσχυση. Άρα η συνολική αντοχή σε εφελκυσμό του ιμάντα είναι $k_z = 250$ N/mm.

Πίνακας 1.4: Ποιότητες παραγόμενων ελαστικών μεταφορικών ταινιών κατά DIN 22102- Ευρωπαϊκή Βιομηχανία Ελαστικού

Αντοχή σε εφελκυσμό (Kg/cm)	Τάση λειτουργίας (Kg/cm)	Ενδεικνυόμενος τύπος	Τύπος και αριθμός λινών	Ολικό πάχος (mm)	Πάχη ελαστικών επικαλύψεων	
					Πάνω	Κάτω
200	20	200/2	2EP 100	6	2	1.5
250	25	250/2	2EP 125	6.5	3	1.5
315	32	315/2	2EP 160	7.5	4	2
		315/3	3EP 100	8	4	2
400	40	400/2	2EP 200	9	4	2
		400/3	3EP 125	10.5	4	2
500	50	400/4	4EP 100	10.5	4	2
		500/2	3EP 160	10	4	2
630	63	500/3	4EP 125	12	4	2
		500/4	5EP 100	13	4	2
800	80	630/2	2EP 315	12	5	2
		630/3	3EP 200	12	5	2
1000	100	630/4	4EP 160	15	5	2
		630/5	5EP 125	15	5	2
1250	125	800/3	3EP 250	14	5	2
		800/4	4EP 200	17	6	3
110	11	800/5	5EP 160	18	6	3
		1000/3	3EP 315	16	6	3
110	11	1000/4	4EP 250	18	6	3
		1000/5	5EP 200	19	6	3
110	11	1250/3	3EP 400	17	6	3
		1250/4	4EP 315	19	6	3
110	11	1250/5	5EP 250	20	6	3
		110/3	2B - 50	3.5	-	-

Ο ποιοτικός έλεγχος των παραγόμενων προϊόντων γίνεται με βάση τους διεθνείς κανονισμούς τυποποίησης.

Αναλυτικότερα στις παραγόμενες ταινίες γίνονται τα ακόλουθα tests:

- 1. Σκληρότητα κατά DIN 53505
- 2. Αντοχή σε εφελκυσμό κατά DIN 53504
- 3. Επιμήκυνση θραύσης κατά DIN 53504
- 4. Φθορά λόγω τριβής κατά DIN 53504
- 5. Γήρανση κατά DIN 53504
- 6. Αντίσταση αποκόλλησης κατά DIN 53504

(http://europaiki.com/index.php/tehnika-xaraktiristika/ela_stikwn-metaforikwn-tainiwn/poiotites-paragomenon-elastikon)

Για τον υπολογισμό όμως της απαιτούμενης αντοχής σε εφελκυσμό γίνεται χρήση του παρακάτω τύπου, ο οποίος υπολογίζει τον αριθμό των ενισχύσεων - λινών (z) από ύφασμα:

$$z = \frac{F_1 \cdot S}{B \cdot k_z} \quad (1.25)$$

Όπου:

- F_1 μέγιστη δύναμη εφελκυσμού του ιμάντα (N)
- S συντελεστής ασφαλείας για δυσμενείς συνθήκες
- B πλάτος ιμάντα (mm)
- k_z αντοχή σε θραύση της ενίσχυσης (N/mm)

Άρα, από Σχέση (1.25) βρίσκουμε την απαιτούμενη αντοχή σε εφελκυσμό $k_{z\alpha\pi}$ δεδομένου ότι ο αριθμός των λινών είναι ($z = 2$), η μέγιστη δύναμη εφελκυσμού του ιμάντα έχει υπολογιστεί στο Κεφάλαιο 1.1.5 $F_1 = 895,5 \text{ N}$, το πλάτος του ιμάντα είναι $B = 300 \text{ mm}$ και ο συντελεστής ασφαλείας για δυσμενείς συνθήκες λειτουργίας είναι $S=9,5$. (Πίνακας 1.5).

Πίνακας 1.5: Συντελεστής Ασφαλείας. SA(Φάση Εκκίνησης) - S(Φάση Υπό Πλήρες Φορτίο)

Υλικό ενισχύσεων	Συνθήκες λειτουργίας	SA	S
Βαμβακερή Πολυαμιδική Πολυεστερική Χαλύβδινη	καλές	$\geq 4,8$	$\geq 6,7$
	κανονικές	$\geq 5,4$	$\geq 8,0$
	δυσμενείς	$\geq 6,0$	$\geq 9,5$

$$k_{z\alpha\pi} = \frac{F_1 \cdot S}{B \cdot z} = \frac{895,5^{\text{N}} \cdot 9,5}{300^{\text{mm}} \cdot 2} = 14,18 \text{ N/mm} \leq 125 \text{ N/mm} = k_z$$

Οπότε, εφόσον ισχύει η παραπάνω συνθήκη, εξασφαλίζεται η αντοχή σε θραύση του ιμάντα.

1.2 ΑΠΟΦΥΛΛΩΤΗΡΙΟ

1.2.1 Αποφύλλωση του ελαιοκάρπου – Τεχνικά στοιχεία αποφυλλωτηρίου

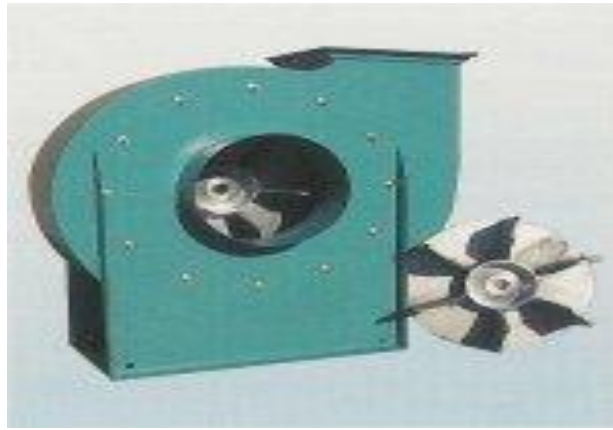
Τα πνευματικά συστήματα θα μας απασχολήσουν στο συγκεκριμένο Κεφάλαιο. Τα πνευματικά είναι συστήματα αυτοματισμού κίνησης, τα οποία χρησιμοποιούν ως ενεργειακό μέσο τον πεπιεσμένο αέρα και έχουν τελικό αποτέλεσμα την αποβολή ανεπιθύμητων ακαθαρσιών από την συνολική μάζα των ελαιοκαρπών όπως φύλλα ελιάς, κλαδίσκοι, αγκάθια, ξερόχορτα αλλά και σκόνη. Κατά την συγκομιδή των ελαιοκαρπών συλλέγεται ένα μέρος της τάξεως 10%, φύλλα και κλαδιά. Για την αποφυγή έντονων οσμών, πικρίλων και χρωματισμού του ελαιολάδου αλλά και για την προστασία των επόμενων μηχανημάτων της γραμμής παραγωγής επιστρατεύεται ένα πνευματικό σύστημα αερομεταφοράς που είναι το **αποφυλλωτήριο** (Εικόνα 2.1).

Τα αποφυλλωτήρια είναι ανεμιστήρες, φυσητήρες φυγοκεντρικού τύπου που εδράζονται σε εφαρμογές που απαιτούν υψηλές πιέσεις για την μεταφορά μικροσωματιδίων. Βασικό εξάρτημα αυτών των φυσητήρων είναι το στροφέιο που τοποθετείται κατ' επέκταση του άξονα του ηλεκτροκινητήρα. Ο αέρας εισάγεται αξονικά στο στροφέιο μέσω του ακροφύσιου οδηγού, το οποίο παρέχει μικρή επιτάχυνση του αέρα πριν την είσοδό του στο στροφέιο. Η κίνηση του στροφείου οδηγεί το αέριο από μια μικρότερη σε μια μεγαλύτερη ακτίνα και προσδίδει στο αέριο μια υψηλότερη πίεση και ταχύτητα όταν φτάνει στο περίβλημα. Κατά συνέπεια αντίθετα από τον αξονικό τύπο, εδώ η φυγοκεντρική ενέργεια συμβάλλει επίσης στην άνοδο της στατικής πίεσης. Ένα σπειροειδές διαμορφωμένο περίβλημα γνωστό ως ελικοειδής θάλαμος συλλέγει τον αέρα από τα πτερύγια και τον οδηγεί στην έξοδο του ανεμιστήρα.



Εικόνα 2.1: Αποφυλλωτήρια διαφόρων κατασκευαστών

Τα σύγχρονα ελαιοτριβεία χρησιμοποιούν δύο ή τρία αποφυλλωτήρια, κατακόρυφης διάταξης. Ένα συνήθως τοποθετείται ως επικεφαλής της μεταφορικής ταινίας και ένα ή δύο αποφυλλωτήρια τοποθετούνται ως επικεφαλείς του πλυντηρίου, στο στάδιο της προετοιμασίας του ελαιοκάρπου πριν την έκπλυσή του. Παίρνουν ενέργεια από έναν ηλεκτροκινητήρα **3 Hp** και η μετάδοση γίνεται απευθείας στο στροφέιο (πτερωτή) του αποφυλλωτήρα. Τα πτερύγια του στροφείου είναι συνολικά **6**, ακτινικά κατά την είσοδο του υλικού σ' αυτά αλλά με μία ελαφρά **οπίσθια κλίση** στα ακροπτερύγια δηλαδή στην έξοδο του υλικού από την πτερωτή. (Εικόνα 2.2).



Εικόνα 2.2: Φυγοκεντρικός αποφυλλωτήρας με πτερωτή

Τα δε, τεχνικά – κατασκευαστικά στοιχεία του αποφυλλωτήρα παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακα 2.1.

Πίνακας 2.1: Τεχνικά χαρακτηριστικά

2800 RPM						
Ισχύς HP	Στόμιο Αναρ/σης mm	Στόμιο Κατόθλιψης		Φτερωτή ∅ (mm)	Παροχή m ³ /h	Ολική Πίεση Pa
		Εσωτερικό (mm)	Εξωτερικό (mm)			
2,0	180	145 x 190	195 x 240	310	1.370	1.520
3,0	200	145 x 190	195 x 240	310	1.800	1.820
5,5	230	195 x 230	245 x 280	400	3.600	2.050
7,5	250	195 x 230	245 x 280	400	4.500	2.050
10,0	280	235 x 275	295 x 335	485	5.200	2.540

Διαστάσεις					
Ισχύς HP	Στόμιο Αναρ/σης cm	A cm	B cm	C cm	D cm
2,0	18	57	55,0	51	22,5
3,0	20	57	55,0	51	21,5
5,5	23	72	64,0	65	29,0
7,5	25	72	64,0	70	28,0
10,0	28	86	80,5	78	33,5
15,0	30	86	80,5	82	32,5
20,0	33	103	98,0	87	41,5
25,0	33	103	98,0	87	40,0

(Πηγή : sivar.gr)

1.2.2 Ανάλυση τριγώνων ταχυτήτων του στροφείου και υπολογισμός θεωρητικά παραγόμενου μανομετρικού ύψους

Ο ανεμιστήρας, φουσητήρας, απορροφητήρας και ο αεροσυμπιεστής είναι ρευστοδυναμικές μηχανές οι οποίες δίνουν ενέργεια ανά μονάδα βάρους στον αέρα του περιβάλλοντος μέσω του συμπιεσμένου ρευστού του αέρα. Οι συσκευές αυτές στηρίζονται στην αρχή λειτουργίας των αντλιών και η μόνη και κύρια διαφορά τους είναι το ρευστό. Όπως και στις αντλίες, ταξινομούνται σε δύο κατηγορίες βάσει της σχεδίασής τους: στις φυγοκεντρικές – ακτινικές συσκευές και στις αξονικές. Στις μηχανές αυτές συγκριτικά με τις αντλίες, επιδρούν πολύ μικρές δυνάμεις λόγω ότι ο αέρας έχει μικρό ειδικό βάρος και κατά συνέπεια κάνει πιο εύκολη την κατασκευή τους. Δύο εξαρτήματα των μηχανών αυτών που επηρεάζονται άμεσα από το παραπάνω κύριο χαρακτηριστικό είναι το στροφείο-πτερωτή αλλά και το περίβλημα. Δεδομένου της σπηλαιώσης που αναπτύσσεται πιο εύκολα σε αυτές τις μηχανές, τα υλικά κατασκευής τους είναι πολύ ανθεκτικά όπως ελάσματα χάλυβα, κράματα χαλκού αλλά και σύνθετα υλικά όπως τα θερμοπλαστικά. Η διαφορά πίεσης μεταξύ αναρρόφησης και κατάθλιψης είναι ένα άλλο στοιχείο που χαρακτηρίζει τους ανεμιστήρες, απορροφητήρες και τους φουσητήρες. Τα κύρια εξαρτήματα τους δεν διαφέρουν από αυτά της αντλίας και είναι τα εξής:

- Περίβλημα (κέλυφος)
- Περιστρεφόμενος άξονας
- Πτερωτή, η οποία στηρίζει τα πτερύγια (στροφείο)
- Ειδικό στόμιο εισαγωγής του αέρα
- Ειδικό στόμιο εξαγωγής του αέρα

Το στροφείο δημιουργεί υποπίεση (μικρότερη της ατμοσφαιρικής) στην εισαγωγή και υπερπίεση στο σημείο όπου καταθλίβεται ο αέρας. Όπως προαναφέραμε και παραπάνω, οι ανεμιστήρες, οι απορροφητήρες και οι αεροσυμπιεστές, αν και παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές στα κατασκευαστικά τους στοιχεία, διακρίνονται σε δύο κύριες κατηγορίες:

- Φυγοκεντρικοί ανεμιστήρες - συμπιεστές
- Αξονικοί ανεμιστήρες - συμπιεστές

Με τον φυγοκεντρικό ανεμιστήρα – απορροφητήρα ακτινικής ροής θα ασχοληθούμε σ' αυτό το Κεφάλαιο, ο σχεδιασμός του οποίου επιτρέπει την είσοδο του αερίου στο κέντρο του στροφείου, κατά τη διεύθυνση του άξονά του, στρέφεται εντός του στροφείου κατά 90° και κινείται ακτινικά προς τα έξω, κάθετα προς τον άξονα του στροφείου. Αυτό σημαίνει ότι ο αέρας εισέρχεται αξονικά και βγαίνει ακτινικά από την έξοδο της πτερωτής. Τα πτερύγια μπορούν να είναι ευθεία, ή καμπύλα προς τα πίσω ή προς τα εμπρός σε σχέση με την κατεύθυνση περιστροφής. Καθένας από τους σχεδιασμούς αυτούς δημιουργεί διαφορετικά χαρακτηριστικά απόδοσης.

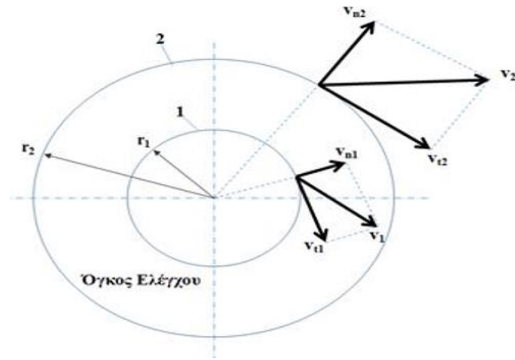
Η ροπή περιστροφής των στροφείων είναι το κύριο μέγεθος που θα πρέπει να υπολογισθεί στους ανεμιστήρες, απορροφητήρες και γενικότερα στις μηχανές αυτές. Η εξίσωση της Σχέσης (2.1) αφορά τη ροπή της ορμής, ή της στροφορμής, όπου ο πρώτος όρος του τελευταίου μέρους της εξίσωσης είναι η ροπή του ρυθμού αύξησης της ορμής μέσα στον όγκο ελέγχου, ενώ ο δεύτερος είναι η ροπή της ορμής διαμέσου της επιφανείας ελέγχου και έχει σημαντικό ενδιαφέρον για τις ρευστοδυναμικές μηχανές, όταν:

- (α) Η επιφάνεια ελέγχου είναι εκ περιστροφής αξονοσυμμετρική.

(β) Η ροή του αέρα είναι μόνιμη, δηλαδή δεν υπάρχουν μεταβολές φυσικών μεγεθών ως προς το χρόνο αλλά και, το στροφέιο που περιστρέφεται, έχει σταθερή γωνιακή ταχύτητα.

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\text{o.ε.}} \rho \cdot (\vec{r} \times \vec{v}) \cdot dV + \int_A \rho \cdot (\vec{r} \times \vec{v}) \cdot (\vec{v} \cdot d\vec{A}) \quad (2.1)$$

Αν η Σχέση (2.1) διατυπωθεί ξανά για έναν όγκο ελέγχου μορφής δακτυλίου, που περιβάλλει όλα τα στροφέια των απορροφητήρων - ανεμιστήρων, τα οποία διαθέτουν μια κυκλική λωρίδα εισόδου της ροής A1 και μια όμοια εξόδου A2, τότε, για μόνιμη ροή στο επίπεδο και με ανάλυση των **τριγώνων ταχυτήτων** εισόδου και εξόδου του αέρα (Σχήμα 2.1), θα εμφανισθεί μια χρήσιμη σχέση υπολογισμού του μέτρου της ροπής στρέψης ως προς το κέντρο συμμετρίας του στροφέιου του αποφυλλωτήρα :



Σχήμα 2.1: Δακτυλιοειδής όγκος ελέγχου

$$M = \rho \cdot r_2 \cdot V_{t2} \cdot V_{n2} \cdot A_2 - \rho \cdot r_1 \cdot V_{t1} \cdot V_{n1} \cdot A_1 \quad (2.2)$$

Όπου: $r_{1,2}$:: ακτίνα όγκου ελέγχου εισόδου και εξόδου αντίστοιχα
 $V_{t1,t2}$:: περιφερειακή ταχύτητα εισόδου και εξόδου αντίστοιχα
 $V_{n1,n2}$:: σχετική ταχύτητα εισόδου και εξόδου αντίστοιχα
 $A_{1,2}$:: οι επιφάνειες εισόδου και εξόδου του ρευστού στον όγκο ελέγχου.

Ο νόμος της συνέχειας για το διερχόμενο από τον παραπάνω όγκο ελέγχου ρευστό απαιτεί για την παροχή μάζας και την παροχή όγκου:

$$\dot{m} = \rho \cdot V_{n2} \cdot A_2 = \rho \cdot V_{n1} \cdot A_1 \rightarrow Q = A_1 \cdot V_{n1} = A_2 \cdot V_{n2} \quad (2.3)$$

Συνεπώς η Σχέση (2.2) με την βοήθεια της Σχέσης (2.3) παίρνει τελικά τη μορφή :

$$M = \rho \cdot Q (r_2 \cdot V_{t2} - r_1 \cdot V_{t1}) \quad (2.4)$$

Πολλαπλασιάζοντας και τα δύο μέλη της Σχέσης (2.4) με τη σταθερή γωνιακή ταχύτητα του στροφέα ω [rad/s], η ισχύς που συναλλάσσεται στον όγκο ελέγχου που περιβάλλει το στροφέα της ρευστοδυναμικής μηχανής θα είναι:

$$M \cdot \omega = \rho \cdot Q (\omega \cdot r_2 \cdot V_{t2} - \omega \cdot r_1 \cdot V_{t1}) \quad (2.5)$$

Επίσης αν δεν υπάρχουν απώλειες, η διαθέσιμη ισχύς στις αντλίες και τους συμπιεστές είναι το γινόμενο του ειδικού βάρους (γ) του ρευστού επί την παροχή όγκου (Q), το οποίο εκφράζει το βάρος ανά μονάδα χρόνου του διερχομένου

ρευστού, επί το θεωρητικό μανομετρικό ύψος της αντλίας, που εκφράζει τη θεωρητική ενέργεια ανά μονάδα βάρους που δίνει η αντλία στο ρευστό. Δηλαδή το γινόμενο $\gamma \cdot Q \cdot H$ εκφράζει τη θεωρητική ενέργεια ανά μονάδα χρόνου (ισχύς) που διατίθεται από την αντλία στο ρευστό.

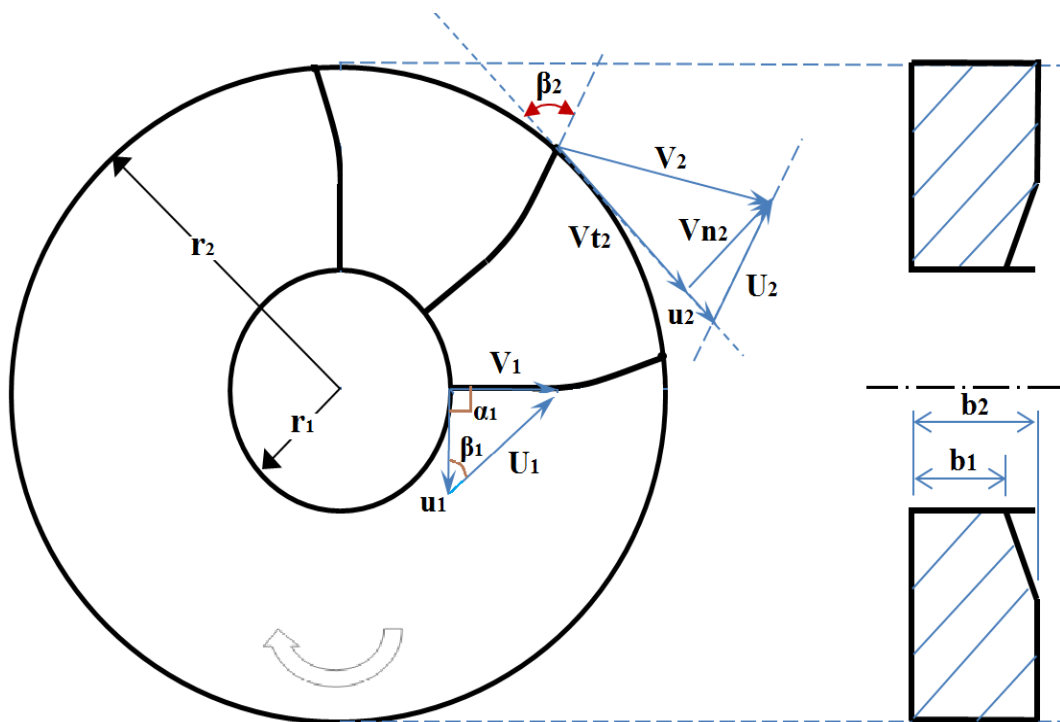
Συνεπώς, συνδυάζοντας το παραπάνω γινόμενο με την Σχέση (2.5) προκύπτει το θεωρητικό μανομετρικό ύψος :

$$\gamma \cdot Q \cdot H = M \cdot \omega \rightarrow$$

$$\gamma \cdot Q \cdot H = \rho \cdot Q(u_2 \cdot V_{t2} - u_1 \cdot V_{t1}) \rightarrow$$

$$H = \frac{(u_2 \cdot V_{t2} - u_1 \cdot V_{t1})}{g} \quad (2.6)$$

Για την εύρεση του θεωρητικού μανομετρικού ύψους του αποφυλλωτήρα σχεδιάζεται παρακάτω το στροφέιο του και αναλύεται το τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου και εξόδου του αέρα :



Διαστάσεις	Σύμβολο	Μονάδες	Τιμή
Διάμετρος στροφείου (Πτερωτής)	D_2	[mm]	310
Διάμετρος άξονα του στροφείου	D_1	[mm]	40
Πάχος στροφείου κατά την είσοδο	b_1	[mm]	40
Πάχος στροφείου κατά την έξοδο	b_2	[mm]	80
Γωνία ακροπτερυγίων κατά την έξοδο	β_2	[°]	-

Σχήμα 2.2: Φτερωτή αποφυλλωτήρα με τα τρίγωνα ταχυτήτων.

Δεδομένα (Πίνακας 2.1):

$$Q = 1.800 \text{ m}^3/\text{h} = 0,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 1.820 \text{ Pa} = 1.820 \text{ Pa} / \rho g = 154.6 \text{ m}$$

$$n = 2.800 \text{ RPM} = 46,67 \text{ s}^{-1}$$

$\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ (πυκνότητα αέρα στους $20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Αρχικά, πραγματοποιείται ο υπολογισμός των περιφερειακών ταχυτήτων του αέρα στην είσοδο 1 και στην έξοδο 2 της πτερωτής ως εξής:

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \quad (2.7)$$

Όπου η γωνιακή ταχύτητα (ω) προκύπτει ως εξής:

$$\omega = 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot 46,67 \text{ s}^{-1} \rightarrow \omega = 293 \text{ s}^{-1}$$

Άρα, τελικά, η περιφερειακή ταχύτητα του ρευστού στην είσοδο της πτερωτής προκύπτει:

$$u_1 = 293 \text{ s}^{-1} \cdot 0,02 \text{ m} = 5,86 \text{ m/s}$$

Η περιφερειακή ταχύτητα του ρευστού στην έξοδο της πτερωτής από Σχέση (2.7) :

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = 293 \text{ s}^{-1} \cdot 0,155 \text{ m} = 45,415 \text{ m/s}$$

Η παροχή όγκου του ρευστού δίνεται από τη σχέση:

$$Q = V_{n1} \cdot A_1$$

Εφόσον η γωνία α_1 στο τρίγωνο ταχυτήτων στην είσοδο της πτερωτής ισούται με 90 μοίρες, η ακτινική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας ταυτίζεται με την απόλυτη ταχύτητα και η εφαπτομενική στην πτερωτή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας είναι μηδενική. Δηλαδή $v_{n1} = v_1$. Άρα, τελικά, η απόλυτη ταχύτητα εισόδου (v_1) προκύπτει ως εξής:

$$Q = V_1 \cdot A_1 \rightarrow V_1 = \frac{Q}{2\pi \cdot r_1 \cdot b_1} = \frac{0,5 \text{ m}^3/\text{s}}{2\pi \cdot 0,02 \text{ m} \cdot 0,04 \text{ m}} \rightarrow V_1 = 99,5 \text{ m/s}$$

Παρατηρείται ότι για το τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου του ρευστού στην πτερωτή, που φαίνεται στο Σχήμα 2.2, ισχύει ότι:

$$\tan(\beta_1) = \frac{V_1}{u_1} = \frac{99,5 \text{ m/s}}{5,86 \text{ m/s}} = 16,98 \rightarrow \beta_1 = \tan^{-1}(16,98) \rightarrow \beta_1 \cong 86^\circ$$

Για την εύρεση της γωνίας (β_2), που σχηματίζεται μεταξύ της εφαπτομένης στην πτερωτή και της εφαπτομένης στο επίπεδο πτερύγιο στην έξοδο της πτερωτής, θα χρησιμοποιήσουμε τον τύπο του *Pfleiderer* όπου διευκρινίζει ότι ο κατάλληλος αριθμός πτερυγίων πρέπει να είναι :

$$z = k_z \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (2.8)$$

Όπου k_z είναι εμπειρική σταθερά, που εξαρτάται από το πάχος του πτερυγίου. Όσο μεγαλώνει ο λόγος του πάχους s_1 προς διάμετρο D_1 του πτερυγίου, τόσο η σταθερά αυτή μικραίνει.

$k_z=5$ μέχρι 6.5 για χυτά πτερύγια

$k_z=6.5$ μέχρι 8 για πτερύγια μηχανικά διαμορφωμένα από μεταλλικά ελάσματα
 β_1 και β_2 είναι οι γωνίες β του τριγώνου ταχυτήτων στην είσοδο και στην έξοδο των κινητών πτερυγίων

$\beta_2 \leq 90^\circ$ στρόβιλος Francis

$\beta_2 = 20^\circ$ μέχρι 40° αντλίες υγρών

$\beta_2 = 50^\circ$ μέχρι 70° ανεμιστήρες, φυσητήρες, συμπιεστές και σε ειδικές περιπτώσεις μέχρι 90°

Συνεπώς από Σχέση (2.8) έχουμε :

$$\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{z}{k_z \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1}} = \frac{6}{5 \cdot \frac{0,175^m}{0,135^m}} = 0,926 \rightarrow \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \sin^{-1}(0,926)$$

$$\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 67,78 \rightarrow \beta_2 = 136 - \beta_1 \rightarrow \beta_2 \cong 50^\circ$$

Στην έξοδο της πτερωτής η συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας της ροής κατά τη διεύθυνση της ακτίνας είναι η ταχύτητα v_{n2} . Όμως, σύμφωνα με το νόμο της συνέχειας, πρέπει:

$$Q = V_{n2} \cdot A_2 \rightarrow V_{n2} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_2 \cdot b_2} = \frac{0,5^{m^3/s}}{2\pi \cdot 0,155^m \cdot 0,08^m} \rightarrow V_{n2} = 6,42 m/s \quad (2.9)$$

Παρατηρείται ότι για το τρίγωνο ταχυτήτων του ρευστού στην έξοδο, με βάση το Σχήμα 2.2, ισχύει:

$$\tan(\beta_2) = \frac{V_{n2}}{u_2 - V_{t2}} \rightarrow V_{t2} = -\frac{V_{n2}}{\tan \beta_2} + u_2 \rightarrow \quad (2.10)$$

$$V_{t2} = \left[-\frac{6,42^{m/s}}{\tan 50^\circ} + 45,415^{m/s} \right] \rightarrow V_{t2} = 40 m/s$$

Ο υπολογισμός του θεωρητικά παραγόμενου μανομετρικού ύψους (H) πραγματοποιείται από τη Σχέση (2.6) :

$$H = \frac{(u_2 \cdot V_{t2} - u_1 \cdot V_{t1})}{g}$$

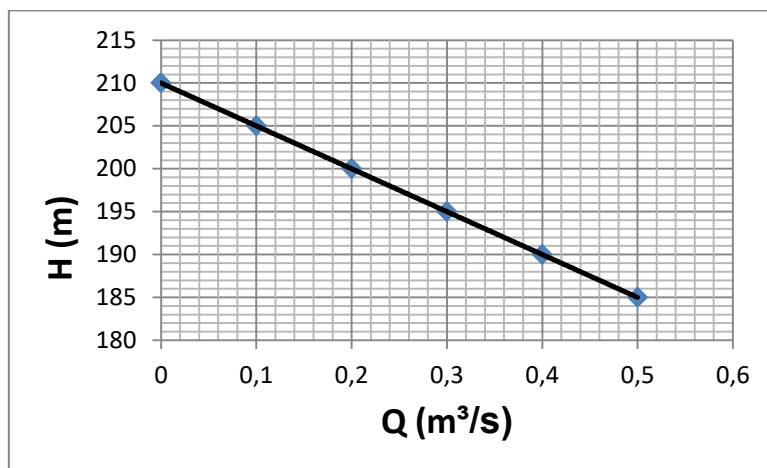
Εφόσον η γωνία α_1 του τριγώνου ταχυτήτων εισόδου της ροής στην πτερωτή ισούται με 90° , ισχύει ότι $v_{t1} = 0$. Άρα, τελικά, το θεωρητικά παραγόμενο ύψος (H) προκύπτει:

$$H = \frac{(u_2 \cdot V_{t2})}{g} = \frac{45,415^{m/s} \cdot 40^{m/s}}{9,81^{m/s^2}} \rightarrow H = 185m \quad (2.11)$$

Αντικαθιστώντας, την Σχέση (2.9) και (2.10) στη Σχέση (2.11) προκύπτει το θεωρητικό μανομετρικό ύψος συναρτήσει της παροχής Q αλλά και της γωνίας β_2 :

$$H = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot Q}{2 \cdot g \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2}$$

Για διάφορες παροχές η θεωρητική χαρακτηριστική καμπύλη του αποφυλλωτήρα αναπαρίσταται στο παρακάτω Σχήμα 2.3.



Σχήμα 2.3: Θεωρητική χαρακτηριστική καμπύλη αποφυλλωτήρα

1.2.3 Υπολογισμός υδραυλικής απόδοσης αποφυλλωτήρα

Έχοντας υπολογίσει το θεωρητικό μανομετρικό ύψος και από τα δεδομένα του κατασκευαστή, είναι εφικτό να υπολογίσουμε την υδραυλική απόδοση του αποφυλλωτήρα από τον παρακάτω τύπο :

$$e = \frac{H}{H_{\Theta}} = \frac{154,6^m}{185^m} \rightarrow e = 84\%$$

Δεδομένου της υδραυλικής αποδόσεως του αποφυλλωτήρα μπορούν να υπολογιστούν οι απώλειες του συστήματος που διακρίνονται σε:

- Απώλειες **εισόδου**. Κατά την είσοδο του αέρα στην πτερωτή.
- Απώλειες του διαχωριστή λόγω αναστροφής του αέρα και της αλλαγής της ροής.
- Απώλειες **διαρροής**. Επειδή απαιτείται ένα διάκενο μεταξύ της περιστρεφόμενης περιφέρειας του τροφείου και του περιβλήματος, στην είσοδο, οδηγεί στη διαρροή αέρα και διαταραχή στον κύριο μέρος ροής.
- Απώλειες **τριβής δίσκου**. Οφείλεται στην ιξώδη έλξη στην πίσω επιφάνεια του δίσκου του τροφείου.
- Απώλειες **μηχανικές** λόγω τριβής της πτερωτής με τον αέρα και του άξονα με τα έδρανα.
- Περαιτέρω απώλειες που οφείλονται λόγω της τριβής στις διαδρομές του αέρα στο περίβλημα και του χωρισμού ροής.

Άρα, οι απώλειες του αποφυλλωτήρα είναι:

$$H_{\text{ΑΠ}} = (1 - e) \cdot H_{\ominus} = (0,16) \cdot 185^m = 29,6m$$

1.2.4 Εύρεση διαφοράς της στατικής πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου της ροής στην πτερωτή του αποφυλλωτήρα

Με βάση το νόμο διατήρησης της ενέργειας για το ανοικτό σύστημα, μεταξύ της εισόδου (1) και εξόδου (2) της πτερωτής, εφόσον $H_{\text{ΑΠ}} = 0$ (δεν λογίζονται ενεργειακές απώλειες) και $z_1 = z_2 = 0$ (ίδιο γεωδαιτικό ύψος) προκύπτει ότι:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + H_{\text{ΑΠ}} \rightarrow$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \rightarrow$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} + H \quad (2.12)$$

Η εύρεση της απόλυτης ταχύτητας εξόδου του ρευστού από την πτερωτή (U_2) πραγματοποιείται ως εξής:

$$V_2 = \sqrt{V_{n2}^2 + V_{t2}^2} \rightarrow V_2 = \sqrt{6,42^2 + 40^2} \left(\frac{m}{s}\right) \rightarrow V_2 = 40,5m/s$$

Άρα, σύμφωνα με την Σχέση (2.12) η αύξηση πίεσης μέσω της πτερωτής προκύπτει:

$$P_2 - P_1 = \rho \cdot g \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \rho \cdot g \cdot H \rightarrow$$

$$P_2 - P_1 = 1,2^{kg/m^3} \frac{[99,5^2 - 40,5^2]^{m/s}}{2} + 1,2^{kg/m^3} \cdot 9,81^{m/s^2} \cdot 185^m \rightarrow$$

$$P_2 - P_1 = 2.778 Pa$$

1.2.5 Υπολογισμός μεταφορικής ικανότητας αποφυλλωτήρα

Χρησιμοποιώντας την εμπειρική προσέγγιση για τα συστήματα κενού, η οποία συσχετίζει δύο παράγοντες :

- Τον κορεσμό: όγκος αέρα που απαιτείται για τη μεταφορά της μονάδας μάζας του υλικού ανά λεπτό
- Το hp/ton : (ισχύς που απαιτείται για τη μεταφορά ενός τόνου (2000 lb) υλικού σε μια ώρα)

έχει προσδιοριστεί ένας Πίνακας κορεσμού (Πίνακας 2.2) λαμβάνοντας υπόψη τα παρακάτω :

- καμπύλες που προκαλούν αλλαγή της διεύθυνσης της γραμμής κατά 120° ανά 100ft μήκους γραμμής
- οι απώλειες στον διαχωριστή λόγω αναστροφής του αέρα
- ότι το υλικό πριν εισέλθει στη σωλήνωση βρίσκεται σε ηρεμία
- και η εσωτερική διάμετρος των σωλήνων μεταφοράς είναι 4 " ή 5 " ή 6 "

Πίνακας 2.2: Πίνακας κορεσμού σε συστήματα μεταφοράς

ΥΛΙΚΟ	Πυκνότητα υλικού		ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ (ft)								Ταχύτητα	
			100		150		250		400			
	lb/ft3	kg/m3	Κορεσμός (ft3/(lb/min))	hp/ton	Κορεσμός (ft3/(lb/min))	hp/ton	Κορεσμός (ft3/(lb/min))	hp/ton	Κορεσμός (ft3/(lb/min))	hp/ton	ft/s	m/s
Alum	50	800	3,6	4,5	3,9	5	4,3	5,7	4,7	6,3	110	33,6
Alumina	60	960	2,4	4	2,8	4,7	3,4	5,7	4	6,4	105	32,0
Carbonate, calcium	25_30	400-480	3,1	4,2	3,6	5	3,9	5,5	4,2	6	110	33,6
Cellulose acetate	22	352	3,2	4,7	3,5	5,1	3,8	5,7	4,1	6	100	30,5
Clay, air floated	30	480	3,3	4,5	3,5	5	3,9	5,5	4,2	6	105	32,0
Clay, water washed	40 - 50	640 - 800	3,5	5	3,8	5,6	4,2	6,5	4,5	7,2	115	35,1
Clay, spray dried	60	960	3,4	4,7	3,6	5,2	4	6,2	4,4	7,1	110	33,6
Coffee beans	42	672	1,2	2	1,6	3	2,1	3,5	2,4	4,2	75	22,9
Corn, shelled	45	720	1,9	2,5	2,1	2,9	2,4	3,6	2,8	4,3	105	32,0
Flour, wheat	40	640	1,5	3	1,7	3,3	2	3,7	2,5	4,4	90	27,5
Grits, corn	33	528	1,7	2,5	2,2	3	2,9	4	3,5	4,8	100	30,5
Lime, pebble	56	896	2,8	3,8	3	4	3,4	4,7	3,9	5,4	105	32,0
Lime, hydrated	30	480	2,1	3,3	2,4	3,9	2,8	4,7	3,4	6	90	27,5
Malt	28	448	1,8	2,5	2	2,8	2,3	3,4	2,8	4,2	100	30,5
Oats	25	400	2,3	3	2,6	3,5	3	4,4	3,4	5,2	100	30,5
Phosphate, trisodium	65	1040	3,1	4,2	3,6	5	3,9	5,5	4,2	6	110	33,6
Polyethylene pellets	30	480	1,2	2	1,6	3	2,1	3,5	2,4	4,2	80	24,4
Rubber pellets	40	640	2,9	4,2	3,5	5	4	6	4,5	7,2	110	33,6
Salt cake	90	1440	4	6,5	4,2	6,8	4,6	7,5	5	8,5	120	36,6
Soda ash, light	35	560	3,1	4,2	3,6	5	3,9	5,5	4,2	6	110	33,6
Soft feeds	20 - 40	320 - 640	3	4,2	3,4	4,5	3,7	5	4,2	5,5	110	33,6
Starch, pulverized	40	640	1,7	3	2	3,4	2,6	4	3,4	5	90	27,5
Sugar, granulated	50	800	3	3,7	3,2	4	3,4	5,2	3,9	6	110	33,6
Wheat	48	768	1,9	2,5	2,1	2,9	2,4	3,6	2,8	4,3	105	32,0
Wood flour	12_20	192 - 320	2,5	3,5	2,8	4	3,4	4,9	4,4	6,5	100	30,5

1ft3=28,32 lt
1lb=0,454 kg

1 ft3/lb=62,335 lt/kg

(Πηγή : Σημειώσεις Βιομηχανικής Ρευστομηχανικής Αναγνωστόπουλου Ι., ΕΜΠ)

Από τα δεδομένα του κατασκευαστή δίδεται η μέγιστη παροχή αέρα του αποφυλλωτήρα :

$$Q = 1800 \text{ m}^3/\text{h} = 30 \text{ m}^3/\text{min}$$

Επίσης, ο σωλήνας κατάθλιψης του αποφυλλωτήρα που χρησιμοποιείται για να αποβληθούν τα φύλλα και τα κλαδιά είναι διατομής $\Phi 100 = 4''$ και έχει μήκος μεταφοράς $35 \text{ m} = 110 \text{ ft}$.

Δεδομένου, ότι η πυκνότητα των αποβαλλομένων υλικών είναι $\rho_{\text{απ}} \approx 200 \text{ kg/m}^3$ [$\rho_{\text{απ}} = 60\% \cdot 170 \text{ kg/m}^3$ (φύλλα) + $40\% \cdot 265 \text{ kg/m}^3$ (κλαδιά)], από τον Πίνακα 2.2 παρατηρούμε ότι συμπίπτει με το υλικό wood flour που έχει ίδια πυκνότητα, και για μήκος μεταφοράς 100 ft επιλέγεται κορεσμός **3,5** δηλαδή $3,5 \text{ ft}^3$ αέρα για κάθε lb του υλικού που πρέπει να μεταφέρεται ανά λεπτό ή **0,156** m^3 αέρα για κάθε $1 \text{ lb} = 0,454 \text{ kg}$ αποβλήτων που μεταφέρονται το λεπτό.

Με την απλή μέθοδο των τριών – αναλογίας έχουμε :

Για	0,454 kg αποβλήτων		απαιτείται	0,156 m^3 αέρας	
για	1 kg	»	απαιτείται	χ ;	»

$$\chi = \mathbf{0,344 \text{ m}^3} \text{ αέρας για κάθε } 1 \text{ kg αποβλήτων που μεταφέρονται το λεπτό}$$

Ομοίως, για την παροχή που μας δίνει ο κατασκευαστής έχουμε :

	0,344 m^3/min αέρα		απαιτούνται	για να μεταφερθεί 1 kg αποβλήτων	
τα	30 m^3/min αέρα	μεταφέρουν		χ ;	»

$$\chi = \mathbf{87 \text{ kg}} \text{ αποβλήτων μεταφέρονται ανά λεπτό}$$

Οπότε, η προσεγγιστική μεταφορική ικανότητα του αποφυλλωτηρίου είναι **87 kg/min** ή **5.220 kg/h**.

1.3 ΠΛΥΝΤΗΡΙΟ

1.3.1 Έκπλυση του ελαιοκάρπου – Τεχνικά χαρακτηριστικά

Ο ελαιοκάρπος από πλευράς καθαρά μικροβιολογικής, είναι ορθότερο να πλένεται την ώρα που προσκομίζεται στο ελαιοτριβείο από τους τόπους συλλογής του, γιατί έτσι απαλλάσσεται από τις ξένες ύλες και από το μεγαλύτερο αριθμό μικροβίων, ιδίως όταν έχει συλλεχθεί από το έδαφος.

Ο ελαιοκάρπος, κατά τη διάρκεια αποθηκεύσεώς του σε σωρούς, επιδρώνει συνέπεια της αναπτυσσόμενης υψηλής θερμοκρασίας, της διαπνοής και του πλημμελούς αερισμού. Ταυτόχρονα αποδίδει, μέσω των πόρων της επιδερμίδας, μια ποσότητα ελαίου με την οποία διαβρέχει τυχόν κρούστα από άργιλο, καλύπτουσα την εξωτερική του επιφάνεια. Το λάδι αυτό, αν ο καρπός δεν πλυθεί έγκαιρα, ταγγίζει και επηρεάζει δυσμενέστατα την ποιότητα όλου του φορτίου, που θα διαχωριστεί στα μετέπειτα στάδια.

Ο τρόπος πλύσεως του ελαιοκάρπου διαφέρει ευρύτατα από τη μια βιομηχανία στην άλλη και διενεργείται επιμελώς. Εντούτοις, η επίδρασή του επί της ποσότητας και κυρίως επί της ποιότητας του ελαιολάδου, που θα διαχωριστεί στα μετέπειτα στάδια, είναι μεγάλη και υπ' αυτό το πρίσμα θα πρέπει ν' αντιμετωπίζεται από τους τεχνικούς των ελαιοτριβείων.

Τα μηχανήματα που χρησιμοποιούνται για το πλύσιμο του ελαιοκάρπου ονομάζονται **πλυντήρια** (Εικόνα 3.1). Πέρασαν από διάφορα στάδια εξέλιξεως και τελειοποιήσεως καταλήγοντας σε ένα υδροπνευματικό πλυντήριο τελευταίου τύπου που κάνει πλύσιμο και ξέπλυμα του ελαιοκάρπου. Πρόκειται για μηχανήματα κλειστού κυκλώματος κυκλοφορίας νερού που πλένει τον καρπό ήπια σε ειδική λεκάνη ημικυλινδρικής διατομής, χωρίς να τον πληγώνει (ειδικά σε υπερώριμη κατάσταση). Διαθέτει δεξαμενή καθίζησης για την λάσπη, ειδική παγίδα για κατακράτηση στερεών αντικειμένων (πέτρες, σίδερα, κ.λ.π.) για την προστασία του Ντεκάντερ, δονούμενη εσχάρα στράγγισης πλυμένου ελαιοκάρπου και αντλία πίεσεως για την πλύση. Υπάρχει δυνατότητα τοποθέτησης και δεύτερης δονούμενης εσχάρας (προ- κόσκινο) για εγκατάσταση πρόσθετου αποφυλλωτηρίου επικεφαλής. Δυναμικότητα έως 4.000 – 6.000 kgr / h.



Εικόνα 3.1: Πλυντήριο ελαιοτριβείου

Το πλυντήριο αποτελείται από:

- **Φυγοκεντρική αντλία πλυντηρίου**, για την επανακυκλοφορία και το στροβιλισμό του νερού από τη δεξαμενή του πλυντηρίου στο θάλαμο έκπλυσης. Η κίνησή της επιτυγχάνεται με ηλεκτρικό κινητήρα **2 HP**.
- **Δεξαμενή** χωρητικότητας 1500-2000 lt νερού, ενώ είναι κατάλληλα σχεδιασμένη για τη σωστή πλύση του ελαιοκάρπου. Ακολουθεί διαμέρισμα για την παραμονή των βαρύτερων αντικειμένων, ενώ διαθέτει και σύστημα υπερχειλίσεως για την απομάκρυνση των αιωρούμενων ξένων σωμάτων.
- **Δονούμενη σχάρα**, για την αποστράγγιση του ελαιοκάρπου, που λειτουργεί με σύστημα ηλεκτρικού κινητήρα ονομαστικής ισχύος 0,4 HP και ιμαντοκίνησης.

Πίνακας 3.1:Τεχνικά χαρακτηριστικά

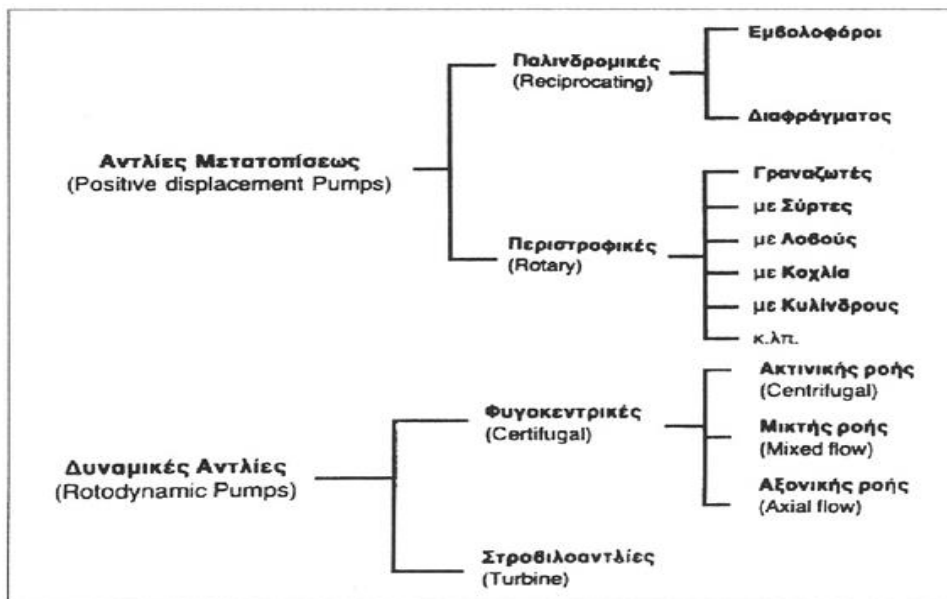
ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΛΥΝΤΗΡΙΟΥ	
ΚΙΝΗΣΗ	
1. Ηλεκτροκινητήρας Δονούμενου κόσκινου:	
Ισχύς [kw]	0,3
Τύπος Έδρασης	B3
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Αριθμός Πόλων	4
2. Αντλία Πλύσεως	
Ισχύς [kw]	1,5
Αριθμός Πόλων κινητήρος	2
Τύπος Έδρασης κινητήρος	B3/B5
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Παροχή (διατομή Αναρρόφησης Κατάθλιψης)	2 ”
Υλικό κελύφους-φτερωτής	Ορείχαλκος/ Χυτοσόδηρος
Υλικό άξονα [DIN]	1.4301
Μετάδοση Κίνησης (ευθύγραμμη)	Μεταλλικό κόπλερ
ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	
STANDARD τύπος	ST-37
EXTRA – INOX τύπος	1.4301

1.3.2 Φυγοκεντρική αντλία πλυντηρίου

Οι **αντλίες** όπως αναφέραμε στο Κεφάλαιο 1.2, ανήκουν στις Ρευστοδυναμικές μηχανές και είναι μηχανικά μέσα που επιτρέπουν την μεταφορά ρευστών, δημιουργώντας τις απαραίτητες διαφορές πιέσεως που χρειάζονται για την υπερνίκηση υψομετρικών διαφορών ή αντιτιθέμενων διαφορών πιέσεως ή τριβών ροής. Στην παρούσα φάση, η αντλία προσδίδει ενέργεια στο νερό με σκοπό την αύξηση της πίεσης - στροβιλισμό του νερού (*Εικόνα 3.2*) στο θάλαμο εκπλύσεως του ελαιοκάρπου· γι' αυτό και ο κατασκευαστής του πλυντηρίου έχει επιλέξει μία αντλία δυναμική ή κινηματικού τύπου (*Σχήμα 3.1*).



Εικόνα 3.2: Στροβιλισμός του νερού στο θάλαμο εκπλύσεως



Σχήμα 3.1: Κατάταξη αντλιών

Στις **φυγοκεντρικές αντλίες** περιλαμβάνεται μια μεγάλη ποικιλία κατασκευαστικών τύπων που καλύπτουν πλήθος εφαρμογών. Χρησιμοποιούνται κυρίως για την μεταφορά μεγάλων ποσοτήτων υγρών που έχουν μεγάλη ρευστότητα (χαμηλό ιξώδες) και μικρό ύψος αναρρόφησης.

Ταξινομούνται σε οριζόντιες και κάθετες, ανάλογα του σκοπού για τον οποίο προορίζονται. Ακόμα μπορεί να είναι **μονοβάθμιες**, δηλαδή με ένα στροφειόπτερωτή, ή **πολυβάθμιες** με δύο ή και περισσότερα στροφεία. Οι φυγοκεντρικές αντλίες συνήθως έχουν λίγο μικρότερη απόδοση αλλά λειτουργούν με σχετικά

υψηλές ταχύτητες και έτσι μπορεί να δίνουν μεγάλες παροχές με αρκετά ψηλό διαφορικό μανομετρικό ύψος, με σχετικά μικρό φυσικό μέγεθος. Παρουσιάζουν πολύ μικρότερες απαιτήσεις σε συντήρηση και επομένως εμφανίζουν μεγαλύτερη λειτουργική αξιοπιστία, που μπορεί να οδηγήσει στην εγκατάσταση μικρότερου αριθμού αντλιών (π.χ. περιπτώσεις που δεν απαιτείται εγκατάσταση εφεδρικής αντλίας).

Χαρακτηριστικά κατασκευαστικά στοιχεία των φυγοκεντρικών αντλιών είναι το περίβλημα ή κέλυφος, η πτερωτή, ο δακτύλιος στεγανώσεως και ο στυπιοθάλαμος (Σχήμα 3.2).

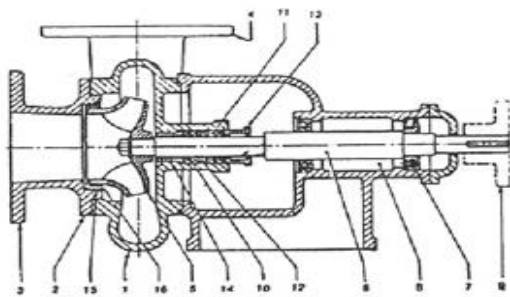
Το περίβλημα ή κέλυφος είναι σπειροειδούς μορφής. Η διατομή του αγωγού του σπειροειδούς περιβλήματος είναι προοδευτικά αυξανόμενη προς την κατάθλιψη, έτσι ώστε η παροχή του υγρού ανά μονάδα επιφανείας να είναι σταθερή σε όλη τη διαδρομή του υγρού, που κινείται μέσα στο περίβλημα κάτω από την επίδραση της φυγοκέντρου δύναμης. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται η μείωση της ταχύτητας του υγρού και προοδευτικά η κινητική του ενέργεια μετατρέπεται σε στατική πίεση.

Η φτερωτή αποτελείται από τον περιστρεφόμενο δρομέα και από τα πτερύγια που είναι συγκολλημένα πάνω στον δρομέα και έχουν κλίση αντίθετη προς την φορά περιστροφής.

Υπάρχουν τρία είδη πτερωτών (Σχήμα 3.3):

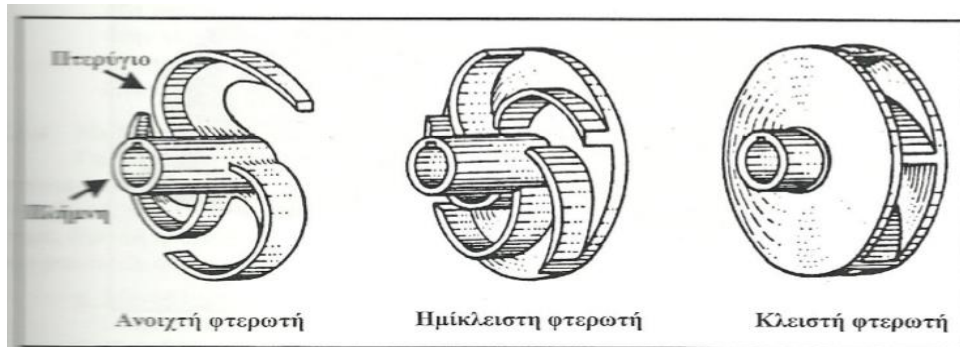
- Φτερωτή ανοικτού τύπου
- Φτερωτή κλειστού τύπου
- Φτερωτή ημίκλειστου τύπου

Στην φτερωτή **ανοικτού τύπου**, οι πτερυγώσεις είναι συγκολλημένες γύρω από τον δρομέα. Οι αντλίες αυτού του τύπου έχουν μικρό βαθμό απόδοσης, δεν δημιουργούν μεγάλο μανομετρικό και εφαρμόζονται συνήθως σε εγκαταστάσεις άντλησης νερού που περιέχει και ξένα σώματα. Στην φτερωτή **κλειστού τύπου** οι πτερυγώσεις περιβάλλονται και από τις δύο πλευρές με πλήρεις δίσκους. Οι αντλίες αυτές έχουν μεγάλο βαθμό απόδοσης, αναπτύσσουν υψηλή πίεση και έχουν μικρότερη τάση για σπηλαιώση. Ενδείκνυται η χρήση τους για άντληση καθαρών υγρών αφού έχουν το μειονέκτημα να συγκρατούν πάνω στα πτερύγια ανάμεσα στους δυο δίσκους στερεά σωματίδια. Στην φτερωτή **ημίκλειστου τύπου**, ένας πλήρης δίσκος εκτείνεται από τη μια πλευρά των πτερυγίων μέχρι την άκρη των πτερυγίων. Απαιτείται μεγάλη ακρίβεια κατασκευής ώστε το διάκενο μεταξύ των πτερυγίων και της εσωτερικής επιφάνειας του κελύφους να είναι όσο γίνεται μικρότερο για να ελαττώνονται οι διαφυγές του υγρού και να αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης. Με τη λειτουργία οι φθορές του κελύφους ή/και της φτερωτής αυξάνουν τα διάκενα αυτά με αποτέλεσμα να μειώνεται ο βαθμός απόδοσης.



1. Σπειροειδές περίβλημα
2. Κάλυμμα του σπειροειδούς περιβλήματος
3. Φλάντζα στομίου εισόδου
4. Χοάνη καταθλίψεως
5. Πτερωτή
6. Άξονας της αντλίας
7. Τριβέας
8. Θάλαμος λαδιού
9. Συνδετήρας της αντλίας με κινητήρα
10. Σαλαμάστρα
11. Σαλαμάστρα
12. Δακτύλιος υδρολιπάνσεως της σαλαμάστρας
13. Στυπιοθλίπτης
14. Δακτυλιοειδής τριβέας
15. Δακτύλιος στεγανώσεως του σπειροειδούς περιβλήματος
16. Δακτύλιος στεγανώσεως της πτερωτής

Σχήμα 3.2: Τομή φυγοκεντρικής αντλίας - Χαρακτηριστικά κατασκευαστικά στοιχεία



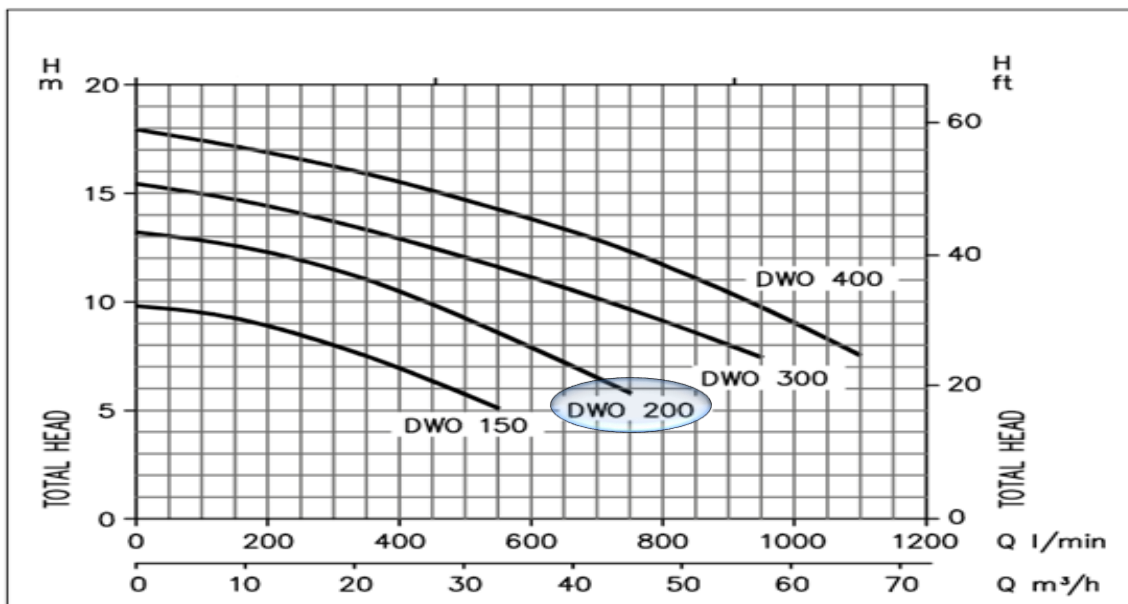
Σχήμα 3.3: Τύποι φτερωτών φυγοκεντρικής αντλίας ακτινικής ροής

Ο κατασκευαστής του πλυντηρίου έχει επιλέξει μία **μονοβάθμια φυγοκεντρική αντλία ακτινικής ροής ανοιχτού τύπου** μάρκας «Ebara» σειράς **DWO 200** (Εικόνα 3.3).

Παρακάτω δίδονται και οι χαρακτηριστικές γραφικές παραστάσεις του κατασκευαστή της αντλίας. (Σχήμα 3.4).



Εικόνα 3.3: Αντλία Ebara DWO 200



Model	P ₁	Q = Flow Rate										
		[HP]	[kW]	100	200	300	400	550	750	950	1100	
Single phase 230V	Three phase 230/400V			l/min	m³/h							
DWO 150 M	DWO 150	1.5	1.1	9.5	8.9	7.9	6.9	5.1	-	-	-	-
DWO 200 M	DWO 200	2	1.5	12.7	12.3	11.5	10.5	8.6	5.8	-	-	-
-	DWO 300	3	2.2	15.0	14.5	13.8	12.9	11.7	9.7	7.5	-	-
-	DWO 400	4	3	17.5	16.9	16.3	15.6	14.3	12.4	9.8	7.6	-

Σχήμα 3.4: Γραφικές παραστάσεις φυγοκεντρικής αντλίας (Πηγή: www.ebara-pumps-online.com)

1.3.3 Υπολογισμός παροχής και μανομετρικού ύψους της αντλίας

Η ογκομετρική παροχή (Q) προκύπτει από τη σχέση:

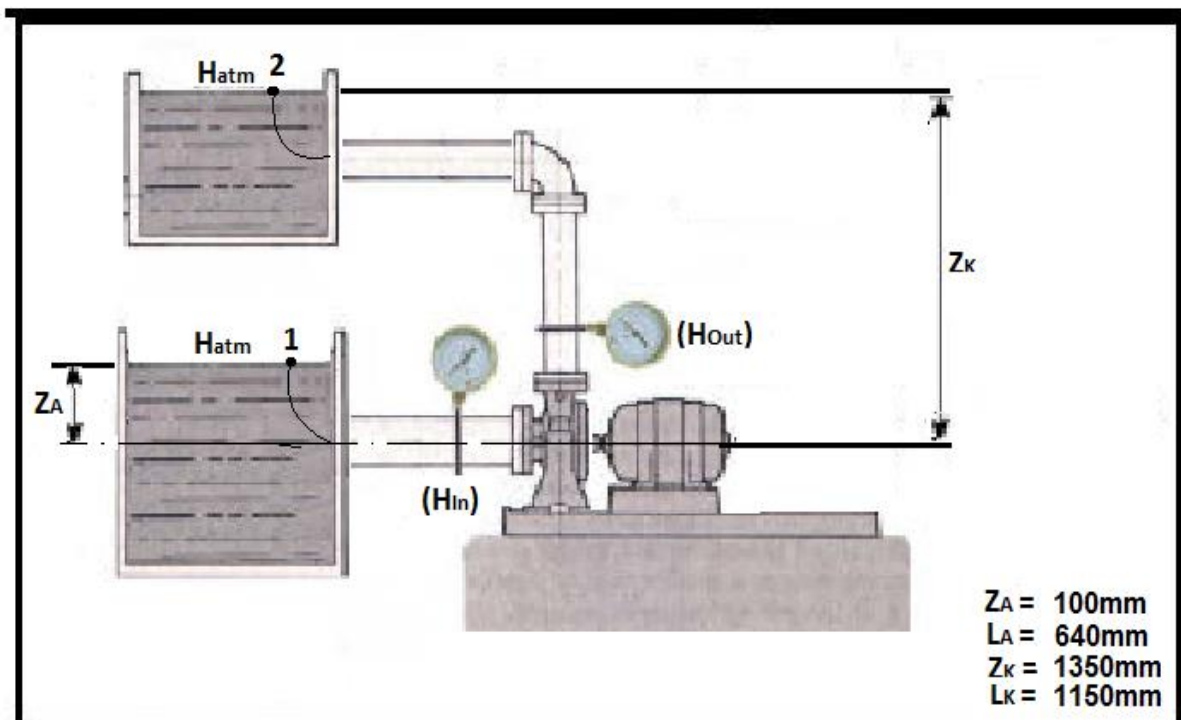
$$Q = u \cdot A \Rightarrow u = \frac{Q}{A} \Rightarrow u = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \Rightarrow u = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (\text{m/s}) \quad (3.1)$$

Όπου u η ταχύτητα του νερού εσωτερικά του σωλήνα. Ο σωλήνας του δικτύου διανομής έχει σταθερή διάμετρο και, συνεπώς η ταχύτητα u είναι σταθερή σε όλο το δίκτυο, σύμφωνα με το νόμο της συνέχειας. Εφαρμόζοντας το νόμο διατήρησης της ενέργειας σε μια γραμμή ροής που αρχίζει από τη στάθμη 1 της μιας δεξαμενής και φθάνει στη στάθμη 2 της άλλης (Σχήμα 3.5), διαμέσου του δικτύου διανομής, προκύπτει:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 + H_w = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + z_2 + H_{\text{ΑΠ}} \rightarrow$$

Η ταχύτητα του νερού στις στάθμες των δύο δεξαμενών θεωρείται μηδενική, $u_1 = u_2 = 0$ και η πίεση $P_1 = P_2 = P_{\text{atm}} = 1[\text{bar}]$. Επίσης $z_2 - z_1 = z = H_{\text{geo}}$ το γεωμετρικό ύψος ανύψωσης, δηλαδή η διαφορά στάθμης μεταξύ της δεξαμενής κατάθλιψης και της δεξαμενής αναρρόφησης. Με τις παρατηρήσεις αυτές, η παραπάνω σχέση γίνεται:

$$H_w = H_{\text{geo}} + H_{\text{ΑΠ}} \quad (\text{Μονάδες Μήκους}) \quad (3.2)$$



Σχήμα 3.5: Τυπική αντλητική εγκατάσταση πλυντηρίου με γεωδαιτικό ύψος ανύψωσης

Υπολογισμός ενεργειακών απωλειών ($H_{ΑΠ}$)

Η εύρεση των συνολικών ενεργειακών απωλειών του δικτύου προκύπτει από το άθροισμα των γραμμικών απωλειών $H_{ΤΡ}$, που οφείλονται στην τριβή του ρευστού, με το εσωτερικό των σωλήνων και των τοπικών απωλειών $H_{ΤΟΠ}$, που οφείλονται σε ειδικά τεμάχια (γωνίες, διακόπτες) της σωληνογραμμής:

$$H_{ΑΠ} = H_{ΤΡ} + H_{ΤΟΠ} \quad (\text{m}) \quad (3.3)$$

Σύμφωνα με την ανάλυση της Μηχανικής των Ρευστών για τις γραμμικές απώλειες ισχύει :

$$H_{ΤΡ} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (3.4)$$

Όπου : f : ο συντελεστής τριβής μεταξύ ρευστού και ευθύγραμμου αγωγού,
 L : το μήκος του αγωγού,
 D : η διάμετρος του αγωγού,
 u : η ταχύτητα του ρευστού.

και για τις τοπικές απώλειες :

$$H_{ΤΟΠ} = \zeta \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (\text{m}) \quad (3.5)$$

Όπου : ζ : ο συντελεστής αντίστασης για κάθε ειδικό τεμάχιο.

Από τις Σχέσεις (3.4),(3.5), η (3.3) γίνεται ως εξής :

$$H_{ΑΠ} = \left(f \frac{L}{D} + \zeta \right) \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (3.6)$$

- Υπολογισμός συντελεστή τριβής (f)

Ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από το διάγραμμα **Moody** του Σχήματος 3.5 συναρτήσεως του αριθμού *Reynolds* και της σχετικής τραχύτητας (ϵ/D) του χαλυβδοσωλήνα.

Αρχικά, λαμβάνοντας υπόψη την παροχή της αντλίας $Q = 42 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0117 \text{ m}^3/\text{s}$ που δίνει ο κατασκευαστής στο Σχήμα 3.3 και την διάμετρο του αγωγού από τον Πίνακα 3.1 $D = 2'' = 0,0508 \text{ m}$ και από την Σχέση (3.1) υπολογίζουμε την ταχύτητα εντός των σωληνώσεων :

$$u = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,0117 \text{ m}^3/\text{s}}{3,14 \cdot (0,0508 \text{ m})^2} = 5,77 \text{ m/s} \quad (3.7)$$

Υπολογίζοντας τον αριθμό *Reynolds* :

$$\text{Re} = \frac{u \cdot D}{\nu} \Leftrightarrow \text{Re} = \frac{5,77 \text{ m/s} \cdot 0,0508 \text{ m}}{1,003 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 2,93 \cdot 10^5$$

Όπου : ν : το κινηματικό ιξώδες του νερού για τους 20 °C (θερμοκρασία δικτύου).

Η απόλυτη τραχύτητα (ε) του χάλυβα ίση με $\varepsilon = 0,0046\text{cm}$.

Η σχετική τραχύτητα υπολογίζεται ως :

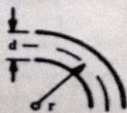
$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0046\text{cm}}{5,08\text{cm}} = 9,05 \cdot 10^{-4}$$

Με τη σχετική τραχύτητα και τον αριθμό *Reynolds* αναζητούμε το συντελεστή απωλειών ροής f από το διάγραμμα *Moody* του Σχήματος 3.6, τον οποίο τελικά βρίσκουμε ίσο με $f = 0,0275$.

- Υπολογισμός συντελεστή αντίστασης εξαρτημάτων (ζ)









Από τον Πίνακα 3.2, για $r = D \approx 0,0508\text{ m}$ και για τραχιά επιφάνεια έχουμε $\zeta = 0,51$. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.1 η εγκατάσταση αποτελείται από 2 γωνίες. Επίσης, τα στόμια εισόδου και εξόδου των αγωγών αναρρόφησης και κατάθλιψης αντίστοιχα, είναι τύπου *Borda*. Από τον Πίνακα 3.3 παίρνουμε τους συντελεστές απωλειών $\zeta_A = 0,78$ για το στόμιο εισόδου, και $\zeta_K = 1,0$ για το στόμιο εξόδου.

Πίνακας 3.2: Συντελεστής αντίστασης εξαρτημάτων

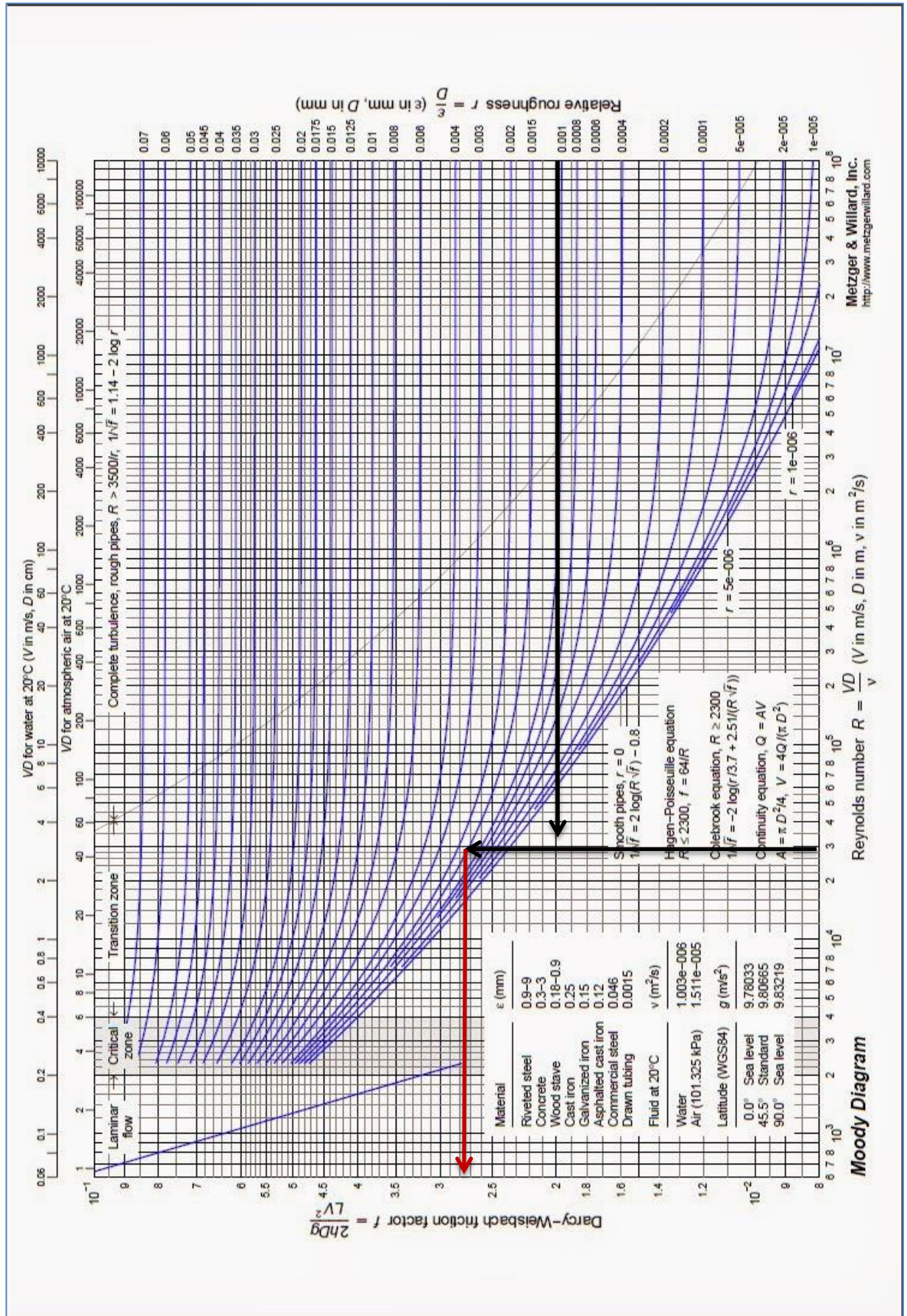
Συμβολισμός	Περιγραφή	Συντελεστής αντίστασης ζ	
	Τόξο 90°, λείο	$r = d$	0,21
		$r = 2d$	0,14
		$r = 4d$	0,11
		$r = 6d$	0,09
		$r = 10d$	0,11
	Τόξο 90°, τραχύ	$r = d$	0,51
		$r = 2d$	0,30
		$r = 4d$	0,23
		$r = 6d$	0,18
		$r = 10d$	0,20

(Πηγή: Χαρώνης Π., Μηχανολογικές Εγκαταστάσεις Κτιρίων, Εκδόσεις ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα, 2003)

Πίνακας 3.3: Συντελεστής αντίστασης στομιών αγωγών

Συντελεστές απωλειών στομιών εισόδου αγωγών				Συντελεστές απωλειών στομιών εξόδου αγωγών			
Στόμιο Borda	Στόμιο με Οξεία Χείλη	Στόμια με Στρογγυλεμένα Χείλη		Στόμιο Borda	Στόμιο με Οξεία Χείλη	Στόμια με Στρογγυλεμένα Χείλη	
							
$k_a = 0,78$	$k_a = 0,5 + 0,3\cos\theta + 0,2\cos^2\theta$	$k_a = 0,2$	$k_a = 0,04$	$k_e = 1,0$	$k_e = 1,0$	$k_e = 1,0$	$k_e = 1,0$

(Πηγή: Σημειώσεις Μηχανικής Ρευστών II, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών -ΤΕΙ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ, Πάτρα, 2011)



Σχήμα 3.6: Διάγραμμα Moody

Οπότε από τη Σχέση (3.2) έχουμε :

$$H_w = H_{geo} + H_{\Delta\Pi} = (z_K - z_A) + \left(f \cdot \frac{L_A + L_K + 2L_{\Gamma\Omega N}}{D_A = D_K} + 2 \cdot \zeta + \zeta_A + \zeta_K \right) \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (3.8)$$

$$\text{Όπου : } L_{\Gamma\Omega N} = \frac{\pi \cdot r}{180} \theta = \frac{3,14 \cdot 0,0508^m}{180} 90 = 0,08m$$

Εφαρμόζοντας την Σχέση (3.1) στην (3.8) με όλα τα γνωστά δεδομένα παίρνουμε την εξίσωση $H_w = f(Q)$:

$$H_w = 1,2^m + (0,0275 \cdot \frac{0,64^m + 1,35^m + 2 \cdot 0,08^m}{0,0508^m} + 2 \cdot 0,51 + 0,78 + 1) \cdot \frac{16Q^2}{3,14^2 \cdot (0,0508^m)^4 \cdot 2 \cdot 9,81^{m/s^2}} \rightarrow$$

$$H_w = 1,2 + 49.231 \cdot Q^2 \quad (3.9)$$

Παρατηρείται ότι η απαιτούμενη ενέργεια ανά μονάδα βάρους ρευστού, η οποία παρέχεται από την αντλία, είναι ανάλογη του τετραγώνου της παροχής Q. Η εξίσωση αυτή εκφράζει την χαρακτηριστική καμπύλη της σωλήνωσης, δηλαδή την ανά μονάδα μάζας ενέργεια που πρέπει να προσδίδεται στο υγρό έτσι ώστε αυτό να διακινείται μέσω της σωλήνωσης με παροχή Q και να επιτυγχάνεται το έργο του στροβιλισμού για έκπλυση των ελαιόκαρπων. Η ενέργεια αυτή H_w , είναι ίση προς το άθροισμα της δυναμικής ενέργειας h κατά την οποία αυξάνεται η ανά μονάδα μάζας ενέργεια του υγρού και της ενέργειας $H_{\Delta\Pi}$ που δαπανάται στην κάλυψη των υδραυλικών απωλειών που εμφανίζονται στο σύνολο της σωλήνωσης.

Από το Σχήμα 3.4 και από τη Σχέση (3.9) προκύπτει ότι η αντλία πρέπει να έχει μανομετρικό ύψος:

- Για $Q = 42 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0117 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_w = [1,2 + 49.231 \cdot (0,0117)^2]m \rightarrow H_w \cong 7,94m$$

Ομοίως :

- Για $Q = 33 \text{ m}^3/\text{h} = 9,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow H_w \cong 5,34m$

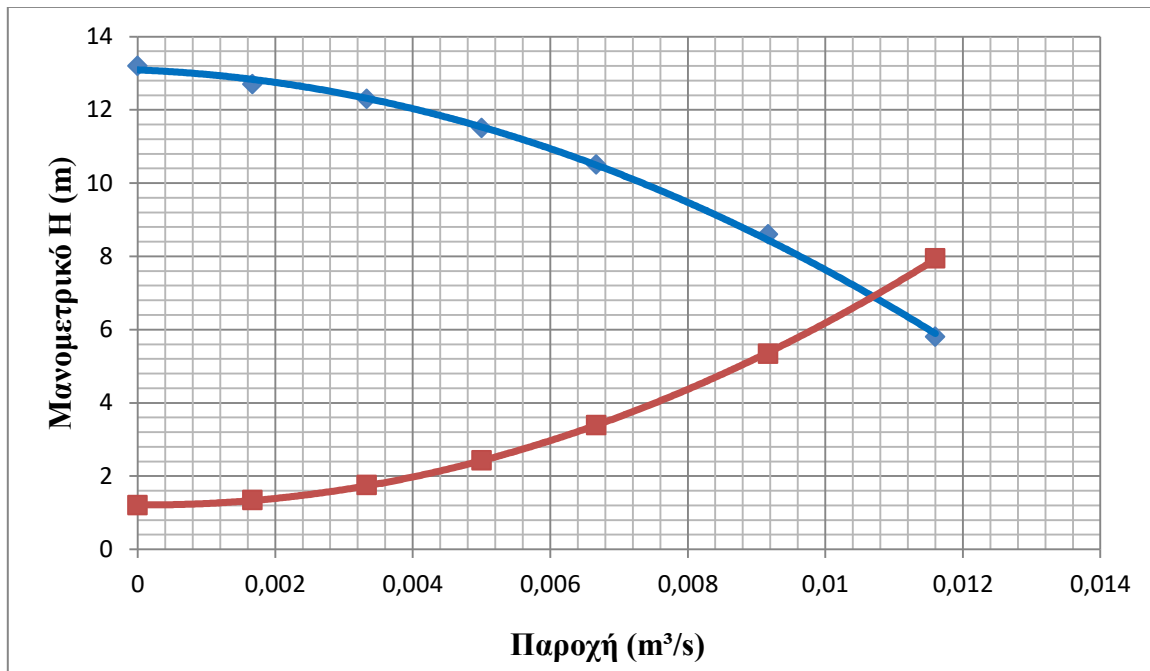
- Για $Q = 24 \text{ m}^3/\text{h} = 6,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow H_w \cong 3,39m$

- Για $Q = 18 \text{ m}^3/\text{h} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow H_w \cong 2,43m$

- Για $Q = 12 \text{ m}^3/\text{h} = 3,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow H_w \cong 1,75m$

- Για $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h} = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow H_w \cong 1,34m$

- Για $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_w \cong 1,2m$



Σχήμα 3.7: Χαρακτηριστικές καμπύλες αντλίας και δικτύου του πλυντηρίου

Στο Σχήμα 3.7 φαίνεται η χαρακτηριστική καμπύλη της αντλίας και η γραφική παράσταση της Σχέσης (3.9) που αποτελεί τη χαρακτηριστική καμπύλη απαιτήσεων μονομετρικού ύψους του δικτύου. Οι δύο αυτές χαρακτηριστικές καμπύλες τέμνονται σε ένα σημείο, το οποίο ονομάζεται *σημείο λειτουργίας αντλίας – δικτύου*. Η παροχή στο σημείο αυτό είναι:

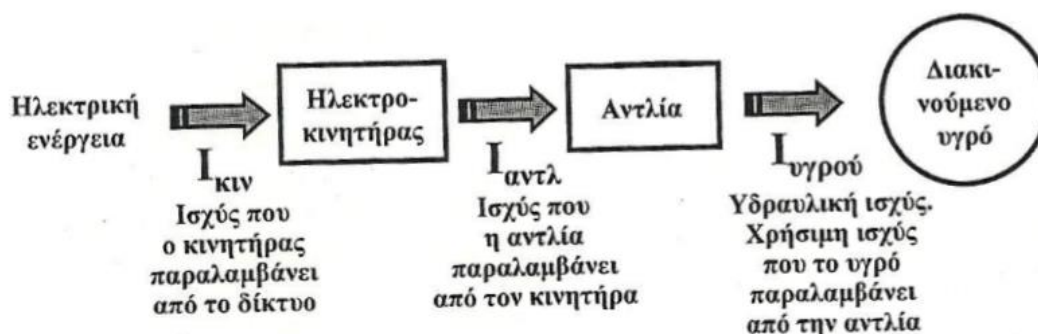
$$Q \cong 0,0114 \text{ m}^3/\text{s}$$

Και, αντικαθιστώντας την παραπάνω τιμή στη Σχέση (3.9), η τιμή του μονομετρικού ύψους προκύπτει:

$$H_w = [1,2 + 49.231 \cdot (0,0114)^2] \text{ m} \rightarrow$$

$$H_w = 7,6 \text{ m}$$

1.3.4 Υπολογισμός βαθμού αποδόσεως της αντλίας και ολικού βαθμού απόδοσης του πλυντηρίου



Σχήμα 3.8: Επεξήγηση ορισμών ισχύος

Ο συνολικός βαθμός αποδόσεως (N) του συστήματος-πλυντηρίου είναι το γινόμενο του βαθμού αποδόσεως του κινητήρα (n_k) με το βαθμό απόδοσης της αντλίας ($n_{αντλ}$). Όπου $I_{κιν}$: απορροφούμενη ισχύς κινητήρα από το δίκτυο $I_{κιν} = 1,72$ kW.

$$N = n_k \cdot n_{αντλ} \xrightarrow{\text{Σχήμα 3.8}} N = \frac{I_{υγροδ}}{I_{κιν}} \cdot 100(\%) \quad (3.10)$$

- Βαθμός απόδοσης του κινητήρα (n_k)

Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα έχει συνυπολογιστεί στην ισχύ που δίδεται στον Πίνακα 3.1 ($I_K = 1,5$ kW) από τον κατασκευαστή. $n_k = I_K / I_{κιν} = 0,872$. Οπότε, λαμβάνεται **$n_k = 0,87$** .

- Βαθμός απόδοσης της αντλίας ($n_{αντλ}$)

Ο βαθμός απόδοσης της αντλίας δίδεται από τον παρακάτω τύπο:

$$n_{αντλ} = \frac{I_{υγροδ}}{I_K} \cdot 100(\%) \quad (3.11)$$

Η ωφέλιμη ισχύς μιας αντλίας ($I_{υγροδ}$) είναι η ενέργεια ανά μονάδα χρόνου, που συναποκομίζει το ρευστό όταν διέρχεται από αυτήν. Υπολογίζεται με την παρακάτω σχέση αντικαθιστώντας τα δεδομένα που ισχύουν πλέον στο κανονικό σημείο λειτουργίας αντλίας-πλυντηρίου:

$$I_{υγροδ} = Q \cdot \rho \cdot H \cdot g (W) = 0,0114^{m^3/s} \cdot 1000^{kg/m^3} \cdot 7,6^m \cdot 9,81^{m/s^2} = 850W$$

$$I_{υγροδ} = 0,85kW$$

Συμπληρώνοντας, την Σχέση (3.11) έχουμε :

$$n_{αντλ} = \frac{I_{υγροδ}}{I_K} \cdot 100(\%) = \frac{0,85^{kW}}{1,5^{kW}} \cdot 100\% = \mathbf{56,67 \%}$$

Τέλος, από την Σχέση (3.10) έχουμε τον ολικό βαθμό απόδοσης του πλυντηρίου :

$$N = n_k \cdot n_{αντλ} = (0,87 \cdot 0,567) \cdot 100\% \cong \mathbf{50\%}$$

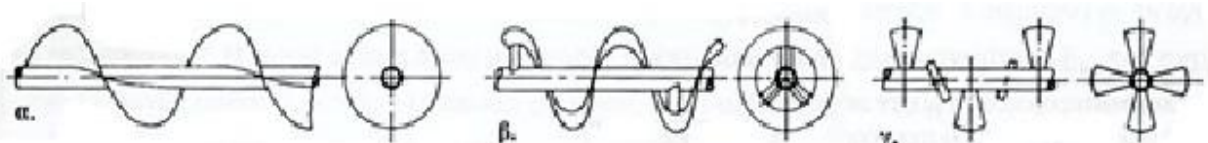
Αξίζει να σημειωθεί, το βασικό κριτήριο επιλογής της αντλίας είναι η ταχύτητα που προσδίδει η αντλία στο ακίνητο νερό της δεξαμενής μέσω του στομίου κατάθλιψης της εγκατάστασης προκειμένου να επιτευχθεί ο επιδιωκόμενος στροβιλισμός στην δεξαμενή και να πλυθεί ο ελαιόκαρπος επιμελώς. Αντικαθιστώντας τις τιμές που επικρατούν στο κανονικό σημείο λειτουργίας αντλίας – δικτύου στην Σχέση (3.7) τότε η επιθυμητή ταχύτητα είναι $u = 5,63$ m/s. Όμως, για οικονομία ενέργειας θα μπορούσε να προτιμηθεί η αντλία DWO 150 του Σχήματος 3.4, εφόσον εφαρμόζεται σε εγκαταστάσεις μικρότερου μανομετρικού ύψους και με μείωση της διαμέτρου του σωλήνα κατάθλιψης σε 1½" (DWO 150: $D_K = D_A = 2"$) θα είχαμε την επιθυμητή ταχύτητα του νερού στο στόμιο κατάθλιψης της εγκατάστασης.

1.4 ΜΕΤΑΦΟΡΙΚΟΣ ΚΟΧΛΙΑΣ (ΣΙΛΟ)

1.4.1 Εισαγωγή

Στους κοχλιομεταφορείς δηλαδή, στους μεταφορείς με ατέρμονα περιστρέφεται ένας ατέρμων, περιστρεφόμενος ελικοειδής κοχλίας μέσα σε μία ημικυλινδρική σκάφη ή σωλήνα και ωθεί το υλικό προς την έξοδο. Η κίνηση πραγματοποιείται με ηλεκτροκινητήρα και μειωτήρα στροφών που συνδέονται με την άτρακτο του κοχλία μέσω αλυσίδας. Οι κοχλιομεταφορείς είναι κατάλληλοι για οριζόντια, πλάγια και μεγάλης κλίσεως διακίνηση υλικών σε μικρές διαδρομές. Σε ειδικές περιπτώσεις ο κοχλιομεταφορέας μπορεί να χρησιμοποιηθεί επίσης για μεταφορά υπό μεγάλη κλίση ή ακόμα και για κατακόρυφη μεταφορά, όμως η απόδοσή του θα είναι σημαντικά μειωμένη. Στην περίπτωση αυτή απαιτείται μεγάλος αριθμός στροφών και σκάφες μορφής σωλήνα επειδή η απαιτούμενη για την κατακόρυφη μεταφορά τριβή στην ελίκωση και στο τοίχωμα της σκάφης μπορεί να προέλθει μόνο από φυγόκεντρες δυνάμεις. Απασχολούν σχετικά μικρό χώρο και μπορούν να προστατευθούν από σκόνη. Ιδιαίτερη εφαρμογή βρίσκει ο κοχλιομεταφορέας ως δοσομετρητής διότι η μεταφερόμενη ποσότητα είναι περίπου ανάλογη προς τις στροφές του κοχλία. Η παροχή μπορεί να ρυθμιστεί με αλλαγή των στροφών.

Τα σημαντικότερα είδη κατασκευής για τη μεταφορά υλικών χύδην είναι ο **πλήρης κοχλίας**, ο **κοχλίας με ταινία** και ο **κοχλίας με τομείς** (Σχήμα 4.1). Στον μηχανολογικό εξοπλισμό ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου συναντάμε έναν πλήρη κοχλία με **κλίση 45°**, ο οποίος κατασκευάζεται από στρογγυλούς ελασμάτινους δίσκους με οπή στο κέντρο, κομμένους κατά μήκος μιας ακτίνας. Οι δίσκοι αυτοί διαμορφώνονται σε σπείρες ενός βήματος και συγκολλούνται μεταξύ τους και πάνω στη σκαφιδωτή **τύπου U** βάση. Ο πλήρης κοχλίας χρησιμοποιείται ευρέως και είναι κατάλληλος να μεταφέρει κοκκοειδή υλικά και γενικότερα υλικά χύδην, όπως ο ελαιόκαρπος, που ρέουν εύκολα και δεν κολλούν. Η τροφοδότηση του πλυμένου πλέον ελαιοκάρπου στον κοχλιομεταφορέα προς τον σπαστήρα επιτυγχάνεται μέσω της **σκάφης**, η οποία βρίσκεται σε χαμηλότερο σημείο από το σημείο απόρριψης του υλικού. Η σκάφη κατασκευάζεται από χαλυβοέλασμα πάχους 3-6 mm. Η άτρακτος του κοχλία εδράζεται κατά το δυνατόν σε φλαντζωτά έδρανα κύλισης που βιδώνονται στα δύο άκρα της σκάφης (καθρέπτες). Απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή στην καλή στεγανοποίηση του εσωτερικού της σκάφης και στην παραλαβή της αξονικής δύναμης της άτρακτος του κοχλία που ενεργεί αντίθετα προς τη διεύθυνση μεταφοράς. Επίσης, προκειμένου η άτρακτος να καταπονείται μόνο σε εφελκυσμό, το σταθερό έδρανο τοποθετείται πάντοτε στην πλευρά απόρριψης του υλικού. Επειδή η σκάφη επιτρέπεται να είναι γεμάτη μόνο μέχρι τη μέση περίπου, για να μην δημιουργηθεί κάποιος κίνδυνος μπουκώματος του κοχλία, έχει προβλεφθεί από τον κατασκευαστή το κατάλληλο βήμα για τον κοχλία.



Σχήμα 4.1: Είδη κοχλιών. α. πλήρης κοχλίας, β. κοχλίας με ταινία, γ. κοχλίας με τομείς

Πίνακας 4.1: Τεχνικά χαρακτηριστικά



ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΟΧΛΙΑ

ΚΙΝΗΣΗ

Ηλεκτρομειωτήρας Ισχύος [kw]	1,5
Τύπος Έδρασης	B3
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Μετάδοση Κίνησης	Ευθύγραμμος
Βαθμός Απόδοσης (Ηλεκτρ/ρα) [%]	65

ΚΟΧΛΙΑΣ (ατέρμων)

Διατομή [mm]	Φ125
Μήκος [m]	4
Υλικό STANDARD τύπος	ST-42
Υλικό EXTRA-INOX [DIN]	1.4301

ΑΤΡΑΚΤΟΣ

Διατομή [mm]	35
Εσωτερική Διατομή [mm]	25

ΧΟΑΝΗ-ΑΓΩΓΟΣ

Υλικό STANDARD τύπος	ST-37
Υλικό EXTRA-INOX [DIN]	1.4301

Εικόνα 4.1: Κοχλιομεταφορέας (σιλό)

1.4.2 Υπολογισμός περιφερειακής ταχύτητας του κοχλίου

Πίνακας 4.2: Διαστάσεις κοχλιομεταφορέων με πλήρεις κοχλίες κατά DIN 15261 και 15262.

D	a	b ₁ max	b ₂	h	ℓ	Συνιστόμενο βήμα του κοχλίου s	Συνιστόμενος μέγιστος αριθμός στροφών n _{max} σε 1/s
100	63	200	καθορίζεται ανάλογα με την περίπτωση εφαρμογής	140	κατόπιν συμφωνίας	100	3,15
125	75	250		160		125	2,8
160	90	300		180		160	2,5
200	112	350		200		200	2,25
250	140	400		250		250	2,00
315	180	500		280		315	1,8
400	224	600		355		355	1,6
500	280	700		400		400	1,4
630	355	900		500		450	1,25
800	450	1100		630		500	1,12
1000	560	1300		710		560	1,0
1250	710	1600		800		630	0,9

Διαστάσεις σε mm

(Πηγή: «ΑΝΥΨΩΤΙΚΑ ΚΑΙ ΜΕΤΑΦΟΡΙΚΑ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΑ», Κων/νος & Ιωάννης Στεργίου)

Η περιφερειακή ταχύτητα του κοχλίου δεν επιτρέπεται να είναι πολύ μεγάλη διότι το υλικό εκτοξεύεται ψηλά και δυσχεραίνεται η διαδικασία της μεταφοράς. Για τον λόγο αυτό συνιστάται, από τον παραπάνω Πίνακα 4.2 κατά DIN 15262, μέγιστος αριθμός στροφών n_{max} και βήμα s του κοχλίου σε συνάρτηση με τη διάμετρο του κοχλίου ατέρμονα.

Άρα, για διάμετρο κοχλίου $D=125 \text{ mm}$ (τεχνικά χαρακτηριστικά Πίνακα 4.1) έχουμε βήμα και αριθμό στροφών κοχλίου αντίστοιχα, $s = 125 \text{ mm}$ και $n_{max} = 2,8 \text{ 1/s}$ ή $n_{max} = 168 \text{ RPM}$. Οπότε η ταχύτητα μεταφοράς του κοχλίου είναι:

$$u = s \cdot n = 0,125^m \cdot 2,8^{1/s} = 0,35 \text{ m/s} \quad (4.1)$$

1.4.3 Υπολογισμός ικανότητας μεταφοράς

Η ροή όγκου \dot{V} υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} s \cdot n \cdot \phi \cdot c \text{ σε } m^3/s \quad (4.2)$$

Όπου:

- D εξωτερική διάμετρος του κοχλίου (m)
- s βήμα του κοχλίου (m)
- n αριθμός των στροφών της ατράκτου του κοχλίου (1/s)
- ϕ βαθμός πληρότητας. $\phi=0,45 \dots 0,15$. Γενικά ισχύει:
 - $\phi \approx 0,45$ για υλικά που ρέουν εύκολα και προκαλούν ελάχιστη φθορά (π.χ. αλεύρι)
 - $\phi \approx 0,30$ για υλικά χύδην κοκκοειδή ή μικροτεμάχια που προκαλούν μέση φθορά (π.χ. αλάτι, άμμος, κάρβουνο)
 - $\phi \approx 0,15$ για βαριά υλικά χύδην που προκαλούν μεγάλη φθορά (π.χ. στάχτη, χαλίκι, μέταλλευμα)
- c συντελεστής ταχύτητας που λαμβάνει υπόψη ότι το υλικό κινείται πιο αργά από τη θεωρητική ταχύτητα $u = s \cdot n$ του κοχλίου
 - $c \approx 1$ για πλήρη κοχλία
 - $c \approx 0,8 \dots 0,9$ για κοχλία με ταινία
 - $c \approx 0,5 \dots 0,8$ για κοχλία με τομείς

Άρα από Σχέση (4.2) έχουμε:

$$\dot{V} = \frac{3,14 \cdot (0,125^m)^2}{4} 0,125^m \cdot 2,8^{1/s} \cdot 0,45 \cdot 1 = 1,937 \cdot 10^{-3} m^3 / s \quad (4.3)$$

Από τον τύπο $\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}}$ μας δίνεται η ροή μάζας του κοχλίου (όπου $\rho_{KE} = 1.204 \text{ kg/m}^3$ η

πυκνότητα του ελαιοκάρπου χωρίς ξένα σώματα. Θεωρώντας ότι τα φύλλα και τα κλαδιά κατέχουν περίπου το 14% επί του συνόλου μαζί με τις ελιές, έχουμε:

$\rho_{ΣΥΝ} = \rho_{KE} + 0,14\rho_{ΣΥΝ}$ ή $\rho_{KE} = \rho_{ΣΥΝ} - \rho_{ΑΠ}$ ($\rho_{ΣΥΝ} = 1.400 \text{ kg/m}^3$ (Κεφάλαιο 1.1) και $\rho_{ΑΠ} = 200 \text{ kg/m}^3$ (Κεφάλαιο 1.2). Από την ποσοστιαία παραπάνω Σχέση έχουμε:

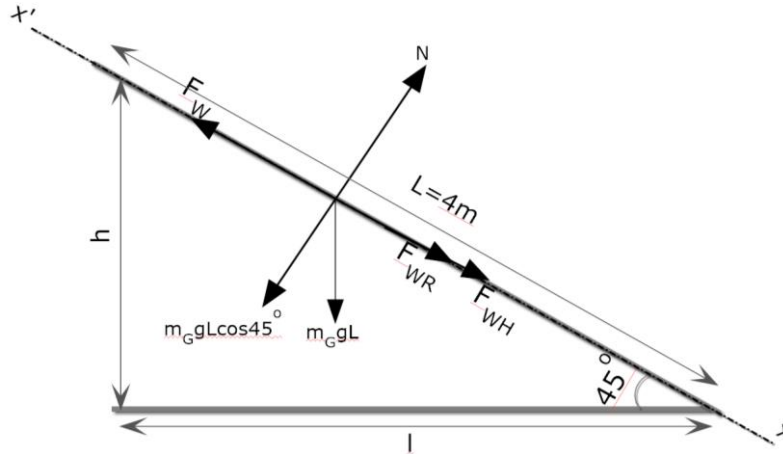
$\rho_{KE} = 1.204 \text{ kg/m}^3$:

$$\dot{m} = \rho_{KE} \cdot \dot{V} = 1.204^{kg/m^3} \cdot (1,937 \cdot 10^{-3})^{m^3/s} = 2,33 \text{ kg/s} = 8,396 \text{ kg/h} \Rightarrow \dot{m} \approx 8,5 \text{ tn/h} \quad (4.4)$$

Οπότε, ο κοχλιομεταφορέας (σιλό) μπορεί να μεταφέρει με βάση το συνιστώμενο μέγιστο αριθμό στροφών μέχρι και **8,5** τόνους ελαιοκάρπου την ώρα.

1.4.4 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος κοχλιομεταφορέα

Για τον υπολογισμό της απαιτούμενης (ονομαστικής) ισχύος του κινητήρα απαιτείται η εύρεση της συνολικής αντίστασης F_W με τη μέθοδο των επιμέρους αντιστάσεων όπως αναλύθηκε στο κεφάλαιο 1.1. Η συνολική αντίσταση F_W (Σχήμα 4.2) αποτελείται από την αντίσταση κλίσης (ανόδου) F_{WR} και από την αντίσταση τριβής F_{WH} (τριβή στα έδρανα κύλισης, τριβή κατά την παραλαβή του φορτίου κ.λ.π). Η ισχύς τριβής που προέρχεται από το ίδιο βάρος των κινούμενων τμημάτων του μεταφορέα είναι αμελητέα και μπορεί να παραληφθεί.



Σχήμα 4.2

$$F_W = F_{WR} \pm F_{WH} = \mu_g \cdot \ell \cdot g \cdot m_G + m_G \cdot g \cdot h = m_G \cdot g (\mu_g \cdot \ell + h) \quad \text{σεN} \quad (4.5)$$

Όπου:

m_G προς μεταφορά φορτίο στην μονάδα μήκους (kg/m)

$$m_G = \frac{\dot{m}}{u} = \frac{2,33^{kg/s}}{0,35^{m/s}} = 6,657 kg/m$$

g επιτάχυνση βαρύτητας (m/s^2)

μ_g συνολικός συντελεστής τριβής

$\mu_g = 2 \dots 4$ για οριζόντια κα με ελαφρά κλίση μεταφορά. Μικρές τιμές για υλικά που ρέουν εύκολα, με μικρή τριβή

$\mu_g = 4 \dots 8$ για κατακόρυφη ή με μεγάλη κλίση μεταφορά.

ℓ οριζόντια προβολή του μήκους μεταφοράς (m)

$$\cos 45^\circ = \frac{\ell}{L} \Rightarrow \ell = \cos 45^\circ \cdot L = \cos 45^\circ \cdot 4 \Rightarrow \ell = 2,82 \text{ m}$$

h ύψος μεταφοράς (διαφορά ύψους μεταξύ θέσης τροφοδότησης και απόρριψης υλικού) (m)

$$\sin 45^\circ = \frac{h}{L} \Rightarrow h = \sin 45^\circ \cdot L = \sin 45^\circ \cdot 4 \Rightarrow h = 2,82 \text{ m}$$

Από Σχέση (4.5) έχουμε:

$$F_W = m_G \cdot g (\mu_g \cdot \ell + h) = 6,657^{kg/m} \cdot 9,81^{m/s^2} \cdot (8 \cdot 2,82^m + 2,82^m) = 1.657 \text{ N} \quad (4.6)$$

Άρα από Σχέση (4.1) και (4.6), η ονομαστική ισχύς P_N που απαιτείται για τον κοχλία συνυπολογίζοντας και το βαθμό απόδοσης του ηλεκτρομειωτήρα (η) είναι:

$$P_N = \frac{F_w \cdot u}{\eta} = \frac{1.657^N \cdot 0,35^{m/s}}{0,65} = 892,5Watt = 0,89 kW$$

1.4.5 Υπολογισμός αξονικής και ακτινικής δύναμης της ατράκτου του κοχλία

Η αξονική και ακτινική δύναμη της ατράκτου του κοχλία απαιτείται για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως. Ακτινικά καταπονούνται τα έδρανα μόνο από το ίδιο βάρος της ατράκτου και από το βάρος του υλικού που φορτίζει την άτρακτο. Η αξονική δύναμη της ατράκτου (F_a) φαίνεται στο Σχήμα 4.3 όπως και η ανάλυση των επιμέρους μεγεθών της και δίδεται από τον τύπο:

$$F_a = \frac{M_t}{r_m \cdot \varepsilon\varphi(\alpha + \rho)} \quad \sigma\epsilon \text{ N} \quad (4.7)$$

Όπου:

M_t ροπή στρέψης στην άτρακτο του κοχλία (Nm)

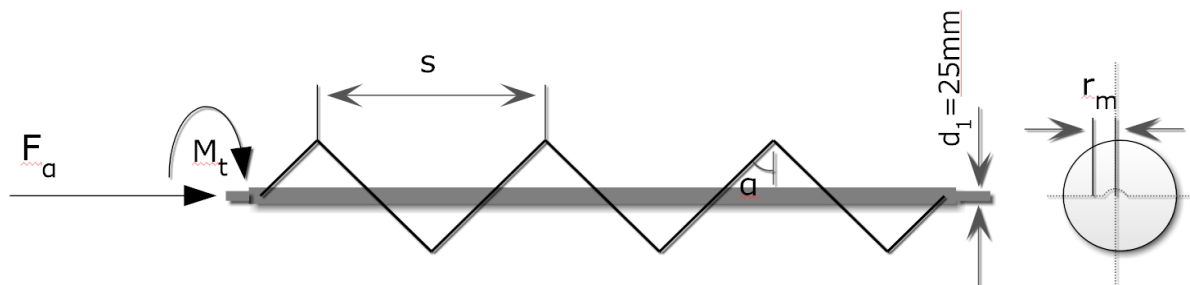
r_m μέση ακτίνα του κοχλία (m)

$$r_m = \frac{D_m}{2} = \frac{D}{4} = \frac{0,125^m}{4} = 0,03125m$$

α μέση γωνία κλίσης της σπείρας του κοχλία ($^\circ$)

$$\varepsilon\varphi\alpha = \frac{s}{D_m \cdot \pi} = \frac{0,125^m}{0,0625^m \cdot 3,14} = 0,637 \Rightarrow \alpha = 32,5^\circ$$

ρ γωνία τριβής μεταξύ υλικού και κοχλία ($^\circ$). $\varepsilon\varphi\rho = \mu = 0,25 \Rightarrow \rho = 14^\circ$
 μ συντελεστής τριβής μεταξύ υλικού και κοχλία



Σχήμα 4.3

Υπολογισμός ροπής στρέψης της ατράκτου του κοχλία

$$M_t = 9550 \cdot \eta \frac{P_N}{n} = 9550 \cdot 0,65 \cdot \frac{0,89^{kW}}{168^{RPM}} = 32,88Nm \quad (4.8)$$

Όπου:

P_N ονομαστική ισχύς του κοχλία (kW)

n στροφές του κοχλία (RPM)

η βαθμός απόδοσης της κίνησης

Άρα από τον τύπο (4.7) και (4.8) η αξονική δύναμη της ατράκτου του κοχλία, είναι:

$$F_\alpha = \frac{32,88^{Nm}}{0,03125^m \cdot \varepsilon\varphi(32,5^\circ + 14^\circ)} = 998 \text{ N}$$

Για τον υπολογισμό της ακτινικής δύναμης της ατράκτου του κοχλία υπολογίζεται το βάρος που καταλαμβάνουν οι ελιές μέσα στον κοχλία ενώ το βάρος της ατράκτου του κοχλία δίνεται και είναι $m_K = 32 \text{ kg}$. Δεδομένου ότι η πλήρωση του κοχλία με τις ελιές γίνεται κατά το ήμισυ τότε ο όγκος των ελαιοκάρπων που καταλαμβάνεται στον κοχλία είναι:

$$V_K = \frac{(\pi \cdot (\frac{b_2}{2})^2 \cdot L)}{2} = \frac{(3,14 \cdot (\frac{0,135^m}{2})^2 \cdot 4^m)}{2} = 0,0286m^3$$

Και, η μάζα που καταλαμβάνει θα είναι:

$$\rho_{KE} = \frac{m_{KE}}{V_K} \Rightarrow m_{KE} = \rho_{KE} \cdot V_K = 1.204^{kg/m^3} \cdot 0,0286m^3 = 34,45 \text{ kg}$$

Όπου:

Διάμετρος σκάφης (Πίνακας 4.2)

$b_2 = 0,135 \text{ [m]}$

Μήκος κοχλία

$L = 4 \text{ [m]}$

Πυκνότητα «καθαρού» ελαιοκάρπου

$\rho_{KE} = 1.204 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Άρα, η συνολική ακτινική δύναμη που καταπονεί την άτρακτο του κοχλία είναι:

$$F_r = m_K + m_{KE} = 32^{kg} + 34,45^{kg} = 66,45 \text{ kg}$$

1.4.6 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως (ρουλεμάν) του κοχλία

Επιλέγουμε διάμετρο άξονα στην θέση του εδράνου $d_1 = 25mm$. Θεωρούμε ότι ολόκληρη η αξονική δύναμη της ατράκτου παραλαμβάνεται από το ένα έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) ενώ η συνολική ακτινική δύναμη μοιράζεται και στα δύο έδρανα κυλίσεως. Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως γνωρίζουμε τα εξής στοιχεία:

- Ακτινικό φορτίο: $F_r = \frac{66,45^{kg}}{2} = 33,23^{kg} \approx 326\text{N}$

- Αξονικό φορτίο: $F_\alpha = 998\text{N}$

- Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_\alpha = Y \cdot F_\alpha = 0,56 \cdot 326^N + 1,2 \cdot 998^N = 1.380\text{N} \quad (4.9)$$

Εάν : $F_\alpha / F_r > e \Rightarrow X = 0,56$

Από Πίνακα 4.3 για : $(d+D)/2=36 \text{ mm} \Rightarrow f_0 \approx 15,4$ και $C_o = 4,65 \text{ kN}$.

$$\text{Άρα, } f_0 \cdot F_\alpha / C_o = 15,4 \cdot \frac{1,0^{KN}}{4,65^{KN}} = 3,31 \xrightarrow{\text{Πίνακας 4.3}} e = 0,37$$

$$\text{Και, εφόσον: } \frac{F_\alpha}{F_r} = \frac{998^N}{326^N} = 3,06 > e \Rightarrow Y = 1,2$$

Στην συνέχεια υπολογίζουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n με εφαρμογή του παρακάτω τύπου (όπου $n_k=n_{max}=168 \text{ RPM}$):

$$f_n = \sqrt[x]{\frac{33+1/3}{n_k}} = \sqrt[3]{\frac{33,333^{RPM}}{168^{RPM}}} = 0,58 \quad (4.10)$$

Ακολούθως υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L , γνωρίζοντας ότι η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων για αγροτικές μηχανές όπως το σιλό είναι $L_h=3.000 \text{ h}$ από τον Πίνακα 4.3, εφαρμόζοντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[x]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{3000^h}{500^h}} = 1,817 \quad (4.11)$$

Εύρεση απαιτούμενου δυναμικού φορτίου C

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός αυτού, δίδεται από την σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} = 1,4^{KN} \cdot \frac{1,817}{0,58 \cdot 1} \approx 4,39 \text{ KN} \quad (4.12)$$

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λαμβάνεται $f_t=1$ εάν η θερμοκρασία λειτουργίας είναι $t < 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Για $t > 150 \text{ }^\circ\text{C}$ έχουμε $f_t < 1$.

Άρα, με βάση την τιμή του ισοδύναμου δυναμικού φορτίου C από Σχέση (4.12), και την εσωτερική διάμετρο d_1 (Σχήμα 4.3) της ατράκτου του κοχλία από τα τεχνικά στοιχεία του μεταφορικού κοχλία Πίνακας 4.1 επιλέγουμε τα κατάλληλα έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) με την βοήθεια του Πίνακα 4.3. Παρατηρούμε ότι πρέπει να επιλέξουμε το έδρανο κυλίσεως **No. 16005**, το οποίο είναι της σειράς 160 και έχει δυναμικό φορτίο ως εξής:

$$C = 7,20 \text{ KN} > 4,39 \text{ KN}$$

Το δυναμικό φορτίο του εδράνου που επιλέξαμε είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο, άρα είναι κατάλληλο και θα έχει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής από την προδιαγραφόμενη του Πίνακα 4.3.

Η εσωτερική διάμετρος του εδράνου είναι $d_1 = 25 \text{ mm}$.

Σημείωση: Στους τύπους (4.10) και (4.11) ο δείκτης της ρίζας τίθεται $x=3$ για σφαιρικά έδρανα κυλίσεως ή $x=10/3$ για αντίστοιχα κυλινδρικά και βελονοειδή.

Πίνακας 4.3: Τριβείς σφαιρικοί με βαθύ αύλακα (DIN 625). Διαστάσεις και φορτία- «ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ Ι», Κων/νος & Ιωάννης Στεργίου

Χαρακτηριστικός αριθμός οπής	d mm	Σειρά 160				Σειρά 60				Σειρά 62				Σειρά 63				Σειρά 64			
		D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN
00	10					26	8	4,55	1,96	30	9	6	2,6	35	11	8,15	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	35	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	6,55	52	15	17,3	8,5	72	19	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	80	21	36	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	8,8	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	86,5	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	20,0	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	62	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	134	102	225	54	196	163
19	95	145	16	40,0	40,5	145	24	60	54	170	32	108	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	146	122	260	55	212	190				
26	130	200	22	78,0	81,5	200	33	104	100	230	40	166	146	280	58	228	216				
28	140	210	22	80,0	86,5	210	33	108	108	250	42	176	166	300	62	255	245				
30	150	225	24	91,5	98,0	225	35	122	125	270	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 ₀ ≈	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 κανονικό διάκενο	f ₀ · F _a /C ₀		0,3	0,5	0,9	1,6	3,0	6,0	για F _a /F _r > e: X = 0,56												
	e		0,22	0,24	0,28	0,32	0,36	0,43	για F _a /F _r ≤ e: X = 1, Y = 0												
	για F _a /F _r > e είναι Y =		2	1,8	1,59	1,4	1,2	1	για F _a /F _r ≤ 0,8: P ₀ = F _r για F _a /F _r > 0,8: X ₀ = 0,6, Y ₀ = 0,5												
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: P = F _r			για F _a /F _r ≤ e		και		P = 0,56 · F _r + Y · F _a		για F _a /F _r > e												
Ισοδύναμο στατικό φορτίο: P ₀ = F _r			για F _a /F _r ≤ 0,8		και		P ₀ = 0,6 · F _r + 0,5 F _a		για F _a /F _r > 0,8												

1.5 ΣΠΑΣΤΗΡΑΣ (ΣΦΥΡΟΜΥΛΟΣ)

1.5.1 Θραύση – άλεση ελαιοκάρπου

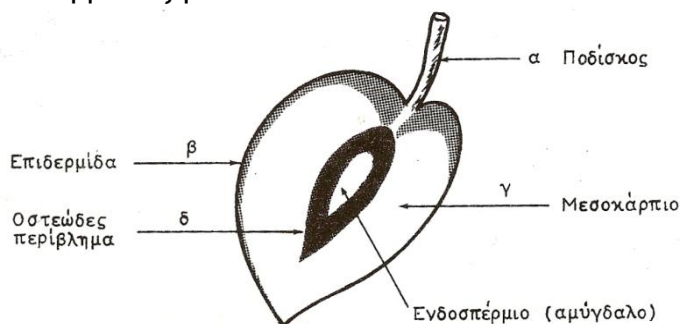
Ο ελαιοκάρπος, μετά την επιμελημένη έκπλυσή του, θα πρέπει να υποβληθεί σε λειοτρίβιση ή άλεση κα εν συνεχεία σε μάλαξη, προκειμένου να μετατραπεί προς ομοιογενή, κατά το δυνατόν, πούλπα – πάστα.

Η άλεση είναι το πρώτο στάδιο της καθαυτού επεξεργασίας του ελαιοκάρπου, αφού όλα τα προηγούμενα είναι προπαρασκευαστικά. Είναι δε φυσικό η κατεργασία αυτή να επηρεάζει κατά τρόπο κριτικό, τόσο την ποσότητα, όσο και την ποιότητα του ελαιολάδου, που θα διαχωρισθεί στα μετέπειτα στάδια.

Ο ελαιοκάρπος είναι ένας από τους λίγους καρπούς που περιέχει σ' όλη του τη μάζα, κυρίως όμως στο μεσοκάρπιο (Εικόνα 5.1), λάδι υπό τη μορφή των διακριτών σταγονιδίων. Κάθε κύτταρο του μεσοκαρπίου, γνωστό ως ελαιοφόρο, περιέχει δύο τύπους σταγόνων (Leone 1989), ήτοι:

- Τις χονδρές σταγόνες που είναι διεσπαρμένες στον κυτταρικό χυμό του χυμοτοπίου.
- Τα λεπτότατα σταγονίδια που απαντούν διάσπαρτα στην κολλοειδή μάζα του περιεχομένου του κυττάρου.

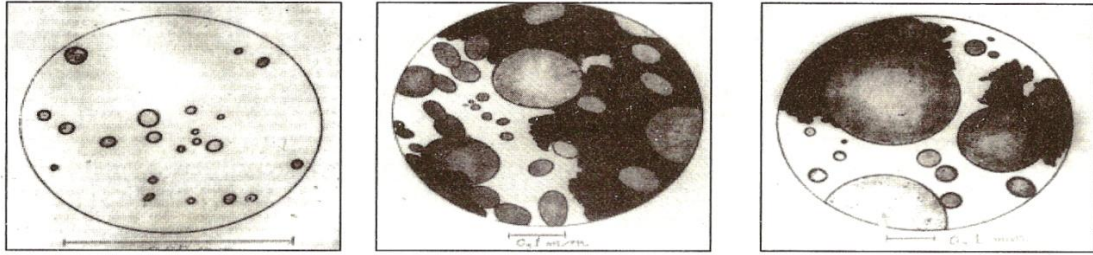
Τα τελευταία λεπτά σταγονίδια περικλείονται από συνεχή μεμβράνη λιποπρωτεϊνικής φύσεως. Το λάδι και των δύο κατηγοριών θεωρείται «δεσμευμένο» από τους ιστούς εφόσον ο ελαιοκάρπος παραμένει ακέραιος. Με την θραύση και την άλεση του ελαιοκάρπου, που γίνεται με διάφορα μηχανικά μέσα, επιδιώκεται η μετατροπή του «δεσμευμένου» λαδιού σε «ελεύθερο», έτσι ώστε οι σταγόνες του να μπορούν να συνενωθούν και να δώσουν τη συνεχή ελαιούχο φάση. Η τελευταία θα μπορέσει στην επόμενη κατεργασία (φυγοκέντρηση) να διαχωρισθεί από την ελαιοζύμη, μαζί με τα φυτικά υγρά (λιοζούμια). Γενικά, το έργο της αλέσεως μεγεθύνεται με την ομοιογενοποίηση και τη μάλαξη.



Εικόνα 5.1: Εγκάρσια τομή ελαιοκάρπου

Κάθε ελαιοτριβείο λοιπόν, έχει ως στόχο να αυξήσει την ποσότητα του «ελεύθερου λαδιού» δηλαδή να βγάλει όσο το περισσότερο λάδι από τον ελαιοκάρπο με βάση τις παρακάτω παραμέτρους:

- Διάνοιξη του μεγαλύτερου δυνατού αριθμού ελαιούχων κυττάρων.
- Αποφυγή της γαλακτωματοποίησης, σε μικρό ή μεγάλο βαθμό.
- Διάσπαση της λιποπρωτεϊνικής μεμβράνης που περικλείει τα μικρά κυρίως σταγονίδια λαδιού, έτσι ώστε να μπορέσουν αυτά να συνενωθούν σε μεγαλύτερες σταγόνες. (Εικόνα 5.2).



Εικόνα 5.2: Διαδοχικά στάδια μεγεθύνσεως των σταγόνων λαδιού. (A= Μεσοκάρπιο με σταγονίδια ελαίου, B= Σταγόνες λαδιού μετά την άλεση, Γ= Σταγόνες λαδιού μετά την μάλαξη)

Η πραγμάτωση των παραπάνω παραμέτρων επιδιώκεται με την διαδικασία της **άλεσης** του ελαιοκάρπου η οποία μεταβάλλει τον ελαιοκάρπο σε μία πάστα-ζύμη. Το μεγαλύτερο μέρος της ελαιοζύμης απαντά υπό μορφή ζελέ, στα πλέγματα του οποίου εγκλείονται φυτικά υγρά που παρακρατούν, όμως, και σταγονίδια ελαίου. Τέτοια δομικά στοιχεία μικροζελέ απαντούν στην πάστα της ελιάς, ακόμη και μετά την φυγοκέντρωση, με τη διαφορά ότι οι ποσότητες φυτικών υγρών και σταγόνων λαδιού, που παρακρατούνται εγκλωβισμένες στα μικροπλέγματα, μειώνονται, καθώς η κατεργασία προχωρεί από το άλεσμα στη μάλαξη. Τα δομικά στοιχεία του μικροζελέ, μαζί με τα τεμαχίδια της επιδερμίδας και τα υπολείμματα δομικών συστατικών των κυττάρων, συγκροτούν αυτό που οι ελαιουργοί ονομάζουν **πούλπα** ή **ελαιοζύμη**. Στα πλέγματα των δομών μικροζελέ κατακρατούνται και τα ξυλώδη θρύμματα του ενδοκαρπίου (αμύγδαλο- κουκούτσι), καθώς και φυσαλίδες αερίων, που είτε υπήρχαν στο μεσοκάρπιο είτε εγκλωβίστηκαν κατά την άλεση.

Σ' αυτό το σημείο, αξίζει να επισημανθεί ότι σημαντικός παράγοντας είναι και ο βαθμός της αλέσεως - λειοτριβήσεως του ελαιοκάρπου. Στη βιομηχανική πράξη έχει αποδειχθεί ότι δεν είναι αρκετό να υπάρχουν θρύμματα πυρηνόξυλου, αλλά πρέπει και αυτά να έχουν το κατάλληλο μέγεθος. Έτσι, αν η άλεση είναι αδρεία, κατά τον διαχωρισμό της ελαιοζύμης μαζί με τα θρύμματα πυρηνόξυλου παρασύρονται ως στερεά απόβλητα και ελαιοφόρα κύτταρα που δεν έχουν διανοιχθεί, μειώνοντας την απόδοση σε λάδι. Αντιθέτως, στην περίπτωση της λεπτής αλέσεως του ελαιοκάρπου παραλαμβάνεται ελαιοζύμη πολύ συνεκτική, διαμέσου της οποίας απορρέει δύσκολα το λάδι και τα φυτικά υγρά. Αποτέλεσμα μιας λεπτής αλέσεως είναι πάντοτε η μειωμένη απόδοση σε λάδι και η δημιουργία κολλοειδών καταστάσεων μεταξύ λαδιού και φυτικών υγρών, με την παρέμβαση των λεπτότατα μερισμένων τεμαχιδίων, που προέρχονται κατά κύριο λόγο από το αμύγδαλο. Τα κολλοειδή αυτά συστήματα θα πρέπει να «σπάσουν» πριν η ελαιοζύμη οδηγηθεί στους φυγοκεντρικούς διαχωριστήρες.

Η διαδικασία της αλέσεως του ελαιοκάρπου επιτυγχάνεται με την χρήση μεταλλικών σπαστήρων, που είναι κυρίως οι **σφυρόμυλοι** (Εικόνα 5.3).



Εικόνα 5.3: Μεταλλικοί σπαστήρες

Ο σφυρόμυλος σύγκεται από κυλινδρική θήκη, στο κέντρο της οποίας περιστρέφεται άξονας πάνω στον οποίο είναι τοποθετημένα αρθρωτά δόντια ή σφυριά από επισκληρυμένο ασάλι (Εικόνα 5.4). Η τροφοδοσία γίνεται διαμέσου χοάνης τοποθετημένης στο άνω μέρος του σφυρόμυλου και γίνεται με τέτοιο ρυθμό, ώστε η ποσότητα των καρπών να προλαβαίνει να θρυμματιστεί ώστε να αποφευχθεί πιθανό «μπούκωμα». Έτσι, ο καρπός πέφτοντας μέσα στη θήκη δέχεται αλληπάλληλα χτυπήματα ως εκ της στροβιλώδους κινήσεως των σφυριών. Το χτύπημα γίνεται «κόντρα» προς τα τοιχώματα, όπου υπάρχει πλέγμα σε μορφή σίτας ή **κόσκινου**, πάνω στο οποίο χτυπούν τα θρύμματα και επιστρέφουν προς το κέντρο, αν το μέγεθός τους είναι μεγαλύτερο από το άνοιγμα των οπών. Το κόσκινο περιστρέφεται με αντίθετη φορά απ' αυτή των σφυριών. Ο θρυμματισμός συνεχίζεται μέχρι να περάσουν τα θρύμματα από τα ανοίγματα της γρίλιας, που είναι τοποθετημένη στη βάση του σφυρόμυλου. Ο βαθμός λειοτριβήσεως προσδιορίζεται βασικά από το άνοιγμα των οπών του κόσκινου.



Εικόνα 5.4

Επίσης, ο σπαστήρας διαθέτει βαλβίδες αεραγωγούς του θαλάμου άλεσης ώστε να μην εγκλωβίζονται οι αναθυμιάσεις και το παραγόμενο ελαιόλαδο να προκύπτει χωρίς πικράδες και γαλακτώματα.

Τα πλεονεκτήματα των μεταλλικών σπαστήρων είναι η συνεχής λειτουργία, η μεγάλη απόδοση και το μικρότερο κόστος και μέγεθος, συγκριτικά με τους παραδοσιακούς πέτρινους μύλους ενός «παραδοσιακού» ελαιοτριβείου.

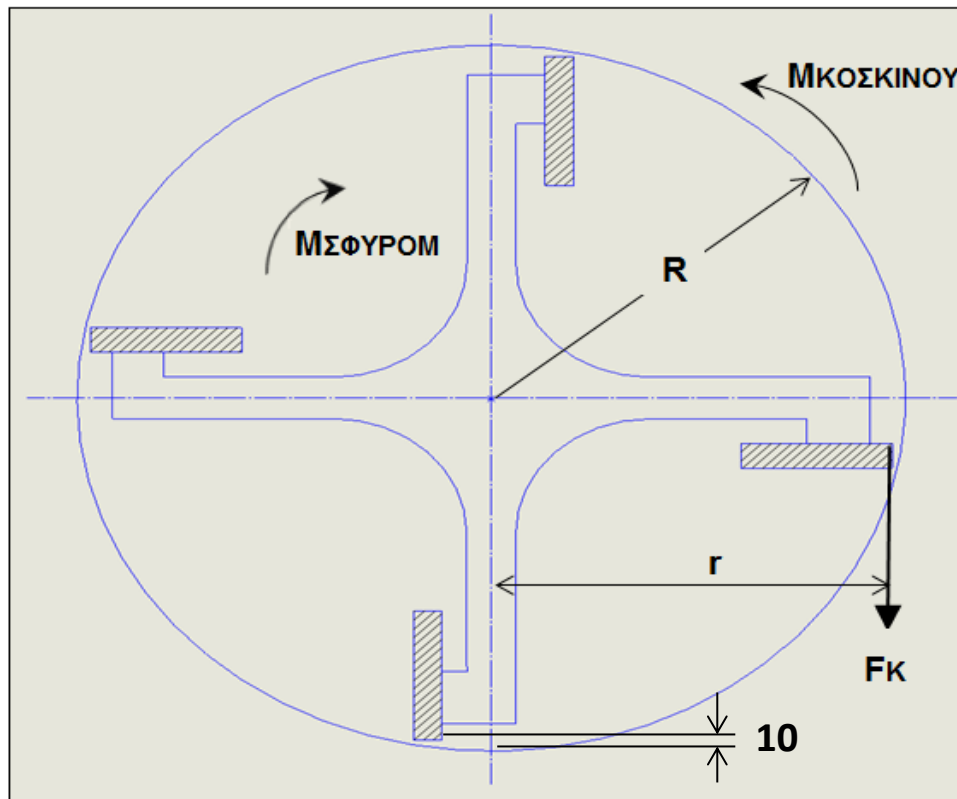
1.5.2 Κατασκευαστικά – τεχνικά στοιχεία

Πίνακας 5.1: Τεχνικά στοιχεία

ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΠΑΣΤΗΡΑ	
ΚΙΝΗΣΗ	
1. Κυρίως Ηλεκτροκινητήρας:	
Ισχύς [kw]	25
Τύπος Έδρασης	B5
Προστασία	IP-44
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Αριθμός Πόλων	4
2. Ηλεκτρομειωτήρας περιστρεφόμενου κόσκινου:	
Ισχύς [kw]	2,2
Στροφές (max) [RPM]	60
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Μετάδοση Κίνησης	Ευθύγραμμος
3. Ηλεκτρομειωτήρας τροφοδοσίας:	
Ισχύς [kw]	0,3
Τύπος Έδρασης	B3
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Μετάδοση κίνησης	Ευθύγραμμος
ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	
Κυρίως σώμα, τροφοδοσία, κ.λ.π.	ST-37/1.4301
Περιστρεφόμενη βάση κόσκινου	Χυτοσίδηρος
Κοπτήρες στροφείου	Χάλυβας CK60
ΛΙΠΑΝΣΗ	
Ηλεκτρομειωτήρας	Λάδι
Ρουλεμάν εδράνων	Γράσο

Ο σπαστήρας διαθέτει τρεις ανεξάρτητες κινήσεις (κυρίως μοτέρ, ηλεκτρομειωτήρα περιστροφής κόσκινου και ξεχωριστό τροφοδότη ελαιοκάρπου στην χοάνη). Διατίθεται με ταχύτητα λειτουργίας (**3.000 rpm**) και με διπλά κόσκινα και σφυριά. Δυναμικότητα έως **4.000 – 6.000 kgr / h**.

1.5.3 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος σφυρόμυλου



Σχήμα 5.1

Όπως αναφέραμε παραπάνω, ο θρυμματισμός του ελαιοκάρπου επιτυγχάνεται με την κρούση του ελαιοκάρπου στα σφυριά έως ότου η διάμετρος των θρυμμάτων να γίνει ίση με τη διάμετρο των οπών του κόσκινου. Η κρουστική δύναμη F_K (Σχήμα 5.1) είναι η μέγιστη απαιτούμενη δύναμη ενός σφυριού που εφαρμόζεται σε απόσταση r από την αρχή του άξονα του σφυρόμυλου. Άρα, η απαιτούμενη συνολική δύναμη $F_{ΟΛ}$ του σφυρόμυλου είναι:

$$F_{ΟΛ} = 4 \cdot F_K \quad \text{σε N} \quad (5.1)$$

Ο ελαιοκάρπος κινείται αντίθετα από τον σφυρόμυλο με ταχύτητα $U_{ΕΛ} = U_{ΚΟΣΚ}$ έως ότου προσκρούσει επάνω στα σφυριά που κινούνται με ταχύτητα $U_{ΣΦ}$. Κατά την κρούση, ο ελαιοκάρπος θρυμματίζεται και τα θρύμματα του προσκολλώνται επάνω στα σφυριά αποκτώντας την ταχύτητα των σφυριών μέχρι η φυγόκεντρη δύναμη που αναπτύσσεται να τα εκτινάξει στο περιστρεφόμενο κόσκινο. Πρόκειται για μία **ανελαστική κρούση** όπου η τελική ταχύτητα U_N των δύο σωμάτων θα είναι η αρχική ταχύτητα του σφυρόμυλου $U_{ΣΦ}$:

$$U_N = U_{ΣΦ} \quad (5.2)$$

Σύμφωνα με την αρχή διατήρησης της ορμής, όπου η ορμή διατηρείται και η ολική ορμή πριν ισούται με την ολική ορμή μετά, έχουμε την παρακάτω σχέση:

$$\begin{aligned}
 P_{K1} - P_{E\Lambda} &= (m_{\Sigma\Phi} + m_{E\Lambda}) \cdot U_N \Rightarrow \\
 P_{K1} &= (m_{\Sigma\Phi} + m_{E\Lambda}) \cdot U_N + m_{E\Lambda} \cdot U_{E\Lambda} \Rightarrow \\
 P_{K1} &= \underbrace{m_{\Sigma\Phi} \cdot U_N}_{P_{K2}} + m_{E\Lambda} \cdot U_N + m_{E\Lambda} \cdot U_{E\Lambda} \Rightarrow \\
 P_{K1} - P_{K2} &= m_{E\Lambda} (U_N + U_{E\Lambda}) \Rightarrow \\
 \frac{dP_K}{dt} &= \frac{dm_{E\Lambda}}{dt} (U_N + U_{E\Lambda}) \Rightarrow
 \end{aligned}$$

Ο ρυθμός μεταβολής της ορμής του σφυριού μας δίνει την κρουστική δύναμη F_K του:

$$F_K = \dot{m}_{E\Lambda} (U_N + U_{E\Lambda}) \quad (5.3)$$

Όπου:

$$\bullet \quad U_N = U_{\Sigma\Phi} = \frac{2\pi \cdot r \cdot n_{\Sigma\Phi}}{60.000} = \frac{2\pi \cdot 175^{mm} \cdot 3.000^{RPM}}{60.000} = 54,95m/s \quad (5.4)$$

Είναι: $r = R - 10^{mm} = 185^{mm} - 10^{mm} = 175^{mm}$ (Σχήμα 5.1) και,
 $n_{\Sigma\Phi}$: Επιλέγονται οι μέγιστες στροφές (Τεχνικά στοιχεία).

$$\bullet \quad U_{E\Lambda} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{ΚΟΣΚ}}}{60.000} = \frac{\pi \cdot 370^{mm} \cdot 60^{RPM}}{60.000} = 1,16m/s$$

$$\bullet \quad \dot{m} = \dot{m}_{E\Lambda} = 4.000 - 6.000kgr/h = 1,11 - 1,67kgr/s$$

\dot{m} : Επιλέγεται η μέγιστη δυναμικότητα.

Άρα, με αντικατάσταση στη Σχέση (5.3) έχουμε:

$$F_K = \dot{m}_{E\Lambda} (U_N + U_{E\Lambda}) = 1,67 \frac{kg}{s} (54,95^{m/s} + 1,16^{m/s}) = 93,7 \text{ N}$$

Οπότε, από Σχέση (5.1) η συνολική απαιτούμενη κρουστική δύναμη του σφυρόμυλου θα είναι:

$$F_{O\Lambda} = 4 \cdot F_K = 4 \cdot 93,7^N = 374,8 \text{ N} \quad (5.5)$$

Συνεπώς, από τις Σχέσεις (5.4),(5.5) υπολογίζεται η απαιτούμενη ισχύς N του σφυρόμυλου:

$$N = F_{O\Lambda} \cdot U_{\Sigma\Phi} = 374,8^N \cdot 54,95^{m/s} = 20.595Watt = 20,6 \text{ kW}$$

Για την εύρεση της ονομαστικής ισχύος N_{ov} στους σπαστήρες, σφυρόμυλους κ.τλ. προσαυξάνεται κατά 25% η απαιτούμενη ισχύς λόγω τριβών, πιθανού μπουκώματος από συσσώρευση κουκουτσιών κ.ο.κ. Άρα έχουμε:

$$N_{ov} = N + 25\% \cdot N = 20,6^{kW} + 25\% \cdot 20,6^{kW} \approx 25 \text{ kW}$$

1.5.4 Υπολογισμός αποτελεσματικότητας της κατάρτησης

Η αποτελεσματικότητα της κατάρτησης R (διαδικασία θραύσης και άλεσης) του ελαιοκάρπου είναι ο λόγος του χαρακτηριστικού μεγέθους (x_1) της τροφοδοσίας στην χοάνη του σπαστήρα προς το αντίστοιχο χαρακτηριστικό μέγεθος (x_2) του ελαιοκάρπου μετά την θραύση και λειοτρίβησή του. Ο λόγος κατάρτησης R χρησιμεύει ως μέτρο της ικανότητας της μηχανής κατάρτησης, όσον αφορά στη μείωση του μεγέθους των ελαιοκαρπών της τροφοδοσίας του θραυστήρα.

$$R = \frac{x_1}{x_2} = \frac{9,5^{mm}}{1,6^{mm}} = 5,94$$

Όπου : x_1 : Μέση τιμή της διαμέτρου των ελαιοκαρπών

x_2 : Διάμετρος μιας οπής του κοσκίνου όπου διαπερνά ο αλεσμένος ελαιοκάρπος

1.5.5 Υπολογισμός ειδικής ενέργειας κατάρτησης

Η ελάττωση μεγέθους απαιτεί μεγάλα ποσά ενέργειας ενώ ο βαθμός απόδοσης μηχανών κατάρτησης είναι χαμηλός, ενώ η υπόλοιπη ενέργεια χάνεται σαν τριβή υπό μορφή θερμότητας. Ειδική ενέργεια κατάρτησης (ε) είναι η απαιτούμενη ενέργεια για την κατάρτηση της μονάδας βάρους ή όγκου του στερεού :

$$\varepsilon = \frac{E}{m} = \frac{\text{ενέργεια κατάρτησης}}{\text{μάζα στερεού}} \text{ KJ / kg}$$

$$\varepsilon = \frac{E}{m} = \frac{\frac{E}{t}}{\frac{m}{t}} = \frac{N_{ov}}{\dot{m}} = \frac{25^{kW}}{1,67 \frac{kg}{s}} = 14,97 \text{ KJ/kg}$$

1.6 ΜΑΛΑΚΤΗΡΑΣ

1.6.1 Μάλαξη ελαιοκάρπου – Τεχνικά χαρακτηριστικά

Μετά το σπαστήρα - θρυπτήριο η ελαιοζύμη πρέπει να μαλαχθεί - ζυμωθεί ώστε να ομοιογενοποιηθεί για τους παρακάτω λόγους:

- να πραγματοποιηθεί μια πλήρης αποδιοργάνωση των ιστών του ελαιοκάρπου,
- να συνενωθούν τα σταγονίδια λαδιού μικρής διαμέτρου προς μεγάλες σταγόνες ώστε να αποχωρισθούν εύκολα από τα άλλα συστατικά της ελαιοζύμης με την φυγοκέντρωση. Σ' αυτό το στάδιο σημαντικός παράγοντας είναι και η επίδραση της θερμοκρασίας της συσκευής. Οι μικρές σταγόνες κινούνται ευκολότερα, πιο γρήγορα λόγω της επίδρασης στο ιξώδες του ελαιολάδου το οποίο μεταβάλλεται με τη θερμοκρασία, γίνεται πιο λεπτόρρευστο.
- να αποδιοργανωθούν τα κολλοειδή συστήματα λαδιού-φυτικών υγρών, που δημιουργούνται με την παρέμβαση αμφιπαθών μορίων (γαλακτωματοποιητών), προερχόμενων κατά κύριο λόγο από το αμύγδαλο του καρπού.

Η μάλαξη της ελαιοζύμης είναι γενικά η διεργασία «κλειδί» και σε ότι αφορά την απόδοση της ελαιοζύμης σε λάδι, αλλά και σε ότι αφορά την ποιότητα του διαχωριζομένου ελαιολάδου. Ταυτόχρονα με τη μάλαξη επιδιώκεται και η βελτίωση των ρεολογικών ιδιοτήτων της ελαιοζύμης. Σ' αυτό το σημείο θα πρέπει να σημειώσουμε ότι υπάρχουν δύο κατηγορίες ελαιοκάρπου σε ότι αφορά την ελαιοποίησή του, ήτοι:

- Ελιές «εύκολης επεξεργασίας» γνωστές στη διεθνή βιβλιογραφία με το όνομα «εύκολες».
- Ελιές «δύσκολης επεξεργασίας» και αυτές είναι γνωστές με το όνομα «δύσκολες».

Οι τελευταίες περιέχουν στην ελαιοζύμη τους αναλογικά λίγο λάδι και αυξημένη υγρασία και προέρχονται κατά κανόνα από ορισμένες ποικιλίες. Δημιουργούν προβλήματα στο στάδιο του διαχωρισμού, στο Ντεκάντερ, και γι' αυτό το λόγο οι τεχνικοί των ελαιοτριβείων θα πρέπει να είναι ιδιαίτερα προσεκτικοί στην βελτίωση των ρεολογικών ιδιοτήτων της ελαιοζύμης.

Η πρώτη ενέργεια για την βελτίωση των ρεολογικών ιδιοτήτων είναι η ανάμειξη της ελαιοζύμης με ζεστό νερό. Για την θέρμανση του νερού χρησιμοποιείται λέβητας πυρήνα και η αποθήκευσή του γίνεται σε μπόιλερ. Η αναλογία νερού:πάστας δεν είναι σταθερή και εξαρτάται από τη σύσταση της ελαιοζύμης. Κατά το εγχειρίδιο του *Διεθνούς Συμβουλίου Ελαιολάδου* (IOOC, 1990), η ποσότητα του νερού που ενσωματώνεται μετά τη μάλαξη είναι 60-70 αλλά και μέχρι 100-110 λίτρα κατά 100 κιλά ελαιοζύμης. Η θερμοκρασία του θα πρέπει να είναι 25-30 °C, αλλά όχι μεγαλύτερη, γιατί μειώνει την αντοχή του λαδιού στο τάγγισμα, χωρίς να βελτιώνει αισθητά το ρυθμό εκχυλίσεώς του από την ελαιοζύμη. Η μάλαξη πρέπει να διαρκεί από 30 έως 50 λεπτά ανάλογα την ωρίμανση και το είδος (εύκολες ή δύσκολες) του ελαιοκάρπου. Περαιτέρω παράταση της μάλαξης σε θερμοκρασίες πάνω από 30-32 °C, ευνοεί την δράση των ενζύμων λιπάσης με αποτέλεσμα την αύξηση των αριθμών των υπεροξειδίων, της οξύτητας αλλά και της υποβάθμισης του χρώματος. Γενικά, ο ελαιοκάρπος από τη στιγμή που θα θρυμματισθεί ή θα αλεσθεί, γίνεται πολλές φορές

πιο ευαίσθητος από ότι ήταν στην αέρεια μορφή, ακριβώς επειδή με την άλεση ενεργοποιούνται ανεπιθύμητα ένζυμα και κατά συνέπεια, κάθε καθυστέρηση σ' οποιοδήποτε στάδιο της παραγωγής και ετοιμασίας της πάστας, που συνεπάγεται την εναποθήκευσή της, ακόμη και για λίγο χρόνο, έχει επιπτώσεις επί της ποιότητας του ελαιολάδου που στη συνέχεια θα παραχθεί. Επιπλέον, η θερμοκρασία κάτω από τα επιτρεπόμενα όρια δεν είναι αποδεκτή αφού το λάδι σε χαμηλή θερμοκρασία πήζει σχηματίζοντας ένα ζελέ που δεν είναι επιθυμητό από το καταναλωτικό κοινό.

Η διαδικασία της μάλαξης επιτυγχάνεται με σύγχρονες συσκευές που ονομάζονται **μαλακτήρες**. Οι μαλακτήρες (Εικόνα 6.1) αποτελούνται συνήθως από έναν θάλαμο που φέρει οριζόντιο αναδευτήρα, ο οποίος αναδευεί ανακινώντας την πάστα της ελαιοζύμης και την αναμειγνύει ακόμη περισσότερο. Ο θάλαμος είναι μακρόστενος, τοποθετείται σε οριζόντια ή κάθετη θέση και μοιάζει με ημικυκλική σκάφη, ανάλογα με τον τύπο. Η ελαιοζύμη μπαίνει σ' αυτόν τον χώρο με την βοήθεια μεταφορικού σωληνωτού κοχλία και ο άξονας με τα πτερύγια περιστρέφεται και αναμειγνύεται η πάστα. Ο αναδευτήρας είναι ειδική κατασκευή και συνήθως αποτελείται από έναν ατέρμονα κοχλία με τομείς σε παλαιότερα μοντέλα μαλακτήρων αλλά και με συνεχή σπείρα και πτερύγια αντιθέτου φοράς σε νεότερα μοντέλα μαλακτήρων. (Εικόνα 6.2).

Οι σύγχρονοι μαλακτήρες για την καλύτερη ομογενοποίηση θερμαίνονται με εξωτερικό τοίχωμα όπου, στον ενδιάμεσο χώρο διέρχεται ζεστό νερό θερμοκρασίας περίπου 25 °C. Επίσης, είναι κλειστού τύπου για να μην «φεύγουν» τα αρώματα του ελαιολάδου αλλά κυρίως να μην εκτίθεται η ελαιοζύμη που ήδη είναι «ζεστή» στον ατμοσφαιρικό αέρα οξειδώνοντας έτσι το λάδι. Επίσης, ο άξονας με τα πτερύγια του μαλακτήρα κινείται με αργό ρυθμό (**12 - 24 στροφές το λεπτό**), προκειμένου να αποδιοργανωθούν τα γαλακτώματα, αλλιώς επιτυγχάνεται το αντίθετο αποτέλεσμα, δηλαδή η δημιουργία γαλακτωμάτων ή η σταθεροποίηση αυτών που υπήρχαν την ώρα που άρχισε η μάλαξη.



Εικόνα 6.1: Συγκρότημα μαλακτήρων



Εικόνα 6.2:(α) ατέρμων κοχλίας με συνεχή σπείρα (ταινία) και πτερύγια -(β) ατέρμων κοχλίας με τομείς

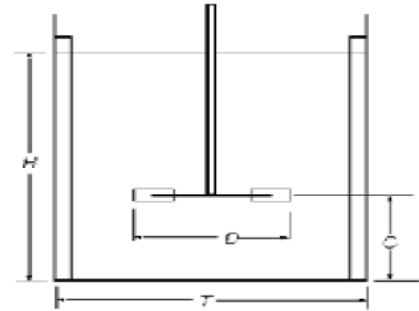
Πίνακας 6.1:Τεχνικά χαρακτηριστικά

ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΑΛΑΚΤΗΡΑ	
ΚΙΝΗΣΗ	
Ηλεκτρομειωτήρας Ισχύος [kw]	0,75
Τύπος Έδρασης	B3
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Αριθμός Πόλων	8
Στροφές [min^{-1}]	72
Μετάδοση Κίνησης	Αλυσίδα
ΚΟΧΛΙΑΣ (αναδευτήρας)	
Διατομή [mm]	$\Phi 700$
Μήκος [m]	2,8
Υλικό [DIN]	1.4301
ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	
Βάση	ST-37
Εσωτερικές επιφάνειες [DIN]	1.4301
Εξωτερικές επιφ. EXTRA-INOX [DIN]	1.4301

1.6.2 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος μαλακτήρα

Η **ανάδευση** είναι η μηχανική διεργασία, με την οποία παρέχεται κινητική ενέργεια στην ελαιοζύμη μέσω ενός **αναδευτήρα** για να επιταχυνθεί η διεργασία της μάλαξης. Είναι προφανές ότι η περιστροφή του αναδευτήρα απαιτεί ορισμένη ενέργεια. Αυτή παρέχεται από έναν ηλεκτρομειωτήρα, κατάλληλα προσαρμοσμένο

από κάτω από τον μαλακτήρα. Κάθε μαλακτήρας τροφοδοτείται από ανεξάρτητο ηλεκτρομειωτήρα και η μετάδοση της κίνησης γίνεται με αλυσίδα. Ανάλογα με την παρεχόμενη ισχύ είναι και η ροή μέσα στον αντιδραστήρα: για πολύ μικρές ταχύτητες περιστροφής, η κατανάλωση ισχύος είναι περιορισμένη και η ροή στο αναδευόμενο δοχείο είναι **στρωτή** ή γραμμική. Καθώς αυξάνεται ο ρυθμός περιστροφής του αναδευτήρα, αυξάνεται και η κατανάλωση ενέργειας. Μετά από πολλές δεκαετίες έρευνας και πειραματισμών, οι μελετητές κατέληξαν σε έναν πρότυπο σχεδιασμό ενός αναδευόμενου δοχείου, που φαίνεται στο **Σχήμα 6.1**:



Σχήμα 6.1

- ύψος του υγρού μέσα στο δοχείο (H): ίσο με τη διάμετρο του δοχείου (T). Αν είναι ανάγκη να γίνει επεξεργασία μεγάλων όγκων ρευστών, τότε επιλέγεται το ύψος έτσι ώστε να είναι πολλαπλάσιο της διαμέτρου T ($H = nT$).
- διάμετρος του αναδευτήρα (D): συνήθως το $1/3$ της διαμέτρου του δοχείου ($D = T/3$).
- Σε ορισμένες περιπτώσεις αναφέρονται και αναδευτήρες μεγαλύτερης διαμέτρου ($D = T/2$).
- μορφή πυθμένα: επίπεδος ή καμπύλος .
- απόστασή του από τον πυθμένα του δοχείου (C): ισούται με το $1/3$ της διαμέτρου ($C = T/3$).

Υπενθυμίζεται ότι το κριτήριο χαρακτηρισμού μιας ροής είναι ο αδιάστατος αριθμός Reynolds, όπου για τα αναδευόμενα δοχεία υπολογίζεται από την έκφραση:

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu} \quad (6.1)$$

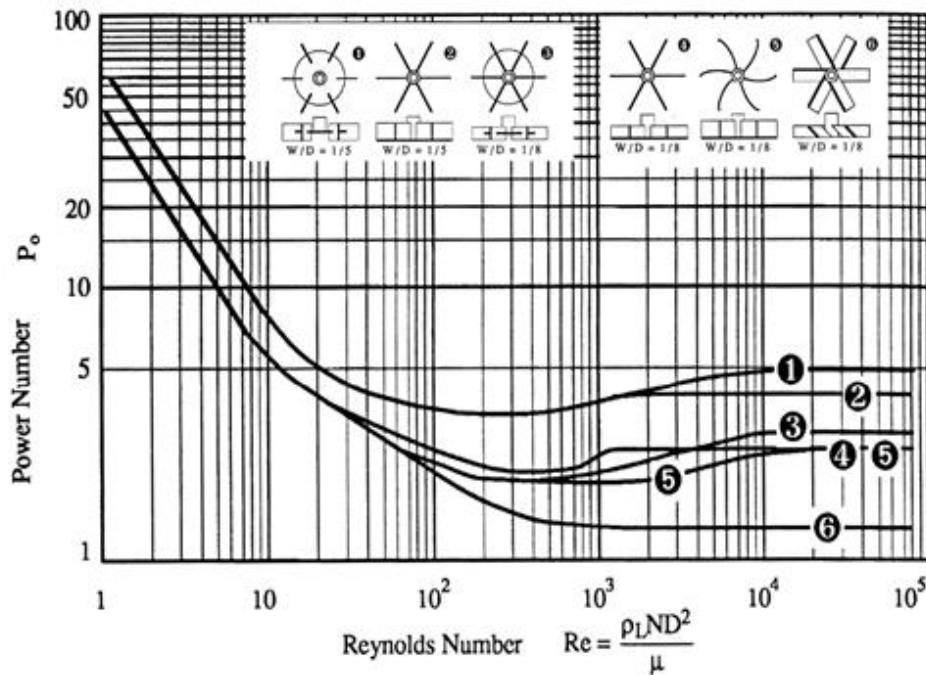
Όπου: N : στροφές αναδευτήρα (s^{-1})
 D : διάμετρος αναδευτήρα-ατέρμονα κοχλία (m)
 ρ : πυκνότητα ελαιοζύμης (kg/m^3)
 μ : ιξώδες ελαιοζύμης ($Pa \cdot s$)

Για τιμές του αριθμού $Re < 10$, η ροή στον αναδευόμενο αντιδραστήρα θεωρείται **στρωτή**, ενώ για $Re > 10^5$ η ροή θεωρείται **турβώδης**. Η μελέτη και συσχέτιση των μετρήσεων κατανάλωσης ενέργειας για τους διάφορους αναδευτήρες σε διάφορες συνθήκες έχει δείξει ότι η κατανάλωση ενέργειας (P [W]) για την περιστροφή του αναδευτήρα και την ανάδευση του ρευστού εξαρτάται από μια πληθώρα παραμέτρων, από τις φυσικοχημικές ιδιότητες (πυκνότητα, ιξώδες) του υγρού μέχρι τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συνολικού συστήματος και τις συνθήκες λειτουργίας:

$$P = f(D, H, T, C, N, g, \mu, \rho, \dots)$$

Αντί για την ίδια την ισχύ (P), προτιμούμε ν' αναφερόμαστε στην αδιάστατη έκφρασή της, τον **αριθμό ισχύος** (P_0):

$$P_0 = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot D^5} \quad (6.2)$$



Σχήμα 6.2: Διάγραμμα αριθμού ισχύος ως προς τον αριθμό Reynolds

Από το διάγραμμα του Σχήματος 6.2, μας δίδεται ο αριθμός ισχύος με βάση τον αριθμό Reynolds και ανάλογα με το είδος του αναδευτήρα.

Εφόσον, τώρα γνωρίζουμε τον αριθμό ισχύος (P_0), λύνοντας την Σχέση (6.2) ως προς την ισχύ P , μας δίδει:

$$P = P_0 \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5 \quad \text{σε Watt} \quad (6.3)$$

Η παραπάνω διατύπωση αναφέρεται σε έναν μεμονωμένο αναδευτήρα. Για την δική μας περίπτωση ο αναδευτήρας αποτελείται από έναν ατέρμονα κοχλία μήκους 3 μέτρων με συνεχή σπείρα και πτερύγια αντιθέτου φοράς ώστε η ανάδευση να γίνεται με ομοιόμορφο τρόπο σε όλο το μήκος του μαλακτήρα την ίδια χρονική στιγμή.

Θεωρώντας λοιπόν, ότι ο ατέρμων κοχλίας ανάδευσης του μαλακτήρα αποτελείται από πολλούς συνενωμένους αναδευτήρες καθένας από αυτούς έχει πλάτος όσο είναι το βήμα s του κοχλίας, τότε από το λόγο του μήκους του κοχλίας προς το βήμα του, μας δίνεται ο αριθμός των συνενωμένων αναδευτήρων:

$$\frac{H}{s} = \frac{2,8^m}{0,35^m} = 8 \text{ αναδευτήρες} \quad (6.4)$$

Οπότε, για την καλύτερη προσέγγιση της απαιτούμενης ισχύος του μαλακτήρα η Σχέση (6.3) γίνεται ως εξής:

$$P = 8(P_0 \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5) \quad \text{σε Watt} \quad (6.5)$$

Άρα, για τον υπολογισμό του αδιάστατου αριθμού Reynolds γνωρίζουμε τα εξής στοιχεία:

- Πυκνότητα ελαιοζύμης (ελαιοζύμη κατά την είσοδο στον μαλακτήρα και χωρίς προστιθέμενο νερό για «δύσκολες» ελιές):

$$\rho = 1.300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

- Στροφές αναδευτήρα (από Εισαγωγικά στοιχεία):

$$N = 24RPM = \frac{24^{RPM}}{60} = 0,4 \text{ s}^{-1}$$

- Διάμετρος αναδευτήρα – ατέρμονα κοχλία (Τεχνικά στοιχεία): $D = 0,7 \text{ m}$
- Ιξώδες ελαιοζύμης (με προσθήκη ζεστού νερού 100% στην ελάχιστη θερμοκρασία δηλαδή στους 25°C , αφού στις μικρότερες θερμοκρασίες το ιξώδες είναι μεγαλύτερο δηλαδή η αντίσταση της ελαιοζύμης στον ατέρμονα κοχλία θα είναι μεγαλύτερη): $\mu = 35 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
(Κατόπιν πειραματικών μετρήσεων, η τιμή πάρθηκε από το *International Conference RAGUSA SHWA 2012-Διεθνές Συνέδριο Παγκούσα της Ιταλίας* το έτος 2012 στα «συστήματα μεταποίησης γεωργικών προϊόντων» για την συμπεριφορά ροής της ελαιοζύμης.)

Από Σχέση (6.1) υπολογίζεται ο αριθμός Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu} = \frac{1.300^{kg \cdot m^{-3}} \cdot 0,4^{s^{-1}} \cdot (0,7^m)^2}{35^{Pa \cdot s}} = 7,3 \quad (6.6)$$

Δεδομένου τώρα του αριθμού Reynolds, η ροή της ελαιοζύμης βρίσκεται σε μόνιμη στρωτή ροή (κατάσταση η οποία φαίνεται λογική για τις μικρές στροφές του αναδευτήρα επιδιώκοντας δε χαμηλή θερμοκρασία της ελαιοζύμης) από το διάγραμμα του Σχήματος 6.2 υπολογίζεται ο αδιάστατος αριθμός ισχύος (P_0) που για το είδος 3 αναδευτήρα είναι:

$$P_0 \approx 8 \quad (6.7)$$

Τέλος, από τις Σχέσεις (6.5), (6.7) υπολογίζεται η απαιτούμενη ισχύς του μαλακτήρα:

$$P = 8(P_0 \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D^5) = 8[8 \cdot 1.300^{kg \cdot m^{-3}} \cdot (0,4^{s^{-1}})^3 \cdot (0,7^m)^5] \Rightarrow$$

$$P = 626 \text{ Watt} \cong 0,63 \text{ kW}$$

1.6.3 Υπολογισμός μετάδοσης ισχύος με αλυσοκίνηση

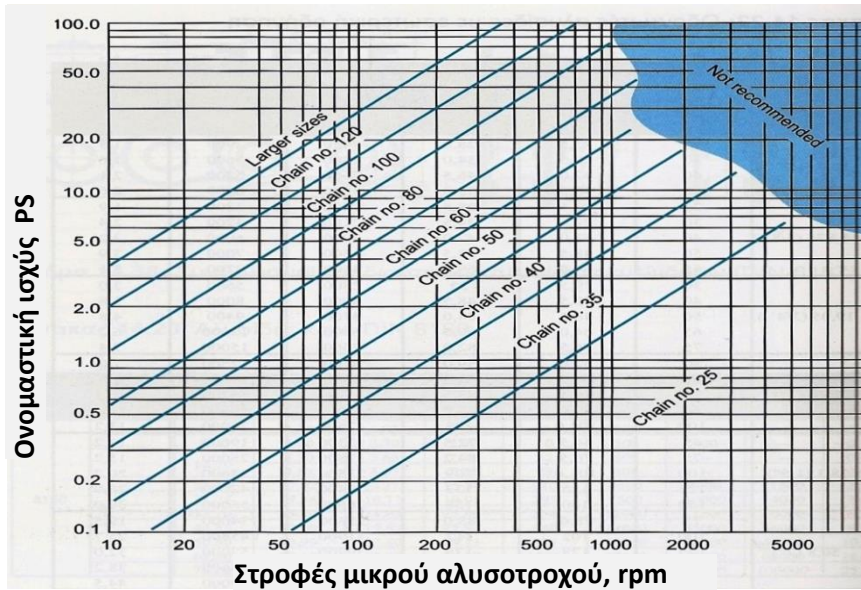
Από τα τεχνικά στοιχεία του μαλακτήρα αναφέρεται ότι η μετάδοση ισχύος γίνεται με αλυσίδα. Η αλυσίδα «παίρνει» τις στροφές του μειωτήρα και τις μεταδίδει στην άτρακτο του αναδευτήρα. Παρακάτω, παρουσιάζεται μια διαδικασία υπολογισμού και επιλογής αλυσίδας με διαδοχικά βήματα:

ΒΗΜΑ 1: ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΙΔΑΣ

- Στροφές μειωτήρα: Από τα τεχνικά στοιχεία του Πίνακα 6.1 ο μειωτήρας μας δίνει: $n_{HM} = 72 \text{ RPM}$
- Μεταφερόμενη ισχύς: $P = 0,75 \text{ kW} = 1 \text{ PS}$

Από το Σχήμα 6.3, για μεταφερόμενη ισχύς 1 PS και στροφές μικρού αλυσοτροχού 72 RPM επιλέγουμε την αλυσίδα Chain-50 για την οποία με τη βοήθεια του Πίνακα 6.2 για απλές αλυσίδες κυλίνδρων κατά DIN 8187/8188 και ANSI 50, παίρνουμε τα εξής χαρακτηριστικά:

Βήμα:	$t = 15,875 \text{ mm}$
Εσωτ. πλάτος:	$b_i = 9,525 \text{ mm}$
Διάμετρος κυλίνδρου:	$d_k = 10,160 \text{ mm}$
Διάμετρος πείρου:	$d_B = 5,080 \text{ mm}$
Φορτίο θραύσης:	$P_B = 27 \text{ kN}$
Γραμμική πυκνότητα:	$G = 0,91 \text{ kg/m}$



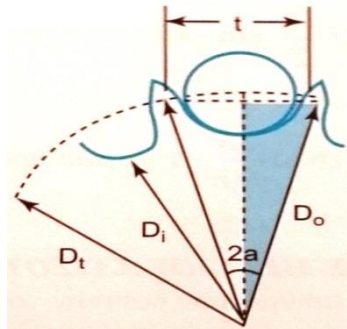
Σχήμα 6.3: Επιλογή αλυσίδας βάσει ονομαστικής ισχύος και στροφών μικρού αλυσοτροχού

ΒΗΜΑ 2: ΕΠΙΛΟΓΗ ΜΙΚΡΟΥ ΑΛΥΣΟΤΡΟΧΟΥ

Από τις μέγιστες στροφές του μειωτήρα και τις στροφές του αναδευτήρα η σχέση μετάδοσης της αλυσοκίνησης είναι:

$$i = \frac{n_{HM}}{n} = \frac{72^{RPM}}{24^{RPM}} = 3$$

Άρα, για σχέση μετάδοσης της αλυσοκίνησης $i = 3$, από τον Πίνακα 6.3 ο αριθμός των δοντιών του μικρού (κινητήριου) αλυσοτροχού λαμβάνεται ίσος $z_1 = 25$.



Σχήμα 6.4: Γεωμετρία αλυσοτροχού

Έστω,

D_o = εξωτερική διάμετρος αλυσοτροχού, D_i = εσωτερική διάμετρος αλυσοτροχού, D_t = αρχική διάμετρος αλυσοτροχού

Από τριγωνομετρία και με τη βοήθεια του Σχήματος 6.4 προκύπτει:

$$\sin a = \frac{t/2}{D_t/2} = \frac{t}{D_t}$$

και επομένως η αρχική διάμετρος του μικρού αλυσοτροχού θα είναι:

$$D_{t1} = \frac{t}{\sin a} \quad (6.8)$$

Αν η γωνία που αντιστοιχεί σε κάθε βήμα είναι 2α (Σχήμα 6.3) τότε επειδή:

$$2\alpha \cdot z_1 = 2\pi \Rightarrow \alpha = \frac{\pi}{z_1} = \frac{\pi}{25} = 0,12566\text{rad} \quad (6.9)$$

Από Σχέση (6.8) η αρχική διάμετρος του μικρού αλυσοτροχού θα είναι:

$$D_{t1} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{25 \cdot 15,875^{\text{mm}}}{\pi} = 126,4 \text{ mm}$$

Τυποποίηση της αρχικής διαμέτρου δεν χρειάζεται, καθώς το βήμα και ο αριθμός των δοντιών αρκούν.

Έλεγχος ταχύτητας αλυσίδας:

Η ταχύτητα αλυσίδας υπολογίζεται από τον αριθμό των στροφών ανά λεπτό επί την περίμετρο (δηλαδή το βήμα t επί τον αριθμό των δοντιών z_1) και πρέπει να μην υπερβαίνει τα 20 έως 25 m/s:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_{HM}}{60 \cdot 1.000} = \frac{25 \cdot 15,875^{\text{mm}} \cdot 72^{\text{RPM}}}{60.000} = 0,48 \text{ m/s} < 20 \text{ m/s}$$

Έλεγχος δύναμης στην αλυσίδα:

Η δύναμη στην αλυσίδα δεν πρέπει να υπερβαίνει το ονομαστικό φορτίο θραύσης σε εφελκυσμό το οποίο έχει βρεθεί στο Βήμα 1.

Η ροπή στρέψης της ατράκτου του μειωτήρα είναι:

$$M_t = 71.620 \frac{N}{n_{HM}} = U \frac{D_{t1}}{2} \text{ σε kp} \cdot \text{cm} \quad (6.10)$$

Λύνοντας τη Σχέση (6.10) ως προς U έχουμε:

$$U = 71.620 \frac{2N}{D_{t1} \cdot n_{HM}} = 71.620 \frac{2 \cdot 1^{\text{PS}}}{13^{\text{cm}} \cdot 72^{\text{RPM}}} \cong 153 \text{ kp} \quad (6.11)$$

$$U = 1,5 \text{ kN} < P_B = 27 \text{ kN}$$

ΒΗΜΑ 3: ΕΠΙΛΟΓΗ ΜΕΓΑΛΟΥ ΑΛΥΣΟΤΡΟΧΟΥ

Από τη σχέση μετάδοσης της αλυσοκίνησης προκύπτει ο αριθμός των δοντιών του μεγάλου αλυσοτροχού:

$$i = \frac{n_{HM}}{n} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75$$

Ο αριθμός των δοντιών του αλυσοτροχού είναι τυποποιημένος.

Από Σχέση (6.8) η αρχική διάμετρος του μεγάλου αλυσοτροχού D_{t2} θα είναι:

$$D_{t2} = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z_2}} = \frac{15,875^{\text{mm}}}{0,04185} = 379,3 \text{ mm}$$

ΒΗΜΑ 4: ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΑΞΟΝΩΝ

Μια αλυσίδα λειτουργεί κανονικά όταν η απόσταση αξόνων των αλυσοτροχών είναι:

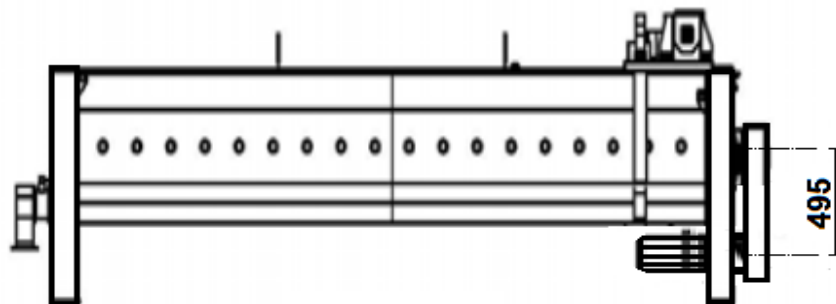
$$A = (30 \div 60)t = (30 \div 60)15,875^{mm} = (476,25 \div 952,5)mm$$

Όμως, όταν $i < 4$ μπορούμε προσεγγιστικά να πάρουμε:

$$A = 1,2 \frac{D_{t1} + D_{t2}}{2} + (30 \div 50) = 1,2 \frac{126,6^{mm} + 379,3^{mm}}{2} + (30 \div 50)$$

$$A = (334 \div 354)mm$$

Όμως, επειδή υπάρχει γεωμετρικός περιορισμός, η απόσταση των κέντρων των αλυσοτροχών λαμβάνεται **A = 495 mm** (Εικόνα 6.3).



Εικόνα 6.3: Πλάγια όψη μαλακτήρα (Διάταξη μετάδοσης κινήσεως)

ΒΗΜΑ 5: ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΡΙΚΩΝ

Ο αριθμός των κρίκων δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$x = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{A}$$

$$x = \frac{25 + 75}{2} + \frac{2 \cdot 495^{mm}}{15,875^{mm}} + \left(\frac{75 - 25}{2\pi}\right)^2 \frac{15,875^{mm}}{495^{mm}} = 114,4$$

Επειδή, ο αριθμός των κρίκων πρέπει να είναι άρτιος λαμβάνω **x=114** κρίκοι.

ΒΗΜΑ 6: ΔΙΟΡΘΩΣΗ ΑΠΟΣΤΑΣΗΣ ΑΞΟΝΩΝ A

Η διορθωμένη απόσταση των αξόνων προκύπτει από τους αριθμούς των κρίκων και το βήμα ως εξής :

$$A = \frac{t}{4} \left[\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2} \right] =$$

$$A = \frac{15,875}{4} \left[\left(114 - \frac{25+75}{2} \right) + \sqrt{\left(114 - \frac{25+75}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{75-25}{2\pi} \right)^2} \right] = 491,8 \text{ mm}$$

Όπως είπαμε και πιο παραπάνω, η τελική απόσταση των αλυσοτροχών είναι $A = 495 \text{ mm}$ εφόσον υπάρχει γεωμετρικός περιορισμός. Όμως, η διαφορά της καθορισμένης απόστασης μ' αυτής της διορθωμένης είναι της τάξεως 0,7%, δηλαδή η αλυσίδα θα έχει έναν μικρό τζόγο ο οποίος εξαλείφεται από τον κοχλία τάνυσης που βρίσκεται στον μικρό αλυσοτροχό αφού θεωρούμε ότι η επιμήκυνση που εμφανίζεται στην αλυσίδα κατά τη λειτουργία είναι έως και 3%, ο τζόγος αυτός δίνει «αέρα» στην αλυσίδα ώστε να εξασφαλίζεται στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης ήρεμη λειτουργία, διάρκεια ζωής αλλά και ασφάλεια.

ΒΗΜΑ 7: ΠΟΛΛΑΠΛΟΤΗΤΑ ΑΛΥΣΙΔΑΣ

Η ισχύς που κάθε απλή αλυσίδα μπορεί να μεταφέρει βασίζεται στον αριθμό των δοντιών και στην περιστροφική ταχύτητα του μικρού (κινητηρίου) αλυσοτροχού και λέγεται *ειδική ισχύς* (N_o). Αν αυτή η ισχύς δεν επαρκεί για μονή αλυσίδα, τότε χρησιμοποιείται στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης διπλή ή τριπλή αλυσίδα. Στη διάταξη μετάδοσης της κίνησης του μαλακτήρα χρησιμοποιείται μία αλυσίδα, και δεν μένει παρά να το επαληθεύσουμε.

Η ισχύς P που θέλουμε να μεταφέρουμε με την αλυσίδα πρέπει να πολλαπλασιαστεί επί έναν συντελεστή ασφάλειας $C_{ολ}$ που έχει να κάνει με το περιβάλλον εργασίας, τον αριθμό δοντιών του μικρού αλυσοτροχού, τον αριθμό κρίκων αλλά και την λίπανση της αλυσίδας και ισούται με:

$$C_{ολ} = \frac{19}{z_1} \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3} = \frac{19}{25} \frac{1}{0,9 \cdot 1 \cdot 0,983} = \mathbf{0,859}$$

Όπου:

- $C_s = 1$ (Από Πίνακα 6.4 για μετάδοση με Η/Κ και φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούση)
- $C_1 = 0,9$ (Από Πίνακα 6.5 για περιβάλλον χωρίς σκόνη και καλή λίπανση)
- $C_2 = 1$ (Από Πίνακα 6.5 για αλυσίδες κατά DIN 8187/8188)
- $C_3 = 0,983$ (Από τον παρακάτω τύπο για σχέση μετάδοσης $i=3$ και αριθμό κρίκων αλυσίδας $x=114$)

$$C_3 = \sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}} = \sqrt[3]{\frac{114}{90} \frac{3}{3+1}} = 0,983$$

Από τις στροφές του μικρού αλυσοτροχού $n_{HM} = 72 \text{ RPM}$ και το βήμα της αλυσίδας $t = 15,875 \text{ mm}$ λαμβάνουμε από το νομογράφημα του Σχήματος 6.5 την ειδική ισχύ $N_o = 1 \text{ PS}$ και δεδομένου της μεταφερόμενης ισχύος από τον Η/Κ $P = 0,75 \text{ kW} = 1 \text{ PS}$, ο βαθμός πολλαπλότητας της αλυσίδας είναι:

$$j = \frac{P \cdot C_{ολ}}{N_o} = \frac{1^{PS} \cdot 0,859}{1^{PS}} = 0,859 \Rightarrow j = 1$$

Οπότε, ορθώς ο κατασκευαστής επέλεξε 1 κλάδο (αλυσίδα) για να μεταφέρει την ισχύ από τον ηλεκτρομειωτήρα στον αναδευτήρα.

Έλεγχος πίεσης κυλίνδρων αλυσίδας:

Η πίεση που δέχονται οι αρθρώσεις (κύλινδροι) της αλυσίδας εξαρτάται από το άθροισμα (S) της δύναμης της αλυσίδας λόγω μεταφερόμενης ισχύος, της φυγόκεντρης δύναμης της αλυσίδας και της δύναμης στον κλάδο επιστροφής λόγω βέλου κάμψης προς την επιφάνεια του κυλίνδρου (f). Δηλαδή:

$$p = \frac{S}{f} = \frac{U + U_F + U_g}{f} \text{ σε } N / cm^2 \quad (6.12)$$

Όπου:

- $U = 153 \text{ kp} = 1.501 \text{ N}$: Δύναμη ελκυσμού αλυσίδας (ΒΗΜΑ 2)
- $U_F = 0,021 \text{ kp} = 0,21 \text{ N}$: Φυγόκεντρη δύναμη αλυσίδας

$$U_F = \frac{G \cdot v^2}{9,81} = \frac{0,91^{kg/m} \cdot (0,48^{m/s})^2}{9,81} = 0,021 \text{ kp}$$

- $U_g = 0,446 \text{ kp} = 4,37 \text{ N}$: Δύναμη ελκυσμού αλυσίδας
 $U_g = k_f \cdot G \cdot A = 1 \cdot 0,91^{kg/m} \cdot 0,49^m = 0,446 \text{ kp}$

$$k_f = \begin{cases} 2 \div 6, \gamma \leq 40^\circ (\gamma = 0) \\ 1 \div 1.5, \gamma > 40^\circ \end{cases}$$

- $f = 0,7 \text{ cm}^2$: Επιφάνεια κυλίνδρου
 (Στο ΒΗΜΑ 1 από Πίνακα 6.2 για αλυσίδες κατά DIN 8187/8188 έχουμε επιλέξει αλυσίδα κυλίνδρων κατά ANSI 50 και κατά ISO 10A -1. Από τον Πίνακα 6.6, για την αντίστοιχη μονή αλυσίδα με Νο 10 A παίρνουμε την επιφάνεια άρθρωσης-κυλίνδρου.)

Άρα, από Σχέση (6.12) έχουμε την πίεση επιφανείας που ασκείται στους κυλινδρίσκους της αλυσίδας:

$$p = \frac{U + U_F + U_g}{f} = \frac{1.501^N + 0,21^N + 4,37^N}{0,7^{cm^2}} \approx 2.151 \text{ N/cm}^2$$

Η επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$p_{\varepsilon\pi} = c \cdot \lambda \cdot p_o = 1 \cdot 1,03 \cdot 3.050^{N/cm^2} = 3.141,5 \text{ N/cm}^2$$

Όπου: (c, λ, p_o από Πίνακα 6.7)

- $c = 1$: (για μονή αλυσίδα)
- $\lambda \approx 1,03$: (για αριθμό κρίκων $x=114$ και $i=3$)
- $p_o = 3.050 \text{ N/cm}^2$: (για αριθμό δοντιών κινητήριου μικρού αλυσοτροχού $z_1=25$ $x=114$ και $u=0,5 \text{ m/s}$)

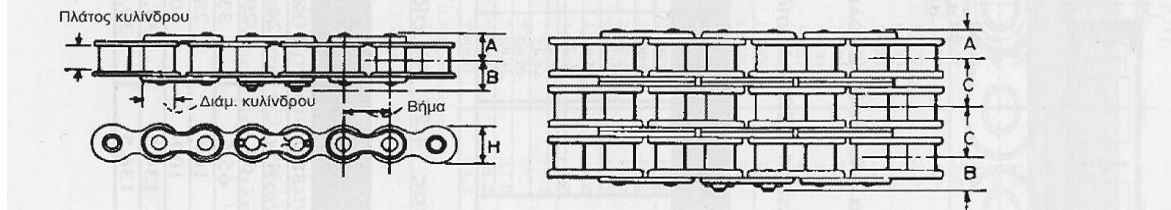
Η αλυσίδα είναι ανθεκτική σε φθορά όταν ισχύει η παρακάτω συνθήκη:

$$p = 2.151 \text{ N/cm}^2 < p_{\varepsilon\pi} = 3.141,5 \text{ N/cm}^2$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι, η καλή λίπανση στην αλυσίδα παρατείνει την διάρκεια ζωής της αλυσίδας.

Πίνακας 6.2:Στοιχεία αλυσίδων κυλίνδρων (DIN 8187/8188)

Τυποποίηση αλυσίδων κατά			Κύλινδρος			Διάμ. Πείρου mm	Συνδετήριο έλας		Διαστάσεις			Συνιστώμενη ελάχιστη απόσταση κέντρων, mm	Ονομαστική αντοχή θραύσης σε εφελκυσμό, kN	Γραμμική πυκνότητα, kg/m
DIN	ISO	ANSI	Βήμα mm	Πλάτος mm	Διάμετρος mm		Πάχος mm	Ύψος H mm	A mm	B mm	C mm			
8187	04C-1	25	6,350	3,175	3,302	2,311	0,762	5,842	3,810	4,826	6,401		4	0,12
	06C-2	35	9,525	4,763	5,080	3,581	1,270	8,738	5,690	7,366	10,135	152	9	0,32
	085	41	12,700	6,350	7,772	3,581	1,270	9,728	6,502	8,001		229	9	0,37
	08A-1	40	12,700	7,938	7,925	3,962	1,524	11,481	7,950	9,093	14,376	229	16	0,55
	10A-1	50	15,875	9,525	10,160	5,080	2,032	15,088	9,754	11,735	18,110	305	27	0,91
	12A-1	60	19,050	12,700	11,913	5,944	2,388	17,247	12,522	14,402	22,784	381	38	1,35
	16A-1	80	25,400	17,020	15,875	7,925	3,175	22,936	16,332	19,355	29,286	533	65	2,34
	20A-1	100	31,750	19,050	19,050	9,525	3,962	28,651	19,812	23,114	35,763	686	107	3,64
	24A-1	120	38,100	25,400	22,225	11,100	4,750	34,392	24,816	28,524	45,441	838	152	5,35
	28A-1	140	44,450	25,400	25,400	12,700	5,563	41,834	26,772	30,963	48,870	991	205	6,88
	32A-1	160	50,800	31,750	28,575	14,275	6,350	48,260	31,750	36,398	58,547	1143	259	9,10
		180	57,150	35,719	35,712	17,450	7,137	54,356	36,093	44,958	65,837		339	12,44
	40A-1	200	63,500	38,100	39,675	19,837	7,925	57,785	38,938	46,990	71,552	1448	424	15,73
	48A-1	240	76,200	47,625	47,625	23,800	9,525	72,390	43,739	55,880	87,833	1676	602	21,96



Πίνακας 6.3:Αριθμόςδοντιών συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης

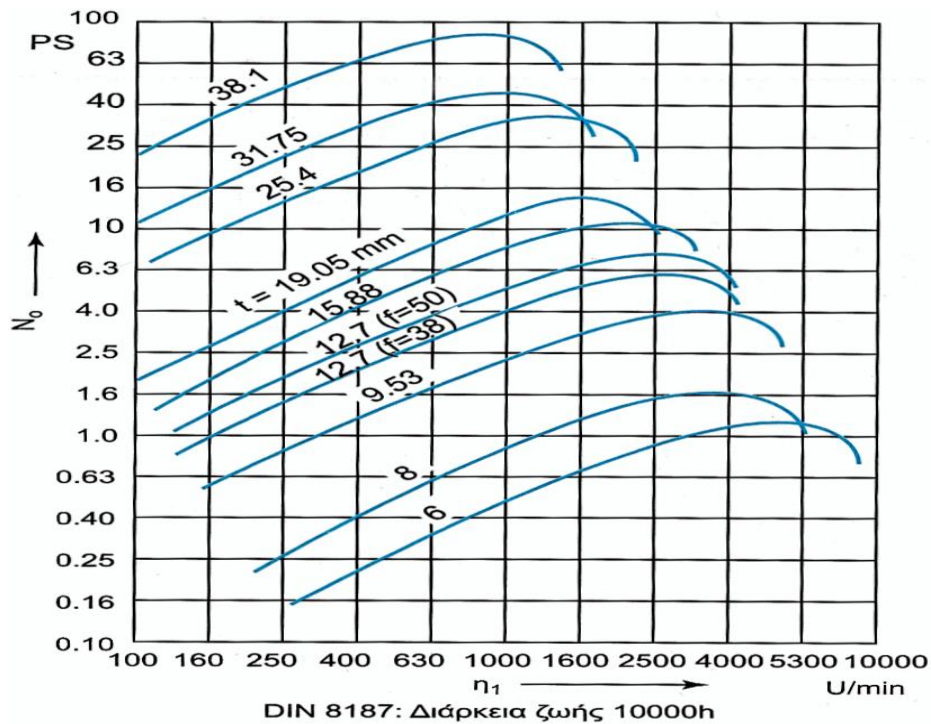
Σχέση μετάδοσης	1	2	3	4	5	6	7
Αλ. Κυλίνδρων	31	27	25	23	21	17	15
Αλ. Αθόρυβες οδόντων	40	35	31	27	23	19	15

Πίνακας 6.4:Συνελεστής λειτουργίας c_s για αλυσίδες

Είδη κινούμενων μηχανών	Είδη κινητήριων μηχανών		
	Μετάδοση με ηλεκτροκινητήρα	Στρόβιλος, πολυκύλινδρες μηχανές	Μονοκύλινδρες εμβολοφόρες μηχανές
Φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούση, Γεννήτριες, ελαφροί ανελκυστήρες, βοηθητικές κινήσεις εργαλειομηχανών	1,00	1,25	1,50
Φόρτιση με μέτριες κρούσεις, Γερανοί, βαρείς ανελκυστήρες, κύριες κινήσεις εργαλειομηχανών	1,25	1,50	1,75
Φόρτιση ελαστών, πρέσες ελασμάτων, ψαλίδια, εμβολοφόροι αντλίες, εκσκαφείς	1,75	2,00	2,25

Πίνακας 6.5: Συντελεστής λειτουργίας c_1, c_2, c_3 (κατά Niemann)

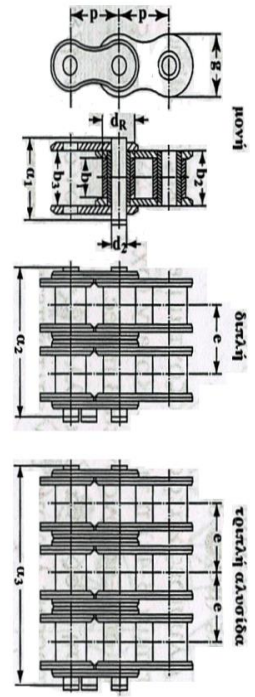
	Συντελεστής	Περιβάλλον	Λίπανση	
$C_1 =$	1.000	Χωρίς σκόνη	Εξαιρετική	
	0.900	Χωρίς σκόνη	Καλή	
	0.700	Με σκόνη	Καλή	
	0.500	για $v < 4\text{m/s}$	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για $v < 7\text{m/s}$	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για $v < 4\text{m/s}$	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0.015	για $v < 7\text{m/s}$	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0.150	για $v < 4\text{m/s}$	Ακάθαρτο	Κακή
$C_2 =$	1.000	για αλυσίδες DIN 8187		
	0.800	για αλυσίδες DIN 8180 και 8188		
	0.200	για αλυσίδες DIN 8181		
$C_3 =$	$\sqrt[3]{\frac{\chi i}{90 i + 1}}$	όπου $i = z_2 / z_1$ η σχέση μετάδοσης και χ ο αριθμός των κρίκων της αλυσίδας		



Σχήμα 6.5: Ισχύς N_o για απλές αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187) διάρκεια ζωής $L_U = 10.000\text{h}$, και επιμήκυνση μέχρι 2%. Για άλλες αλυσίδες πολλαπλασιάζουμε επί C_2 (από Πίνακα 6.5).

Πίνακας 6.6: Διαστάσεις και τεχνικά στοιχεία αλυσίδων κυλίνδρων (DIN 8187/8188)

Αλυσίδες με κυλινδρικούς ευρωπαϊκού τύπου κατά DIN 8187																	
αλυσίδα Nr.	p mm	b ₁ mm	d _R mm	e mm	g mm	μονή αλυσίδα				διπλή αλυσίδα				τριπλή αλυσίδα			
						α ₁ mm	F _B φορτίο θραύσης kN	A επι/νευία άρθ/σης cm ²	q βάρος kg/m	α ₂ mm	F _B φορτίο θραύσης kN	A επι/νευία άρθ/σης cm ²	q βάρος kg/m	α ₃ mm	F _B φορτίο θραύσης kN	A επι/νευία άρθ/σης cm ²	q βάρος kg/m
03	5	2.5	3.2	-	4.1	7.4	2.0	0.06	0.08	-	-	-	-	-	-	-	-
04	6	2.8	4	-	5	7.4	3.0	0.07	0.12	-	-	-	-	-	-	-	-
05 B	8	3	5	5.64	7.11	8.6	4.6	0.11	0.18	14.3	8.0	0.22	0.36	19.9	11.4	0.33	0.54
06 B	9.525	5.72	6.35	10.24	8.26	13.5	9.1	0.28	0.41	23.8	17.3	0.55	0.78	34	25.4	0.83	1.18
081	12.7	3.3	7.75	-	9.91	10.2	8.2	0.21	0.28	-	-	-	-	-	-	-	-
082	12.7	2.38	7.75	-	9.91	8.2	10.0	0.16	0.26	-	-	-	-	-	-	-	-
083	12.7	4.88	7.75	-	10.3	12.9	12.0	0.32	0.42	-	-	-	-	-	-	-	-
084	12.7	4.88	7.75	-	11.15	14.8	16.0	0.35	0.59	-	-	-	-	-	-	-	-
085	12.7	6.38	7.77	-	9.91	14	6.8	0.32	0.38	-	-	-	-	-	-	-	-
08 B	12.7	7.75	8.51	13.92	11.81	17	18.2	0.50	0.70	31	31.8	1.00	1.35	44.9	45.4	1.50	2.0
10 B	15.875	9.65	10.16	16.59	14.73	19.6	22.7	0.67	0.95	36.2	45.4	1.34	1.85	52.8	68.1	2.02	2.8
12 B	19.05	11.68	12.07	19.46	16.13	22.7	29.5	0.89	1.25	42.2	59.0	1.78	2.5	61.7	88.5	2.68	3.8
16 B	25.4	17.02	15.88	31.88	21.08	36.1	58.0	2.10	2.7	68	110	4.21	5.4	99.9	165	6.32	8
20 B	31.75	19.56	19.05	36.45	26.42	43.2	95.0	2.95	3.6	79.7	180	5.91	7.2	116.1	270	8.86	11
24 B	38.1	25.4	25.4	48.36	33.4	53.4	170	5.54	6.7	101.8	324	11.09	13.5	150.2	485	16.64	21
28 B	44.45	30.99	27.94	59.56	37.08	65.1	200	7.40	8.3	124.7	381	14.81	16.6	184.3	571	22.21	25
32 B	50.8	30.99	29.21	58.55	42.29	67.4	260	8.11	10.5	126	495	16.23	21	184.5	743	24.34	32
40 B	63.5	38.1	39.37	72.29	52.96	82.6	360	12.76	16	154.9	680	25.52	32	227.2	1000	38.28	48
48 B	76.2	45.72	48.26	91.21	63.88	99.1	560	20.63	25	190.4	1000	41.26	50	281.6	1600	61.89	75
56 B	88.9	53.34	53.98	106.6	77.85	114.6	850	27.91	35	221.2	1600	55.82	70	330	2350	83.73	105
64 B	101.6	60.96	63.5	119.89	90.17	130.9	1100	36.25	60	250.8	2100	72.5	120	370.7	3100	108.75	180
72 B	114.3	68.58	72.39	136.27	103.63	147.4	1400	46.17	80	283.7	2700	92.34	160	420	4000	138.5	240
Αλυσίδες με κυλινδρικούς αμερικανικού τύπου κατά DIN 8188																	
αλυσίδα	p	b ₁	d _R	e	g	α ₁	F _B	A	q	α ₂	F _B	A	q	α ₃	F _B	A	q
08 A	12.7	7.95	7.92	14.38	12.07	17.8	14.1	0.44	0.609	32.3	28.2	0.88	1.19	46.7	42.3	1.32	1.78
10 A	15.875	9.53	10.16	18.11	15.09	21.8	22.2	0.70	1.01	39.9	44.4	1.40	1.92	57.9	66.6	2.10	2.89
12 A	19.05	12.7	11.91	22.78	18.08	26.9	31.8	1.06	1.47	49.8	63.6	2.12	2.9	72.6	95.4	3.18	4.28
16 A	25.4	15.88	15.88	29.29	24.13	33.5	56.7	1.79	2.57	62.7	113.4	3.58	5.01	91.7	170.1	5.37	7.47
20 A	31.75	19.05	19.05	35.76	30.18	41.1	88.5	2.62	3.73	77	177	5.24	7.31	113	265.5	7.86	11.01
24 A	38.1	25.4	22.23	45.44	36.2	50.8	127	3.94	5.5	96.3	254	7.88	10.94	141.7	381	11.82	16.5
28 A	44.45	25.4	25.4	48.87	42.24	54.9	172.4	4.72	7.5	103.6	344.8	9.44	14.36	152.4	517.2	14.16	21.7
32 A	50.8	31.75	28.58	58.55	48.26	65.5	226.8	6.5	9.7	124.2	453.6	13.0	19.1	182.9	680.4	19.5	28.3
40 A	63.5	38.1	39.68	71.55	60.33	80.3	353.8	10.9	15.8	151.9	707.6	21.8	32	223.5	1061.4	32.7	48
48 A	76.2	47.63	47.63	87.83	72.39	95.5	510.3	16.1	22.6	183.4	1020.6	32.2	44	271.3	1530.9	48.3	66



Πίνακας 6.7: Επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας p_{επ} στην άρθρωση αλυσίδων με κυλινδρικούς (DIN8187/8188)

v m/s	Επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας στην άρθρωση p _{επ} = c · λ · p ₀															
	p ₀ σε N/cm ² για z ₁ =															
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25	
0.1	3080	3120	3170	3220	3270	3300	3320	3350	3400	3430	3450	3480	3500	3530	3550	
0.2	2810	2850	2880	2930	2980	3000	3030	3060	3100	3120	3140	3170	3190	3220	3240	
0.4	2700	2740	2780	2830	2870	2890	2910	2950	2980	3000	3020	3050	3070	3100	3120	
0.6	2580	2620	2650	2700	2740	2760	2780	2820	2850	2870	2890	2910	2930	2960	2980	
0.8	2490	2530	2560	2610	2650	2670	2680	2720	2750	2770	2790	2810	2830	2860	2880	
1.0	2380	2420	2450	2490	2520	2540	2560	2590	2620	2640	2660	2680	2700	2720	2740	
1.5	2290	2330	2360	2400	2430	2450	2470	2500	2530	2550	2570	2590	2610	2630	2650	
2.0	2210	2240	2270	2310	2350	2370	2380	2410	2440	2460	2470	2490	2510	2530	2550	
2.5	2130	2160	2190	2230	2260	2280	2290	2320	2350	2370	2380	2400	2440	2470	2500	
3	2050	2080	2110	2140	2170	2190	2210	2240	2260	2290	2320	2350	2380	2420	2460	
4	1740	1830	1920	2000	2070	2100	2130	2160	2180	2220	2260	2300	2340	2380	2420	
5	1400	1550	1690	1770	1840	1910	1970	2010	2050	2100	2150	2180	2210	2240	2280	
6	1050	1230	1410	1540	1640	1730	1810	1880	1950	1990	2040	2070	2110	2140	2180	
7	850	1000	1150	1280	1400	1510	1620	1740	1850	1870	1900	1940	1980	2020	2060	
8	-	800	1020	1110	1200	1310	1420	1560	1700	1740	1780	1820	1870	1910	1960	
10	-	-	810	900	1020	1110	1200	1320	1430	1460	1500	1570	1640	1700	1770	
12	-	-	-	-	820	910	1070	1170	1260	1300	1350	1410	1480	1540	1600	
15	-	-	-	-	-	-	890	970	1050	1100	1150	1210	1270	1330	1400	
18	-	-	-	-	-	-	-	-	880	960	1050	1110	1180	1240	1300	
λ γ ι α X =																
i	50		100		150		200		400							
1	0.7		0.82		0.90		0.94		1.19							
2	0.79		0.93		1.02		1.06		1.35							
3	0.85		1.00		1.10		1.15		1.45							
5	0.92		1.09		1.20		1.25		1.58							
7	0.99		1.16		1.28		1.34		1.68							
Μονή αλυσίδα c = 1					Διπλή αλυσίδα c = 0,9					Τριπλή αλυσίδα c = 0,85						

Σημείωση: Οι Πίνακες και τα Σχήματα της Ενότητας 1.6.3 του παρόντος Κεφαλαίου πάρθηκαν από το βιβλίο Παπαδόπουλου Χ., *Στοιχεία Μηχανών*, Εκδόσεις ΤΖΙΟΛΑ, Αθήνα, 2009.

1.7 ΑΝΤΛΙΑ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ ΕΛΑΙΟΠΑΣΤΑΣ (ΜΟΝΟΠΑΜΠ)

1.7.1 Εισαγωγή – Τεχνικά χαρακτηριστικά

Η μεταφορά της ελαιοζύμης από τους μαλακτῆρες στον διαχωριστῆρα-ντεκάντερ επιτυγχάνεται μέσω μιας αντλίας θετικής εκτόπισης ή ογκομετρικής τύπου «**ΜΟΝΟ**» (Εικόνα 7.1). Οι αντλίες θετικής εκτόπισης ανήκουν στην κατηγορία των δυναμικών αντλιών και αναγκάζουν τα ρευστά να μετακινηθούν εκτοπίζοντάς τα λόγω της ογκομετρικής διαμόρφωσης των σταθερών και κινητών μερών τους. Ο μεγαλύτερος όγκος της αναρρόφησής τους κατακλύζεται από το ρευστό που θέλουμε να μεταφέρουμε και στη συνέχεια εκτοπίζεται προς τη κατάθλιψη λόγω της σύνθλιψής του μεταξύ των επιφανειών των κινουμένων μερών του ή μεταξύ των κινουμένων μερών και του κελύφους των αντλιών. Γίνεται αντιληπτό ότι προκειμένου το ρευστό που έχει εγκλωβιστεί στο χώρο της αναρρόφησης να εκτοπιστεί στον οχετό της κατάθλιψης χωρίς να μπορεί να επιστρέψει στο χώρο της αναρρόφησης απαιτείται η ύπαρξη ελαχίστων διακένων, τόσο μεταξύ των περιστρεφόμενων μερών της αντλίας, όσο και των διακένων μεταξύ των περιστρεφόμενων μερών και του κελύφους της αντλίας. Ενώ τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά τους διαφέρουν στις λεπτομέρειες, όλοι οι τύποι φέρουν τις παρακάτω ιδιαιτερότητες εφόσον βέβαια λειτουργούν σε συνθήκες εκτός σπηλαίωσης.

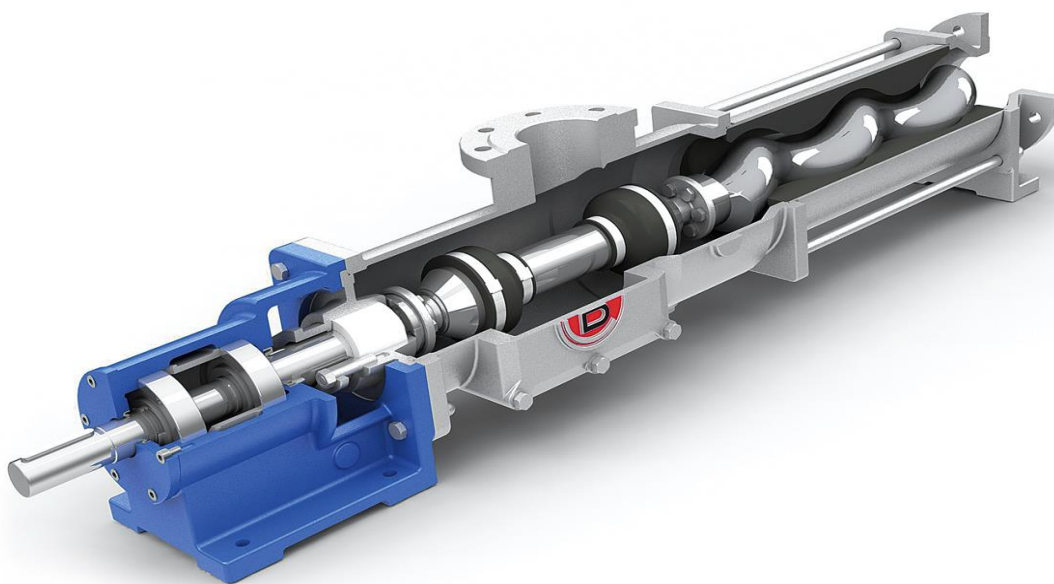
1. Η απόδοσή τους είναι αμέσως ανάλογη της ταχύτητας.
2. Η απόδοσή τους μειώνεται οριακά σε συνθήκες λειτουργίας με αυξημένη πίεση, σύμφωνα με το μέγεθος της υδραυλικής ολίσθησης στην αντλία.
3. Η αντλία θα αναπτύξει πίεση κατάθλιψης ίση με την αντίσταση που θα πρέπει να υπερνικηθεί ανεξάρτητα από την ταχύτητά της.
4. Όλες οι αντλίες θετικής εκτόπισης δεν χρειάζονται υποβοήθηση στη διάρκεια της φάσης της πρώτης αναρρόφησης.



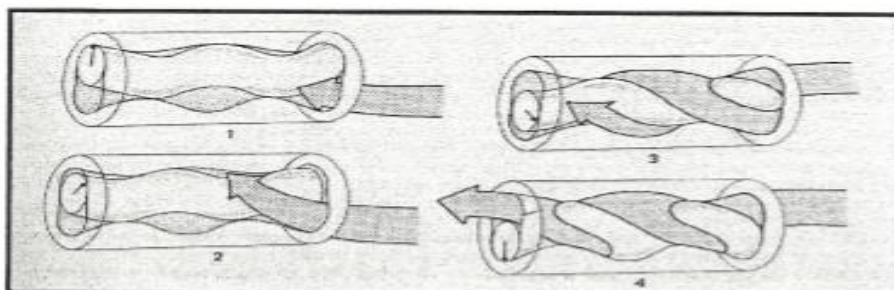
Εικόνα 7.1: Αντλία τύπου «ΜΟΝΟ»

Στις ογκομετρικές αντλίες γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι στη πίεση μηδέν, η ογκομετρική απόδοση έπρεπε να ανέρχεται στο 100%. Όμως καθώς η διαφορά της πίεσης μεταξύ αναρρόφησης και κατάθλιψης αυξάνεται, η ποσότητα του ρευστού που διαρρέει και διαπερνά τα διάκενα επίσης αυξάνεται. Αυτή η ολίσθηση (ορισμός που συνήθως χρησιμοποιείται) φυσιολογικά θα είναι μικρότερη για αντλούμενα ρευστά μεγαλύτερου ιξώδους (πιο παχύρευστα) ανεξάρτητα από τις συνθήκες πίεσης που επικρατούν μέσα στην αντλία. Θα πρέπει επίσης να σημειωθεί ότι η ολίσθηση, σαν παράμετρος των ελευθεριών, της ρευστότητας του υγρού και της διαφοράς πίεσης ανάμεσα σε αναρρόφηση και κατάθλιψη είναι σταθερή και δεν επηρεάζεται από τη ταχύτητα περιστροφής της αντλίας.

Συγκεκριμένα, πρόκειται για μία αντλία περιστροφική, θετικής εκτοπίσεως όπου η ελαιοζύμη εκτοπίζεται από έναν χώρο και προωθείται προς έναν άλλο μέσω ενός ρότορα. Η αντλία αυτή αποτελείται από ένα χαλύβδινο, περιστρεφόμενο, ελικοειδές στέλεχος (ρότορα) που βρίσκεται μέσα σε ένα ειδικώς διαμορφωμένο εσωτερικώς κέλυφος. Το κέλυφος φέρει εσωτερικώς επένδυση από ελαστομερές υλικό διαμορφωμένο όπως φαίνεται στην *Εικόνα 7.2*. Η αντλούμενη ελαιόπαστα βρίσκεται στον κενό χώρο μεταξύ του περιστρεφόμενου στελέχους και του ειδικώς διαμορφωμένου περιβλήματος και με την περιστροφή του ελικοειδούς στελέχους προωθείται διαρκώς από την αναρρόφηση προς την κατάθλιψη της αντλίας (*Εικόνα 7.3*). Η λειτουργία της αντλίας βασίζεται στη διαδοχική πλήρωση και εκκένωση ενός συγκεκριμένου γεωμετρικού όγκου και εξασφαλίζει συνεχή παροχή της ελαιόπαστας, χωρίς παλμούς και στροβιλισμούς. Οι αντλίες θετικής εκτοπίσεως είναι αντλίες αυταναρρόφησης και δεν χρειάζονται πλήρωση κατά την εκκίνηση.



Εικόνα 7.2: Τομή κελύφους-ρότορα



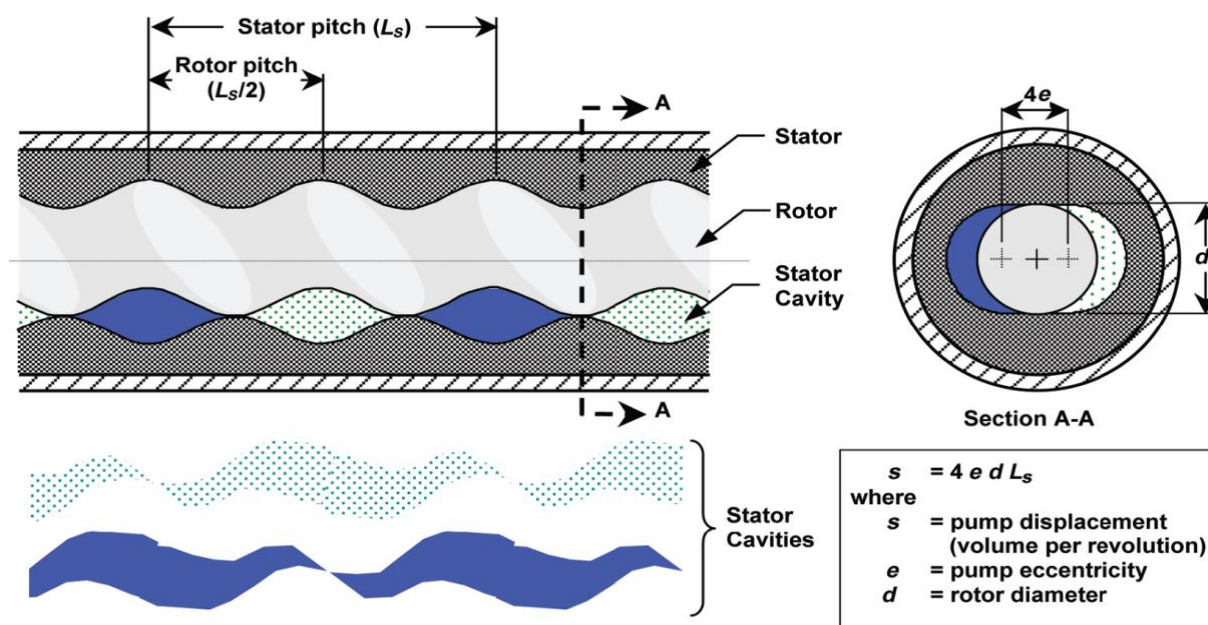
Εικόνα 7.3: Διαδοχικές φάσεις προώθησης της ελαιόπαστας στην αντλία τύπου «ΜΟΝΟ»

Πίνακας 7.1: Τεχνικά χαρακτηριστικά

ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΝΤΛΙΑΣ ΜΟΝΟ ΚΙΝΗΣΗ	
Ισχύς [kw]	1,5
Στροφές (max)[RPM]	120
Παροχή (διατομή Κατάθλιψης)	2"
Πίεση max. [BAR]	4
Υλικό άξονα [DIN]	1.4301
Μετάδοση Κίνησης (ευθύγραμμη)	Ηλεκτρομειωτήρας
ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	
Ρότορας [DIN]	1.4404
Περίβλημα εξωτερικό [DIN]	1.4301
Στάτορας	Ελαστικός

1.7.2 Υπολογισμός παροχής της αντλίας «Μονο»

Κατόπιν έρευνας στον διαδικτυακό ιστό και επικοινωνίας σε αντίστοιχες κατασκευαστικές εταιρίες της συγκεκριμένης αντλίας, μας διαβεβαίωσαν ότι θεωρητικές χαρακτηριστικές καμπύλες δεν υπάρχουν για το είδος της αντλίας αυτής και ότι η προσαρμογή τους σε οποιαδήποτε διάταξη προσδιορίζεται μέσω πειραματικής προσέγγισης. Στο παρακάτω Σχήμα 7.1 αναλύεται σχηματικά η σχέση που ισχύει για την ογκομετρική απόδοση ανά περιστροφή ενώ στον Πίνακα 7.2 δίδονται οι μετρήσεις που λήφθηκαν για τον στάτορα και ρότορα της αντλίας.



Σχήμα 7.1: Γεωμετρικοί παράμετροι και σχηματισμός κοιλότητας εντός της αντλίας (Πηγή: <http://petrowiki.org>)

Πίνακας 7.2: Διαστάσεις στάτορα - ρότορα

Διαστάσεις	Σύμβολο	Μονάδες	Τιμή
Μήκος στάτορα	L_s	[m]	0,42
Διάμετρος ρότορα	d	[m]	0,06
Εκκεντρικότητα αντλίας	e	[m]	0,01

Οπότε, ο όγκος που εκτοπίζει η αντλία σε κάθε περιστροφή είναι:

$$s = 4e \cdot d \cdot L_s = 4 \cdot 0,01^m \cdot 0,06^m \cdot 0,420^m = 1,008 \cdot 10^{-3} m^3$$

Από Πίνακα 7.1 για $N = 120 \text{ RPM} = 2 \text{ rad/s}$ η ογκομετρική παροχή της αντλίας είναι:

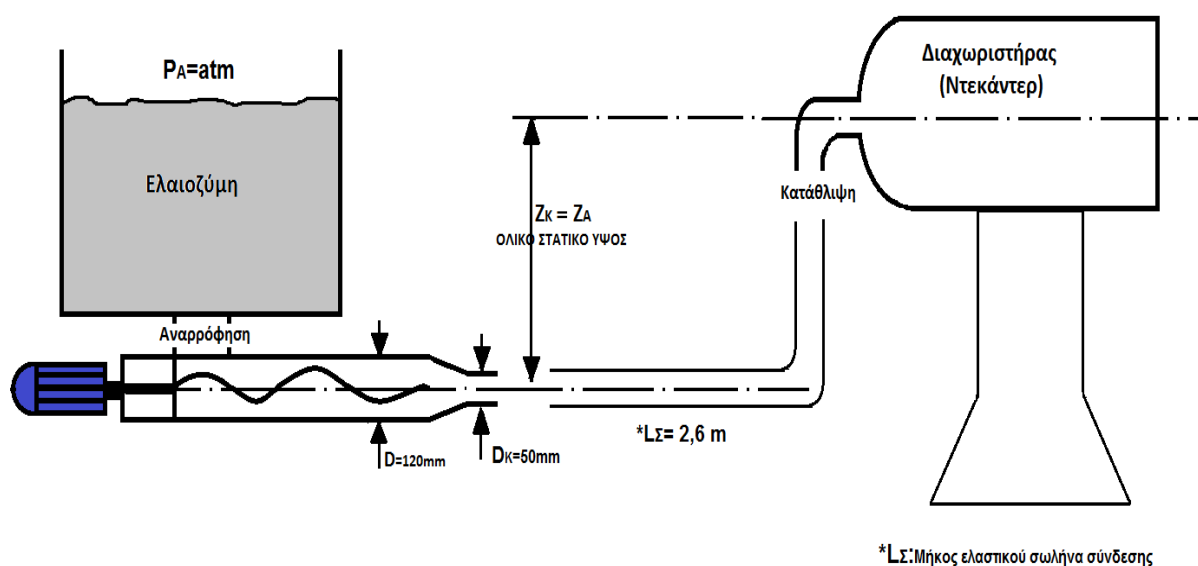
$$Q = s \cdot N = 1,008 \cdot 10^{-3 m^3} \cdot 2^{s^{-1}} = 2,016 \cdot 10^{-3} m^3 / s = 7,26 m^3/H$$

Η πυκνότητα της ελαιοζύμης στην μετέπειτα φάση της μάλαξης για $30 \text{ }^\circ\text{C}$ και με πρόσμιξη θερμαινόμενου νερού 50% κατά την μάλαξη είναι $\rho = 1.100 \text{ kg/m}^3$ με δυναμικό ιξώδες $\mu = 550 \text{ cP}$ ή $0,55 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Άρα, η μαζική παροχή είναι:

$$M = Q \cdot \rho = 7,26^{m^3/H} \cdot 1.100^{kg/m^3} = 7.983 kg / H \cong 8 \text{ Tn/H}$$

1.7.3 Υπολογισμός υδραυλικής ισχύος της αντλίας

Για τον υπολογισμό της υδραυλικής ισχύος της αντλίας πρέπει να υπολογιστούν οι απώλειες, οπότε και το αντίστοιχο μανομετρικό που προκύπτει από την γνωστή εξίσωση του *Bernoulli*. Το Σχήμα 7.2 αναπαριστά την τυπική αντλητική εγκατάσταση της σωληνογραμμής από το μαλακτήρα έως τον διαχωριστήρα.



Σχήμα 7.2: Τυπική αντλητική εγκατάσταση αντλίας με γεωδαιτικό ύψος ανύψωσης

Η εξίσωση *Bernoulli* για την παρούσα εγκατάσταση διαμορφώνεται ως εξής:

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{\overbrace{u_A^2}^{u_A=0}}{2g} + z_A + H = \frac{P_K}{\rho g} + \frac{u_K^2}{2g} + z_K + H_{\text{ΑΠ}} \rightarrow$$

$$H = \frac{P_K - P_A}{\rho g} + \frac{u_K^2}{2g} + H_{\text{ΑΠ}} \quad (7.1)$$

Όπου : $P_{A,K}$: πίεση αναρρόφησης και κατάθλιψης αντίστοιχα,
 L_{Σ} : το μήκος του αγωγού κατάθλιψης,
 D_K : η διάμετρος του αγωγού κατάθλιψης,
 $u_{A,K}$: η ταχύτητα του ρευστού στην αναρρόφηση και στην κατάθλιψη.

Οι ενεργειακές απώλειες αναλύονται στην Σχέση (3.3) του Κεφαλαίου 1.3 και για την παρούσα φάση λαμβάνονται ως εξής:

$$H_{\text{ΑΠ}} = \left(f \frac{L_{\Sigma}}{D_K} + \zeta \right) \cdot \frac{u_K^2}{2g} \quad (7.2)$$

Από τη Σχέση (7.2), η Σχέση (7.1) παίρνει την παρακάτω μορφή:

$$H = \frac{P_K - P_A}{\rho g} + \frac{u_K^2}{2g} \left(1 + \left(f \frac{L_{\Sigma}}{D_K} + \zeta \right) \right) \quad (7.3)$$

Όμως, από την εξίσωση *Συνέχειας* ισχύει:

$$Q = u \cdot A \Rightarrow u = \frac{Q}{A} \Rightarrow u = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (7.4)$$

$$u_K = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_K^2} = \frac{4 \cdot 0,00202 \text{ m}^3/\text{s}}{3,14 \cdot (0,05 \text{ m})^2} = 1,03 \text{ m/s} \quad (7.5)$$

Υπολογίζοντας τον αριθμό *Reynolds* :

$$\text{Re} = \frac{u_K \cdot D_K \cdot \rho}{\mu} \Leftrightarrow \text{Re} = \frac{1,03 \text{ m/s} \cdot 0,05 \text{ m} \cdot 1.100 \text{ kg/m}^3}{0,55 \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 103 \leq 2.300 \rightarrow$$

(Στρωτή ροή)

Άρα για **στρωτή ροή** (ιδανική συνθήκη για τη μεταφορά ελαιοζύμης) και με αντικατάσταση της Σχέση (7.4) στην (7.3), η εξίσωση *Bernoulli* παίρνει την τελική της μορφή:

$$H = \frac{P_K - P_A}{\rho g} + \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D_K^4 \cdot 2g} \left(1 + \left(\frac{64}{\text{Re}} \frac{L_{\Sigma}}{D_K} + \zeta \right) \right) \rightarrow$$

$$H = \frac{P_K - P_A}{\rho g} + \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D_K^4 \cdot 2g} \left(1 + \left(\frac{64 \cdot L_\Sigma \cdot \mu}{u_K \cdot D_K^2 \cdot \rho} + \zeta\right)\right) \quad (7.6)$$

Όπου:

Πίεση αναρρόφησης	P_A	=	101.325	[Pa]
Πίεση κατάθλιψης (Πίεση εισόδου Decanter)	P_K	=	404.300	[Pa]
Πυκνότητα ελαιοζύμης	ρ	=	1.100	[kg/m ³]
Ιξώδες ελαιοζύμης	μ	=	0,55	[Pas]
Ογκομετρική παροχή	Q	=	2,02·10⁻³	[m ³ /s]
Διάμετρος σωλήνα κατάθλιψης	D_K	=	0,05	[m]
Μήκος σωλήνα κατάθλιψης	L_Σ	=	2,6	[m]
Συντελεστής αντίστασης τριβής	ζ	=	1,1	
Στένωμα	ζ_1	=	0,5	
Καμπύλη 45°	$2 \cdot \zeta_2$	=	0,3	
Επιτάχυνση βαρύτητας	g	=	9,81	[m/s ²]

Άρα, από τη Σχέση (7.6) για $Q = 2,02 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{s]}$ το μανομετρικό της αντλίας είναι: **H = 30,03 m**

Συνεπώς, η υδραυλική ισχύς της αντλίας προοδευτικής κοιλότητας δίδεται από τον παρακάτω τύπο:

$$I_a = Q \cdot \rho \cdot H \cdot g = 2,02 \cdot 10^{-3 \text{ m}^3/\text{s}} \cdot 1.100 \text{ kg/m}^3 \cdot 30,03 \text{ m} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 655 \text{ Watt}$$

$$I_a = 0,66 \text{ kW} \quad (7.7)$$

1.7.4 Υπολογισμός βαθμού αποδόσεως της αντλίας για την συγκεκριμένη διάταξη

Από τον Πίνακα 7.1, η ισχύς που τροφοδοτεί ο κινητήρας την αντλία μέσω του ηλεκτρομειωτήρα είναι $I_K = 1,5 \text{ kW}$. Δεδομένου τις μηχανικές απώλειες του μοτέρ ($\eta_{H/K} = 0,92$) και του μειωτήρα ($\eta_M = 0,8$), η ισχύς που παραλαμβάνει ο ρότορας είναι:

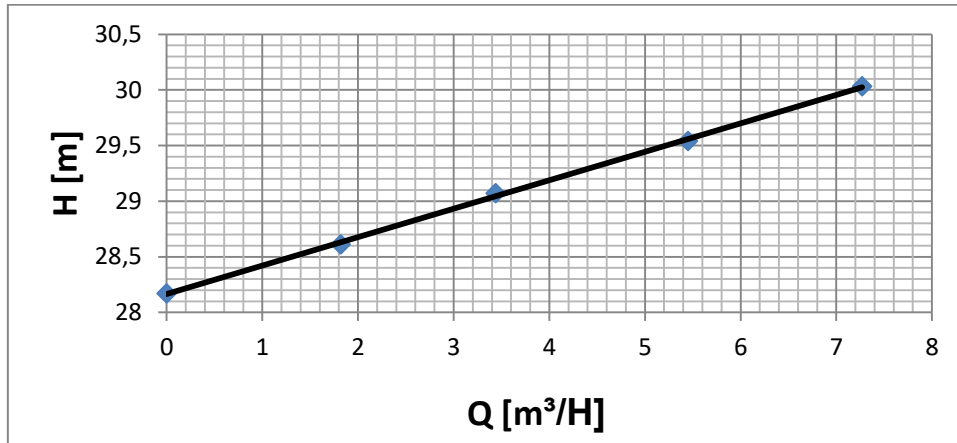
$$I_K = 1,5 \text{ kW} \cdot 0,92 \cdot 0,8 = 1,1 \text{ kW}$$

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας θετικής εκτοπίσεως υπολογίζεται ως εξής:

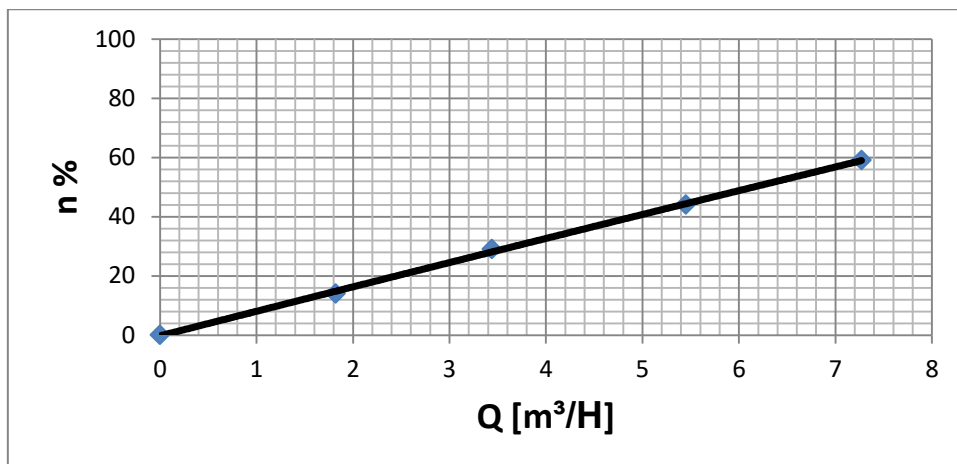
$$n_{\text{αντλ}} = \frac{I_a}{I_K} \cdot 100(\%) = \frac{0,66 \text{ kW}}{1,1 \text{ kW}} \cdot 100\% = 59\% \quad (7.8)$$

1.7.5 Χάραξη πραγματικών χαρακτηριστικών καμπύλων της αντλίας

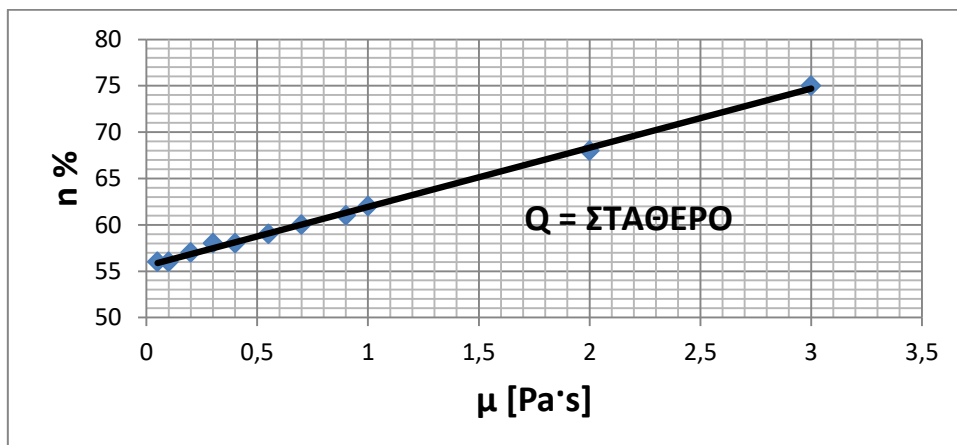
Από την Σχέση (7.6) χαράσσεται η γραφική παράσταση του μανομετρικού της αντλίας «Μοπο» συναρτήσει της ογκομετρικής παροχής, ενώ από τις Σχέσεις (7.7) και (7.8) δημιουργείται η γραφική παράσταση της απόδοσης της αντλίας συναρτήσει της ογκομετρικής παροχής. Στο Σχήμα 7.5 για σταθερή παροχή και μεταβλητό ιξώδες της μαλασόμενης ελαιοζύμης αναπαρίσταται γραφικά η απόδοση της αντλίας.



Σχήμα 7.3: Πραγματική χαρακτηριστική καμπύλη αντλίας $H = f(Q)$



Σχήμα 7.4: Γραφική παράσταση αντλίας $n = f(Q)$



Σχήμα 7.5: Γραφική παράσταση αντλίας $n = f(\mu)$ για $Q = \text{ΣΤΑΘΕΡΟ}$

Από την Σχέση (7.6) και τις γραφικές παραστάσεις των Σχημάτων 7.3,7.4,7.5 απορρέουν τα εξής συμπεράσματα :

Οι αντλίες θετικής εκτόπισης ή προοδευτικής κοιλότητας καταθλίβουν με σταθερή ροή αλλά έχουν μικρότερη απόδοση από τις άλλες δυναμικές αντλίες λόγω των μεγάλων επιφανειών που έχουν τα περιστρεφόμενα μέρη τους με συνέπεια να παρουσιάζουν διάκενα λειτουργίας που είναι εκτεθειμένα στη διαφορά πίεσης ανάμεσα στο χώρο αναρρόφησης και στο χώρο κατάθλιψης. Τα διάκενα αυτά αυξάνονται από την φθορά λόγω λειτουργίας με αποτέλεσμα την αύξηση των απωλειών λόγω διαρροών διαμέσου αυτών των διακένων και μείωση της απόδοσης των αντλιών αυτού του τύπου. Η μείωση της απόδοσής τους είναι ακόμα μεγαλύτερη όταν οι αντλίες αυτές χρησιμοποιούνται για άντληση ρευστών χαμηλού ιξώδους. Άρα η απόδοση των αντλιών αυτού του τύπου είναι συνάρτηση:

1. Της διαφοράς της πίεσης μεταξύ χώρου αναρρόφησης και χώρου κατάθλιψης
2. Του ιξώδους του υγρού και
3. Των διακένων μεταξύ των επιφανειών των περιστρεφόμενων μερών ή των διακένων μεταξύ των περιστρεφόμενων μερών και του κελύφους των αντλιών.

Άρα, οι ελικοειδείς περιστροφικές αντλίες εκτόπισεως έχουν μεγάλη ικανότητα αναρρόφησης και μεγάλο ύψος κατάθλιψης. Είναι κατάλληλες για υγρά με μεγάλο ιξώδες (παχύρευστα) και λόγω της μεγάλης πίεσης κατάθλιψης που δημιουργούν στη διάρκεια της λειτουργίας τους (στην δική μας περίπτωση $\Delta P = H \cdot \rho g = 30^m \cdot 1.100^{m^3/s} \cdot 9,81^{m/s^2} = 323.730 \text{ Pa} = \mathbf{3,2 \text{ Bar}}$ και δεδομένου ότι οι αντλίες παρουσιάζουν διάκενα λειτουργίας με αποτέλεσμα την μεγάλη διαφορά πίεσης μεταξύ αναρρόφησης και κατάθλιψης) προκειμένου να αποφευχθεί η πρόκληση βλάβης σε περίπτωση λάθους, επιβάλλεται ο εξοπλισμός τους με ασφαλιστική διάταξη (Relief valve), μία βαλβίδα η οποία συνήθως ρυθμίζει και την πίεση κατάθλιψης της αντλίας.

1.8 ΟΡΙΖΟΝΤΙΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΟΣ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΗΡΑΣ (DECANTER)

1.8.1 Εισαγωγικά στοιχεία

Ο οριζόντιος φυγοκεντρικός διαχωριστήρας (Decanter) αποτελεί την «καρδιά» ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου, από τα πιο βασικά μηχανολογικά εξαρτήματα του συγκροτήματος αφού διαχωρίζει τα υγρά (λάδι και φυτικά υγρά) από τα στερεά (ελαιοπυρήνας - απόβλητα). Για την εγκατάσταση ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου, επιλέγεται πρώτα το Decanter, μιας και αυτό καθορίζει την παραγωγικότητα ενός ελαιοτριβείου και βάσει αυτού του μηχανήματος γίνεται η επιλογή των άλλων μηχανημάτων προκειμένου να εξασφαλισθεί η λειτουργία υπό μορφή συνεχούς ροής, με μεγάλο βαθμό αυτοματισμού και με εξοικονόμηση εργατικών χεριών. Πρόκειται για ένα επίτευγμα θεαματικό αφού η ελαιοποίηση από παραγωγική διαδικασία διακεκομμένης μορφής (επεξεργασία κατά παρτίδες) που ήταν, έγινε διαδικασία συνεχούς αποδόσεως. Διακρίνεται για το μεγάλο κόστος του έναντι των άλλων μηχανημάτων. Για τους παραπάνω λόγους, αξίζει να αναφερθούμε στην δημιουργία και την μετέπειτα εξέλιξη αυτού του μηχανήματος.

1.8.2 Ιστορική αναδρομή- Διφασική και Τριφασική διαχώριση της ελαιοζύμης

Η κατασκευή ενός ελαιοτριβείου συγκροτήματος με βάση τον φυγοκεντρικό διαχωριστήρα που διαχωρίζει την ελαιοζύμη σε τρεις χωριστές φάσεις ήτοι την **ελαιοπυρήνη**, το **ελαιόλαδο** και τα **φυτικά υγρά (λιοζύμια)**, που θα μπορούσε να βρει πρακτική εφαρμογή και να ανταγωνιστεί ή και να αντικαταστήσει το κλασικό υδραυλικό πιεστήριο πραγματοποιήθηκε στις αρχές της δεκαετίας 1960-70. Κατά τον Martinez-Suarez και τους συνεργάτες του (1974), ήταν πρώτη η Εταιρεία **Alfa-Laval** η οποία κατασκεύασε και κυκλοφόρησε στην αγορά τον πρώτο φυγοκεντρικό διαχωριστήρα με οριζόντιο άξονα (Decanter) με το όνομα Centriolive το έτος 1965. Η ίδια Εταιρεία το 1969 κυκλοφόρησε το συγκρότημα C.O.S.I. , μικρότερης δυναμικότητας από το προηγούμενο, που όμως μπορούσε να χρησιμοποιήσει την παραδοσιακή σειρά μηχανημάτων (μυλόπετρες αντί για σπαστήρα) για την προετοιμασία της ελαιοζύμης.

Κατά σειρά το 1971, η Εταιρεία Pieralisi έθεσε σε κυκλοφορία το Ντεκάντερ S.C. και το 1972 η Εταιρεία Rapanelli κατασκεύασε ελαιοτριβείο συγκρότημα, βασισμένο πάνω στην ίδια αρχή, με το εμπορικό όνομα Novoil. Στην Ισπανία οι πρώτες δοκιμές σε Ντεκάντερ έγιναν από την Εταιρεία Sofrac το έτος 1976.

Από τότε Κατασκευαστικοί Οίκοι, του εσωτερικού και του εξωτερικού, κατασκεύασαν και έθεσαν σε κυκλοφορία φυγοκεντρικούς διαχωριστήρες λαδιού με οριζόντιο άξονα (Primolia, Θεοχάρης, Καλλής, Καμπέκος, Hiller, Flottweg, Sharles, Ψυλλάκης και άλλοι, 1979, Κουτσαυτάκης και άλλοι, 1984).

Οι φυγοκεντρικοί διαχωριστήρες λαδιών με οριζόντιο άξονα (*Εικόνα 8.1*) ήταν βαθειά τομή για τις βιομηχανίες παραγωγής ελαιολάδου. Όμως, περπάτησαν με βραδύ ρυθμό και πέρασαν και αυτοί από διάφορα εξελικτικά στάδια.

Αναφέρεται στην βιβλιογραφία (Martinez Suarez et al. , 1974) ότι το 1974 λειτούργησαν στην Ιταλία 150 Ντεκάντερς της Εταιρείας Alfa-Laval και 160 της

Εταιρείας Pieralisi. Στην Ισπανία κατά το ίδιο έτος (1974) λειτούργησαν μόνο 6 Ντεκάντερς, ανά ένα στην Cortoba, Lerida, Jaen και Cadiz και 2 στη Σεβίλλη.

Σύμφωνα με νεότερα στοιχεία (Uceda Ojeda, 1990), τα Ντεκάντερς στην Ισπανία καλύπτουν το 30% της θεωρητικής δυναμικότητας των ελαιοτριβείων και τα υδραυλικά πιεστήρια το υπόλοιπο 70%. Όμως, τα Ντεκάντερς αλέθουν το 60-65% του ελαιοποιησίμου ελαιοκάρπου, επειδή εργάζονται ανελλιπώς καθ' όλη την ελαιοκομική περίοδο και μάλιστα σε 2 ή και 3 βάρδιες κατά εικοσιτετράωρο.

Στην Ιταλία κατά τον Di Giovacchino (1991) τα Ντεκάντερς εκάλυπταν το 1983 το 20-30% της δυναμικότητας του συνόλου των ελαιοτριβείων. Τέλος, στην Ελλάδα το 1984 λειτουργούσαν 950 Ντεκάντερς και περισσότερα από 2.825 υδραυλικά πιεστήρια, γεγονός που σημαίνει ότι εκάλυπταν 35-40% της δυναμικότητας του συνόλου των ελαιοτριβείων.

Με βάση τα ανωτέρω στοιχεία, γίνεται φανερό ότι το Ντεκάντερ εκτόπισε με βραδύ ρυθμό το υδραυλικό πιεστήριο για λόγους που έχουν να κάνουν με τη μείωση του κόστους επεξεργασίας του ελαιοκάρπου, τη συντόμευση του χρόνου εναποθηκέυσης του ελαιοκάρπου πριν από την ελαιοποίηση και κατά συνέπεια την βελτίωση της ποιότητας του λαδιού.

Στη συνέχεια, για οικολογικούς λόγους που έχουν να κάνουν με τα φυτικά υγρά - λιόζουμα που κατέληγαν στους υδάτινους αποδέκτες (λίμνες, ποτάμια κ.ο.κ) σχεδιάστηκε από την επιστημονική έρευνα κατά τα τέλη της δεκαετίας του 80' Ντεκάντερ δύο φάσεων, αποφράσσοντας την έξοδο των φυτικών υγρών, διαχωρίζοντας έτσι, ελαιοπυρήνα εμποτισμένο με φυτικά υγρά και ελαιόλαδο. Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιήθηκε στην Ισπανία εν έτη 1991-92 και μετέπειτα σε άλλες χώρες. Όμως, στην χώρα μας δεν εφαρμόστηκε αυτή η καινοτομία διότι ο νέος ελαιοπυρήνας ήταν πολύ υδαρής, δεν μεταφερόταν με φορητά αυτοκίνητα και χρειαζόνταν κατάλληλες υποδομές για την εναποθήκευσή του. Επιπλέον, η δαπάνη για την εγκατάσταση καταλλήλων ξηραντηρίων και η ανάλωση καυσίμων για μείωση της υγρασίας του πυρήνα θα ήταν δυσβάστακτη και ο ελαιοπυρήνας του Ντεκάντερ δύο φάσεων θα έμενε αδιάθετος. Έτσι, στην χώρα μας πωλούνται **Ντεκάντερ τριών φάσεων** με την προϋπόθεση ότι τα λιόζουμα θα αποβάλλονται σε δεξαμενές και γι' αυτό το λόγο οι έλεγχοι στα σύγχρονα ελαιοτριβεία από τις αρμόδιες υπηρεσίες είναι εντατικοί με την επιβολή «τσουχερών» προστίμων έως και κλείσιμο της βιομηχανίας στους παρανομούντες επιχειρηματίες.



Εικόνα 8.1: Decanter Διαφόρων Εταιρειών

1.8.3 Βασική αρχή λειτουργίας

Η αρχή λειτουργίας του Ντεκάντερ βασίζεται στη φυσική ιδιότητα του ειδικού βάρους των υλικών, όπου όταν ένα σώμα κινείται επί κυκλικής τροχιάς δρουν επ' αυτού δυο δυνάμεις, ίσες ως προς το μέγεθος, αντίθετες όμως ως προς την κατεύθυνση. Η μια δύναμη τείνει να φέρει το σώμα προς την περιφέρεια και λέγεται **φυγόκεντρη**, ενώ η αντίθετη έλκει το σώμα με το χαμηλότερο ειδικό βάρος προς το κέντρο της κυκλικής τροχιάς και λέγεται **κεντρομόλος**.

Η φυγόκεντρη δύναμη δίνεται από τον τύπο:

$$F = mr\omega^2 = \frac{mu^2}{r} \quad (8.1)$$

Όπου:	F	φυγόκεντρη δύναμη
	m	η μάζα του περιστρεφόμενου σώματος
	ω	γωνιώδης ταχύτητα
	r	ακτίνα περιστροφής
	u	γραμμική ταχύτητα
	g	επιτάχυνση της βαρύτητας

Ο οριζόντιος φυγοκεντρικός διαχωριστήρας, συγκροτείται ουσιαστικά από τρία βασικά τμήματα, που είναι:

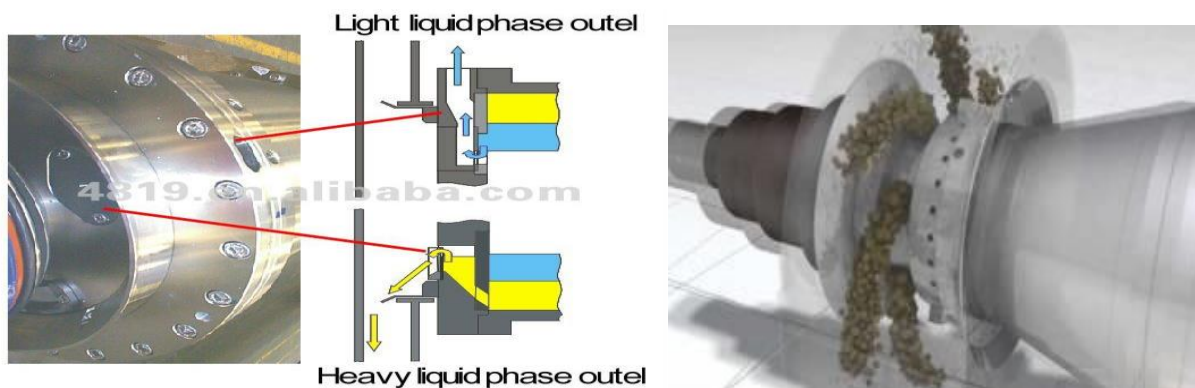
- Το τύμπανο ή ταμπόουρο (*Εικόνα 8.2(β)*)
- Ο άξονας περιστροφής
- Ο ατέρμονας εξωθητικός κοχλίας (*Εικόνα 8.2(α)*)



Εικόνα 8.2: (α) Ατέρμονας εξωθητικός κοχλίας - (β) Τύμπανο

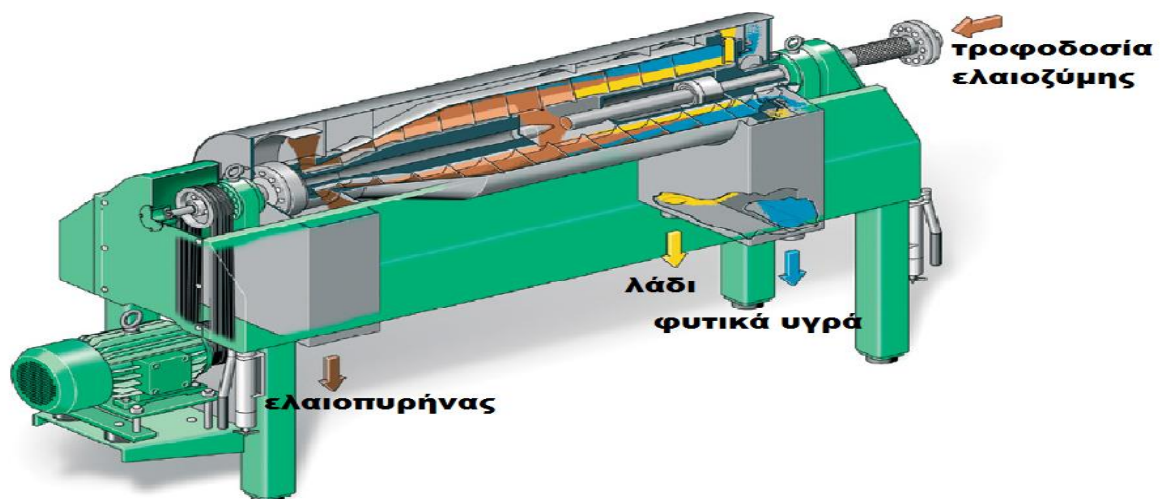
Βασικός ρόλος για την διαχώριση της ελαιοζύμης στις τρεις φάσεις που αναφέραμε παραπάνω, είναι η ιδιαιτερότητα των κατασκευαστικών χαρακτηριστικών του Ντεκάντερ. Ειδικότερα, το τύμπανο έχει σχήμα κυλινδρο-κολουροκωνικό και είναι έτσι τοποθετημένο στο χώρο του περιβλήματος, ώστε από το κολουροκωνικό τμήμα να αποβάλλεται ο ελαιοπυρήνας και από το κυλινδρικό τμήμα να απάγονται το λάδι και τα φυτικά υγρά. Το λάδι εξέρχεται από το τύμπανο μέσω τριών οπών, που είναι ανοιγμένες κατά ακτίνα επάνω στο κάλυμμα αποβολής, ενώ τα φυτικά υγρά αποβάλλονται μέσω τριών οπών ανοιγμένων κατά την περιφέρεια του ίδιου καλύμματος (*Εικόνα 8.3(α)*). Το τύμπανο περιστρέφεται γύρω από τον άξονα του Ντεκάντερ και στην ελαιοζύμη ασκείται φυγόκεντρη δύναμη μεγαλύτερη κατά 2.000 – 3.000 φορές από τη δύναμη της βαρύτητας (3.000 - 4.000 στροφές το λεπτό). Συνδεδεμένος με τον οριζόντιο άξονα είναι και ο ατέρμονας εξωθητικός κοχλίας που περιστρέφεται κατά την ίδια φορά, αλλά με ελαφρώς λιγότερες στροφές (**11,8 και 16 φορές λιγότερες στροφές στα Ντεκάντερ τριών και δύο φάσεων, αντίστοιχα, της εταιρείας Peralisi**). Όσο λιγότερες είναι οι στροφές, τόσο περισσότερο χρόνο μένει η ελαιοπυρήνη μέσα στο μηχάνημα. Η ιδιορρυθμία αυτή του εξωθητικού κοχλίας

να περιστρέφεται με λιγότερες στροφές από το τύμπανο «σημαδεύει» το Ντεκάντερ ως φυγοκεντρικό μηχάνημα. Γιατί, αν η περιστροφή του τυμπάνου και του ατέρμονα κοχλίας γίνονταν με τον ίδιο ρυθμό, τότε οι στερεές ύλες θα περιστρέφονταν αλλά θα έμεναν μέσα στο τύμπανο. Λόγω όμως της διαφοράς στην ταχύτητα περιστροφής, ο εξωθητικός κοχλίας συμπαρασύρει την ελαιοπυρήνη προς τα εμπρός, όπου είναι και η οπή εξόδου της από το τύμπανο. Αυτή η παράμετρος αποτελεί τη βάση για συγκριτική αξιολόγηση των Ντεκάντερ που έχουν θέσει σε κυκλοφορία οι διάφορες κατασκευάστριες εταιρείες.



Εικόνα 8.3: (α) Απαγωγή λαδιού και φυτικών υγρών-(β) Απαγωγή στερεών αποβλήτων(ελαιοπυρήνης)

Η τροφοδοσία γίνεται διαμέσου ειδικού σωλήνα (Εικόνα 8.4) που οδηγεί την ελαιοζύμη στο μέσο περίπου του τυμπάνου ή ακριβέστερα στο σημείο συνδέσεως του κυλινδρικού με το κολουροκωνικό του τμήμα. Με την περιστροφή του τυμπάνου η ελαιοζύμη βρίσκεται υπό την επήρεια μιας αναλογικά ισχυρής φυγόκεντρης δύναμης και σχηματίζει ένα δακτύλιο γύρω από τον άξονα περιστροφής. Η ελαιοζύμη, παρόλη την προκατεργασία (διαδικασία μάλαξης), δεν είναι ομοιογενής και έτσι, τα τρία κύρια συστατικά της μέρη δηλαδή οι στερεές ύλες, τα φυτικά υγρά και το ελαιόλαδο, που έχουν διαφορετικό ειδικό βάρος, εκτοξεύονται, σύμφωνα με τον θεμελιώδη νόμο της φυγοκεντρήσεως, σε διαφορετικές αποστάσεις από τον άξονα περιστροφής. Έτσι, ο ελαιοπυρήνας εξικνείται ως τα τοιχώματα του τυμπάνου, ενώ τα φυτικά υγρά και το ελαιόλαδο, σχηματίζουν δύο ομόκεντρους δακτυλίους, σε διαφορετική απόσταση από τον άξονα περιστροφής, λόγω της μεταξύ τους διαφοράς σε ειδικό βάρος. Εγγύτερα προς τον άξονα περιστροφής είναι ο δακτύλιος του λαδιού και μεταξύ του λαδιού και ελαιοπυρήνα είναι τα φυτικά υγρά.



Εικόνα 8.4: Εγκάρσια τομή κατά μήκος του άξονα περιστροφής του Ντεκάντερ

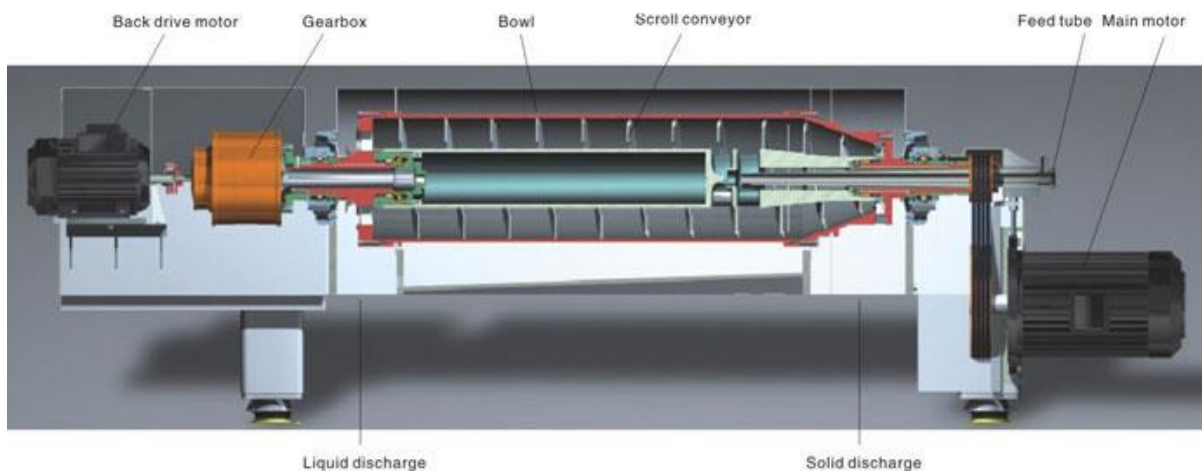
Επίσης, ο ρυθμός τροφοδοσίας του Ντεκάντερ διαδραματίζει σπουδαίο ρόλο και στην απόδοση σε λάδι, αλλά και στη διαμόρφωση των ποιοτικών του χαρακτηριστικών (Di Giocacchino, 1989). Αν η τροφοδοσία στο Ντεκάντερ από την μονοκοχλιωτή αντλία είναι υπερφορτωμένη, τότε και ο χώρος του τυμπάνου είναι ανεπαρκής, αλλά και ο χρόνος παραμονής της ελαιοζύμης μέσα σε αυτό, υπό την επήρεια της φυγόκεντρης δυνάμεως, δεν φθάνει για να καταστούν οι δύο ενδοφάσεις διακριτές (φυτικά υγρά/στερεές ύλες και φυτικά υγρά/ελαιόλαδο), ώστε να είναι ο διαχωρισμός των τριών συστατικών της μερών κατά το δυνατόν τέλειος. Χαρακτηριστικό αυτής της κατάστασης είναι η παραλαβή λαδιού με μεγάλο ποσοστό φυτικών υγρών αλλά και υπολείμματα της ελαιοπυρήνης.

Επιπρόσθετα, υπάρχουν στο τέρμα του κυλινδρικού τμήματος του τυμπάνου (αριστερά *Εικόνα 8.5*) τρεις πλάκες ρυθμίσεως που διατίθενται στην περιφέρεια του καλύμματος και που καθορίζουν το πάχος των φυτικών υγρών μέσα στο τύμπανο. Έχουν προβλεφθεί και μονταριστεί από τον κατασκευαστή οι κατάλληλες πλακέτες στο Ντεκάντερ, προκειμένου το εξαγόμενο λάδι να μην ρυπαίνεται από τα φυτικά υγρά ή να μην παρασύρεται το λάδι κατά την έξοδο των φυτικών υγρών.

Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι στο Ντεκάντερ υπάρχει εξάρτημα μέσω του οποίου εισάγεται νερό για το καθάρισμα του τυμπάνου στο τέλος της βάρδιας, κομβίο για τη ρύθμιση του αριθμού των στροφών του κοχλία και διακόπτης που λειτουργεί σε περίπτωση υπερφορτώσεως.

1.8.4 Τεχνικά – Κατασκευαστικά στοιχεία

Η διάταξη του οριζόντιου φυγόκεντρικού διαχωριστήρα του ελαιουργικού συγκροτήματος που μελετάμε απεικονίζεται στην *Εικόνα 8.5* και αποτελείται από τα τεχνικά στοιχεία του *Πίνακα 8.1*. Το τύμπανο τροφοδοτείται από τον κύριο ηλεκτροκινητήρα **30 hp** και η κίνηση μεταδίδεται μέσω πολλαπλών τραπεζοειδών ιμάντων ενώ ο κοχλίας τροφοδοτείται από ανεξάρτητο ηλεκτροκινητήρα **20 hp** και η μετάδοση της κίνησης του γίνεται ευθύγραμμα.



Εικόνα 8.5: Εγκάρσια τομή κατά μήκος του άξονα περιστροφής

Πίνακα 8.1:Τεχνικά Στοιχεία

ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΝΤΕΚΑΝΤΕΡ	
ΚΙΝΗΣΗ	
Ηλεκτροκινητήρας Ισχύος [kw]	22
Τύπος Έδρασης	B5
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Αριθμός Πόλων	2
Ρύθμιση Τροφοδοσίας	INVERTER
ΤΥΜΠΑΝΟ	
Διατομή	Κυλινδροκωνική
Υλικό Κατασκευής [DIN]	1.4301
Εσωτερική διάμετρος [mm]	470
Μέγιστος αριθμός στροφών [rpm]	3350
Μέγιστη Φυγόκεντρη Δύναμη [N]	2950
Λίπανση Ρουλεμάν Εδράνων	ΓΡΑΣΟ
ΚΟΧΛΙΑΣ	
Διατομή	Κυλινδροκωνική
Αρχές Έλικα	2
Σκληρότης επένδυσης MAX [HRC]	65

1.8.5 Υπολογισμός μετάδοσης ισχύος του τυμπάνου με τραπεζοειδή ιμαντοκίνηση

Για τον υπολογισμό της μετάδοσης ισχύος του τυμπάνου με τραπεζοειδή ιμαντοκίνηση είναι αναγκαίο να καθορίσουμε κάποιες παραμέτρους με διαδοχικά βήματα (οι Πίνακες που αναφέρονται προσκομίζονται στο τέλος του υποκεφαλαίου 1.8.5):

ΒΗΜΑ 1: Συντελεστής λειτουργίας c_2

Από τον Πίνακα 8.2, για περιστρεφόμενα συστήματα μετρίου φορτίου που εργάζονται από 10 έως 16 ώρες ημερησίως, έχουμε συντελεστή λειτουργίας,

$$c_2 = 1,2$$

ΒΗΜΑ 2: Ισχύς σχεδιασμού N_d

Η ισχύς σχεδιασμού θα είναι:

$$N_d = c_2 \cdot N = 1,2 \cdot 22^{\text{kW}} = 26,4 \text{ kW}$$

ΒΗΜΑ 3: Επιλογή τύπου ιμάντα

Οι μέγιστες στροφές του τυμπάνου είναι: $n_T = 3.350$ rpm. Από το νομογράφημα του Σχήματος 8.1: Για ισχύ σχεδιασμού $N_d = 26,4$ kW και ταχύτητα μικρής τροχαλίας $n_T = 3.350$ rpm επιλέγουμε ιμάντα τύπου **B/17**.

ΒΗΜΑ 4: Σχέση μετάδοσης ιμαντοκίνησης i

$$\text{Οι στροφές του κινητήρα είναι: } n = n_s(1 - s) \quad (8.2)$$

Αντικαθιστώντας τη σύγχρονη ταχύτητα n_s στη Σχέση (8.2) έχουμε:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} (1 - s) \text{ σε rpm} \quad (8.3)$$

όπου **f** : συχνότητα τάσης τροφοδότησης (Hz)

p : πλήθος των ζευγών των μαγνητικών πόλων

s : ολίσθηση (3% - 7% για τριφασικούς κινητήρες, επιλέγεται 3% για μεταφορά μεγίστου φορτίου)

Άρα από Σχέση (8.3) οι πραγματικές στροφές του κινητήρα είναι:

$$n = \frac{60 \cdot 50^{\text{Hz}}}{1} (1 - 0,03) = \mathbf{2.910 \text{ rpm}} \quad (8.4)$$

Από τις μέγιστες στροφές του τυμπάνου και τις στροφές του κινητήρα υπό πλήρες φορτίο η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης είναι:

$$i = \frac{n_T}{n} = \frac{3.350^{\text{RPM}}}{2.910^{\text{RPM}}} = \mathbf{1,15} \quad (8.5)$$

ΒΗΜΑ 5: Επιλογή τυποποιημένων διατομών των τροχαλιών

Αναζητούμε ένα ζεύγος τροχαλιών των οποίων ο λόγος των διαμέτρων να ισούται με την σχέση μετάδοσης i . Δοκιμάζοντας την ελάχιστη διάμετρο των τροχαλιών που μπορούν να συνεργαστούν με τον ιμάντα τύπου B/17 (Πίνακας 8.3) παίρνουμε ως διάμετρο της μικρής τροχαλίας,

$$d = \mathbf{140 \text{ mm}}$$

Οπότε η διάμετρος της μεγάλης τροχαλίας συνυπολογίζοντας και την διολίσθηση του ιμάντα ψ ($\psi = 0,01 - 0,03$) θα είναι:

$$D = \frac{i \cdot d}{1 - \psi} = \frac{1,15 \cdot 140^{\text{mm}}}{1 - 1,5\%} = \mathbf{163,5 \text{ mm}}$$

Τυποποιώντας στην αμέσως μικρότερη διάμετρο έχουμε $D = 160\text{mm}$ και έτσι αποδεχόμαστε ως διαμέτρους των τροχαλιών τις εξής:

$$d = 140\text{ mm} \quad \text{και} \quad D = 160\text{ mm}$$

Βεβαίως προκύπτει μια μικρή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{160^{\text{mm}}}{140^{\text{mm}}} = 1,14$$

ΒΗΜΑ 6: Προσδιορισμός μήκους ιμάντα L

Θεωρώντας ότι δεν υπάρχει γεωμετρικός περιορισμός στο Ντεκάντερ η προσωρινή απόσταση των αξόνων λαμβάνεται ως εξής:

$$\alpha = 0,7(D + d) = 0,7(160^{\text{mm}} + 140^{\text{mm}}) = 210\text{ mm} \quad (8.6)$$

Το μήκος του ιμάντα που αντιστοιχεί στην προσωρινή απόσταση των αξόνων α δίδεται από την Σχέση (8.7) :

$$L' = 2\alpha + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4\alpha} = 2 \cdot 210^{\text{mm}} + \frac{3,14}{2}(160^{\text{mm}} + 140^{\text{mm}}) + \frac{(160^{\text{mm}} - 140^{\text{mm}})^2}{4 \cdot 210^{\text{mm}}} = 891,5\text{mm} \quad (8.7)$$

Στη συνέχεια, βρίσκουμε το εσωτερικό μήκος του ιμάντα αφαιρώντας ΔL από το μήκος που υπολογίσαμε στην Σχέση (8.7). Η τιμή του ΔL δίνεται στον Πίνακα 8.5 ανάλογα τον τύπο του ιμάντα. $\Delta L = 42\text{ mm}$.

$$L = L' - \Delta L = 891,5^{\text{mm}} - 42^{\text{mm}} = 849,5\text{mm}$$

Από τον Πίνακα 8.5, το πλησιέστερο τυποποιημένο εσωτερικό μήκος είναι: $L = 850\text{ mm}$ ενώ το νέο μήκος ενέργειας δίδεται παρακάτω:

$$L_w = L + \Delta L = 850^{\text{mm}} + 42^{\text{mm}} = 892\text{mm}$$

ΒΗΜΑ 7: Προσδιορισμός απόστασης αξόνων των τροχαλιών a

Επειδή τώρα είναι δεδομένο το μήκος του ιμάντα επιλύουμε την σχέση του μήκους (Σχέση (8.7)) ως προς την απόσταση a και προκύπτει η παρακάτω σχέση:

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q} \quad \text{σε mm} \quad (8.8)$$

$$\text{Όπου: } p = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi(D + d)}{8} = \frac{892^{\text{mm}}}{4} - \frac{3,14(160^{\text{mm}} + 140^{\text{mm}})}{8} = 105,25\text{mm} \quad (8.9)$$

$$q = \frac{(D-d)^2}{8} = \frac{(160^{mm} - 140^{mm})^2}{8} = 50^{mm^2} \quad (8.10)$$

Άρα, με τη βοήθεια των Σχέσεων (8.9),(8.10) η Σχέση (8.8) μας δίνει την τελική απόσταση των αξόνων:

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q} = 105,25^{mm} + \sqrt{(105,25^{mm})^2 - 50^{mm^2}} \Rightarrow$$

$$\alpha \cong \mathbf{210,26 \text{ mm}}$$

ΒΗΜΑ 8: Προσδιορισμός του συντελεστή γωνίας τύλιξης c_1

$$\frac{D-d}{a} = \frac{160^{mm} - 140^{mm}}{210,26^{mm}} = 0,095$$

$$\varphi = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2a} = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \frac{160^{mm} - 140^{mm}}{2 \cdot 210,26^{mm}} = 174,5^\circ$$

Ο παραπάνω λόγος σύμφωνα με τον Πίνακα 8.6 και για $\varphi \approx 174^\circ$ μας δίνει το συντελεστή γωνίας τύλιξης $c_1 = \mathbf{0,99}$.

ΒΗΜΑ 9: Προσδιορισμός ειδικής ισχύος N_0

Από τον Πίνακα 8.7 για $d = 140 \text{ mm}$, $i = 1,15$ και ταχύτητα της μικρής τροχαλίας $n_T = 3.350 \text{ rpm}$ έχουμε $N_0 = \mathbf{5,45 \text{ kW}}$ και συντελεστή διόρθωσης του ιμάντα $c_3 \cong \mathbf{0,8}$.

ΒΗΜΑ 10: Υπολογισμός του αριθμού των απαιτούμενων για την ιμαντοκίνηση ιμάντων z

$$C_{\alpha\lambda} = \frac{c_2}{c_1 \cdot c_3} = \frac{1,2}{0,99 \cdot 0,8} = 1,515. \quad (8.11)$$

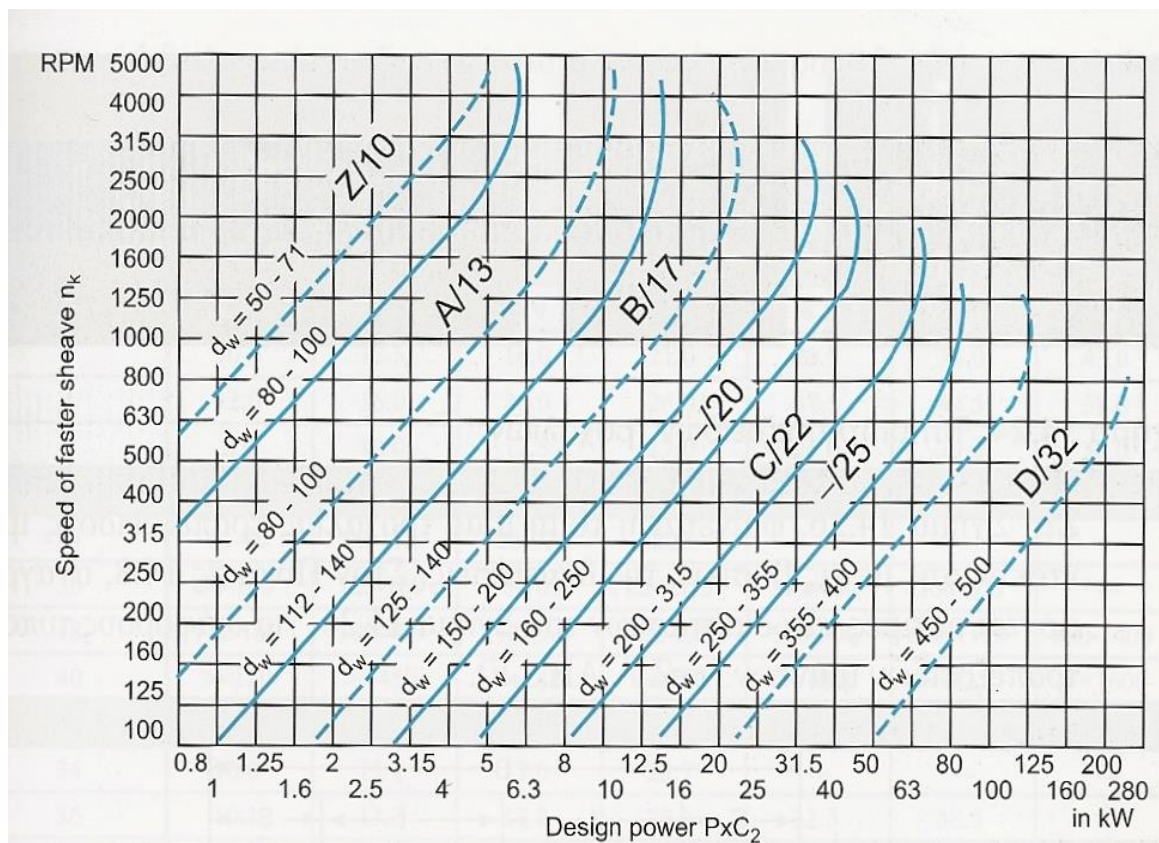
Με την βοήθεια της Σχέσης (8.11), την ισχύ του κινητήρα $N = 22 \text{ kW}$ και την ειδική ισχύ $N_0 = 5,45 \text{ kW}$ προκύπτει ο αριθμός των κλάδων:

$$z = \frac{N \cdot C_{\alpha\lambda}}{N_0} = \frac{22^{kW} \cdot 1,515}{5,45^{kW}} = 6,1 \xrightarrow{\text{τυποποιώντας}} \mathbf{z = 6}$$

Οπότε, για να μεταφερθεί η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα στο τύμπανο απαιτούνται **6** τραπεζοειδείς ιμάντες τύπου **B/17** και εσωτερικού μήκους 850 mm, 2 τροχαλίες με 6 αυλάκια εκάστη, εκ των οποίων η μικρή κινούμενη τροχαλία του τυμπάνου έχει διάμετρο $\Phi 140 \text{ mm}$ και η μεγάλη κινητήρια τροχαλία του κινητήρα έχει διάμετρο $\Phi 160 \text{ mm}$.

Πίνακα 8.2: Πίνακας συντελεστών λειτουργίας C_2 για τραπεζοειδείς ιμάντες

Οι αναφερόμενες κινούμενες μηχανές αποτελούν αντιπροσωπευτικά παραδείγματα. Επιλέξτε μια κινούμενη μηχανή της οποίας τα χαρακτηριστικά του φορτίου είναι πλησιέστερα στην θεωρούμενη μηχανή.	ΕΙΔΗ ΚΙΝΗΤΗΡΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ					
	Κανονικά χαρακτηριστικά ροπής			Υψηλή ή ανομοιομορφή ροπή		
	Κινητήρες AC, Κανονική ροπή, Κινητήρες DC, Μηχανές εσωτερικής καύσης πολλαπλών κυλίνδρων, πάνω από 600RPM			Κινητήρες AC, Υψηλή ροπή, Υψηλή ολίσθηση, κινητήρες DC, μονοκύλινδρες μηχανές εσωτερικής καύσης κάτω από 600RPM		
	Ημερήσιος Χρόνος λειτουργίας					
ΕΙΔΗ ΚΙΝΟΥΜΕΝΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ	Κάτω από 10 ώρες	Από 10-16 ώρες	Από 16-24 ώρες	Κάτω από 10 ώρες	Από 10-16 ώρες	Από 16-24 ώρες
Ελαφρύ ομοιόμορφο φορτίο Αναδευτήρες ρευστών, ανεμιστήρες μέχρι 7kW, φυστήρες, φυγοκεντρικές αντλίες και συμπιεστές, Μεταφορικές ταινίες ελαφρού φορτίου	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Μέτριο φορτίο Μεταφορικές ταινίες για άμμο, δημητριακά κλπ, αναδευτήρες ζύμης, ανεμιστήρες πάνω από 7kW, άξονες, πλυντήρια κάδων, μίκτες, εκτυπωτικές μηχανές, γεννήτριες, εργαλειομηχανές, τρυπάνια-πρέσσοι-ψαλίδια, αντλίες, περιστρεφόμενα-ταλαντούμενα συστήματα	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Βαρύ φορτίο Μηχανές τουβλοποιίας, αναβατόρια κάδων, ανελκυστήρες, αναδευτήρες, εμβολοφόροι αεροσυμπιεστές, μεταφορικές ταινίες λιγνίτη κλπ,	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Πολύ βαρύ φορτίο Σπαστήρες, μύλοι	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8



Σχήμα 8.1: Νομογράφημα - Επιλογή τύπου τραπεζοειδούς ιμάντα

Πίνακα 8.3: Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών τραπεζοειδών ιμάντων (DIN 2 211/17)

5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E
-	-	-	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	-	-	-
20										
22										
25										
28	28									
31.5	31.5									
35.5	35.5									
40	40	40								
45	45	45								
50	50	50								
56	56	56								
63	63	63	63							
			67							
71	71	71	71							
			75							
80	80	80	80							
			85							
	90	90	90	90						
				95						
	100	100	100	100						
				106						
	112	112	112	112						
				118						
	125	125	125	125						
				132						
		140	140	140	140					
					150					
		160	160	160	160	160				
					170					
		180	180	180	180	180	180			
					190	190				
		200	200	200	200	200	200			
						212				
			224	224	224	224	224	224		
								236		
			250	250	250	250	250	250		
								265		
			280	280	280	280	280	280		
			315	315	315	315	315	315		
			355	355	355	355	355	355	355	
			400	400	400	400	400	400	400	
			450	450	450	450	450	450	450	
			500	500	500	500	500	500	500	500
			560	560	560	560	560	560	560	560
			630	630	630	630	630	630	630	630
			710	710	710	710	710	710	710	710
				800	800	800	800	800	800	800
				900	900	900	900	900	900	900
				1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
					1120	1120	1120	1120	1120	1120
					1250	1250	1250	1250	1250	1250
					1400	1400	1400	1400	1400	1400
					1600	1600	1600	1600	1600	1600
						1800	1800	1800	1800	1800
						2000	2000	2000	2000	2000

Πίνακα 8.4: Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών τραπεζοειδών ιμάντων (DIN 2217)

Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών για επίπεδους (DIN 111) και τραπεζοειδείς (DIN 2217) ιμάντες																			
20	22	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180
200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800
2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000											

Πίνακα 8.5: Τυποποιημένα μήκη τραπεζοειδών ιμάντων

- / 5	Y / 6	- 8	Z / 10		A / 13		B / 17				
160	240	280	375	1000	483	1041	1750	615	1200	2083	4500
185	250	315	380	1060	535	1060	1780	650	1215	2108	4572
190	260	355	400	1105	560	1090	1800	670	1225	2120	4750
229	265	375	425	1120	580	1105	1854	710	1250	2160	5000
236	270	430	450	1170	600	1120	1900	725	1300	2200	5300
260	280	450	475	1180	630	1143	1980	750	1320	2240	5600
265	300	475	500	1230	655	1168	2000	762	1350	2286	6000
270	330	530	520	1250	670	1180	2030	770	1372	2300	6300
280	335	560	530	1300	690	1200	2057	775	1400	2360	6700
287	339	580	560	1320	710	1220	2083	800	1422	2400	7000
300	350	600	575	1400	730	1250	2100	825	1425	2450	7100
303	352	630	600	1450	750	1270	2120	838	1450	2465	
315	372	670	630	1500	780	1300	2150	850	1500	2500	
322	380	680	670	1525	787	1320	2200	875	1525	2540	
330	400	700	710	1580	800	1346	2240	889	1550	2650	
335	425	710	730	1600	813	1372	2285	900	1575	2667	
340	450	750	750	1680	825	1400	2360	925	1600	2700	
345	500	760	775	1700	838	1422	2435	950	1625	2800	
350	540	800	800	1730	850	1448	2475	965	1650	2840	
352	550	830	820	1800	855	1475	2500	975	1676	2950	
375	580	850	850	1830	875	1500	2650	990	1700	3000	
406	600	900	875	1900	889	1525	2730	1000	1725	3050	
420	640	950	900	2000	900	1550	2800	1017	1750	3150	
425	850	1000	950	2080	914	1575	2840	1030	1761	3250	
435		1115	980	2240	925	1600	3000	1050	1775	3350	
465		1200		2480	950	1625	3050	1060	1800	3450	
475		1250			965	1651	3150	1075	1850	3550	
495		1500			975	1676	3250	1090	1900	3658	
500					1000	1700	3550	1120	1950	3750	
514					1016	1725	3650	1150	1981	4000	
530							4000	1175	2000	4200	
554								1180	2030	4250	
600									2060	4394	
$\Delta L = 12\text{mm}$	$\Delta L = 19\text{mm}$	$\Delta L = 20\text{mm}$	$\Delta L = 24\text{mm}$	$\Delta L = 32\text{mm}$	$\Delta L = 42\text{mm}$						
-20	C / 22		-25		D / 32		E / 40				
1350	3000	1000	2965	1350	3550	3658				3000	
1400	3150	1090	3000	1400	3750	3750				3350	
1500	3350	1180	3050	1500	4000	4000				4000	
1600	3550	1210	3150	1700	4250	4200				5000	
1660	3750	1250	3250	1800	4500	4250				5600	
1700	4000	1295	3350	1900	4750	4394				6000	
1800	4500	1320	3454	1950	5000	4500				6300	
1900	5000	1400	3550	2000	5300	4572				7100	
1950	5300	1500	3658	2050	5600	4750				7500	
2000	5600	1524	3750	2200	6000	5000				8000	
2050	6000	1600	4000	2240	6300	5300				9000	
2120	6300	1700	4020	2325	6500	5330				10000	
2200	6700	1727	4115	2500	6700	5600				11200	
2240	7100	1800	4390	2650	7100	6000				12500	
2325	7500	1900	4500	2700	7500	6300					
2360	8000	2000	4572	2800	8000	6700					
2500		2057	5000	2950	8500	7100					
2650		2159	5300	3000	9000	7500					
2700		2286	5600	3150	9500	8000					
2800		2360	6000	3350	10000	8500					
		2450	6300			9000					
		2500	6700			9500					
		2560	7100			10000					
		2670	7500			11200					
		2685	7650			12500					
		2800	8000								
		2840	8500								
$\Delta L = 50\text{mm}$	$\Delta L = 61\text{mm}$	$\Delta L = 64\text{mm}$	$\Delta L = 80\text{mm}$	$\Delta L = 84\text{mm}$							

Πίνακα 8.6: Συντελεστής γωνίας τύλιξης τραπεζοειδών ιμάντων

$\frac{D-d}{a}$	0	0.15	0.35	0.5	0.7	0.85	1	1.15	1.3	1.45
Γωνία επαφής, φ	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
Συντελεστής διόρθωσης	1	0.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.82	0.78	0.73	0.68

Πίνακα 8.7:Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου B/17

B/17		ΕΙΔΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΩΝ ΙΜΑΝΤΩΝ																													
dw	i or 1:i	Speed of small sheave nk [rpm]																													
		200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1200	1450	1800	2000	2200	2400	2600	2850	3200	3600	4000										
		Power rating per belt Pr [kw]																													
100	1.00	0.36	0.50	0.62	0.73	0.83	0.93	1.02	1.14	1.18	1.33	1.49	1.68	1.77	1.84	1.90	1.39	1.96	1.95	1.87	1.70										
	1.05	0.38	0.51	0.64	0.76	0.86	0.97	1.06	1.20	1.24	1.40	1.58	1.79	1.89	1.97	2.04	2.09	2.13	2.14	2.08	1.94										
	1.20	0.40	0.55	0.69	0.81	0.93	1.05	1.16	1.31	1.36	1.54	1.75	2.00	2.12	2.23	2.32	2.39	2.46	2.51	2.50	2.40										
	1.50	0.42	0.58	0.72	0.86	0.99	1.11	1.23	1.40	1.45	1.65	1.88	2.16	2.30	2.43	2.54	2.63	2.72	2.80	2.83	2.77										
	3.00	0.43	0.60	0.75	0.89	1.03	1.16	1.28	1.46	1.52	1.73	1.98	2.28	2.43	2.57	2.69	2.80	2.91	3.01	3.06	3.03										
112	1.00	0.46	0.64	0.80	0.95	1.10	1.23	1.36	1.55	1.60	1.83	2.07	2.37	2.51	2.64	2.74	2.82	2.89	2.93	2.88	2.71										
	1.05	0.47	0.66	0.83	0.98	1.13	1.27	1.41	1.60	1.66	1.90	2.16	2.48	2.63	2.77	2.88	2.98	3.06	3.12	3.09	2.95										
	1.20	0.50	0.69	0.87	1.04	1.20	1.36	1.50	1.71	1.78	2.04	2.33	2.69	2.87	3.02	3.16	3.28	3.39	3.49	3.51	3.42										
	1.50	0.52	0.72	0.91	1.09	1.26	1.42	1.58	1.80	1.87	2.15	2.46	2.85	3.05	3.23	3.38	3.52	3.65	3.78	3.84	3.78										
	3.00	0.53	0.74	0.94	1.12	1.30	1.47	1.63	1.86	1.94	2.22	2.56	2.97	3.18	3.37	3.54	3.69	3.84	3.99	4.07	4.05										
125	1.00	0.57	0.79	1.00	1.20	1.38	1.56	1.73	1.98	2.06	2.35	2.69	3.10	3.30	3.47	3.62	3.73	3.84	3.91	3.86	3.66										
	1.05	0.58	0.81	1.03	1.23	1.42	1.60	1.78	2.03	2.11	2.42	2.77	3.20	3.41	3.60	3.76	3.89	4.01	4.10	4.07	3.90										
	1.20	0.60	0.85	1.07	1.29	1.49	1.69	1.87	2.14	2.23	2.56	2.94	3.41	3.65	3.85	4.04	4.19	4.34	4.47	4.49	4.36										
	1.50	0.62	0.87	1.11	1.33	1.55	1.75	1.95	2.23	2.32	2.67	3.08	3.58	3.83	4.06	4.26	4.43	4.60	4.76	4.82	4.73										
	3.00	0.64	0.89	1.13	1.36	1.58	1.80	2.00	2.29	2.39	2.75	3.17	3.69	3.96	4.20	4.41	4.60	4.79	4.97	5.05	4.99										
140	1.00	0.69	0.97	1.23	1.48	1.71	1.94	2.16	2.47	2.57	2.95	3.38	3.91	4.16	4.38	4.57	4.72	4.85	4.92	4.83	4.53										
	1.05	0.70	0.99	1.25	1.51	1.75	1.98	2.20	2.52	2.63	3.02	3.47	4.01	4.28	4.51	4.71	4.87	5.02	5.11	5.04	4.77										
	1.20	0.73	1.02	1.30	1.56	1.82	2.06	2.30	2.63	2.74	3.16	3.63	4.22	4.51	4.77	4.99	5.18	5.35	5.48	5.46	5.23										
	1.50	0.74	1.05	1.34	1.61	1.87	2.13	2.37	2.72	2.83	3.27	3.77	4.39	4.70	4.97	5.21	5.42	5.61	5.78	5.79	5.60										
	3.00	0.76	1.07	1.36	1.64	1.91	2.17	2.42	2.78	2.90	3.35	3.86	4.50	4.83	5.12	5.37	5.58	5.80	5.98	6.02	5.86										
160	1.00	0.85	1.20	1.53	1.84	2.14	2.43	2.71	3.11	3.24	3.72	4.27	4.94	5.26	5.53	5.75	5.91	6.04	6.06	5.82	5.29										
	1.05	0.86	1.22	1.55	1.87	2.18	2.47	2.76	3.16	3.29	3.79	4.36	5.04	5.37	5.66	5.89	6.07	6.21	6.25	6.04	5.53										
	1.20	0.89	1.25	1.60	1.93	2.25	2.55	2.85	3.27	3.41	3.93	4.53	5.25	5.61	5.91	6.17	6.37	6.54	6.62	6.46	6.00										
	1.50	0.91	1.28	1.64	1.98	2.30	2.62	2.92	3.36	3.50	4.04	4.66	5.42	5.79	6.12	6.39	6.61	6.80	6.91	6.79	6.36										
	3.00	0.92	1.30	1.66	2.01	2.34	2.66	2.98	3.42	3.57	4.12	4.76	5.54	5.92	6.26	6.55	6.78	6.99	7.12	7.02	6.63										
180	1.00	1.01	1.43	1.83	2.20	2.57	2.92	3.25	3.73	3.89	4.47	5.13	5.91	6.28	6.57	6.80	6.96	7.04	6.93	6.45											
	1.05	1.02	1.45	1.85	2.23	2.60	2.96	3.30	3.79	3.95	4.54	5.22	6.02	6.39	6.70	6.94	7.11	7.21	7.12	6.66											
	1.20	1.05	1.48	1.90	2.29	2.67	3.04	3.39	3.90	4.06	4.68	5.39	6.23	6.63	6.96	7.22	7.41	7.54	7.49	7.08											
	1.50	1.06	1.51	1.93	2.34	2.73	3.10	3.47	3.99	4.16	4.79	5.52	6.39	6.81	7.16	7.44	7.65	7.80	7.78	7.41											
	3.00	1.08	1.53	1.96	2.37	2.77	3.15	3.52	4.05	4.22	4.87	5.62	6.51	6.94	7.31	7.60	7.82	7.99	7.99	7.64											
200	1.00	1.17	1.66	2.12	2.56	2.99	3.39	3.79	4.35	4.53	5.20	5.96	6.83	7.21	7.52	7.73	7.83	7.82	7.50												
	1.05	1.18	1.67	2.14	2.59	3.02	3.44	3.83	4.40	4.59	5.27	6.04	6.93	7.33	7.65	7.87	7.99	7.99	7.69												
	1.20	1.20	1.71	2.19	2.65	3.09	3.52	3.93	4.51	4.70	5.41	6.21	7.14	7.57	7.90	8.15	8.29	8.32	8.06												
	1.50	1.22	1.74	2.23	2.69	3.15	3.58	4.00	4.60	4.79	5.52	6.35	7.31	7.75	8.11	8.37	8.53	8.58	8.36												
	3.00	1.23	1.76	2.25	2.73	3.19	3.63	4.05	4.66	4.86	5.60	6.44	7.43	7.88	8.25	8.52	8.70	8.77	8.56												
224	1.00	1.35	1.92	2.47	2.98	3.48	3.96	4.41	5.06	5.27	6.05	6.90	7.84	8.23	8.50	8.64	8.65														
	1.05	1.37	1.94	2.49	3.01	3.52	4.00	4.46	5.12	5.33	6.12	6.98	7.94	8.35	8.63	8.79	8.81														
	1.20	1.39	1.98	2.54	3.07	3.58	4.08	4.55	5.23	5.45	6.26	7.15	8.15	8.58	8.89	9.07	9.11														
	1.50	1.41	2.00	2.57	3.12	3.64	4.14	4.63	5.32	5.54	6.37	7.29	8.32	8.76	9.09	9.29	9.35														
	3.00	1.42	2.02	2.60	3.15	3.68	4.19	4.68	5.38	5.60	6.45	7.38	8.44	8.89	9.23	9.44	9.52														
250	1.00	1.55	2.21	2.84	3.43	4.01	4.55	5.08	5.82	6.05	6.92	7.85	8.82	9.17	9.36	9.38															
	1.05	1.56	2.23	2.86	3.46	4.04	4.59	5.12	5.87	6.11	6.99	7.94	8.93	9.29	9.49	9.53															
	1.20	1.59	2.26	2.91	3.52	4.11	4.68	5.22	5.98	6.23	7.13	8.11	9.13	9.52	9.75	9.80															
	1.50	1.61	2.29	2.94	3.57	4.17	4.74	5.29	6.07	6.32	7.24	8.24	9.30	9.71	9.95	10.03															
	3.00	1.62	2.31	2.97	3.60	4.21	4.79	5.34	6.13	6.38	7.32	8.34	9.42	9.84	10.10	10.18															
280	1.00	1.78	2.54	3.26	3.94	4.60	5.23	5.82	6.66	6.92	7.88	8.86	9.79	10.04	10.08																
	1.05	1.79	2.56	3.28	3.97	4.64	5.27	5.87	6.71	6.98	7.95	8.95	9.90	10.16	10.21																
	1.20	1.82	2.59	3.33	4.03	4.71	5.35	5.96	6.82	7.09	8.09	9.12	10.10	10.39	10.46																
	1.50	1.83	2.62	3.37	4.08	4.76	5.41	6.04	6.91	7.19	8.20	9.25	10.27	10.58	10.67																
	3.00	1.85	2.64	3.39	4.11	4.80	5.46	6.09	6.97	7.25	8.28	9.35	10.39	10.71	10.81																
v [m/s]		5					10					15					20					25					30				
Sheaves		Statically balanced										Dynamically balanced																			
Belt length correction factors c3																															
lw	942	1024	1142	1292	1442	1642	1842	2042	2282	2592	2842	3192	3592	4042	4542	5042	5642	6342													
c3	0.81	0.84	0.86	0.88	0.9	0.93	0.95	0.98	1.00	1.03	1.05	1.07	1.10	1.13	1.15	1.18	1.20	1.23													

Σημείωση: Οι Πίνακες και τα Σχήματα του παρόντος Κεφαλαίου πάρθηκαν από το βιβλίο Παπαδόπουλου Χ., Στοιχεία Μηχανών, Εκδόσεις ΤΖΙΟΛΑ, Αθήνα, 2009.

1.8.6 Υπολογισμός μεγίστων στροφών του ατέρμονα εξωθητικού κοχλίας

Σύμφωνα με την εταιρεία *Pieralisi*, ο ατέρμων εξωθητικός κοχλίας στα τριφασικά Ντεκάντερ παίρνει **11,8** φορές λιγότερες στροφές από τις στροφές του τυμπάνου ώστε να απωθεί τα στερεά απόβλητα από το διαχωριστήρα. Ο κοχλίας κινείται ανεξάρτητα από το τύμπανο με ένα δεύτερο μοτέρ και μέσω ενός ειδικού κιβωτίου ταχυτήτων. Αυτό επιτρέπει τον έλεγχο της διαφορικής ταχύτητας μέσω ροπής, το οποίο έχει ως αποτέλεσμα την καλύτερη απόδοση σε λάδι και ένα πιο ξηρό πυρήνα στις 3φάσεις. Η μετατροπή στην διαφορική ταχύτητα των δυο συστημάτων, τυμπάνου-κοχλίας, γίνεται αυτόματα μέσω μιας μοντέρνας μονάδας βιομηχανικού ελέγχου (PLC).

Άρα με βάση τις μέγιστες στροφές του τυμπάνου $n_T = 3.350$ rpm και τα παραπάνω οι μέγιστες στροφές που μπορεί να πάρει ο κοχλίας είναι:

$$n_T = 11,8 \cdot n_K \Rightarrow n_K = \frac{n_T}{11,8} = \frac{3.350^{rpm}}{11,8} = \mathbf{284 \text{ rpm}} \quad (8.12)$$

1.9 ΚΑΘΕΤΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΟΣ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΗΡΑΣ-ΔΙΑΥΓΑΣΤΗΡΑΣ

1.9.1 Διαχώριση ελαιολάδου από τα φυτικά υγρά

Στο τελικό στάδιο της επεξεργασίας του ελαιοκάρπου, μετά τη διαδικασία διαχωρισμού του ελαιολάδου από τα στερεά απόβλητα, την ελαιοπυρήνη, το ελαιόλαδο που περιέχει ένα ποσοστό φυτικών υγρών οδηγείται μέσω αντλίας σ' ένα μηχάνημα για την πλήρη διαχώρισή του από τα φυτικά υγρά και κατ' επέκταση για την διαύγασή του. Το μηχάνημα αυτό ονομάζεται **κάθετος φυγοκεντρικός διαχωριστήρας – διαυγαστήρας** (Εικόνα 9.1), εξάγει το τελικό προϊόν, το καθαρό ελαιόλαδο και είναι το τελευταίο μηχάνημα στο συγκρότημα ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου.

Η επίτευξη του διαχωριστήρα αυτού έγινε κατά τα μέσα του δεκάτου ενάτου αιώνα όπου είχε δημιουργηθεί ένα οξύ πρόβλημα του διαχωρισμού

της κρέμας από το γάλα, μια αληθινή πρόκληση για την επιστήμη και την τεχνολογία. Έπειτα από εξαντλητικά πειράματα και πολλές δοκιμές ο Σκανδιναβός **Gustav de Laval** παρουσίασε τον πρώτο φυγοκεντρικό διαχωριστήρα **με κοίλο τύμπανο** διαχωρισμού κρέμας-γάλακτος, συνεχούς λειτουργίας μέχρι της διακοπής για τον καθαρισμό του τυμπάνου. Το 1878 η φυγοκεντρική μηχανή καταχωρήθηκε με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας και το ίδιο έτος ιδρύθηκε κατασκευαστική εταιρεία με την επωνυμία Oscar Lamm j:R. Μετά από 5 χρόνια συνεχούς δραστηριότητας η εταιρεία αναδιοργανώθηκε ως εταιρεία περιορισμένης ευθύνης με την επωνυμία AB-Separator. Οι διαχωριστήρες με κοίλο τύμπανο δοκιμάστηκαν για το διαχωρισμό του ελαιολάδου από τα φυτικά υγρά εμφανίζοντας ένα σοβαρό μειονέκτημα. Κατά τη διάρκεια της διαχωρίσεως τα εν αιωρήσει στερεά συστατικά (τα οποία προέκυπταν από τα συμπαρασυρόμενα στερεά συστατικά όπως τεμαχίδια σάρκας, φλοιού, θρύμματα πυρηνόξυλου κατά την εκπίεση της υδραυλικής πρέσας) εναποθέτονταν επί των εσωτερικών τοιχωμάτων του τυμπάνου. Έτσι, με την πρόοδο της λειτουργίας του διαχωριστήρα μειωνόταν συνεχώς η διάμετρος του ωφελίμου χώρου διαχωρίσεως με συνέπεια αφενός να μειώνεται η επιδρώσα επί του διαχωριζομένου μείγματος φυγόκεντρη δύναμη και αφετέρου να αυξάνεται η ταχύτητα ροής του διαχωριζομένου μείγματος μέσα στο τύμπανο.

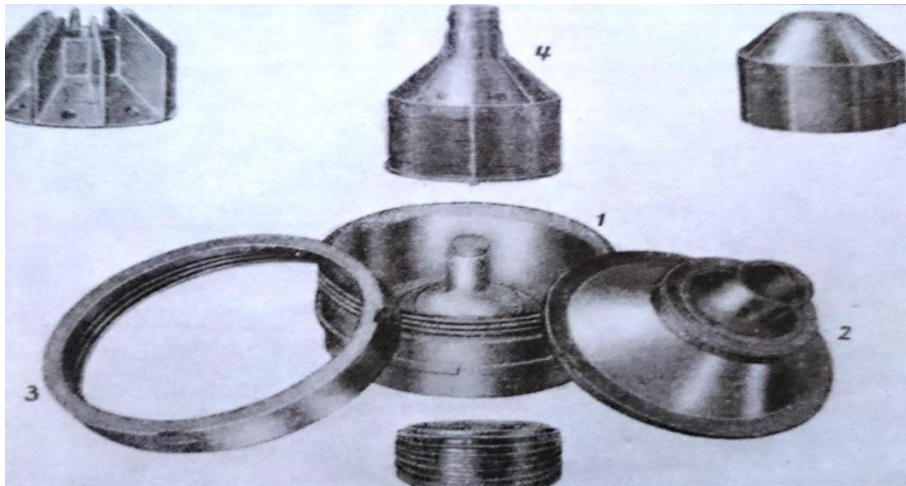
Τη λύση στο παραπάνω μειονέκτημα κλήθηκε για δεύτερη φορά το έτος 1890 να τη δώσει ο Gustav de Laval με την χρησιμοποίηση επικαθημένων κωνικών δίσκων στο χώρο του τυμπάνου, γνωστών με το όνομα Alfa. Οι φυγοκεντρικοί διαχωριστήρες **με τύμπανο εκ δίσκων** (Εικόνα 9.2) αποδείχτηκαν τόσο πλεονεκτικότεροι έναντι των άλλων με κοίλο τύμπανο, ώστε να χρησιμοποιούνται σχεδόν κατ' αποκλειστικότητα από τη βιομηχανία ελαιολάδου, γάλακτος και τροφίμων γενικότερα. Η εταιρεία AB-Separator ίδρυσε το εργοστάσιο κατασκευής φυγοκεντρικών διαχωριστήρων με τύμπανο εκ δίσκων στη Στοκχόλμη το έτος 1890.



Εικόνα 9.1: Κάθετος φυγοκεντρικός διαχωριστήρας

Το 1963 η εταιρεία μετονομάστηκε σε **Alfa Laval** με το πρώτο συνθετικό να το οφείλει στην ονομασία των δίσκων και το δεύτερο προς τιμή του πρώτου εφευρέτη του φυγοκεντρικού διαχωριστήρα.

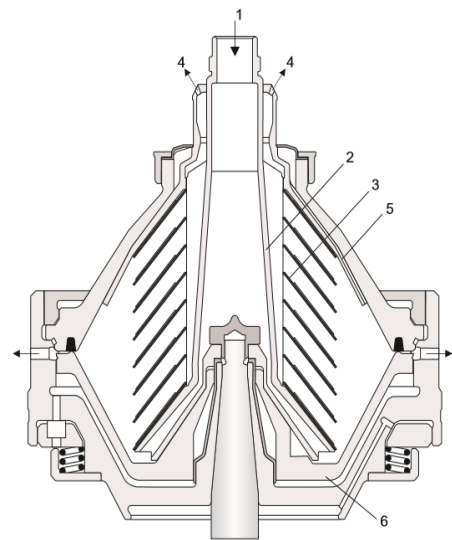
Από τότε και συνεχώς μέχρι σήμερα, οι διαχωριστήρες βελτιώθηκαν σταδιακά, έτσι ώστε μέσα στα τόσα χρόνια που πέρασαν από τότε να σχεδιαστούν και να κατασκευαστούν διαφορετικοί τύποι που εξυπηρετούν τη βιομηχανία τροφίμων, ανάλογα με την εκάστοτε περίπτωση.



Εικόνα 9.2: Δίσκοι - «πιάτα» φυγοκεντρικού διαχωριστήρα

1.9.2 Δομή λειτουργίας διαχωριστήρα -Τεχνικά Στοιχεία

Ο διαχωρισμός γίνεται μέσα σε περιστρεφόμενο ανοξείδωτο δοχείο. Το λάδι εισάγεται μαζί με το νερό (διαύγαση) στο περιστρεφόμενο φυγοκεντρικά μπολ (Σχήμα 9.1) από το πάνω μέρος μέσω ενός σταθερού σωλήνα εισαγωγής (1), και επιταχύνεται στον διανομέα (2), που είναι ειδικά σχεδιασμένος για να εξασφαλίζει ομαλή επιτάχυνση του εισερχόμενου υγρού. Βγαίνοντας από τον διανομέα, το λάδι μπαίνει στη δέσμη περιστρεφόμενων δίσκων (3). Ο διαχωρισμός λαδιού νερού-στερεών γίνεται ανάμεσα στους δίσκους, διαμέσου των οποίων το λάδι μεταφέρεται στο κέντρο και εκκενώνεται στο πλαίσιο συλλογής του πάνω μέρους (4). Το νερό και τα βαριά στερεά που διαχωρίζονται από το λάδι μεταφέρονται στην περιφέρεια και το νερό οδηγείται μέσω καναλιών του πάνω δίσκου (5) στο πλαίσιο συλλογής του κάτω μέρους. Τα στερεά συλλέγονται στην περιφέρεια, απ' όπου αποβάλλονται κατά διαστήματα μέσα στο συλλεκτικό κάλυμμα των στερεών κάτω από το δοχείο. Η αποβολή των στερεών επιτυγχάνεται με τη βοήθεια ενός υδραυλικού συστήματος, το οποίο σε προκαθορισμένα κατάλληλα χρονικά διαστήματα αναγκάζει τον ολισθαίνοντα πυθμένα (6) να πέσει και έτσι να ανοίξει τις θύρες των στερεών στην περιφέρεια του δοχείου.



Σχήμα 9.1: Τυπικό σχέδιο μπολ για φυγοκεντρική αποβολής αποβλήτων.

Επιπλέον, στην τροφοδοσία του διαχωριστήρα προστίθεται και ένα μέρος νερού για να «πλυθεί» το ελαιόλαδο δηλαδή για την διαύγασή του.

Στις φυγόκεντρες μονάδες με δίσκους, η ποσότητα μεταξύ των δύο υγρών υφίσταται σημαντική διατμητική τάση, επειδή δέχεται καταπόνηση από τις δύο ίσες και αντίθετες δυνάμεις που ενεργούν κάθετα σ' αυτή (ποσότητα). Η διάτμηση αυτή βοηθά σημαντικά στην καταστροφή των γαλακτωμάτων. Με την παρουσία των δίσκων επιτυγχάνεται σημαντική αύξηση της διεπιφάνειας φυγοκέντρισης (ή κατακάθισης αντίστοιχα). Αν το υγρό τροφοδοσίας περιέχει επίσης μικρές συγκεντρώσεις στερεών, τότε αυτά θα συσσωρευούνται στο εσωτερικό του δοχείου, οπότε θα πρέπει να απομακρύνονται περιοδικά. Αυτό μπορεί να γίνει με τη διακοπή της λειτουργίας του μηχανήματος, ανοίγοντας το δοχείο και απομακρύνοντας τα στερεά. Όταν όμως το υγρό τροφοδοσίας περιέχει στερεά σε μεγαλύτερο ποσοστό, τότε θα πρέπει να υπάρχουν κατάλληλες διατάξεις για την αυτόματη απομάκρυνσή τους, καθώς οι ποσότητες των συσσωρευμένων στερεών θα είναι σημαντικές στην περίπτωση αυτή. Για το λόγο αυτό στην περιφέρεια του δοχείου (στη μέγιστη διάμετρό του) υπάρχει μία ομάδα από μικρές τρύπες ή ακροφύσια εκκένωσης, διαμέτρου 3 mm περίπου, οπότε τα στερεά που εκτοξεύονται προς την περιφέρεια του δοχείου, εξέρχονται συνεχώς (ή περιοδικώς, ελεγχόμενα από κατάλληλες βαλβίδες) από τα ακροφύσια, μαζί όμως με αρκετή ποσότητα του καθαρισμένου υγρού, το οποίο θα πρέπει να ανακυκλώνεται στη συσκευή, ώστε να μειώνεται η συγκέντρωση των στερεών.

Πίνακα 9.1:Τεχνικά Στοιχεία

Ο διαχωριστήρας – διαυγαστήρας ελαιολάδου, είναι αυτόματου καθαρισμού, κατασκευασμένος από τύμπανο και περίβλημα ανοξείδωτου χάλυβα, σύμφωνα με τις προδιαγραφές τροφίμων. Το σώμα είναι νέας καινοτόμου τεχνολογίας, χαλύβδινης κατασκευής για μέγιστη στιβαρότητα, αξιοπιστία και αντοχή. Ομαλή εκκίνηση, έλεγχος και προστασία λειτουργίας μέσω ηλεκτρονικού προγραμματιζόμενου συστήματος με χρήση INVERTER. Στο συγκρότημα του ελαιοτριβείου μπορούν να τοποθετηθούν από δύο ή και περισσότεροι διαχωριστήρες τέτοιου τύπου σε σειρά ή εν παραλλήλω διάταξη.

ΤΕΧΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΗΡΑ-ΔΙΑΥΓΑΣΤΗΡΑ	
ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	
Τύμπανο [DIN]	1.4404/1.4301
Δίσκοι [DIN]	1.4404/1.4301
Κορώνα	Ορείχαλκος
Πηνίο [DIN]	1.5920
Βάση - σώμα	St - 37
ΚΙΝΗΣΗ	
Ισχύς [kw]	7,5
Αριθμός Πόλων	4
Τύπος Έδρασης	B5
Τάση Λειτουργίας [V]	380
Συχνότητα [Hz]	50
Έδραση	Αντικραδασμικά πέλματα
Μετάδοση Κίνησης	INVERTER
ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ	
Ταχύτητα περιστροφής,max [RPM]	6.700
Λόγος νερού – ελαιολάδου (max) [Kgr/Lt]	0,15
Λίπανση (ρπουλεμάν – γρανάζια)	Λάδι

1.9.3 Αρχή Βασικής Λειτουργίας

Κατά τη φυγοκεντρική κατακάθιση η κινητήρια δύναμη του διαχωρισμού δεν είναι η βαρύτητα (όπως στην περίπτωση της καθίζησης), αλλά η φυγόκεντρος δύναμη, που είναι κατά πολύ ισχυρότερη από αυτή. Οι φυγοκεντρικοί διαχωριστές (ή ταξινομητές) παρουσιάζουν ορισμένα πλεονεκτήματα σε σχέση με τους διαχωριστές στερεών που λειτουργούν απλά με την επίδραση της βαρύτητας, όπως π.χ. είναι αποτελεσματικότεροι για το διαχωρισμό των λεπτομερών σωματιδίων από τα υγρά (ή των μικρών σταγόνων από τα αέρια) και έχουν πολύ μικρότερο μέγεθος για καθορισμένη (αντίστοιχη) δυναμικότητα, σε σχέση με τις συσκευές απλής κατακάθισης, επομένως προτιμώνται σε αρκετές περιπτώσεις στερεού-υγρού διαχωρισμού της βιομηχανικής παραγωγικής διαδικασίας. Τα σωματίδια που κινούνται διά μέσου του υγρού στο φυγοκεντρικό πεδίο, υφίστανται την επίδραση συνεχώς αυξανόμενης δύναμης F , καθώς απομακρύνονται από τον άξονα περιστροφής, που περιγράφεται από τη σχέση:

$$F = mr\omega^2 = \frac{mu^2}{r} \quad (N) \quad (9.1)$$

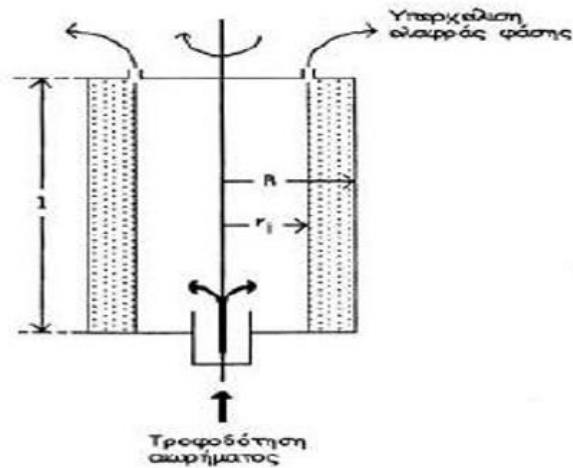
Όπου:	F	φυγόκεντρο δύναμη (N)
	m	η μάζα του περιστρεφόμενου σώματος (kg)
	ω	γωνιώδης ταχύτητα (s^{-1})
	r	ακτίνα περιστροφής (m).
	u	γραμμική ταχύτητα (m/s)
	g	επιτάχυνση της βαρύτητας (m/s^2)

Το αποτέλεσμα της εφαρμογής της φυγοκέντρισης είναι η αύξηση της ταχύτητας του διαχωρισμού, σε σύγκριση με την εφαρμογή της απλής κατακάθισης, όπου το πεδίο βαρύτητας είναι ομοιογενές ($G = mg$). Στους φυγοκεντρικούς διαχωριστές (ή ταξινομητές) τα σωματίδια κινούνται υπό την επίδραση της σχετικής δύναμης διαχωρισμού ακτινωτά προς τα έξω, δηλ. κατά τη διεύθυνση της απομάκρυνσης από τον άξονα περιστροφής, ενώ στο πεδίο της βαρύτητας κάθετα προς τα κάτω. Σε μία φυγόκεντρο συσκευή κατακάθισης ένα σωματίδιο με ορισμένο σχήμα θα απομακρυνθεί από το υγρό, εφόσον του παρασχεθεί ο κατάλληλος χρόνος (παραμονής) στο φυγοκεντρικό πεδίο, ώστε να μπορέσει να φθάσει στο τοίχωμα του δοχείου της μηχανής. Εάν υποθεθεί, ότι το σωματίδιο κινείται συνεχώς ακτινικά με την τελική του ταχύτητα, μπορεί να υπολογιστεί η διάμετρος του μικρότερου σωματιδίου, που είναι δυνατό να απομακρυνθεί με την εφαρμογή της φυγοκέντρισης. Σαν σημείο διαχωρισμού μπορεί να οριστεί η («κρίσιμη») διάμετρος των σωματιδίων D_c (ή διάμετρος διαχωρισμού), η οποία θα επιτρέπει στα στερεά να φθάσουν στο μέσον της απόστασης μεταξύ r και R , όπου r είναι η ακτίνα μεταξύ του άξονα περιστροφής και της επιφάνειας του υγρού, ενώ R είναι η αντίστοιχη ακτίνα με το τοίχωμα του δοχείου (Σχήμα 9.2). Τότε, η οριακή ταχύτητα καταβύθισης (u_0) ενός μικρού σωματιδίου, που είναι δεδομένη για ορισμένη ακτίνα r , μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω τροποποιημένη εξίσωση, η οποία είναι ανάλογη της εξίσωσης Stokes:

$$\frac{dr}{dt} = u_0 = \frac{\omega^2 r (\rho_p - \rho_l) D_c^2}{18\mu} \quad (m/s) \quad (9.2)$$

Όπου:	ω	γωνιώδης ταχύτητα (rad/s)
	r	ακτίνα περιστροφής (m)
	ρ_p	πυκνότητα του βαρύτερου υγρού-φυτικών υγρών (kg/m^3)

ρ_l πυκνότητα του ελαφρότερου υγρού-ελαιολάδου (kg/m^3)
 D_c «κρίσιμη» διάμετρος του σωματιδίου ή της σταγόνας (m)
 μ ιξώδες του προς διαχωρισμό υγρού (Pas)



Σχήμα 9.2: Αρχή λειτουργίας φυγόκεντρου κατακάθισης

1.9.4 Υπολογισμός ογκομετρικής παροχής διαχωριστήρα και ωριαίας απόδοσης ελαιολάδου

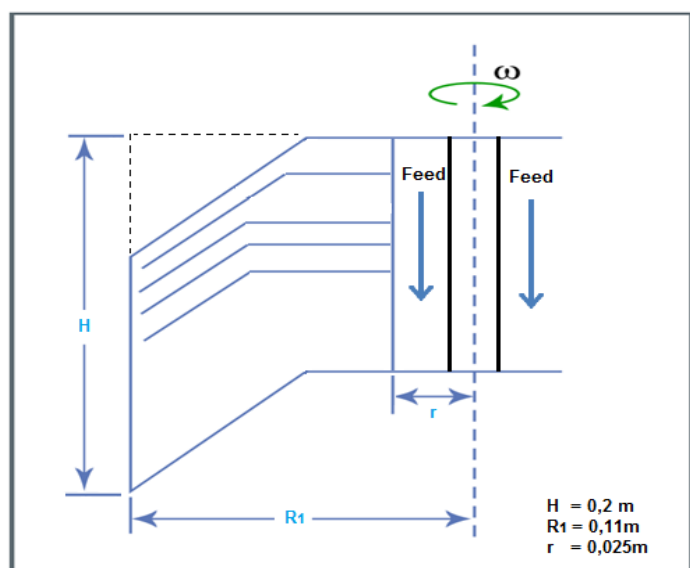
Η συσχέτιση των διαστάσεων του φυγόκεντρικού συστήματος προκύπτει από το λόγο του όγκου (V) των διαχωριζομένων υγρών προς το χρόνο συγκράτησής τους (t_R) μέσα στον διαχωριστήρα :

$$Q = \frac{V}{t_R} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (9.3)$$

Υπολογισμός όγκου διαχωριζομένων υγρών (V)

Ο όγκος των διαχωριζομένων υγρών που διαγράφεται μέσα στο δοχείο του διαχωριστήρα είναι:

$$V = \pi(R_1^2 - r^2) \cdot H \quad (\text{m}^3) \quad (9.4)$$



Σχήμα 9.3: Διαστάσεις διαχωριστήρα

Υπολογισμός χρόνου καθίζησης ή συγκράτησης των σωματιδίων (t_R)

Ο χρόνος καθίζησης ή συγκράτησης των σωματιδίων για στιβάδα υγρών πάχους $h = R_1 - r$ υπολογίζεται με ολοκλήρωση της Σχέσης (9.2):

$$t_R = \frac{18 \cdot \mu \cdot h}{D_{cr}^2 \cdot (\rho_w - \rho_o) \cdot \omega^2 R_1} \quad (\text{sec}) \quad (9.5)$$

Όπου:

- ω γωνιώδης ταχύτητα (rad/s)
- R_1 ακτίνα περιστροφής (m)
- ρ_w πυκνότητα του νερού - φυτικών υγρών (kg/m³)
- ρ_o πυκνότητα του ελαφρότερου υγρού-ελαιολάδου (kg/m³)
- D_c «κρίσιμη» διάμετρος του σωματιδίου ή της σταγόνας (m)
- μ ιξώδες του προς διαχωρισμό υγρού (Pas)

Αντικαθιστώντας τις Σχέσεις (9.4) και (9.5) στην (9.3) προκύπτει η ακόλουθη σχέση της δυναμικότητας του διαχωριστήρα η οποία εξαρτάται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του διαχωριστήρα, την πυκνότητα και το ιξώδες του ελαιολάδου που καθορίζει και την «κρίσιμη» διάμετρο του διαχωρισμού αλλά και την γωνιώδη ταχύτητα του διαχωριστήρα. Έτσι:

$$Q = \frac{V}{t_R} = \frac{D_{cr}^2 (\rho_w - \rho_o) \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \pi \cdot (R_1^2 - r^2) \cdot H}{18 \cdot \mu (R_1 - r)} = u_o \cdot \pi (R_1 + r) \cdot H [m^3 / s] \quad (9.6)$$

Η «εν θερμώ» έκθλιψη του ελαιολάδου που χρησιμοποιείται κατά το πλείστον στις μονάδες των ελαιοτριβείων επιτυγχάνεται σε θερμοκρασία $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ενώ η «ψυχρή» έκθλιψη σε θερμοκρασία $T = 27 \text{ }^\circ\text{C}$. Στον παρακάτω Πίνακα 9.2 έχουν συλλεχθεί τα δεδομένα που επηρεάζονται από την θερμοκρασία για τις παραπάνω δύο συνθήκες.

Πίνακα 9.2: Μεταβλητές ανάλογα της έκθλιψης

Διαστάσεις	Μονάδες	$T = 27 \text{ }^\circ\text{C}$	$T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
πυκνότητα του νερού - φυτικών υγρών (ρ_w)	[kg/m ³]	997	995
πυκνότητα του ελαφρότερου υγρού-ελαιολάδου (ρ_o)	[kg/m ³]	918	890
«κρίσιμη» διάμετρος της σταγόνας (D_{cr})	[μm]	65	55
ιξώδες του προς διαχωρισμό υγρού (μ)	[Pas]	0,098	0,082

Άρα, βάσει των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του Σχήματος 9.3 και των μεταβλητών του Πίνακα 9.2 για την «εν θερμώ» έκθλιψη, η δυναμικότητα του διαχωριστήρα είναι:

$$Q = \frac{D_{cr}^2 (\rho_w - \rho_o) \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot \pi \cdot (R_1^2 - r^2) \cdot H}{18 \cdot \mu (R_1 - r)} =$$

$$= \frac{(55 \cdot 10^{-6})^2 (995 - 890) \text{ kg/m}^3 \cdot (701,27 \text{ rad/s})^2 \cdot 0,11^m \cdot 3,14 \cdot (0,11^2 - 0,025^2) \text{ m}^2 \cdot 0,2^m}{18 \cdot 0,082 \text{ Pas} (0,11 - 0,025)^m} \Rightarrow$$

$$Q = 9,87 \cdot 10^{-4} (m^3 / s) = (9,87 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^3 / s \cdot 10^3 \text{ Lt/m}^3 \cdot 3600 \text{ s/h} \cong 3.550 \text{ Lt/h} \quad (9.7)$$

Υπολογισμός μαζικής παροχής διαχωριστήρα ($\dot{M}_{\Delta I A X}$)

Από τον Πίνακα 9.1 ο μέγιστος λόγος νερού – ελαιολάδου για τον διαχωριστήρα είναι **0,15 kg/Lt**. Άρα, αν υποθέσουμε ότι:

$$\begin{aligned}\dot{m}_w, \dot{V}_w &= \text{Μάζα και όγκος νερού αντίστοιχα, και} \\ \dot{m}_o, \dot{V}_o &= \text{Μάζα και όγκος ελαιολάδου αντίστοιχα}\end{aligned}$$

$$\text{έχουμε: } \frac{\dot{m}_w}{\dot{V}_o} = 0,15^{kg/lit} \Rightarrow \frac{\rho_w \cdot \dot{V}_w}{\dot{V}_o} = 0,15^{kg/lit} \quad (9.8)$$

Όμως, η μαζική παροχή του διαχωριστήρα αποτελείται από το άθροισμα των μαζικών παροχών των εισερχόμενων υγρών στον διαχωριστήρα και είναι:

$$\dot{M}_{\Delta I A X} = \dot{m}_w + \dot{m}_o \Rightarrow$$

$$\rho \cdot Q = \rho_w \cdot \dot{V}_w + \rho_o \cdot \dot{V}_o \Rightarrow \rho \cdot (\dot{V}_w + \dot{V}_o) = \rho_w \cdot \dot{V}_w + \rho_o \cdot \dot{V}_o \Rightarrow$$

$$\rho \cdot \left[\frac{\dot{V}_w}{\dot{V}_o} + 1 \right] = \rho_w \cdot \frac{\dot{V}_w}{\dot{V}_o} + \rho_o \xrightarrow{\text{Σχέση (9.8)}} \rho \cdot \left(\frac{0,15}{\rho_w} + 1 \right) = 0,15 + \rho_o \quad (9.9)$$

Αντικαθιστώντας τις πυκνότητες του νερού και ελαιολάδου (από τον Πίνακα 9.2 και για την «εν θερμώ» έκθλιψη) στην Σχέση (9.9) βρίσκουμε την πυκνότητα ρ του εισερχόμενου μίγματος του διαχωριστήρα:

$$\rho \cdot \left(\frac{0,15}{0,995^{kg/lit}} + 1 \right) = 0,15^{kg/lit} + 0,89^{kg/lit} \Rightarrow \rho = \left(\frac{1,04}{1,15} \right)^{kg/lit} \Rightarrow \rho = \mathbf{0,904 \text{ kg/Lt}} \quad (9.10)$$

Άρα, η παροχή μάζας εισερχόμενου μίγματος ή μαζική παροχή διαχωριστήρα είναι:

$$\dot{M}_{\Delta I A X} = \rho \cdot Q = 0,904^{kg/lit} \cdot 3.550^{lit/h} \Rightarrow \dot{M}_{\Delta I A X} \approx \mathbf{3.200 \text{ kg/h}}$$

Υπολογισμός ωριαίας απόδοσης ελαιολάδου διαχωριστήρα (\dot{V}_o)

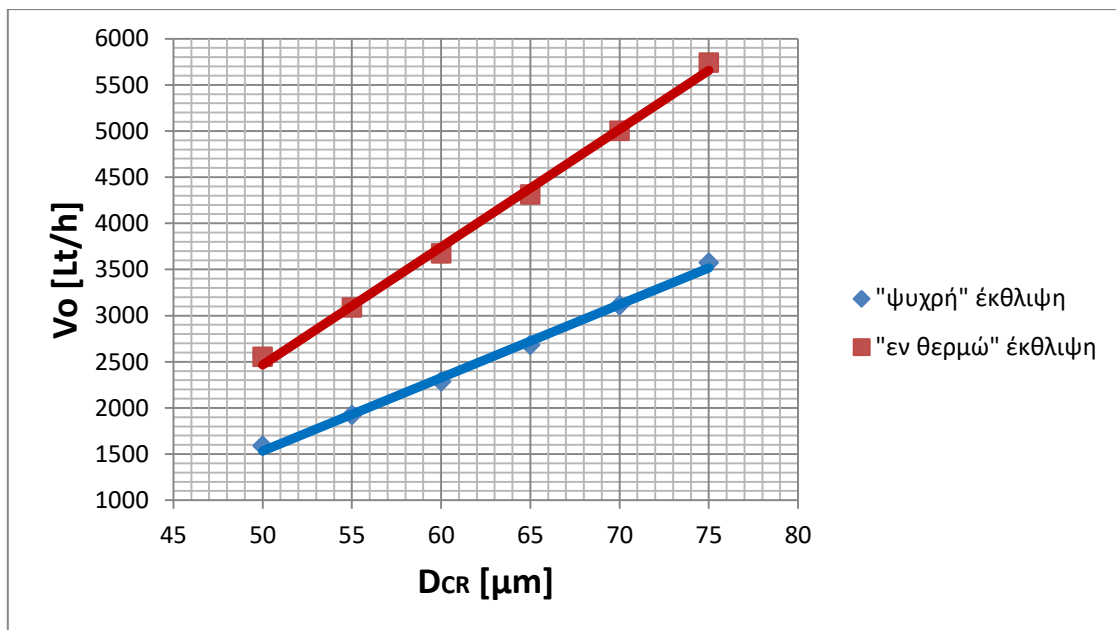
Αν τα φυτικά υγρά θεωρηθούν αμελητέα τότε οι όγκοι των υγρών που συνθέτουν την ογκομετρική παροχή του διαχωριστήρα είναι οι εξής:

$$Q = \dot{V}_w + \dot{V}_o \Rightarrow \dot{V}_w = Q - \dot{V}_o \quad (9.11)$$

Αντικαθιστώντας την παραπάνω Σχέση (9.11) στην Σχέση (9.8) δίδεται η ωριαία απόδοση του ελαιολάδου για την «εν θερμώ» έκθλιψη είναι:

$$\begin{aligned}\frac{\rho_w \cdot \dot{V}_w}{\dot{V}_o} = 0,15^{kg/lit} &\Rightarrow \frac{\rho_w (Q - \dot{V}_o)}{\dot{V}_o} = 0,15 \Rightarrow \dot{V}_o = \frac{\rho_w \cdot Q}{\rho_w + 0,15} = \frac{0,995^{kg/lit} \cdot 3.550^{lit/h}}{(0,995 + 0,15)^{kg/lit}} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \dot{V}_o \approx \mathbf{3.085 \text{ Lt/h}}\end{aligned}$$

Στο παρακάτω Σχήμα 9.4 δίνονται γραφικά οι παραστάσεις οι οποίες προέκυψαν από τη Σχέση (9.6) και τονίζουν την επιρροή της «κρίσιμης» διαμέτρου του σωματιδίου ή της σταγόνας προς διαχώριση με την ωριαία απόδοση του διαχωριστήρα για τις δύο συνθήκες έκθλιψης του ελαιολάδου. Αξίζει να σημειωθεί ότι η σχέση που έχει η «κρίσιμη» διάμετρος με την πυκνότητα και το ιξώδες του ελαιολάδου είναι ευθέως ανάλογη. Το Σχήμα 9.4 αποτελεί ένα υπόδειγμα προσεγγιστικό καθώς δεν έχουν ληφθεί υπ όψιν οι αντίστοιχες μεταβλητές πυκνότητας και ιξώδες ελαιολάδου και παραμένουν σταθερές καθ όλο το εύρος τιμών της «κρίσιμης» διαμέτρου.



Σχήμα 9.4: Γραφική παράσταση της μαζικής παροχής συναρτήσει της «κρίσιμης» διαμέτρου διαχωρισμού

1.9.5 Υπολογισμός απαιτούμενης ισχύος διαχωριστήρα - διαυγαστήρα

Για τον υπολογισμό της ισχύος του διαχωριστήρα απαιτείται ο υπολογισμός της ροπής στρέψεως της άτρακτου για την οποία είναι πακτωμένοι οι δίσκοι.

Αν υποθέσουμε:

- F_K = Κεντρομόλος δύναμη
- F_Φ = Φυγόκεντρος δύναμη
- B_Σ, m_Σ = Βάρος και μάζα αντίστοιχα, υγρών που καταλαμβάνει το δοχείο
- B_Δ, m_Δ = Βάρος και μάζα αντίστοιχα, πακτωμένων δίσκων στην άτρακτο

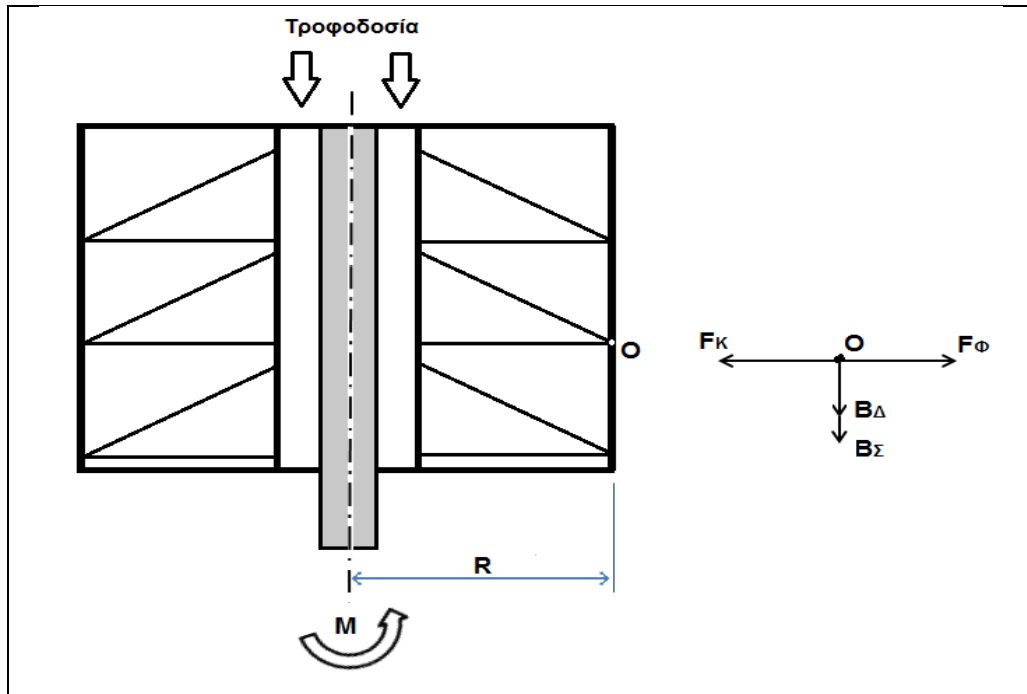
Υπολογίζοντας με την βοήθεια του Σχήματος 9.5, τις συνιστώσες της συνισταμένης δύναμης που δέχεται η άτρακτος και θεωρώντας τις δυνάμεις αντίστασης του υγρού με το δοχείο του διαχωριστήρα αμελητέες έχουμε:

$$(\overset{+}{\longrightarrow}) : F_x = F_\Phi - F_K = 0 \Rightarrow F_x = 0 \text{ (Κεντρομόλος & φυγόκεντρος ίσες κ' αντίθετες δυνάμεις)}$$

$$(\overset{+}{\downarrow}) : F_y = B_\Sigma - B_\Delta = g \cdot (m_\Sigma + m_\Delta)$$

Οπότε, η ροπή στέψεως (M_O) του διαχωριστήρα ως προς το σημείο O όπου και διακρίνεται στο Σχήμα 9.5, είναι:

$$M_O = \Sigma F \cdot R = g \cdot (m_{\Sigma} + m_{\Delta}) \cdot R \quad (9.12)$$



Σχήμα 9.5: Τομή διαχωριστήρα με αναπτυσσόμενες δυνάμεις

Υπολογισμός μάζας υγρών που καταλαμβάνει το δοχείο (m_{Σ}) και μάζας πακτωμένων δίσκων στην άτρακτο (m_{Δ}):

Ο όγκος των διαχωριζόμενων υγρών που καταλαμβάνει το δοχείο του διαχωριστήρα έχει υπολογιστεί από την Σχέση (9.4) και είναι:

$$V = \pi(R_1^2 - r^2) \cdot H = \pi \cdot (0,11^2 - 0,025^2) \cdot 0,2^m = 7,2 \cdot 10^{-3} m^3$$

Όμως, λαμβάνοντας υπόψη την πυκνότητα του εισερχόμενου μίγματος στον διαχωριστήρα Σχέση (9.10), ισχύει:

$$\rho = \frac{m_{\Sigma}}{V} \Rightarrow m_{\Sigma} = \rho \cdot V = 904^{kg/m^3} \cdot (7,2 \cdot 10^{-3})^{m^3} \Rightarrow m_{\Sigma} = 6,5 \text{ kg}$$

Οι πακτωμένοι δίσκοι στην άτρακτο αν αποσυναρμολογηθούν από την άτρακτο ζυγίζουν 3,2 kg. Άρα, $m_{\Delta} = 3,2 \text{ kg}$.

Αντικαθιστώντας τις μάζες m_{Σ} και m_{Δ} στην Σχέση (9.12) βρίσκουμε τη ροπή στρέψεως της άτρακτου. Ήτοι:

$$M_O = g \cdot (m_{\Sigma} + m_{\Delta}) \cdot R = 9,81^{m/s^2} \cdot (6,5 + 3,2)^{kg} \cdot 0,11^m = 10,467 Nm$$

Άρα, η απαιτούμενη ισχύς του διαχωριστήρα είναι:

$$P = M_O \cdot \omega = 10,467^{Nm} \cdot 701,27^{s^{-1}} = 7.340Watt \Rightarrow \mathbf{P = 7,34 Kw}$$

$$\text{Όπου: } \omega = \frac{2\pi \cdot N}{60} = \frac{2\pi \cdot 6.700^{RPM}}{60} = 701,27^{s^{-1}}$$

1.9.6 Υπολογισμός συντελεστή διαχωρισμού φυγοκεντρικού διαχωριστήρα

Ο συντελεστής διαχωρισμού (R) ενός φυγοκεντρικού διαχωριστήρα είναι ένας αδιάστατος αριθμός ο οποίος συγκρίνει τη φυγόκεντρη δύναμη ενός διαχωριστήρα έναντι στην βαρυτική κατακάθιση των διαχωριζόμενων σωμάτων. Χρησιμοποιείται κατά κόρον από τις κατασκευαστικές εταιρείες για την σύγκριση των διαχωριστήρων.

$$R = \frac{F_\Phi}{G} = \frac{m_\Sigma \cdot \omega^2 \cdot R}{m_\Sigma \cdot g} = \frac{(701,27^2)^{s^{-2}} \cdot 0,11^m}{9,81^{m/s^2}} \Rightarrow \mathbf{R = 5,5}$$

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Με την εκπόνηση αυτής της Πτυχιακής εργασίας, κατανοήσαμε τη λειτουργικότητα των μηχανημάτων στην γραμμή παραγωγής ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου. Στον σκοπό αυτό συντέλεσε ο συνδυασμός διαφόρων θεωριών του Μηχανολογικού τομέα που έχουμε διδαχθεί, με τις μετρήσεις που λάβαμε από ένα σύγχρονο ελαιοτριβείο. Ειδικότερα, η ανάλυση των μηχανημάτων ενός ελαιοτριβείου από την κατασκευή έως τη λειτουργικότητά τους μας βοήθησε, στην κατανόηση των συστημάτων μεταφοράς – αερομεταφοράς σωματιδίων, της κατάτμησης και ανάδευσης σωματιδίων αλλά και της διαχώρισης είτε στερεών – υγρών φάσεων, είτε υγρών – υγρών φάσεων.

Επιπρόσθετα, από την εκπόνηση αυτής της εργασίας είναι προφανές ότι παίζουν ρόλο πολλοί παράγοντες κατά την διαδικασία της ελαιοποίησης, που καθορίζουν και το τελικό προϊόν. Οι διεργασίες της ελαιοποίησης σε νηματώδεις συνθήκες προϋποθέτουν τον κατάλληλο χειρισμό των μηχανημάτων ενός σύγχρονου ελαιοτριβείου. Ο χειρισμός των μηχανημάτων διαφέρει από παρτίδα σε παρτίδα ελαιοκάρπων λόγω της διαφοράς των ρεολογικών ιδιοτήτων της εκάστοτε ποικιλίας και θα πρέπει να επαναπροσδιορίζεται σύμφωνα με τις διατάξεις του κατασκευαστή.

Η ολοκλήρωση της παρούσης Πτυχιακής εργασίας, μας έφερε ένα βήμα πιο κοντά στον Μηχανολογικό – βιομηχανικό τομέα αφού όλα τα μηχανήματα του σύγχρονου ελαιοτριβείου μπορούν να χρησιμοποιηθούν και σε άλλες εφαρμογές διαφόρων βιομηχανικών κλάδων.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Αλεξιάκης Α., *Το Ελαιόλαδο* , Εκδόσεις ΜΙΧΑΛΗ ΣΙΔΕΡΗ, Αθήνα, 1998
2. Μπαλατσούρας Γ., *Η Ελαιουργία* , Εκδόσεις (Χρηματοδότηση ΥΠΑΑ & ΑΤΕ), Αθήνα, 1999
3. Γιαννόπουλος Α., *Στοιχεία Μηχανών I*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Πάτρα, 2011
4. Στεργίου Ι. & Κ, *Στοιχεία Μηχανών II*, Εκδόσεις ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα, 2002
5. Παπαδόπουλος Χ., *Στοιχεία Μηχανών*, Εκδόσεις ΤΖΙΟΛΑ, Αθήνα, 2009
6. Στεργίου Ι. & Κ, *Ανυψωτικά και Μεταφορικά Μηχανήματα*, Εκδόσεις ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα, 2006
7. Νανούσης Ν. & Σταμούτσος Χ., *Βασικές Αρχές Στροβιλομηχανών*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, 2009
8. Τσιρίκογλου Θ. & Βλαχογιάννης Μ., *Ρευστοδυναμικές Μηχανές (Θεωρητική Προσέγγιση – Εφαρμογές)*, Εκδόσεις ΣΕΑΒ, 2015
9. Κορωνάκης Π., *Μηχανική Ρευστών*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, 2009
10. Σαββάκης Κ., *Χημική Τεχνολογία*, Εκδόσεις ΖΗΤΗ, Θεσσαλονίκη 2002
11. Records A. and Sutherland K., *Decanter Centrifuge Handbook* , Elsevier Science Ltd, Kidlington, 2001
12. <http://www.callis.gr>
13. <http://www.alfalaval.com>
14. <http://www.polatas.com.tr>
15. <http://www.pieralisi.com/gr>
16. <https://www.flottweg.com>
17. https://en.wikipedia.org/wiki/Gustaf_de_Laval
18. <http://www.argyrioua.com.gr>
19. <http://www.ebara-pumps-online.com/>
20. <http://europaiki.com>
21. <http://www.sivar.gr>