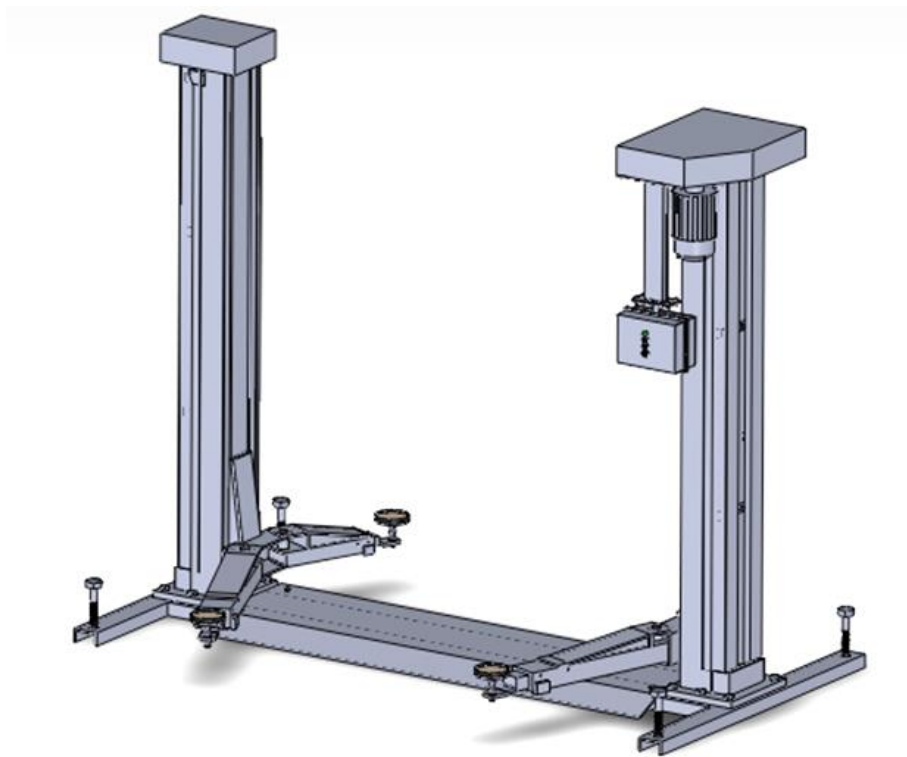


ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ  
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

# ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΑΝΥΨΩΤΗΡΑ ΣΥΝΕΡΓΕΙΟΥ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΩΝ ΑΝΥΨΩΤΙΚΗΣ ΙΚΑΝΟΤΗΤΑΣ 3.2 t



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ:  
ΓΑΒΡΙΛΗΣ ΣΩΤΗΡΙΟΣ (Α.Μ. 6262)  
ΔΗΜΟΠΟΥΛΟΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ (Α.Μ. 6239)

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΚΑΛΑΡΑΚΗΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ  
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΠΑΤΡΑ 2015



## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και αναφέρεται στην μελέτη και σχεδίαση ανυψωτήρα συνεργείου αυτοκινήτων ανυψωτικής ικανότητας 3,2 t. Είναι γνωστό ότι με τη χρήση του ανυψωτήρα αυτοκινήτου καλύπτονται όλες τις ανάγκες συντηρήσεως ενός αυτοκινήτου από τις πλέον απλές, όπως είναι το πλύσιμο και η λίπανση ως τις πιο σύνθετες, όπως είναι η συντήρηση, η επισκευή, η επιθεώρηση και άλλες. Στην εργασία αυτή μελετάται και σχεδιάζεται το σύστημα κίνησης του ανυψωτήρα που αποτελείται από δύο κοχλίες κίνησης, μια ιμαντοκίνηση και μια αλυσοκίνηση. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό των στοιχείων μετάδοσης κίνησης όπως είναι οι κοχλίες, οι τροχαλίες, οι ιμάντες, οι αλυσοτροχοί, η αλυσίδα και τα έδρανα κύλισης στα οποία στηρίζονται οι κοχλίες.

Αρχικά, θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τον κ. Αλέξανδρο Καλαράκη, Καθηγητή Εφαρμογών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. και Επιβλέπων της Εργασίας για την εμπιστοσύνη που μας έδειξε και την ανάθεση του θέματος.

Θα θέλαμε επίσης να απευθύνουμε τις ευχαριστίες μας στον κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., για τις πολύτιμες παρατηρήσεις του και την βοήθεια που μας προσέφερε κατά την διάρκεια εκπόνησης της εργασίας.

Τέλος, θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε κ. Γεώργιο Καμπουρίδη, Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. για την συμβολή του στην ανάθεση του θέματος.

Γαβρίλης Σωτήριος  
Δημόπουλος Νικόλαος

Δεκέμβριος 2015

**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

ΓΑΒΡΙΛΗΣ ΣΩΤΗΡΙΟΣ

.....  
(Υπογραφή)

ΔΗΜΟΠΟΥΛΟΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

.....  
(Υπογραφή)

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία μελετάται και σχεδιάζεται σύστημα κίνησης ανυψωτικού μηχανήματος αυτοκινήτων συνεργείου αυτοκινήτων με ανυψωτική ικανότητα 3,2 t. Ο ανυψωτήρας αποτελείται από ένα σταθερό πλαίσιο το οποίο φέρει δύο κατακόρυφους κοχλίες κίνησης. Το σύστημα κίνησης αποτελείται από μια ιμαντοκίνηση, η οποία μεταφέρει την ισχύ από τριφασικό ηλεκτροκινητήρα στον έναν κοχλία. Οι δύο κοχλίες κίνησης ενώνονται μέσω αλυσοκίνησης μεταξύ τους με σχέση μετάδοσης 1 έτσι ώστε να περιστρέφονται και οι δύο με την ίδια ταχύτητα και φέρουν περικόχλια. Η λειτουργία του είναι η εξής: Το αυτοκίνητο τοποθετείται πάνω στα πέλματα και μέσω του μηχανισμού που αναφέραμε, τα περικόχλια των κοχλιών κίνησης περιστρέφονται πάνω στους κοχλίες μετατρέποντας την περιστροφική κίνηση των κοχλιών σε μεταφορική, ανυψώνοντας το αυτοκίνητο στο επιθυμητό ύψος.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας γίνεται μια ιστορική αναδρομή στους ανυψωτήρες αυτοκινήτων, αναφέρονται τα είδη των ανυψωτήρων και τα χαρακτηριστικά τους. Το δεύτερο κεφάλαιο αφορά την θεωρία των κοχλιών. Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφονται τα είδη των κοχλιών, η ελικοειδής γραμμή, η κατάταξη των σπειρωμάτων, οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους κοχλίες και γίνεται ιδιαίτερη αναφορά στους κοχλίες κίνησης που αφορούν την εργασία. Στο τρίτο κεφάλαιο της εργασίας περιγράφονται θεωρητικά στοιχεία που αφορούν την μετάδοση κίνησης με ελαστικά στοιχεία, όπως είναι οι ιμαντοκινήσεις και οι αλυσοκινήσεις. Σε αυτό το κεφάλαιο αναφέρονται τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα των ιμαντοκινήσεων και των αλυσοκινήσεων και γίνεται αναλυτική περιγραφή των στοιχείων που τις αποτελούν, όπως είναι οι τροχαλίες, οι ιμάντες οι αλυσοτροχοί και οι αλυσίδες. Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η περιγραφή της διάταξης του ανυψωτήρα και υπολογίζεται ο αριθμός στροφών κάθε περιστρεφόμενου στοιχείου του ανυψωτήρα. Στην συνέχεια υπολογίζεται η ροπή τριβής στο σπείρωμα και βάση αυτής υπολογίζεται η ισχύς σε κάθε στοιχείο και τη απαιτούμενη ισχύς του ανυψωτήρα. Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός της ιμαντοκίνησης και της αλυσοκίνησης. Πιο αναλυτικά υπολογίζονται οι τροχαλίες της ιμαντοκίνησης, ο ιμάντας, η απόσταση μεταξύ των κέντρων των τροχαλιών και οι τάσεις σε κάθε ιμάντα. Στην αλυσοκίνηση γίνεται εκλέγεται ο αριθμός δοντιών του αλυσοτροχού, η διάμετρος των αλυσοτροχών και γίνεται έλεγχος σε πίεση.

Στο έκτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός των κοχλιών. Πιο αναλυτικά, αφού έχει σχεδιαστεί το διάγραμμα ροπών κάμψης του κοχλία, γίνεται ο έλεγχος της αντοχής του κοχλία σε δυναμική καταπόνηση και επιλέγονται τα κατάλληλα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) στις θέσεις στήριξης των κοχλιών.

Τέλος, παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της εργασίας και η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε κατά την συγγραφή της.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>ΠΡΟΛΟΓΟΣ</b> .....	i
<b>ΠΕΡΙΛΗΨΗ</b> .....	ii
<b>ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ</b> .....	iii
<b>1. ΑΝΥΨΩΤΗΡΕΣ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΩΝ</b>	
1.1 Ιστορική αναδρομή.....	1
1.2 Ανυψωτήρες αυτοκινήτων.....	3
1.2.1 «In ground» ανυψωτήρες αυτοκινήτων.....	3
1.2.2 Ψαλιδωτοί ανυψωτήρες αυτοκινήτων.....	6
1.2.3 «Above ground» ανυψωτήρες αυτοκινήτων.....	9
1.3 Νομοθετικές διατάξεις ανυψωτικών μηχανημάτων.....	17
1.4 Βασικοί κανόνες ασφάλειας των ανυψωτήρων.....	18
<b>2. ΚΟΧΛΙΕΣ</b>	
2.1 Γενικά.....	21
2.2 Είδη κοχλιών.....	22
2.3 Ελικοειδής γραμμή.....	24
2.4 Σπειρώματα.....	26
2.5 Κατάταξη σπειρωμάτων.....	30
2.6 Κοχλίες και περικόχλια.....	31
2.7 Δυνάμεις κοχλία.....	34
2.8 Κοχλίες κίνησης.....	37
<b>3. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΙΣΧΥΟΣ ΜΕ ΕΛΑΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ</b>	
3.1 Ιμαντοκινήσεις.....	41
3.1.1 Είδη μετάδοσης της κίνησης.....	42
3.1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.....	44
3.1.3 Τροχαλίες.....	45
3.1.4 Επίπεδοι ιμάντες.....	47
3.1.5 Τραπεζοειδείς ιμάντες.....	49
3.2 Αλυσοκινήσεις.....	52
3.2.1 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα έναντι των ιμάντων.....	52
3.2.2 Αλυσοτροχοί.....	53
3.2.3 Αλυσίδες.....	55
3.2.4 Διαμόρφωση των αλυσοκινήσεων.....	60
3.2.5 Λίπανση – Συντήρηση.....	63

<b>4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΑΝΥΨΩΤΗΡΑ</b>	
4.1 Περιγραφή της διάταξης του ανυψωτήρα.....	67
4.2 Στροφές των στοιχείων του ανυψωτήρα.....	69
4.3 Ροπή τριβής στο σπείρωμα.....	70
4.4 Ισχύς κοχλία $K_2$ .....	74
4.5 Απόδοση κοχλία $K_2$ .....	74
4.6 Υπολογισμός ισχύος των στοιχείων του ανυψωτήρα.....	75
4.7 Φόρτιση κοχλίων λόγω έκκεντρης θέσης οχήματος.....	78
4.8 Κατασκευαστικά σχέδια ανυψωτήρα.....	80
<b>5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ - ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΗΣ</b>	
5.1 Υπολογισμός ιμαντοκίνησης.....	85
5.2 Υπολογισμός αλυσοκίνησης.....	105
<b>6. ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΚΟΧΛΙΩΝ ΚΑΙ ΕΚΛΟΓΗ ΤΡΙΒΕΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ</b>	
6.1 Δυνάμεις και ροπές στον κοχλία $K_1$ .....	123
6.2 Τάσεις στον κοχλία $K_1$ – Έλεγχος αντοχής.....	132
6.3 Κάμψη κολώνας.....	136
6.4 Εκλογή τριβέων.....	140
<b>ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ</b> .....	147
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</b> .....	149
<b>ΠΗΓΕΣ ΑΠΟ ΔΙΑΔΙΚΤΥΟ</b> .....	150

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

## ΑΝΥΨΩΤΗΡΕΣ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΩΝ

### 1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ

Ανυψωτήρας ονομάζεται κάθε εγκατάσταση που χρησιμοποιείται για την ανύψωση βαρών, προσώπων ή πραγμάτων. Η κατασκευή των ανυψωτήρων προέκυψε από την ανάγκη κατακόρυφης μεταφοράς διαφόρων φορτίων. Είναι γνωστό ότι στην αρχαία Ελλάδα και Ρώμη χρησιμοποιούσαν ειδικές πλατφόρμες, τις οποίες έσυραν κατακόρυφα με την βοήθεια σχοινιών.

Η επισκευή των αυτοκινήτων ήταν μια διαδικασία απαραίτητη από τότε που κυκλοφόρησαν τα αυτοκίνητα στους δρόμους. Οι ανυψωτήρες αυτοκινήτων εφευρέθηκαν πριν από περίπου 40 χρόνια και διευκόλυναν κατά πολύ την διαδικασία αυτή. Μέχρι τότε, ο μόνος τρόπος για να δουν οι μηχανικοί αυτοκινήτων μια πιθανή βλάβη στο κάτω μέρος του αυτοκινήτου ήταν να ξαπλώνουν στο έδαφος και να γλιστρούν κάτω από το αυτοκίνητο. Αυτό καθιστούσε αρκετά δύσκολο τον έλεγχο και την επισκευή της βλάβης του αυτοκινήτου, όχι μόνο λόγω της άβολης στάσης του μηχανικού, αλλά και λόγω έλλειψης επαρκούς φωτός.

Με την ραγδαία ανάπτυξη της τεχνολογίας αναπτύχθηκαν και μέθοδοι για τον τρόπο ανύψωσης ενός αυτοκινήτου. Ο πρώτος υποτυπώδης ανυψωτήρας που κατασκευάστηκε ονομάστηκε «ενδοδαπέδιος ανυψωτήρας αυτοκινήτων» ή «in ground car lift» διότι ήταν μια εγκατάσταση η οποία τοποθετούνταν στο έδαφος (Σχήμα 1.1). Πιο αναλυτικά, οι βάσεις του ανυψωτήρα ήταν τοποθετημένες μέσα στο έδαφος και μέσω ενός μηχανισμού ανύψωναν το προς επισκευή αυτοκίνητο (Σχήμα 1.2). Παρόλο που αυτή η μέθοδος ήταν επαναστατική για την εποχή της δεν εφαρμόστηκε σε πολλά συνεργεία αυτοκινήτων και κρίθηκε εξεζητημένη. Οι λόγοι ήταν ότι για την τοποθέτηση της εγκατάστασης αυτής ήταν αναγκαία η εκσκαφή του εδάφους που ήταν αρκετά δύσκολή διαδικασία και απαιτούσε υψηλό κόστος.

Μέσα σε μια δεκαετία η τεχνολογία αυτή μεταφέρθηκε και εξελίχθηκε στην Ευρώπη, όπου και σχεδιάστηκε ένα νέο είδος ανυψωτήρα αυτοκινήτου, ο «επιδαπέδιος ανυψωτήρας αυτοκινήτων» ή «above ground car lift», ο οποίος ήταν πιο εύκολο να τοποθετηθεί και πιο οικονομικός συγκριτικά με τον «in ground car lift». Η διαφορά του «above ground» από τον «in ground» ανυψωτήρα είναι ότι δεν απαιτείται εκσκαφή του εδάφους και δημιουργία εσοχής για την τοποθέτηση της εγκατάστασης και το αυτοκίνητο μπορεί να ανυψωθεί σε διάφορα ύψη που απαιτεί ο μηχανικός. Οι «above ground» ανυψωτήρες ήταν πιο εύχρηστοι, ασφαλέστεροι και πρόσφεραν μεγάλη ποικιλία επιλογών κατά την λειτουργία τους συγκρινόμενοι με τους «in ground» ανυψωτήρες.

Αυτή η τεχνολογία όπως αναφέραμε αναπτύχθηκε στην Ευρώπη με αποτέλεσμα οι ανυψωτήρες αυτοί να έχουν διαστάσεις τέτοιες ώστε να ικανοποιούν τα Ευρωπαϊκά πρότυπα αυτοκινήτων. Πράγμα που καθιστούσε δύσκολη την χρήση τους στην Αμερική λόγω του ότι, τα Αμερικάνικα αυτοκίνητα είναι μεγαλύτερα σε διαστάσεις από τα Ευρωπαϊκά. Οι «above ground» ανυψωτήρες ήταν αρκετά στενοί σε πλάτος σε σχέση με τους «in ground» ανυψωτήρες των αμερικάνικων

προδιαγραφών. Παρόλο που ήταν εφικτή η τοποθέτηση των Αμερικάνικων αυτοκινήτων σε «above ground» ανυψωτήρες δεν άνοιγαν οι πόρτες έτσι ώστε να μπορεί να βγει ο μηχανικός από το αυτοκίνητο. Αυτό είχε σαν συνέπεια να δημιουργούνται φθορές (χτυπήματα και γρατζουνιές) στο αμάξωμα και κυρίως στις πόρτες του αυτοκινήτου. Με αποτέλεσμα να παρατείνεται ο χρόνος επισκευής του αυτοκινήτου, καθώς μετά από την επισκευή της βλάβης να επιδιορθωθούν και οι φθορές που είχαν δημιουργηθεί.

Αυτά τα προβλήματα δημιούργησαν την ανάγκη της κατασκευής νέων ανυψωτήρων που να καλύπτουν τα αμερικανικά πρότυπα των αυτοκινήτων, οι οποίοι ονομάζονται «αμερικανικού τύπου ανυψωτήρες αυτοκινήτων» ή «American car lifts». Η βασική διαφορά ανάμεσα σε έναν ανυψωτήρα Ευρωπαϊκών και έναν ανυψωτήρα Αμερικανικών προδιαγραφών είναι οι διαστάσεις τους. Οι αμερικανικού τύπου ανυψωτήρες έχουν μεγαλύτερο πλάτος έτσι ώστε να ανυψώνουν πιο μεγάλα αυτοκίνητα.

Άλλο ένα Αμερικανικό επίτευγμα στον χώρο των ανυψωτήρων αυτοκινήτων ήταν το «mobile lift», το οποίο επέτρεψε στους ανυψωτήρες αυτοκινήτων να προσαρμόζονται σε οποιεσδήποτε ανάγκες επισκευών. Οι αλλαγές αυτές έκαναν την χρήση των ανυψωτήρων να εξαπλωθεί σε όλο τον κόσμο.



**Σχήμα 1.1:** Ενδοδαπέδιοι (in ground) ανυψωτήρες αυτοκινήτου. [i]



**Σχήμα 1.2:** Ενδοδαπέδιος (in ground) ανυψωτήρας αυτοκινήτου. [i]



## 1.2 ΑΝΥΨΩΤΗΡΕΣ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΩΝ

Ανυψωτήρας αυτοκινήτων ή ανυψωτικό μηχάνημα αυτοκινήτων είναι μια κατασκευή η οποία χρησιμοποιείται για την ανύψωση των αυτοκινήτων. Με τη χρήση του ανυψωτήρα αυτοκινήτου καλύπτονται όλες τις ανάγκες συντηρήσεως ενός αυτοκινήτου από τις πλέον απλές, όπως είναι το πλύσιμο και η λίπανση ως τις πιο σύνθετες, όπως είναι η συντήρηση, η επισκευή, η επιθεώρηση και άλλες. Ο ανυψωτήρας αυτοκινήτων παρέχει την δυνατότητα της τοποθέτησης του οχήματος σε ένα εργονομικό ύψος και αποτελεί απαραίτητο εξοπλισμό σε κάθε συνεργείο αυτοκινήτων, πλυντήριο αυτοκινήτων ή σε σταθμούς τεχνικών ελέγχων οχημάτων. Με την ανύψωση των αυτοκινήτων επιτυγχάνεται με μεγαλύτερη ευκολία ο έλεγχος στο κάτω μέρος τους και η επισκευή τους από τους μηχανικούς αυτοκινήτων, όπως επισκευές φρένων, αλλαγή σιλανσιέ και άλλες. Με αυτό τον τρόπο ο ανυψωτήρας αυτοκινήτων καθιστά την καθημερινή εργασία του μηχανικού ευκολότερη, λειτουργικότερη και πιο αξιόπιστη.

Οι ανυψωτήρες αυτοκινήτων ανάλογα με τον τρόπο τοποθέτησης στο έδαφος ταξινομούνται σε:

- Ενδοδαπέδιους ανυψωτήρες αυτοκινήτων (in ground car lifts), οι οποίοι ενσωματώνονται μέσα στο δάπεδο του συνεργείου.
- Επιδαπέδιους ανυψωτήρες αυτοκινήτων (above ground car lifts), οι οποίοι εγκαθίστανται πάνω από το δάπεδο του συνεργείου.

Ανάλογα με την διάταξη που έχουν ταξινομούνται σε:

- Ανυψωτήρες τύπου ανελκυστήρα (Elevator lift)
- Ψαλιδωτούς ανυψωτήρες ή ψαλιδωτές ανυψωτικές πλατφόρμες (Scissors lifts)
- Ανεξάρτητες αυτοκινούμενες κολώνες (Mobile column lifts)

### 1.2.1 «In ground» ανυψωτήρες αυτοκινήτων

Οι ενδοδαπέδιοι (in ground) ανυψωτήρες αυτοκινήτων, ήταν το πρότυπο ανυψωτήρων στην βιομηχανία επισκευής αυτοκινήτων όπως αναφέραμε παραπάνω. Πάνω σε αυτούς στηρίχθηκε η εξέλιξη της τεχνολογίας των ανυψωτήρων αυτοκινήτων. Αν και η χρήση τους είναι ολοένα και λιγότερο συχνή με την πάροδο των χρόνων έχουν ένα βασικό πλεονέκτημα. Όταν δεν βρίσκονται σε κατάσταση λειτουργίας είναι «κρυμμένοι» στο δάπεδο του συνεργείου. Αυτό συμβάλλει στην καλή οργάνωση του συνεργείου και παρέχει μια εικόνα ενός καθαρού επαγγελματικού χώρου. Τα οφέλη της χρήσης των ενδοδαπέδιων ανελκυστήρων όμως επεκτείνονται πέρα από μια εικόνα καθαριότητας και τάξης του χώρου στον οποίο βρίσκονται.

Ένα από αυτά είναι και ο επιπλέον χώρος που δημιουργείται ο οποίος είναι ιδιαίτερα σημαντικός σε μικρότερους χώρους επισκευής αυτοκινήτων. Στα μικρά συνεργεία όταν ο ανυψωτήρας δεν χρησιμοποιείται και εισχωρεί στο δάπεδο υπάρχει περισσότερος χώρος για την κίνηση των εργαζομένων στον χώρο και για να χρησιμοποιηθεί το δάπεδο με αποτελεσματικό τρόπο. Υπάρχουν δύο είδη ενδοδαπέδιων ανυψωτήρων οι ψαλιδωτοί και οι ανυψωτήρες τύπου ανελκυστήρα.

Κάθε είδος παρέχει ποικιλία επιλογών για την εξυπηρέτηση διαφόρων τύπων αυτοκινήτων και επιτρέπουν την εύκολη πρόσβαση στην πόρτα και την επισκευή του αμαξώματος.

Στα Σχήματα 1.3 έως 1.6 παρουσιάζονται σύγχρονοι «in ground» ανυψωτήρες αυτοκινήτων τύπου ανελκυστήρα. Τα Σχήματα 1.3 και 1.4 δείχνουν ανυψωτήρες δυναμικότητας 10,000 lb. Ο μηχανισμός κίνησης τους είναι ηλεκτροϋδραυλικός. Ο χρόνος ανύψωσης κυμαίνεται από 40 έως 60 s, ενώ σε κάποια βελτιωμένα μοντέλα είναι μικρότερος από 30 s.



**Σχήμα 1.3:** Σύγχρονος «in ground» ανυψωτήρας αυτοκινήτων (SL210- Rotary). [ii]



**Σχήμα 1.4:** Σύγχρονος «in ground» ανυψωτήρας αυτοκινήτου (EV1020). [iii]

Το Σχήμα 1.5 δείχνει έναν ηλεκτροϋδραυλικό ανυψωτήρα εξοπλισμένο με ρυθμιζόμενη πλατφόρμα, τόσο σε μήκος όσο και σε πλάτος, εξασφαλίζοντας την ανύψωση κάθε αυτοκινήτου. Ενώ το Σχήμα 1.6 δείχνει έναν ανυψωτήρα εξοπλισμένο με ρυθμιζόμενους βραχίονες. Μερικά από τα χαρακτηριστικά των ανυψωτήρων αυτών είναι τα εξής:

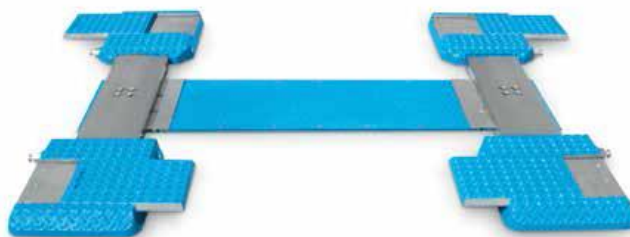
- Φέρουσα ικανότητα 3,5 t.
- Ηλεκτροϋδραυλικός μηχανισμός κίνησης.
- Ο κινητήρας έχει ισχύ 3 kW.
- Μηχανικός σύνδεσμος για τον συγχρονισμό των κυλίνδρων, εξασφαλίζοντας την ισόπεδη ανύψωση, ανεξάρτητα από την κατανομή του βάρους.
- Βαλβίδες ασφαλείας για τον έλεγχο της ταχύτητας καθόδου αλλά και για την υπερφόρτιση
- Βαλβίδες αέρος που επιτρέπουν την επείγουσα κάθοδο του οχήματος.
- Ασφαλής και γρήγορη τοποθέτηση του οχήματος λόγω του χαμηλού ελάχιστου ύψους το οποίο είναι 65 mm.
- Το μοντέλο Art. 2002 έχει ρυθμιζόμενη πλατφόρμα κατά το μήκος και κατά το πλάτος εξασφαλίζοντας την ανύψωση οχημάτων διαφορετικών πλατών. (Σχήμα 1.7)
- Το μοντέλο Art. 2005 έχει ρυθμιζόμενους βραχίονες με rubber pads. (Σχήμα 1.8)
- Λόγω του μικρού όγκου του ανυψωτήρα αυξάνεται η ασφάλεια στον χώρο εργασίας.



**Σχήμα 1.5:** «In ground» ανυψωτήρας αυτοκινήτου (Art. 2002 – OMNC). [iv]



**Σχήμα 1.6:** «In ground» ανυψωτήρας αυτοκινήτου (Art. 2005 – ΟΜΝC). [iv]



**Σχήμα 1.7:** Ρυθμιζόμενη πλατφόρμα «in ground» ανυψωτήρα κατά το μήκος και κατά το πλάτος (Art. 2002 – ΟΜΝC). [iv]



**Σχήμα 1.8:** Ρυθμιζόμενοι βραχίονες «in ground» ανυψωτήρα με rubber pads. (Art. 2005 – ΟΜΝC). [iv]

### 1.2.2 Ψαλιδωτοί ανυψωτήρες αυτοκινήτων

Οι ψαλιδωτοί ανυψωτήρες ή ψαλιδωτές ανυψωτικές πλατφόρμες μπορεί να έχουν ένα, δύο ή και τρία ψαλίδια. Υπάρχουν «in ground» και «above ground» ψαλιδωτοί ανυψωτήρες, όπως δείχνουν τα Σχήματα 1.9 έως 1.13. Είναι ιδανικοί για

συνεργεία επιδιόρθωσης αυτοκινήτων που θέλουν να εξοικονομήσουν πολύτιμο χώρο εργασίας. Οι ανυψωτήρες αυτοί είναι κατασκευασμένοι από ποιοτικά υλικά και συστήματα ασφαλείας που τους καθιστούν ασφαλείς, δυνατούς και για μακροχρόνια χρήση. Παρακάτω θα παρουσιάσουμε κάποια μοντέλα ψαλιδωτών ανυψωτήρων.

Στο Σχήμα 1.9 φαίνεται μια ψαλιδωτή ανυψωτική πλατφόρμα μικρών διαστάσεων αποτελούμενη από μονά ψαλίδια. Η πλατφόρμα αυτή είναι σχεδόν επίπεδη, έχει ελάχιστο ύψος 100 mm, μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεταφερόμενη οπουδήποτε μέσα στο συνεργείο και δεν απαιτεί συναρμολόγηση. Παρέχει άνετη εργασία στο σέρβις ελαστικών και φρένων σε οχήματα έως 3t, το ύψος ανύψωσης είναι έως 930 mm και ο χρόνος ανύψωσης 30 s. Ο μηχανισμός κίνησης της είναι ηλεκτροϋδραυλικός και ο κινητήρας έχει ισχύ 2,2 kW.



**Σχήμα 1.9:** Ψαλιδωτός ανυψωτήρας (VLS 3130 – Bosch). [v]

Στο Σχήμα 1.10 φαίνεται μια ψαλιδωτή ανυψωτική πλατφόρμα με διπλά ψαλίδια και υδραυλικό σύστημα αντιστάθμισης. Η πλατφόρμα αυτή είναι σχεδόν επίπεδη, έχει ελάχιστο ύψος 105 mm, φέρουσα ικανότητα 3,2 t, το ύψος ανύψωσης είναι έως 1945 mm και ο χρόνος ανύψωσης 45s. Ο μηχανισμός κίνησης της είναι ηλεκτροϋδραυλικός και ο κινητήρας έχει ισχύ 3,0 kW.



**Σχήμα 1.10:** Ψαλιδωτός ανυψωτήρας (VLS 3130 H – Bosch). [v]



**Σχήμα 1.11:** «Above ground» ψαλιδωτός ανυψωτήρας (Atlas SLP-9K). [vi]

Στα Σχήματα 1.12 και 1.13 παρουσιάζονται ηλεκτροϋδραυλικοί ψαλιδωτοί ανυψωτήρες για ενσωμάτωση μέσα στο πάτωμα, «in ground» ψαλιδωτοί ανυψωτήρες. Ο ψαλιδωτός ανυψωτήρας του Σχήματος 1.13 έχει φέρουσα ικανότητα 3,5 t, το ύψος ανύψωσης είναι έως 1800 mm. Ο μηχανισμός κίνησης του είναι ηλεκτροϋδραυλικός και ο κινητήρας έχει ισχύ 3,3 kW.



**Σχήμα 1.12:** «In ground» ψαλιδωτός ανυψωτήρας (Atlas FM9SL). [vii]





**Σχήμα 1.13:** Ψαλιδωτός «in ground» ανυψωτήρας (Art. 705 - OMCN). [iv]

### 1.2.3 «Above ground» ανυψωτήρες αυτοκινήτων

Οι «above ground» ανυψωτήρες αυτοκινήτων αποτελούνται από μια (one post car lifts), δύο (2 post car lifts) ή και τέσσερις κολώνες (4 post car lifts). Ανάλογα με τον μηχανισμό κίνησης κατηγοριοποιούνται σε ηλεκτρομηχανικούς και ηλεκτρουδραυλικούς ανυψωτήρες. Στους ηλεκτρομηχανικούς ανυψωτήρες η ισχύς που απαιτείται για την ανύψωση του αυτοκινήτου μεταφέρεται με μηχανικό τρόπο, μέσω κοχλιών κίνησης. Αντίθετα, στους ηλεκτρουδραυλικούς ανυψωτήρες η ανύψωση επιτυγχάνεται με την βοήθεια δύο υδραυλικών κυλίνδρων. Βασικό πλεονέκτημα των ηλεκτρουδραυλικών έναντι των ηλεκτρομηχανικών ανυψωτήρων είναι ότι αφού δεν υπάρχουν μηχανικά μέρη δεν παρουσιάζουν σημαντική φθορά και έτσι μειώνεται κατά πολύ το κόστος συντήρησης. Τα μηχανικά μέρη του ηλεκτρομηχανικού ανυψωτήρα φθείρονται και απαιτείται κάποιο κόστος για την συντήρηση του.

Οι σύγχρονοι «above ground post lifts» περιέχουν όλα τα χαρακτηριστικά μιας μακροχρόνιας διαδικασίας βελτιστοποίησης και εξέλιξης στον τομέα της ανύψωσης αυτοκινήτων, καθιστώντας την καθημερινή εργασία του μηχανικού εύκολη, λειτουργική και αξιόπιστη. Επίσης πληρούν ακόμη και τις πιο αυστηρές προδιαγραφές για τα ευρωπαϊκά και παγκόσμια πρότυπα. Βασικά τους πλεονεκτήματα είναι ότι είναι αρκετά οικονομικοί και εύκολο να τοποθετηθούν. Παρακάτω παρουσιάζονται κάποια μοντέλα και τα χαρακτηριστικά τους.

Το Σχήμα 1.14 δείχνει έναν μονοκόλωνα ανυψωτήρα φέρουσας ικανότητας 2t.



**Σχήμα 1.14:** Μονοκόλωνος ανυψωτήρας φέρουσας ικανότητας 2t. (OMCN 500) [iv]

Στα Σχήματα 1.15 έως 1.19 παρουσιάζονται ηλεκτρομηχανικοί ανυψωτήρες δύο κολώνων (δικόλωνοι) διαφόρων εταιρειών. Οι ηλεκτρομηχανικοί ανυψωτήρες δύο κολώνων χωρίζονται σε δύο κατηγορίες, αυτούς που έχουν βάση (with chain drive) και αυτούς που δεν έχουν βάση (no connection). Οι ανυψωτήρες με βάση είναι αυτοί οι οποίοι έχουν ένα κινητήρα και στην βάση τους μια αλυσοκίνηση για την μετάδοση της κίνησης από τον ένα κοχλία στον άλλο (Σχήματα 1.15 και 1.16), ενώ οι ανυψωτήρες χωρίς βάση χρησιμοποιούν δύο κινητήρες με την ίδια ισχύ (έναν για κάθε κοχλία) (Σχήματα 1.18 και 1.19). Μερικά από τα βασικά χαρακτηριστικά τους είναι τα εξής:

- Εξοικονόμηση χώρου
- Η συντήρηση και η επισκευή μπορούν να πραγματοποιηθούν γρήγορα.
- Το ευρύ φάσμα περιστροφής των βραχιόνων στήριξης και ο εργονομικός σχεδιασμός τους επιτρέπει την ανύψωση κάθε είδους αυτοκινήτου.
- Οι κολώνες είναι σε μερική κλίση επιτρέποντας την εύκολη τοποθέτηση του οχήματος και το εύκολο άνοιγμα κάθε πόρτας στο αυτοκίνητο, δίνοντας πλήρη προσβασιμότητα στον μηχανικό.

Στο Σχήμα 1.15 παρουσιάζεται ηλεκτρομηχανικός ανυψωτήρας δύο κολώνων με αλυσοκίνηση, δυναμικότητας 2,3t της εταιρείας OMCN κατάλληλος για ΙΧ επιβατικά αυτοκίνητα και βαν, μοντέλο ART.199/UE. Έχει τα εξής τεχνικά χαρακτηριστικά:

- Ηλεκτρομηχανική λειτουργία
- Κινητήρας 3,3 kW
- Ύψος ανύψωσης 1975 mm.
- Η ανύψωση γίνεται με την βοήθεια τραπεζοειδών περιστρεφόμενων κοχλιών κίνησης (σπειρωμάτων), οι οποίοι είναι κατασκευασμένοι από χάλυβα υψηλής αντοχής, έτσι ώστε να μπορεί να γίνει αυτόματη πέδηση.
- Εσωτερικές πλήρως προστατευόμενες ράγες.
- Περικόχλια κατασκευασμένα από ειδικό υλικό για την ελαχιστοποίηση της λίπανσης.
- Αυτοπροστατευόμενα περικόχλια ασφαλείας.



- Μονοκόματο πλαίσιο.
- 4 κυλίνδρους ολίσθησης σε κάθε ράγα και 4 ρυθμιζόμενους οδηγούς οι οποίοι εξασφαλίζουν την ιδανική πρόσφυση και την ομαλή λειτουργία του ανυψωτήρα.
- Μετάδοση κίνησης μεταξύ των κοχλιών μέσω αλυσίδας με ηλεκτρική αντιολισθητική προστασία με σκοπό την εξασφάλιση αθόρυβης λειτουργίας και υψηλότερης ελαστικότητας.
- Μεγάλος κινητήρας με θερμική προστασία λόγω υπερφόρτισης.
- Πλήρως προ-συναρμολογημένο πλαίσιο και βαμμένο με εποξική βαφή.
- Εξοπλισμένος με αντλία λίπανσης.
- Μπορεί να τοποθετηθεί και σε έδαφος με κακή επιφάνεια αγκύρωσης



**Σχήμα 1.15:** α. Δικόλωνος ανυψωτήρας 3,2t με οδηγό αλυσίδα (3,3kW) (ART.199/UE - OMCN), β. Περιστρεφόμενοι βραχίονες, γ. τακάκια (pads) δ. Ηλεκτροκινητήρας, ε. Ιμαντοκίνηση [iv]

Στο Σχήμα 1.16 παρουσιάζεται ηλεκτρομηχανικός ανυψωτήρας δύο κολώνων με αλυσοκίνηση, δυναμικότητας 3t της εταιρείας BOSCH κατάλληλος για ΙΧ επιβατικά αυτοκίνητα και βαν, μοντέλο VLE 2130. Έχει τα εξής τεχνικά χαρακτηριστικά:

- Χρόνος ανύψωσης 45 δευτερόλεπτα.
- Μειωμένη φθορά χάρη στο ειδικό μπρούτζινο φέρον παξιμάδι.
- Λιγότερη συντήρηση χάρη στην άτρακτο ανύψωσης αυτόματης λίπανσης.

- Άνετη εργασία κάτω από το όχημα χάρη στο ύψος ανύψωσης 2000 mm.
- Κατάλληλο και για χαμηλωμένα σπορ οχήματα: Ελάχιστο ύψος 85 mm.
- Ευέλικτο, χωρίς διάκενα κάλυμμα της ατράκτου ανύψωσης – δεν υπάρχει πιθανότητα διαρροής λαδιού, η πλατφόρμα παραμένει καθαρή.
- Η χαμηλή ενίσχυση των βραχιόνων ανύψωσης και το τέρμα των θυρών από λάστιχο αποτρέπει τις ζημιές κατά το άνοιγμα της πόρτας του οχήματος.
- Ξεκούραστος χειρισμός μέσω κουμπιών αντί λαβών περιστροφής.



(α)



(β)



(γ)



(δ)

**Σχήμα 1.16:** α. Δικόλωνος ανυψωτήρας 3t με οδηγό αλυσίδα (3 kW) (VLE 2130 - BOSCH) , β. Περιστρεφόμενοι βραχίονες στήριξης με επέκταση, γ. Οδηγός αλυσίδα για την δεύτερη κολώνα δ. Στοπ πόρτας από καουτσούκ [v]

Στο Σχήμα 1.17 παρουσιάζεται ηλεκτρομηχανικός ανυψωτήρας δύο κολώνων με αλυσοκίνηση, δυναμικότητας 3t της εταιρείας WERTHERINT, μοντέλο 253/3. Εδώ η μετάδοση κίνησης από τον ένα κοχλία στον άλλο γίνεται μέσω κωνικών οδοντωτών τροχών που βρίσκονται στον άξονα μετάδοσης κίνησης και οι οποίοι λιπαίνονται και δεν απαιτούν συντήρηση.



(α)



(β)



(γ)

**Σχήμα 1.17:** α. Δικόλωνος ανυψωτήρας 3t με άξονα μετάδοσης κίνησης (shaft transmission) ( 253/3 - WERTHER), β. Μετάδοση κίνησης μέσω κωνικών οδοντωτών τροχών και ενός άξονα. γ. Χάλκινο περικόχλιο με υψηλή αντοχή στην φθορά για μεγαλύτερη ασφάλεια. [ix]

Στα Σχήματα 1.18 και 1.19 παρουσιάζονται δικόλωνοι ηλεκτρομηχανικοί ανυψωτήρες με δύο κινητήρες (χωρίς βάση). Εδώ η μετάδοση κίνησης σε κάθε κολώνα γίνεται από τον κάθε κινητήρα. Οι δύο κινητήρες έχουν ίδια ισχύ. Τα βασικά χαρακτηριστικά των ανυψωτήρων χωρίς βάση είναι ίδια με εκείνα των ανυψωτήρων με βάση. Κάποια μοντέλα έχουν σύστημα ελέγχου ύψους έτσι ώστε όταν το όχημα περάσει κάποιο ύψος σταματάει η ανύψωση για λόγους ασφάλειας.



**Σχήμα 1.18:** Δικόλωνος ανυψωτήρας 3,2t με 2 κινητήρες (2 kW)  
(ART.199/UE - OMCN) [iv]



**Σχήμα 1.19:** Δικόλωνος ανυψωτήρας 3t με 2 κινητήρες (2x3 kW).  
(VLE 2130 EL - BOSCH) [v]

Στα Σχήματα 1.20 και 1.21 παρουσιάζονται ηλεκτροϋδραυλικοί ανυψωτήρες δύο κολώνων. Τα βασικά πλεονεκτήματα των ηλεκτροϋδραυλικών ανυψωτήρων είναι η μεγάλη διάρκεια ζωής, χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης και η μείωση στην κατανάλωση ενέργειας. Λόγω του ότι ο ανυψωτήρας είναι υδραυλικός δεν έχει περικόχλια-οδηγούς (supporting nuts) έτσι ώστε να υπάρχει φθορά. Το Σχήμα 1.20 δείχνει ένα ηλεκτροϋδραυλικό ανυψωτήρα δύο κολώνων, δυναμικότητας 3,2t της εταιρείας OMCN κατάλληλος για ΙΧ επιβατικά αυτοκίνητα, μοντέλο ART.199/YC (2,2 kW). Έχει τα εξής τεχνικά χαρακτηριστικά:

- Ηλεκτροϋδραυλική λειτουργία.
- Μείωση των παρεμβάσεων συντήρησης (Μείωση της συχνότητας των συντηρήσεων) χάρη στη μεγάλη διάρκεια ζωής που έχουν τα εξαρτήματα του ανυψωτήρα και την πλήρη απουσία καλωδίων, αλυσίδων, τροχαλιών, ρουλεμάν, κοχλιών και οδηγών περικοχλίων.
- Συγχρονισμός των δύο saddles ανεξάρτητα από την κατανομή του φορτίου.
- Παρέχει μηχανική ασφάλεια με αυτόματη σύνδεση.
- Οι βαλβίδες ασφαλείας τοποθετούνται απευθείας στους κυλίνδρους.
- Συσκευή ασφαλείας στην παρουσία εμποδίων στην φάση καθόδου του ανυψωτήρα.
- Έλεγχος ταχύτητας αντιστάθμισης.
- Προστασία ποδιών και αυτόματο κλείδωμα του βραχίονα.
- Χαμηλή τάση 24V και εργονομική θέση των χειριστηρίων.
- Συσκευή για την αποφυγή της σύγκρουσης στο πάνω μέρος του πλαισίου.
- Βαμμένο με εποξική βαφή.



**Σχήμα 1.20:** Δικόλωνος ηλεκτροϋδραυλικός ανυψωτήρας 3,2t (2,2 kW).  
(ART.199/UE - OMCN) [iv]

Το Σχήμα 1.21 δείχνει έναν ηλεκτροϋδραυλικό ανυψωτήρα της εταιρείας BOSCH, μοντέλο VLH 2140. Μερικά από τα χαρακτηριστικά του είναι:

- Ηλεκτροϋδραυλική ανυψωτική δικόλωνα πλατφόρμα χωρίς βασικό πλαίσιο.
- Καλυμμένη υδραυλική μονάδα από τη Bosch Rexroth με χαμηλή στάθμη θορύβου.
- Βελτιωμένη κατασκευή για την υποδοχή επιβατικών οχημάτων. Τα φορεία ανύψωσης που έχουν περιστραφεί κατά 45° αποτελούν εγγύηση για μέγιστη ελευθερία θυρών και βοηθούν κατά την υποδοχή οχημάτων με κοντά αλλά και μακριά μεταξόνια.
- Συμβατότητα με επιβατικά οχήματα, πολλά ελαφρά φορτηγά και μικρά φορτηγά.
- Επάνω αυτόματη απενεργοποίηση (δύο λειτουργίες): 1. Απενεργοποίηση στο μέγιστο ύψος ανύψωσης 2. Προστασία του οχήματος κατά την ανύψωση.
- Κατέβασμα χωρίς ρεύμα: Η ταχύτητα κατεβάσματος μπορεί να ρυθμίζεται χωρίς διαβάθμιση, έτσι τα οχήματα μπορούν να ρυθμιστούν με ακρίβεια στο ύψος.
- Αυτόματες ασφάλειες (και στις δύο κολόνες).
- Συγχρονισμένη λειτουργία χάρη στα συρματόσχοινα.
- Δύο χωρίς ανάγκη συντήρησης υδραυλικοί κύλινδροι, υδραυλικά εξαρτήματα υψηλής ποιότητας.



**Σχήμα 1.21:** Δικόλωνος ηλεκτροϋδραυλικός ανυψωτήρας 4 metric t (2,2 kW).  
(VLH 2140 - BOSCH) [iv]

### 1.3 ΝΟΜΟΘΕΤΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΑΝΥΨΩΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ

Από το 1993, τα ανυψωτικά μηχανήματα τα οποία κατασκευάζονται, διατίθενται στην αγορά, εγκαθίστανται και λειτουργούν υποχρεούνται να συμμορφώνονται προς τις απαιτήσεις

- του ΠΔ 57/2010 (ΦΕΚ 97/Α'/25.06.2010) «Προσαρμογή της Ελληνικής Νομοθεσίας προς την Οδηγία 2006/42/ΕΚ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου σχετικά με τα μηχανήματα και την τροποποίηση της οδηγίας 95/16/ΕΚ και κατάργηση των Π.Δ. 18/96 και 377/93» και
- της ΚΥΑ υπ.αρ. Οικ 15085/593/25.08.2003 (ΦΕΚ 1186/Β/2003) «Κανονισμός Ελέγχων Ανυψωτικών Μηχανημάτων» για τον αρχικό έλεγχο και τον περιοδικό επανέλεγχο των ανυψωτικών μηχανημάτων.

Σύμφωνα με το άρθρο 2 της υπ. αριθμ. οικ. 15085/593 ΚΥΑ (ΦΕΚ 1186/Β'/25.08.2003) «Κανονισμός Ελέγχων Ανυψωτικών Μηχανημάτων», τα ανυψωτικά μηχανήματα ανάλογα με την επικινδυνότητά τους, κατατάσσονται σε τρεις κατηγορίες, την υψηλή, τη μέση και τη χαμηλή. Οι ανυψωτήρες αυτοκινήτων ανήκουν στα χαμηλής επικινδυνότητας ανυψωτικά μηχανήματα.

#### Αρχική διάθεση στην αγορά

Σύμφωνα με τις απαιτήσεις του ΠΔ 57/2010 (ΦΕΚ 97/Α'/25.06.2010) «Προσαρμογή της Ελληνικής Νομοθεσίας προς την Οδηγία 2006/42/ΕΚ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου σχετικά με τα μηχανήματα και την τροποποίηση της οδηγίας 95/16/ΕΚ και κατάργηση των Π.Δ. 18/96 και 377/93», τα ανυψωτικά μηχανήματα οφείλουν:

- a) Να φέρουν ευκρινή, ευανάγνωστη και ανεξίτηλη σήμανση που θα παρέχει τουλάχιστον τα ακόλουθα στοιχεία:
  - Την εμπορική επωνυμία και την πλήρη διεύθυνση του κατασκευαστή, και, ενδεχομένως, του εντολοδόχου του.
  - Την περιγραφή του μηχανήματος.
  - Τη σήμανση «CE».
  - Την περιγραφή της σειράς ή του τύπου.
  - Τον αριθμό σειράς εάν υπάρχει.
  - Το έτος κατασκευής, ήτοι το έτος κατά το οποίο ολοκληρώθηκε η διαδικασία κατασκευής.
- b) Να συνοδεύονται, μεταξύ άλλων, από τα ακόλουθα έγγραφα:
  - Τη Δήλωση Συμμόρφωσης ΕΚ στην Ελληνική γλώσσα.
  - Οδηγίες χρήσης στην Ελληνική γλώσσα.
  - Σχέδια, διαγράμματα, περιγραφές κλπ, που απαιτούνται για την χρήση, τη συντήρηση και την επισκευή του μηχανήματος και για την επαλήθευση της ορθής λειτουργίας του.

Πριν από τη διάθεση του μηχανήματος στην αγορά ή/και την έναρξη χρήσης του, ο κατασκευαστής, ή ο εξουσιοδοτημένος αντιπρόσωπός του, ή ο εισαγωγέας όταν πρόκειται για εισαγόμενο ανυψωτικό μηχάνημα από τρίτη εκτός ΕΕ χώρα και το διαθέτει με την επωνυμία του ή το δικό του εμπορικό σήμα, εξασφαλίζει ότι:

- Το μηχάνημα πληροί τις σχετικές απαιτήσεις υγείας και ασφάλειας.
- Ο τεχνικός φάκελος είναι διαθέσιμος.

- Παρέχει τις αναγκαίες πληροφορίες, όπως οδηγίες χρήσης, σχέδια, διαγράμματα.
- Εφαρμόζει τις δέουσες διαδικασίες εκτίμησης της συμμόρφωσης.
- Συντάσσει τη δήλωση συμμόρφωσης ΕΚ και ότι η δήλωση αυτή συνοδεύει το μηχάνημα σε κάθε περίπτωση.
- Επιθέτει ορθά τη σήμανση CE.

Για τα ανυψωτικά μηχανήματα που κατασκευάστηκαν μετά το 1993, ο κατασκευαστής οφείλει να χορηγήσει στον ιδιοκτήτη τα ανωτέρω αναφερόμενα συνοδευτικά έγγραφα.

Για περιπτώσεις όπου τα ανωτέρω έγγραφα δεν είναι δυνατόν να ανακτηθούν από τον κατασκευαστή, για πολύ ουσιαστικούς λόγους (π.χ. ο κατασκευαστής δεν υφίσταται πλέον, ή ο τεχνικός φάκελος δεν είναι πλέον διαθέσιμος λόγω παλαιότητας, ή το ανυψωτικό μηχάνημα μεταπωλήθηκε χωρίς να δοθούν στο νέο ιδιοκτήτη τα απαιτούμενα έγγραφα), ο ιδιοκτήτης οφείλει να ανασυστήσει τον τεχνικό φάκελο του μηχανήματος και να προβεί στις απαραίτητες διαδικασίες συμμόρφωσης του ανυψωτικού μηχανήματος. Στις περιπτώσεις αυτές, η δήλωση συμμόρφωσης ΕΚ υπογράφεται από τον ιδιοκτήτη.

### **Αρχικός και περιοδικός επανέλεγχος**

Όλα τα ανυψωτικά μηχανήματα, ανεξαρτήτως ημερομηνίας πρώτης εγκατάστασης και λειτουργίας, υπόκεινται σε περιοδικό επανέλεγχο. Τα ανυψωτικά μηχανήματα σύμφωνα με το άρθρο 4 της υπ. αριθμ. οικ. 15085/593 ΚΥΑ (ΦΕΚ 1186/Β'/25.08.2003) «Κανονισμός Ελέγχων Ανυψωτικών Μηχανημάτων», υπόκεινται υποχρεωτικά:

- Σε αρχικό έλεγχο Τύπου ΑΑ με φορτία και εντός συγκεκριμένων χρονικών περιθωρίων όπως ορίζονται στην ΚΥΑ, ώστε να εξασφαλιστεί η σωστή εγκατάσταση και καλή λειτουργία τους όταν τα ανυψωτικά μηχανήματα εγκαταστάθηκαν και λειτούργησαν πρώτη φορά μετά την 25/02/2004, ή συναρμολογήθηκαν, μετατράπηκαν ή υπέστησαν σοβαρή επισκευή μετά την 25/02/2004 ανεξαρτήτως ημερομηνίας πρώτης εγκατάστασης και λειτουργίας.
- Σε περιοδικό επανέλεγχο Τύπου Β (ενδιάμεσος έλεγχος χωρίς φορτία).
- Σε περιοδικό επανέλεγχο Τύπου Α (πλήρης έλεγχος με φορτία).

## **1.4 ΒΑΣΙΚΟΙ ΚΑΝΟΝΕΣ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΤΩΝ ΑΝΥΨΩΤΗΡΩΝ**

Είναι πολύ σημαντικό για την ασφάλεια των εργαζομένων και του αυτοκινήτου, να μην υπάρξει πτώση από τον ανυψωτήρα. Η έλλειψη κατάρτισης, τα σφάλματα χειρισμού, η παράληψη συντήρησης και η μη πραγματοποίηση των απαιτούμενων επιθεωρήσεων μπορεί να προκαλέσει ατυχήματα που σχετίζονται με τον ανυψωτήρα.

Είτε χρησιμοποιούνται ανυψωτήρες «in ground» είτε «above ground» για αυτοκίνητα και ελαφρά φορτηγά οχήματα πρέπει να τηρηθούν οι εξής βασικοί κανόνες [i]:

1. Παροχή κατάλληλης εκπαίδευσης στους μηχανικούς πριν τους επιτραπεί να λειτουργήσουν τον εξοπλισμό ανύψωσης. Εάν στις εγκαταστάσεις χρησιμοποιούνται περισσότεροι από έναν τύπο ανυψωτήρα, πρέπει να παρέχεται εκπαίδευση για κάθε τύπο. Οι χρήστες των ανυψωτήρων πρέπει να γνωρίζουν το μέγιστο όριο βάρους, πως λειτουργούν τα χειριστήρια, τα χαρακτηριστικά ασφαλείας του ανυψωτήρα, τους κανόνες για ασφαλή



ανύψωση και τις διαδικασίες για σωστή καθαριότητα. Επίσης, πρέπει να βεβαιωθούν ότι όλες οι απαραίτητες ετικέτες ασφαλείας και οι οδηγίες χρήσης είναι πάνω στον ανυψωτήρα ή βρίσκονται κοντά στα χειριστήρια.

2. Οι χειριστές των ανυψωτήρων αυτοκινήτων πρέπει έχουν διαρκή επίγνωση των κινδύνων που εμφανίζονται κατά την ανύψωση των αυτοκινήτων. Πρέπει επίσης να είναι ενήμεροι για το τι συμβαίνει (να προσέχουν τι συμβαίνει) στην περιοχή γύρω από τον ανυψωτήρα και να μην επιτρέπουν σε μη εξουσιοδοτημένα άτομα να εισέλθουν στην περιοχή ανύψωσης.
3. Οι χρήστες των ανυψωτήρων πρέπει να φοράνε τον κατάλληλο εξοπλισμό προσωπικής προστασίας. Ένας από τους κινδύνους της εργασίας κάτω από ανυψωμένα αυτοκίνητα είναι η πτώση αντικειμένων. Απαιτείται η χρήση γυαλιών ασφαλείας για την προστασίας των ματιών και καπέλων ασφαλείας για την προστασία του κεφαλιού από το κάτω μέρος του αυτοκινήτου.
4. Δεν πρέπει το όχημα που ανυψώνεται να υπερβαίνει σε βάρος την φέρουσα ικανότητα του ανυψωτήρα (μέγιστο βάρος ανύψωσης). Το ονομαστικό φορτίο πρέπει να αναγράφεται σε εμφανές και ευδιάκριτο σημείο πάνω στον ανυψωτήρα.
5. Πρέπει πάντα να γίνεται χρήση των προκαθορισμένων σημείων ανύψωσης του ανυψωτήρα.
6. Πριν την ανύψωση πρέπει ο χρήστης να ελέγξει ότι το όχημα είναι κεντραρισμένο και θα ισορροπήσει σωστά πάνω στον ανυψωτήρα.
7. Πρέπει να έχει γίνει έλεγχος για την σωστή λειτουργία των συστημάτων κλειδώματος ασφαλείας.
8. Στην περίπτωση ανυψωτήρα πλατφόρμας πρέπει να έχουν ασφαλιστεί οι ρόδες του οχήματος.



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΚΟΧΛΙΕΣ

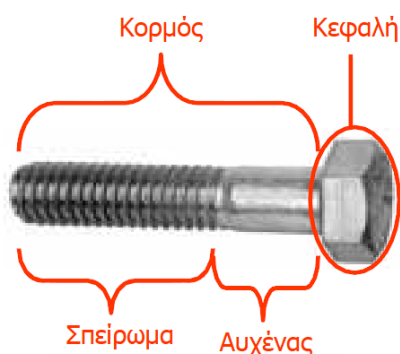
### 2.1 ΓΕΝΙΚΑ

Ο κοχλίας ή βίδα ή μπουλόνι (Σχήμα 2.1) είναι το στοιχείο που χρησιμοποιείται περισσότερο από κάθε άλλο στις κατασκευές και κατά τον πιο πολύπλευρο τρόπο. Με τους κοχλίες όχι μόνο συναρμολογούμε μηχανές, αλλά συνδέουμε προσωρινά ή μόνιμα μεταλλικά τμήματα στις δομικές κατασκευές όπως για παράδειγμα οι στέγες, οι γέφυρες και άλλα. Μια άλλη χρήση του κοχλία είναι η μεταφορά ισχύος μετατρέποντας την περιστροφική κίνηση σε μεταφορική. Κατασκευάζεται και τυποποιείται σε μεγάλη ποικιλία μορφών.

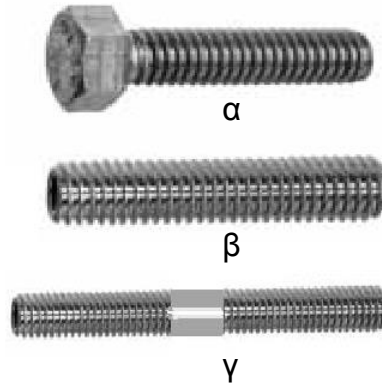


Σχήμα 2.1: Κοχλίες. [a]

Κάθε κοχλίας αποτελείται από τον κυλινδρικό κορμό και την κεφαλή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.2. Στον κορμό διακρίνουμε δύο μέρη. Το αυλακωτό, που είναι το τμήμα που φέρει την αυλάκωση και τον αυχένα, που είναι το τμήμα του κοχλία που δεν φέρει αυλάκωση. Ο αυχέννας βρίσκεται κάτω από την κεφαλή. Μερικοί κοχλίες δεν έχουν αυχένα (Σχήμα 2.3α) και μερικοί δεν έχουν κεφαλή (Σχήμα 2.3β).

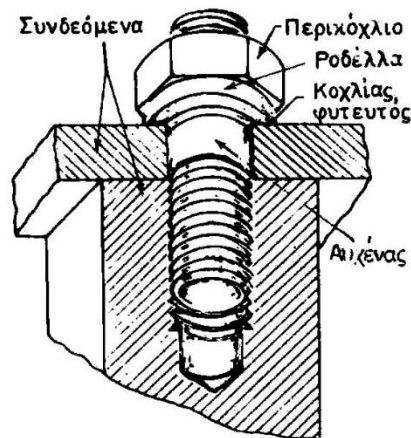


Σχήμα 2.2: Μέρη κοχλία. [b]



**Σχήμα 2.3:** α. Κοχλίες χωρίς αυχένα, β. Κοχλίες χωρίς αυχένα και χωρίς κεφαλή, γ. κοχλίες χωρίς κεφαλή με αυχένα στο μέσο του κορμού. [b]

Αξίζει να σημειωθεί ότι υπάρχουν κοχλίες που δεν έχουν κεφαλή και ο αυχένας τους βρίσκεται στο μέσο του κορμού τους (Σχήμα 2.3γ). Αυτοί οι κοχλίες λέγονται φυτευτοί κοχλίες ή μπουζόνια. Ένα τέτοιος κοχλίας φαίνεται στο Σχήμα 2.4. Ο κοχλίας πολύ συχνά συνοδεύεται και από ένα περικόχλιο (παξιμάδι) που είναι απαραίτητο για τη στερέωση του.



**Σχήμα 2.4:** Φυτευτός κοχλίας [1].

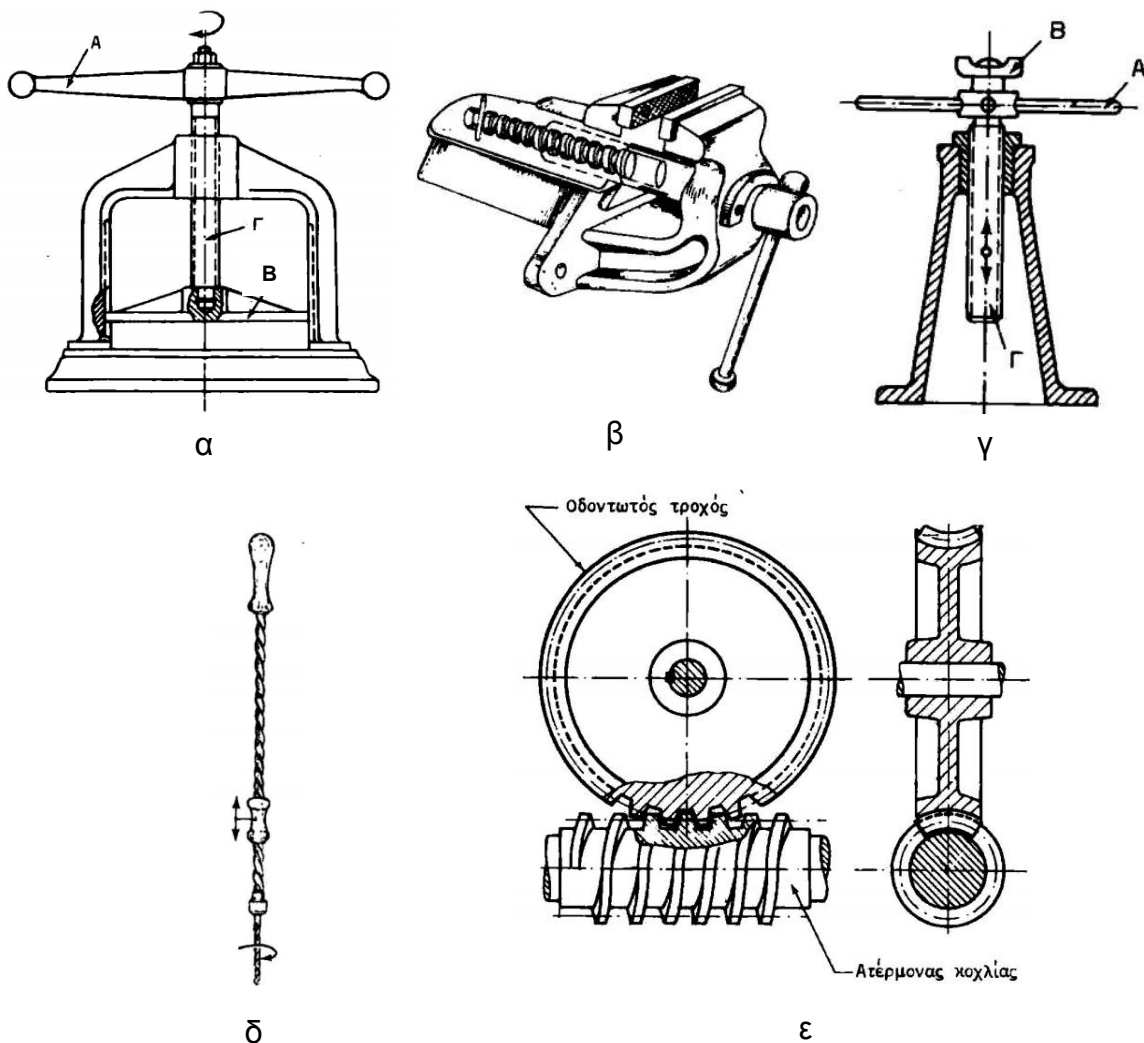
## 2.2 ΕΙΔΗ ΚΟΧΛΙΩΝ

Στις κατασκευές οι κοχλίες δεν χρησιμοποιούνται μόνο ως στοιχεία συνδέσεως, αλλά και ως στοιχεία κινήσεως. Ανάλογα με το είδος της χρησιμοποίησης τους διακρίνονται σε κοχλίες σύσφιγξης (ή σύνδεσης ή στερέωσης) και σε κοχλίες κίνησης.

Οι κοχλίες σύσφιγξης χρησιμοποιούνται γενικά για τη σύνδεση διαφόρων τμημάτων των τεχνικών έργων ή των μηχανών. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι κοχλίες με μετρικό σπείρωμα, σπείρωμα Whitworth και αμερικανικό σπείρωμα.

Οι κοχλίες κίνησης χρησιμοποιούνται για τη μετατροπή της περιστροφικής κίνησης σε γραμμική και το αντίστροφο ή για την επίτευξη μεγάλων δυνάμεων. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι κοχλίες με σπείρωμα τραπεζοειδές, τετραγωνικό και πριονοειδές. Πιο αναλυτικά, οι κοχλίες κίνησης βοηθούν στη μετατροπή:

- Μιας περιστροφικής κίνησης σε ευθύγραμμη, όπως συμβαίνει στην πρέσσα (Σχήμα 2.5α) όπου περιστρέφοντας με το χέρι τον στρόφαλο Α δεξιά ή αριστερά επιτυγχάνεται ευθύγραμμη μετατόπιση της κεφαλής της πρέσσας Β προς τα πάνω ή προς τα κάτω, επειδή αυτή συνδέεται με τον κοχλία Γ. Το ίδιο συμβαίνει στην μέγγενη (Σχήμα 2.5β) και στον γρύλλο (Σχήμα 2.5γ).
- Μιας ευθύγραμμης κίνησης σε περιστροφική, όπως συμβαίνει στα χειροκίνητα τρυπάνια (Σχήμα 2.5δ).
- Μιας περιστροφικής κίνησης ενός κοχλία σε άλλη περιστροφική κίνηση, όπως συμβαίνει στο σύστημα ατέρμονα κοχλία και οδοντωτού τροχού (Σχήμα 2.5ε).



**Σχήμα 2.5:** Χρήσεις κοχλιών κίνησης. [1]

Εκτός από τις ανωτέρω δύο κατηγορίες έχουμε και άλλα είδη κοχλιών, όπως τον κοχλία ρύθμισης για την ρύθμιση οργάνων και συσκευών, τον κοχλία μέτρησης (μικρόμετρο), το κοχλία στεγανοποίησης (τάπες, πώματα) κ.α.

Χαρακτηριστικό του αν ένας κοχλίας ανήκει στους κοχλίες σύνδεσης ή κίνησης είναι η μορφή που έχει η αυλάκωση του κορμού του. Η αυλάκωση αυτή που λέγεται σπείρωμα είναι διαφορετική στους κοχλίες κίνησης. Για να ορίσουμε το σπείρωμα πρέπει πρώτα να περιγράψουμε την ελικοειδή γραμμή.

### 2.3 ΕΛΙΚΟΕΙΔΗΣ ΓΡΑΜΜΗ

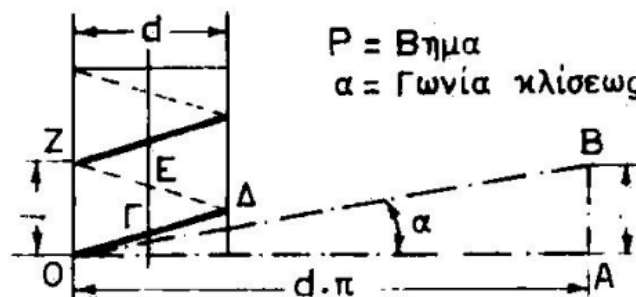
Η ελικοειδής γραμμή παράγεται αν μια ευθεία με γωνία κλίσης  $\alpha$  περιτυλιχθεί γύρω από έναν κύλινδρο με διάμετρο  $d$ . Έστω ότι έχουμε ένα κύλινδρο που έχει διάμετρο  $d$  και χωριστά ένα ορθογώνιο τρίγωνο  $OAB$  πάνω σε χαρτί, όπως δείχνει το Σχήμα 2.6. Το τρίγωνο αυτό έχει την πλευρά  $OA$  ίση με την περιφέρεια του κυλίνδρου, δηλαδή:

$$OA = \pi \cdot d = 3,14 \cdot d \quad (2.1)$$

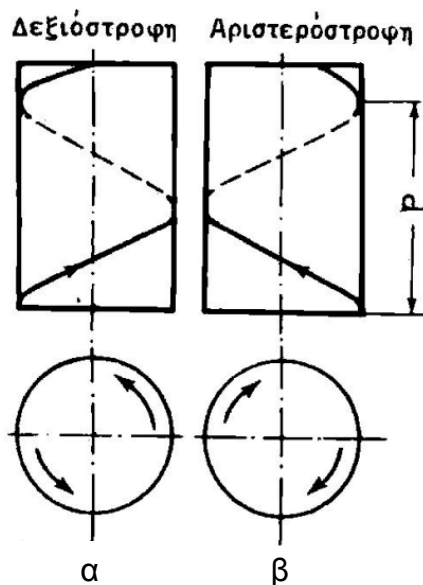
Όταν τυλιχθεί το χαρτινό τρίγωνο πάνω στον κύλινδρο, έτσι ώστε η πλευρά  $OA$  του τριγώνου να περιβάλλει την κυκλική βάση του κυλίνδρου (δηλαδή να συμπίπτει με την περιφέρεια του), τότε η υποτείνουσα  $OB$  του τριγώνου σχηματίζει πάνω στην επιφάνεια του κυλίνδρου τη γραμμή  $ΟΓΔΕΖ$ . Η γραμμή αυτή λέγεται ελικοειδής γραμμή. Ανάλογα με την κατεύθυνση που τυλίγεται το τρίγωνο πάνω στον κύλινδρο δεξιά ή αριστερά αρχίζοντας από το ίδιο πάντα σημείο της βάσεως του κυλίνδρου, η ελικοειδής γραμμή χαρακτηρίζεται ως δεξιόστροφη ή αριστερόστροφη (Σχήμα 2.7). Όπως γνωρίζουμε από τη γεωμετρία, το ορθογώνιο τρίγωνο  $OAB$ , με τη βοήθεια του οποίου χαράχθηκε η ελικοειδής γραμμή, ορίζεται από τη γωνία  $\alpha$  και την κάθετη πλευρά  $AB$ . Το μήκος  $P$  της πλευράς  $AB$  ονομάζεται βήμα της ελικοειδούς γραμμής. Κάθε γενέτειρα λοιπόν του κυλίνδρου τέμνεται από την ελικοειδή γραμμή, όταν αυτή αναπτύσσεται στην επιφάνεια του κυλίνδρου κατά ίσες αποστάσεις  $P$  (Σχήμα 2.7). Τα δύο μεγέθη  $\alpha$  και  $P$  συνδέονται με την τριγωνομετρική σχέση:

$$\tan \alpha = \frac{AB}{OA} = \frac{P}{\pi \cdot d} \quad (2.2)$$

Όπου  $d$  είναι η διάμετρος του κυλίνδρου.

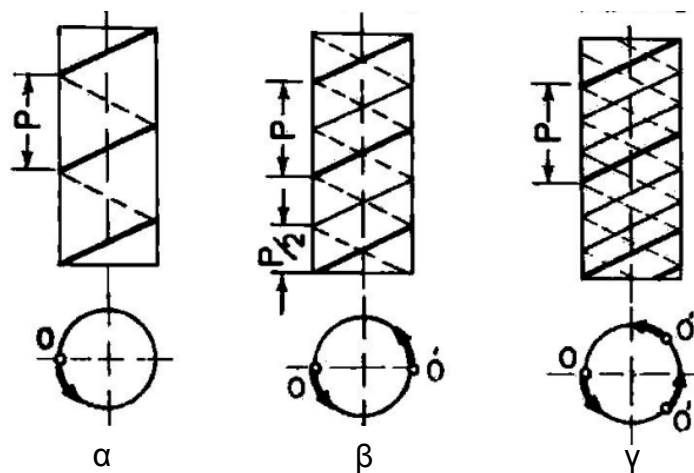


Σχήμα 2.6: Κατασκευή ελικοειδούς γραμμής. [1]



**Σχήμα 2.7:** Ελικοειδής γραμμή. α. δεξιόστροφη β. αριστερόστροφη. [1]

Η ελικοειδής γραμμή που σχηματίζεται σύμφωνα με τον τρόπο που αναπτύχθηκε παραπάνω, δηλαδή με την περιέλιξη του ορθογωνίου τριγώνου  $OAB$  γύρω από τον κύλινδρο με αρχή το σημείο  $O$ , λέγεται ελικοειδής γραμμή απλού βήματος (Σχήμα 2.8α). Αν με την βοήθεια του ίδιου τριγώνου  $OAB$  αλλά με αρχή το σημείο  $O'$ , αντιδιαμετρικό του  $O$  σχηματιστεί μια νέα ελικοειδής γραμμή πάνω στον κύλινδρο (Σχήμα 2.8β) τότε αυτή θα βαίνει παράλληλα προς την προηγούμενη και θα έχει το ίδιο βήμα  $P$ , αφού το τρίγωνο παρέμεινε το ίδιο. Στην περίπτωση όμως αυτή ο κύλινδρος σε ύψος  $P$  περιβάλλεται από δύο παράλληλες ελικοειδείς γραμμές. Κάθε γενέτειρα συνεπώς του κυλίνδρου θα τέμνεται από το ζεύγος αυτό των ελικοειδών γραμμών σε αποστάσεις  $P/2$  όπως δείχνει το Σχήμα 2.8β. Η χάραξη αυτή λέγεται διπλού βήματος γιατί έχουμε χαραγμένες ταυτόχρονα δύο ελικοειδείς γραμμές που προέρχονται από δύο διαφορετικές αρχές. Στην περίπτωση αυτή η απόσταση  $P/2$  που χωρίζει τις δύο ελικοειδείς γραμμές ονομάζεται απόστημα και όχι βήμα. Έτσι στην περίπτωση του διπλού βήματος το απόστημα θα ισούται με  $P/2$  (Σχήμα 8β) και στην περίπτωση του τριπλού βήματος με  $P/3$  (Σχήμα 8γ).

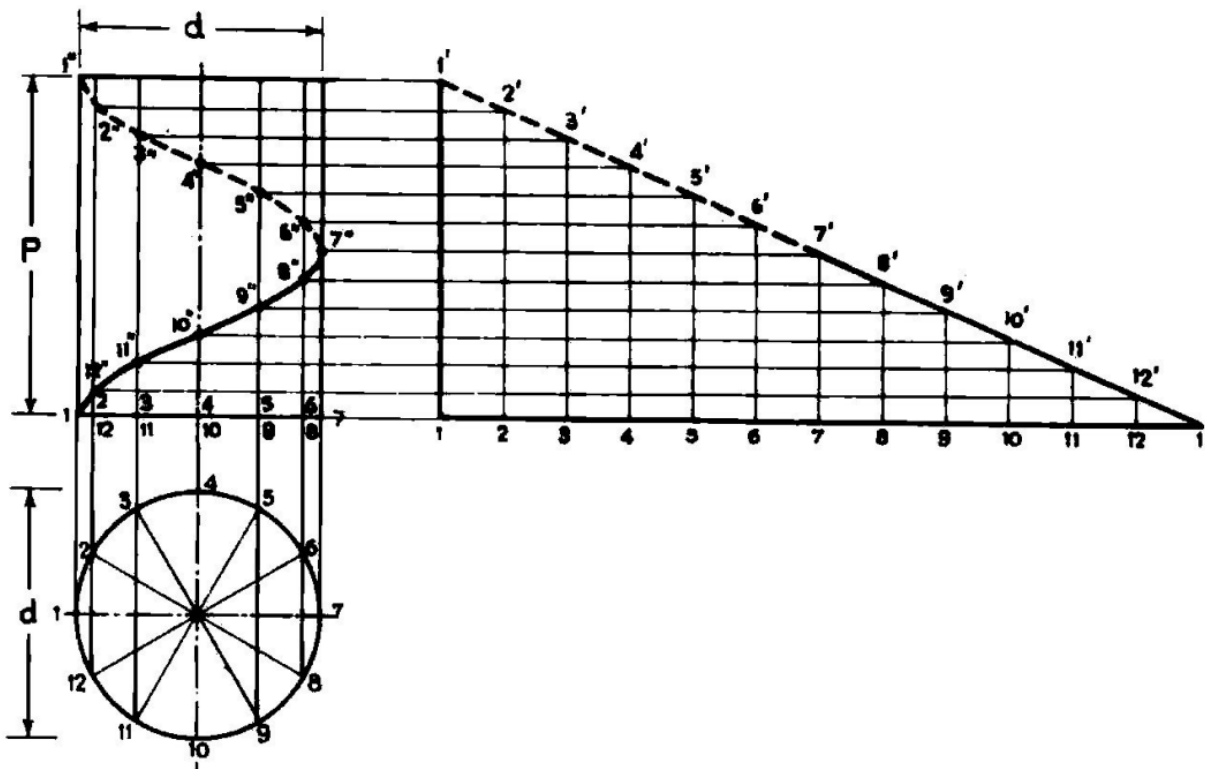


**Σχήμα 2.8:** Ελικοειδής γραμμή. α. απλού βήματος β. διπλού βήματος γ. τριπλού βήματος. [1]

## Κατασκευή ελικοειδούς γραμμής

Όταν γνωρίζουμε το βήμα  $P$  της ελικοειδούς γραμμής και τη διάμετρο  $d$  του κυλίνδρου επάνω στον οποίο εφαρμόζεται αυτή, τότε μπορούμε να σχεδιάσουμε την προβολή της επάνω σε ένα επίπεδο παράλληλο προς τον άξονα του κυλίνδρου, με τον ακόλουθο τρόπο:

Χωρίζουμε την περιφέρεια βάσης του κυλίνδρου καθώς και την υποτείνουσα του τριγώνου που τυλίγεται γύρω από την περιφέρεια βάσης του κυλίνδρου σε ίσα μέρη. Στο Σχήμα 2.9 χωρίζονται και τα δύο σε 12 ίσα μέρη. Πάνω στην περιφέρεια έχουμε τα σημεία 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 και πάνω στην υποτείνουσα τα αντίστοιχα σημεία 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', 8', 9', 10', 11', 12'. Από τα σημεία 1, 2, 3, ..., 12 φέρνουμε κατακόρυφες ευθείες οι οποίες είναι παράλληλες προς τον άξονα του κυλίνδρου. Ενώ από τα σημεία 1', 2', 3', ..., 12' παράλληλες ευθείες οι οποίες είναι παράλληλες προς την βάση του κυλίνδρου. Τα σημεία τομής των αντίστοιχων γραμμών 1'', 2'', 3'', ..., 12'' αποτελούν σημεία της ελικοειδούς γραμμής. Αν ενώσουμε τα σημεία αυτά με τη βοήθεια ενός καμπυλόγραμμου έχουμε τη ζητούμενη προβολή της ελικοειδούς γραμμής, όπως δείχνει το Σχήμα 2.9.



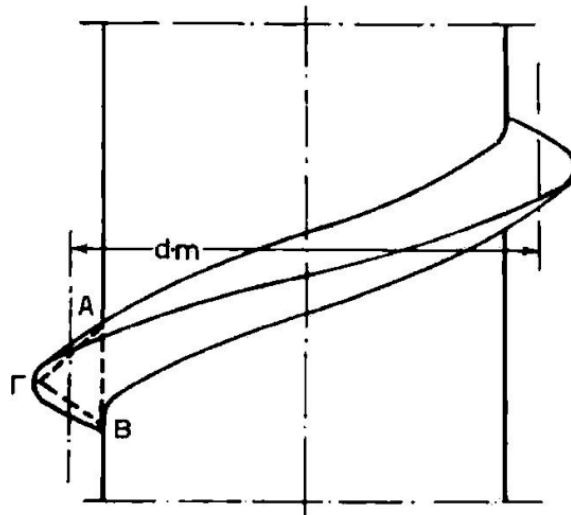
Σχήμα 2.9: Ανάπτυξη ελικοειδούς γραμμής με βήμα  $P$  και γωνία κλίσης  $\alpha$ . [1]

## 2.4 ΣΠΕΙΡΩΜΑΤΑ

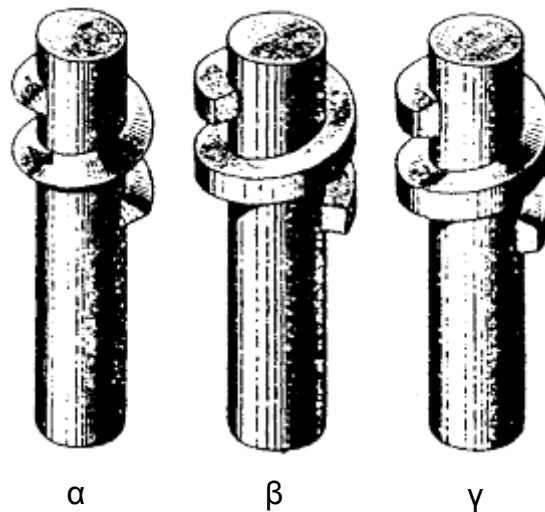
Στον κύλινδρο με διάμετρο  $d$  που παρουσιάσαμε παραπάνω, στον οποίο έχει χαραχθεί μια ελικοειδής γραμμή, περιτυλίγεται ένα εύκαμπτο πρισματικό λουρί π.χ. λάστιχο με τριγωνική διατομή  $AB\Gamma$  όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.10. Το τύλιγμα γίνεται έτσι ώστε η ακμή της κορυφής  $A$  να ταυτίζεται με την ελικοειδή γραμμή που έχει χαραχθεί, η δε πλευρά  $AB$  εφάπτεται συνεχώς στην επιφάνεια του κυλίνδρου. Όταν



το επιτύχουμε αυτό, βλέπουμε ότι σχηματίζεται επάνω στον κύλινδρο μια στερεή προεξοχή. Η προεξοχή αυτή αποτελεί ένα σπείρωμα, και επειδή το λουρί έχει τριγωνική διατομή είναι ένα τριγωνικό σπείρωμα (Σχήμα 11α). Αν η διατομή του ιμάντα είναι ορθογωνική, το σπείρωμα είναι ορθογωνικό (Σχήμα 11β), αν είναι τραπεζοειδής το σπείρωμα είναι τραπεζοειδές (Σχήμα 11γ).

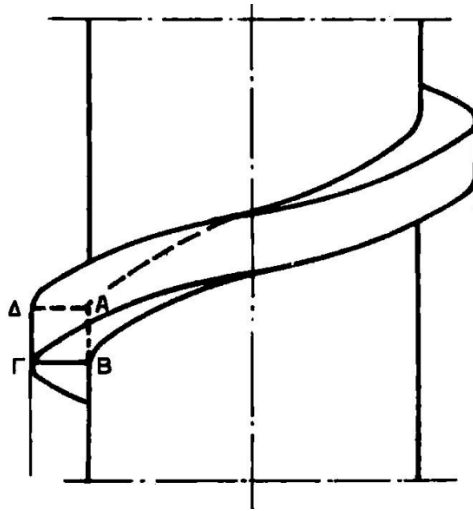


**Σχήμα 2.10:** Ελικοειδής περιτύλιξη πρισματικού ιμάντα. [1]



**Σχήμα 2.11:** Σχηματισμός σπειρώματος με τύλιγμα εύκαμπτου πρισματικού υλικού.  
α. πρισματικό, β. τετραγωνικό, γ. τραπεζοειδές σπείρωμα. [2]

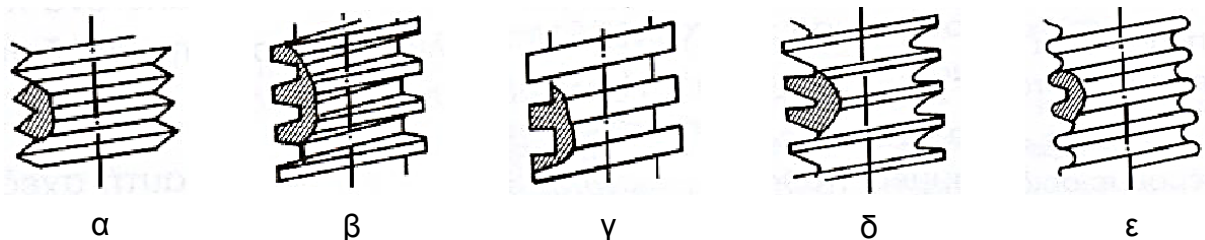
Μπορούμε να πούμε επίσης ότι το τετραγωνικό σπείρωμα (Σχήμα 2.12) μπορεί να σχηματιστεί και όταν μετακινείται η επιφάνεια ενός τετραγώνου ΑΒΓΔ επάνω στον κύλινδρο κατά τρόπο, ώστε η μια πλευρά του ΑΒ να εφάπτεται στον κύλινδρο, η κορυφή του Α να ακολουθεί την χαραγμένη ελικοειδή γραμμή και το επίπεδο του τετραγώνου να διέρχεται συνεχώς από τον άξονα του κυλίνδρου.



**Σχήμα 2.12:** Ελικοειδής περιτύλιξη τετραγωνικής κατατομής. [1]

Σύμφωνα με τα παραπάνω, ανάλογα με τη μορφή του σχήματος που δημιουργεί το σπείρωμα, οι κυριότεροι τύποι σπειρωμάτων είναι οι εξής (Σχήμα 2.13):

- Τριγωνικό
- Τραπεζοειδές
- Τετραγωνικό
- Πριονοειδές
- Στρογγυλό

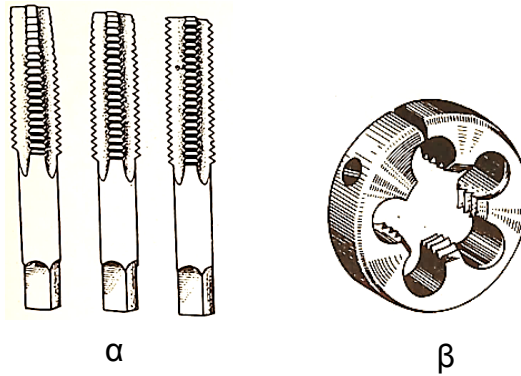


**Σχήμα 2.13:** Είδη σπειρωμάτων α. τριγωνικό, β. τραπεζοειδές, γ. τετραγωνικό, δ. πριονωτό, ε. στρογγυλό.

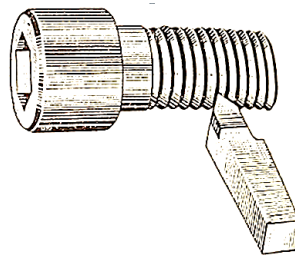
### Σχηματισμός σπειρώματος

Στην πράξη το σπείρωμα σχηματίζεται με τους εξής τρόπους:

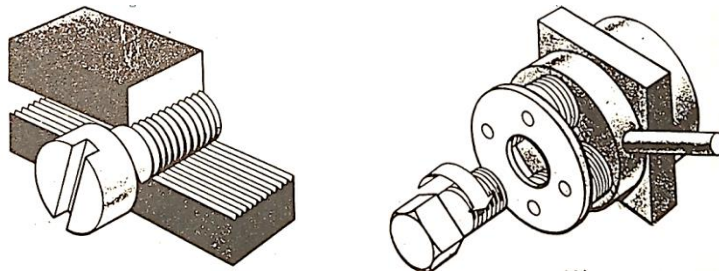
- Με εργαλεία χεριού. Αυτά που κόβουν εξωτερικό σπείρωμα λέγονται βιδολόγοι (φιλιέρες) και αυτά που κόβουν εσωτερικό λέγονται σπειροτόμοι (κολαούζα) (Σχήμα 2.14)
- Στον τόρνο με ένα εργαλείο κατάλληλης μορφής (Σχήμα 2.15)
- Σε φρεζομηχανή
- Με εξέλαση (μέθοδος επικύλισης) όπως δείχνει το Σχήμα 2.16. Το σπείρωμα δημιουργείται με την κύλιση του κορμού μεταξύ δύο μητρών που παίζουν το ρόλο του κοπτικού εργαλείου. Με τη μέθοδο αυτή κατασκευάζουμε σπειρώματα μεγαλύτερης αντοχής και ακρίβειας από αυτά που κατασκευάζονται μ' άλλους τρόπους.



**Σχήμα 2.14:** Εργαλεία για κατασκευή σπειρώματος με το χέρι. α. σειρά σπειρωτομών, β. βιδολόγος. [2]



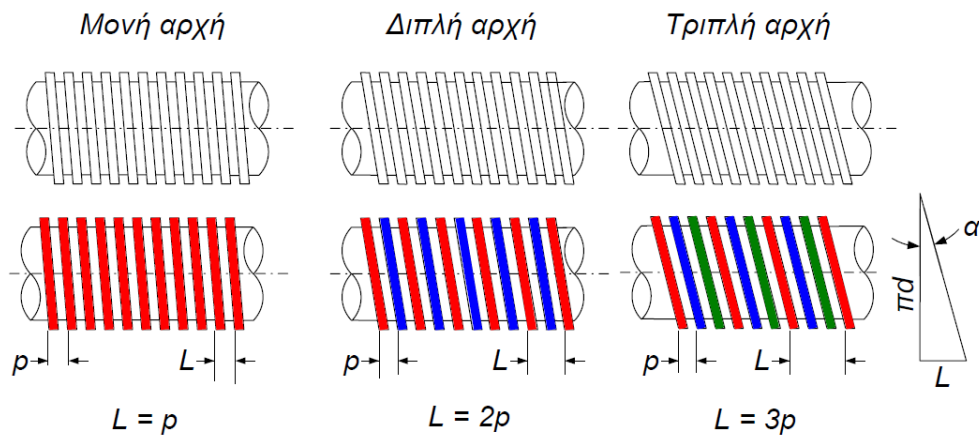
**Σχήμα 2.15:** Κατασκευή σπειρώματος στον τόρνο. [2]



**Σχήμα 2.16:** Τρόποι εξέλασης. α. με επίπεδη μήτρα, β. με κυλινδρική μήτρα. [2]

### Σπειρώματα πολλών αρχών

Στην προηγούμενη παράγραφο μιλήσαμε για ελικοειδείς γραμμές και διακρίναμε την απλή, την διπλή και την τριπλή ελικοειδή γραμμή. Αν σε ένα κύλινδρο, στον οποίο έχει χαραχθεί μια διπλή ελικοειδής γραμμή προσαρμοστούν σε κάθε μια από αυτές δύο ελαστικοί ιμάντες, τότε θα σχηματιστεί ένα σπείρωμα δύο αρχών ή αλλιώς ένα διπλό σπείρωμα. Όπως οι ελικοειδείς γραμμές, έτσι και τα σπειρώματα με δύο αρχές τέμνουν τη γενέτειρα του κυλίνδρου σε αποστάσεις  $P/2$ , ενώ τα σπειρώματα με τρεις αρχές τέμνουν τη γενέτειρα του κυλίνδρου σε αποστάσεις  $P/3$ .



**Σχήμα 2.17:** Σπειρώματα με μονή, διπλή και τριπλή αρχή [3].

Με μια αρχή είναι οι συνηθισμένοι κοχλίες οι οποίοι όπως αναφέραμε παράγονται από μια μόνο κατατομή που ολισθαίνει κατά μήκος μιας ελικοειδούς γραμμής. Οι κοχλίες με δύο ή περισσότερες αρχές είναι οι παράγονται όταν δύο ή περισσότερες κατατομές ολισθαίνουν κατά μήκος δύο ή περισσότερων ελικοειδών γραμμών παράλληλων μεταξύ τους. Τα σπειρώματα με περισσότερες αρχές χρησιμοποιούνται σε κοχλίες κίνησης για καλύτερο βαθμό απόδοσης ή μεγαλύτερο βήμα.

Ο ευλύγιστος ιμάντας που περιβάλλει τον κύλινδρο χρησιμοποιήθηκε για να γίνει κατανοητή από διδακτικής άποψης η έννοια του σπειρώματος. Στην πραγματικότητα ο σχηματισμός του σπειρώματος γίνεται με αφαίρεση υλικού από τον κορμό του κοχλία με κατάλληλο κοπτικό εργαλείο.

## 2.5 ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΣΠΕΙΡΩΜΑΤΩΝ

Από όσα αναφέραμε μέχρι τώρα είναι ξεκάθαρο ότι υπάρχει μεγάλη ποικιλία σπειρωμάτων. Τα διάφορα σπειρώματα τα κατατάσσουμε ως εξής:

1. Ανάλογα με το λειτουργικό τους σκοπό
  - Σπειρώματα στερεώσεως ή συσφίξεως
  - Σπειρώματα κινήσεως
2. Ανάλογα με τη φορά της έλικας
  - Δεξιόστροφα
  - Αριστερόστροφα
3. Ανάλογα με τη θέση που βρίσκεται το σπείρωμα
  - Εξωτερικά (περικόχλια)
  - Εσωτερικά (κοχλίες)
4. Ανάλογα με τον αριθμό των ελικώσεων (αρχών)
  - Μιας αρχής
  - Δύο αρχών
  - Τριών αρχών κ.λπ.

5. Ανάλογα με τη μορφή του αυλακιού

- Τριγωνικά
- Τετραγωνικά
- Τραπεζοειδή
- Κυκλικά
- Πριονωτά

6. Ανάλογα με το σύστημα που έχουν τυποποιηθεί

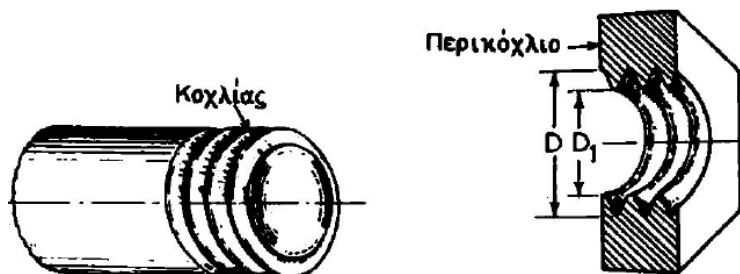
- Μετρικό (κατά DIN και κατά ISO)
- Αγγλικό
- Αμερικάνικο (Sellers)
- Ενοποιημένο

Από τα σπειρώματα αυτά πρέπει σε νέες κατασκευές να χρησιμοποιείται το μετρικό σπείρωμα διεθνούς οργανισμού τυποποιήσεων ISO. Το μετρικό σπείρωμα κατά τη διεθνή τυποποίησης ISO κατασκευάζεται σε τρεις διαφορετικές κλάσεις ανοχών:

- Τη λεπτή  $f$ , για σπειρώματα μεγάλης ακρίβειας
- Τη μέση  $m$ , για γενική χρήση
- Τη χονδρή  $g$ , για περιπτώσεις που δεν απαιτούν μεγάλη ακρίβεια

## 2.6 ΚΟΧΛΙΕΣ ΚΑΙ ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΑ

Ανάλογα με τη θέση του σπειρώματος πάνω στον κορμό τα σπειρώματα κατηγοριοποιούνται σε εξωτερικά (κοχλίες) και εσωτερικά (περικόχλια) σπειρώματα (Σχήμα 2.18). Οι κοχλίες προκύπτουν με την διαδικασία που αναφέραμε παραπάνω (παράγραφος 2.4). Αν αντί για τον κύλινδρο, που χρησιμοποιήσαμε για την κατασκευή ενός κοχλίου, πάρουμε τμήμα από σωλήνα και στην εσωτερική του επιφάνεια τυλίξουμε με τον ίδιο τρόπο το εύκαμπτο λουρί, τότε αυτό που προκύπτει στο εσωτερικό του σωλήνα είναι ένα σπείρωμα που ονομάζεται εσωτερικό. Κάθε σωλήνας που έχει εσωτερικά οποιοδήποτε σπείρωμα ονομάζεται περικόχλιο (παξιμάδι).

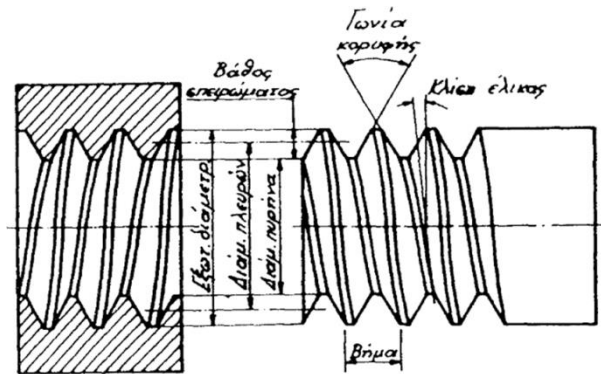


Σχήμα 2.18: α. κοχλίας, β. περικόχλιο [1]

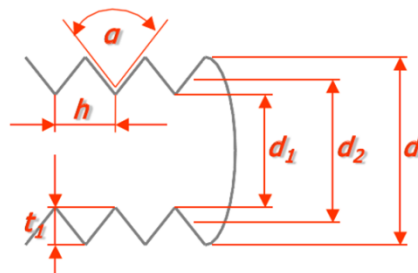
## Στοιχεία για κοχλίες

Σε κάθε κοχλία διακρίνουμε ορισμένες διαστάσεις (Σχήμα 2.19-2.20) οι οποίες είναι χαρακτηριστικές γι' αυτόν, και είναι οι εξής,

- $d$  Εξωτερική ή ονομαστική διάμετρος του κοχλία. Είναι η μεγαλύτερη διάμετρος του κορμού του. Το μέγεθος της χαρακτηρίζει τα δεδομένα του κοχλία.
- $d_1$  Εσωτερική διάμετρος ή διάμετρος πυρήνα του κοχλία. Είναι η μικρότερη διάμετρος του κορμού του. Από αυτή τη διάμετρο καθορίζεται η φορτιζόμενη επιφάνεια της βίδας, άρα και η αντοχή της.
- $d_2$  Μέση διάμετρος ή διάμετρος πλευρών του κοχλία. Βρίσκεται ανάμεσα στην εξωτερική και εσωτερική διάμετρο και ενδιαφέρει ως μέγεθος, διότι από την ακρίβειά της εξαρτάται η αντοχή του περικοχλίου.
- $h$  ή  $P$  Βήμα. Είναι η απόσταση δύο παράλληλων πλευρών του τριγώνου.
- $t_1$  Ύψος σπειρώματος
- $\alpha$  Γωνία κορυφής σπειρώματος



Σχήμα 2.19: Γεωμετρικά στοιχεία κοχλία. [1]



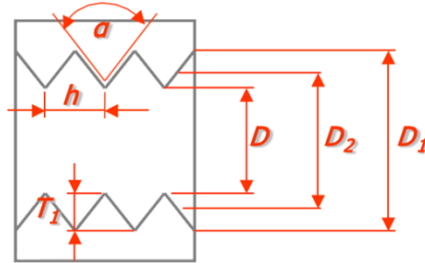
Σχήμα 2.20: Γεωμετρικά στοιχεία κοχλία. [β]

## Στοιχεία για περικόχλια

Σε κάθε κοχλία εφαρμόζεται ένα περικόχλιο, το οποίο έχει εσωτερικό σπείρωμα που ταιριάζει με το σπείρωμα του κοχλία. Το περικόχλιο έχει τις δικές του διαστάσεις οι οποίες είναι οι εξής,

- $D$  Εξωτερική ή ονομαστική διάμετρος του περικοχλίου που είναι η μεγαλύτερη του διάμετρος.

- $D_1$  Εσωτερική διάμετρος του περικοχλίου που είναι η μικρότερη διάμετρος του.  
 $D_2$  Διάμετρος πλευρών του περικοχλίου.  
 $t_1$  Βάθος σπειρώματος  
 $\alpha$  Γωνία κορυφής περικοχλίου



**Σχήμα 2.21:** Γεωμετρικά στοιχεία περικοχλίου. [β]

### Χαρακτηρισμός σπειρωμάτων

Ο χαρακτηρισμός των σπειρωμάτων αποτελείται από το αναγνωριστικό γράμμα για το είδος του σπειρώματος (M για μετρικό κανονικό ή λεπτό, Tr για τραπεζοειδές, S για πριονωτό, Rd για στρογγυλό σπείρωμα) και την ένδειξη της διάστασης για την ονομαστική διάμετρο. Η ονομαστική διάμετρος σε όλα τα σπειρώματα είναι η εξωτερική διάμετρος εκτός από το σπείρωμα Whitworth του οποίου η ονομαστική διάμετρος είναι η εσωτερική διάμετρος. Επιπλέον, μπορούν να αναγραφούν πρόσθετες ενδείξεις για το βήμα, τον αριθμό των αρχών, την ανοχή, το δεξιόστροφο ή αριστερόστροφο του σπειρώματος ή την κωνικότητα. Μερικά παραδείγματα παρατίθενται παρακάτω:

- M20 μετρικό κανονικό σπείρωμα κατά ISO με 20 mm ονομαστική διάμετρο  
M16x2 μετρικό λεπτό σπείρωμα κατά ISO με 16 mm ονομαστική διάμετρο και 2 mm βήμα  
Tr36x6 μετρικό τραπεζοειδές σπείρωμα με 36 mm ονομαστική διάμετρο και 6 mm βήμα  
Tr36x6P2 μετρικό τραπεζοειδές σπείρωμα με 36 mm ονομαστική διάμετρο, 6 mm βήμα και 2 αρχές

### Ποιότητα και υλικά κοχλιών και περικοχλίων

Οι ελάχιστες απαιτήσεις σε ποιότητα και ο έλεγχος των κοχλιών και περικοχλίων καθορίζονται στο DIN 267 και αναφέρονται στα έτοιμα τεμάχια χωρίς να λαμβάνεται υπόψη ο τρόπος κατασκευής και η εμφάνιση. Προσδιοριστικά στοιχεία για την ποιότητα των κοχλιών και περικοχλίων είναι:

- Η κλάση παραγωγής που χαρακτηρίζεται με την ένδειξη A (παλαιότερα m=μέση), B (παλαιότερα mg=ημίχονδρη), C (παλαιότερα g=χονδρή) και F (παλαιότερα f=λεπτή). Οι επιτρεπόμενες ανοχές των μηκών, του σπειρώματος, του εξαγώνου και η ποιότητα της επιφάνειας καθορίζονται, για τις διάφορες κλάσεις παραγωγής, σύμφωνα με τα DIN 267-2 και DIN ISO 4759-1.
- Η κλάση αντοχής που χαρακτηρίζεται, για κοχλίες και περικοχλία, από δύο αριθμούς οι οποίοι χωρίζονται με μία τελεία.

Ο πρώτος αριθμός (χαρακτηριστικός αριθμός αντοχής) δίνει το 1/100 της ελάχιστης αντοχής σε εφελκυσμό  $R_m$  σε  $N/mm^2$ , ο δεύτερος το 10πλάσιο του λόγου ορίου διαρροής  $R_e$  προς  $R_m$  ( $\frac{R_e}{R_m}$  ή  $\frac{R_{p0,2}}{R_m}$ ).

Για την κλάση αντοχής 5·6 το 5 σημαίνει  $\frac{R_m}{100} = \frac{500}{100} = 5$  το και το 6 σημαίνει  $10 \cdot \frac{R_e}{R_m} = 10 \cdot \frac{300}{500} = 6$ . Το 10πλάσιο γινόμενο των δύο αριθμών δίνει το ελάχιστο όριο διαρροής  $R_e$  σε  $N/mm^2$ , δηλαδή  $10 \cdot 5 \cdot 6 = 300 N/mm^2 = R_e$ .

Ο κοχλίας και το περικοχλίο εφόσον συνεργάζονται πρέπει να έχουν την ίδια κλάση αντοχής. Ο παρακάτω πίνακας δίνει χαρακτηρισμό και τιμές αντοχής για χάλυβες κοχλιών και περικοχλίων.

**Πίνακας 2.1:** Χαρακτηρισμός και τιμές αντοχής σε  $N/mm^2$  για χάλυβες κοχλιών (DIN EN ISO 20898) και περικοχλίων (DIN EN ISO 898-6). [4]

Χαρακτηρισμός της κλάσης αντοχής για χάλυβα κοχλιών		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8 <sup>2)</sup>	10.9	12.9
								≤M 16	>M 16 <sup>1)</sup>			
Αντοχή εφελκυσμού $R_m$	Όνομαστική τιμή	300	400	400	500	500	600	800	800	900	1000	1200
	Ελάχιστη τιμή	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Όριο διαρροής $R_e$ ή $R_{p0,2}$ (από 8,8)	Όνομαστική τιμή	180	240	320	300	400	480	640	640	720	900	1080
	Ελάχιστη τιμή	190	240	340	300	420	480	640	660	720	940	1100
Χαρακτηρισμός της κλάσης αντοχής για χάλυβα περικοχλίων	>M 16	4			5	6	8	9	10	12		
	≤M 16	5										

## 2.7 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΟΧΛΙΑ

Στη μέση διάμετρο  $d_2$  ενός ορθογωνικού κοχλίου (Σχήμα 2.22α) επενεργεί η αξονική δύναμη  $F$  και η εφαπτομενική  $F_u$ .

Αν παραλείψουμε την τριβή, τότε πρέπει για την ισορροπία των δυνάμεων η συνισταμένη  $F_e$  να συμπίπτει με την διεύθυνση της καθέτου  $F_N$  (Σχήμα 2.22β). Συνεπώς θα ισχύει:



$$F_u = F \cdot \varepsilon\varphi\alpha \quad (2.3)$$

$$\text{Όπου, } \varepsilon\varphi\alpha = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot r_2} = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$$

Αν όμως ληφθεί υπόψη και η τριβή, το δε σπείρωμα του περικοχλίου αντικατασταθεί με ένα σώμα που ολισθαίνει και στο οποίο ενεργούν οι δυνάμεις αξονική  $F$ , εφαπτομενική  $F_u$  και η  $F_e$  ως συνισταμένη της καθέτου  $F_N$  και της δύναμης τριβής  $F_R$ , τότε σε περίπτωση ισορροπίας το πολύγωνο των δυνάμεων (Σχήματα 2.22γ-δ) θα πρέπει να κλίνει.

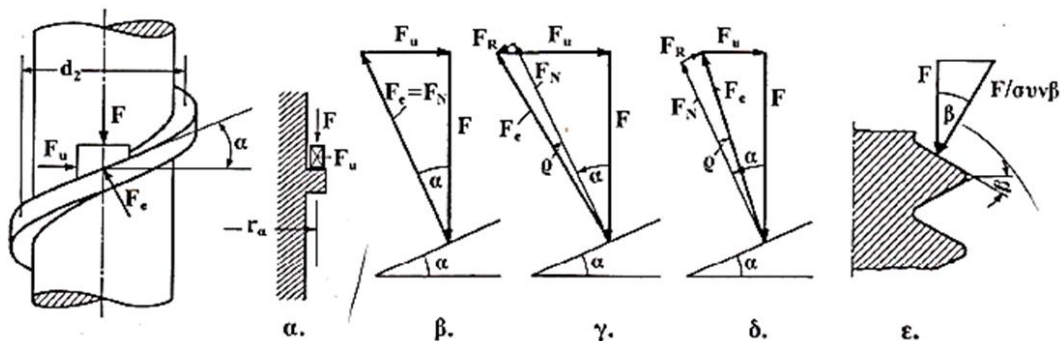
Δεδομένου ότι η δύναμη τριβής είναι πάντοτε αντίθετη στην κίνηση, για την ανύψωση του βάρους (που αντιστοιχεί στη σύσφιγξη του κοχλίου) ισχύει (Σχήμα 2.22γ):

$$F_u = F \cdot \varepsilon\varphi(\alpha + \rho) \quad (2.4)$$

Για την κάθοδο του βάρους (απόσφιγξη του κοχλίου) κατά το Σχήμα 2.22δ ισχύει:

$$F_u = F \cdot \varepsilon\varphi(\alpha - \rho) \quad (2.5)$$

Θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι σε μετρικά, τραπεζοειδή ή παραπλήσια σπειρώματα οι πλευρές δεν είναι ορθογωνικές αλλά έχουν κλίση, οπότε στη θέση της  $F$  υπεισέρχεται η κάθετη συνιστώσα  $F/\sigma\upsilon\nu\beta$  (Σχήμα 2.22ε), στη θέση του συντελεστή τριβής  $\mu$  ο  $\mu' = \mu/\sigma\upsilon\nu\beta$  και της  $\rho$  ο  $\rho'$  με  $\mu' = \varepsilon\varphi\rho'$ .



Σχήμα 2.22: Δυνάμεις στον κοχλία. [4]

### Ροπή τριβής στο σπείρωμα

Με τον μοχλοβραχίονα  $r_2$  των δυνάμεων, η ροπή τριβής  $M_G$  στο σπείρωμα του κοχλίου, όταν κατά τη σύσφιγξη επιτευχθεί η αξονική δύναμη  $F$ , θα είναι

$$M_G = F_u \cdot r_2 = F \cdot r_2 \cdot \varepsilon\varphi(\alpha \pm \rho') \quad (2.6)$$

Όπου

$M_G$  ροπή τριβής στο σπείρωμα του κοχλίου, σε  $Nmm$

$F$  αξονική δύναμη, σε  $N$

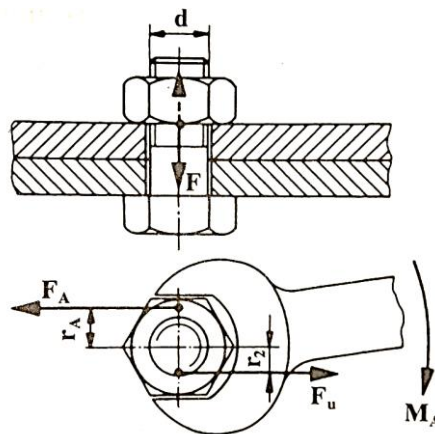
$r_2 = \frac{d_2}{2}$  ακτίνα της κατατομής του σπειρώματος (από πίνακες), σε  $mm$

$\alpha$	γωνία κλίσης του σπειρώματος από σχέση (2.2)
$\rho'$	γωνία τριβής του σπειρώματος που εξαρτάται από την κατάσταση επιφάνειας και τη λίπανση
	$\rho' \approx 8^\circ - 10^\circ$ ( $\mu' \approx 0,14 - 0,18$ ) για ξηρά τριβή
	$\rho' \approx 7,5^\circ - 8^\circ$ ( $\mu' \approx 0,13 - 0,14$ ) για τριβή με λίπανση

Το σημείο + ισχύει για τη σύσφιγξη και το – για την απόσφιγξη του κοχλία.

### Ροπή σύσφιγξης

Κατά τη σύσφιγξη του κοχλία, εκτός από τη ροπή τριβής  $M_G$  στο σπείρωμα, εμφανίζεται την τελευταία στιγμή δηλαδή κατά την επίτευξη της απαιτούμενης αξονικής δύναμης  $F$ , μία ροπή τριβής  $M_A$  μεταξύ της κεφαλής του κοχλία (ή περικοχλίου) και της επιφάνειας σύνδεσης (Σχήμα 2.23).



**Σχήμα 2.23:** Τριβή στο σπείρωμα και στις επιφάνειες επαφής [4].

Λαμβάνουμε λοιπόν σαν ροπή σύσφιγξης  $M_{an}$ ,

$$M_{an} = M_G + M_A = F \cdot r_2 \cdot \varepsilon\varphi(\alpha \pm \rho') + F \cdot \mu_A \cdot r_A = F[r_2 \cdot \varepsilon\varphi(\alpha \pm \rho') + \mu_A \cdot r_A] \quad (2.7)$$

Όπου

$M_{an}$  ροπή σύσφιγξης, σε  $Nmm$

$F, r_2, \alpha, \rho'$  όπως στη σχέση (2.6)

$\mu_A$  συντελεστής τριβής για την επιφάνεια σύνδεσης. Για χάλυβα πάνω σε χάλυβα  $\mu_A \approx 0,10 \dots 0,12$

$r_A$  μοχλοβραχίονας της δύναμης τριβής στην επιφάνεια σύνδεσης, σε  $mm$   
Για εξάγωνα περικόχλια λαμβάνεται  $r_A \approx 0,7d$ .

Για να προληφθεί μία υπερφόρτιση του κοχλία, η ροπή σύσφιγξης  $M_{an}$  δεν πρέπει να τον καταπονήσει, μέσω της αξονικής δύναμης  $F$ , περισσότερο από το 80% του ορίου διαρροής.

Επειδή ο συντελεστής τριβής επηρεάζεται τόσο από την επιφάνεια σύσφιγξης και τις συνθήκες λίπανσης, όσο και από την επαναλαμβανόμενη σύσφιγξη και απόσφιγξη του κοχλία, ο ακριβής υπολογισμός της ροπής σύσφιγξης  $M_{an}$  είναι πολύ δύσκολος. Για αυτό χρησιμοποιείται συχνά, με ικανοποιητική ακρίβεια, η προσεγγιστική σχέση:

$$M_{an} = 0,2 \cdot F \cdot d_2 \quad (2.8)$$

Η απαιτούμενη αξονική δύναμη  $F$  επιτυγχάνεται με ασφάλεια με ειδικά κλειδιά σύσφιξης, τα ροπόκλειδα. Μόλις επιτευχθεί η  $F$  το κλειδί, παρά την περιστροφή του, δεν συσφίγγει πλέον τον κοχλία.

## 2.8 ΚΟΧΛΙΕΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

### Γενικά

Κοχλίες που μετατρέπουν την περιστροφική κίνηση σε κατά μήκος κίνηση λέγονται κοχλίες κίνησης. Οι τελευταίοι υπάρχουν σε τόνους (οδηγός ράβδος), πρέσες, αποφρακτικά όργανα κλπ. Ένα παράδειγμα παρουσιάζει το Σχήμα 2.24.

Επειδή το βήμα των τριγωνικών σπειρωμάτων είναι πολύ μικρό, οι κοχλίες κίνησης κατασκευάζονται συνήθως με τραπεζοειδές σπείρωμα κατά DIV ISO 103.

Το τετραγωνικό σπείρωμα είναι δυσκολότερο στην κατασκευή του, δεν είναι τυποποιημένο και σχεδόν δεν χρησιμοποιείται πλέον. Για την παραλαβή μονόπλευρων δυνάμεων ενδείκνυται το πριονοειδές σπείρωμα (Σχήμα 2.25).

Ταχύτερες κατά μήκος κινήσεις του περικοχλίου επιτυγχάνονται με κοχλίες με περισσότερες αρχές. Στην περίπτωση αυτή, οι ελικοειδείς γραμμές με το ίδιο βήμα είναι παράλληλες μεταξύ τους πάνω στον πυρήνα του κοχλία (Σχήμα 2.26).

Για  $n$  αρχές θα έχουμε,

$$P_h = P \cdot n \quad (2.9)$$

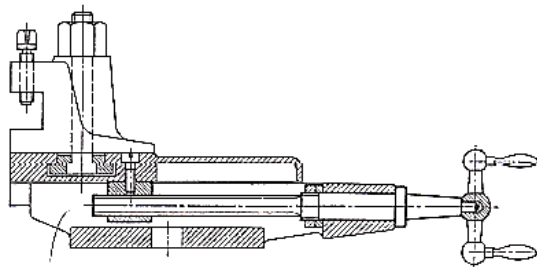
Όπου

$P_h$  βήμα σε κοχλία με πολλές αρχές

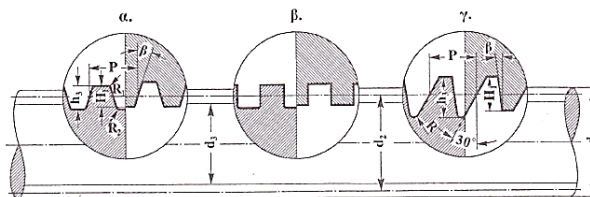
$P$  βήμα σε κοχλία με μία αρχή

$n$  αριθμός αρχών

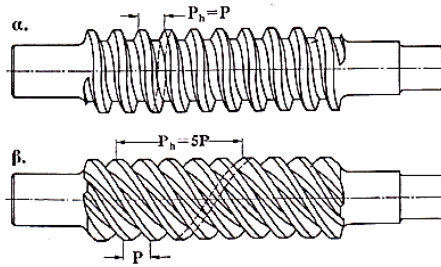
Περικόχλια από χυτοσίδηρο (για κοχλία σκληρυμένο) ή από ορείχαλκο δημιουργούν πολύ καλές συνθήκες ολίσθησης μεταξύ των κατανομών.



**Σχήμα 2.24:** Κοχλίας κίνησης σε ένα εργαλειοφόρο. [4]



**Σχήμα 2.25:** Κοχλίες κίνησης σε σπείρωμα.  
α. τραπεζοειδές, β. τετραγωνικό, γ. πριονοειδές. [4]



**Σχήμα 2.26:** Κοχλίες με διαφορετικές αρχές, α. τραπεζοειδής κοχλίας με μια αρχή, β. τραπεζοειδής κοχλίας με πέντε αρχές. [4]

### Υπολογισμός σε αντοχή-λυγισμό

Η αξονική δύναμη  $F$  καταπονεί τον πυρήνα του κοχλία σε εφελκυσμό ή θλίψη και η ροπή στρέψης σε στρέψη.

Τάση εφελκυσμού ή θλίψης

$$\sigma = \frac{F}{A_k} \quad (2.10)$$

Τάση στρέψης

$$\tau = \frac{T}{W_t} = \frac{T}{0,2 \cdot d_3^3} \quad (2.11)$$

Όπου

$\sigma$	τάση εφελκυσμού ή θλίψης στον κοχλία, σε $N/mm^2$
$\tau$	τάση στρέψης στον κοχλία, σε $N/mm^2$
$F$	αξονική δύναμη λειτουργίας, σε $N$
$A_k$	διατομή του κοχλία του πυρήνα, σε $mm^2$
$W_t$	(πολική) ροπή αντίστασης σε στρέψη $\approx 0,2 \cdot d_3^3$ , σε $mm^3$
$d_3$	διάμετρος του πυρήνα του κοχλία, σε $mm$
$T$	ροπή στρέψης που καταπονεί τον κοχλία, σε $Nmm$

Αν δεν χρειάζεται να υπερνικηθούν άλλες δυνάμεις τριβής, τότε η  $T$  αντιστοιχεί στη ροπή τριβής  $M_G$  στο σπειρώμα (σχέση 2.6) δηλαδή,

$$T = M_G = F \cdot r_2 \cdot \varepsilon\varphi(\alpha \pm \rho') \quad (2.12)$$

Όπου

$F$	αξονική δύναμη στον κοχλία
$r_2 = \frac{d_2}{2}$	ακτίνα κατανομής του σπειρώματος από πίνακες
$\alpha$	γωνία σπειρώματος. $\varepsilon\varphi\alpha = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi}$ με $P_h$ από σχέση (2.9)
$\rho'$	Για τραπεζοειδή κοχλία με μία αρχή είναι $\alpha \approx 3^\circ \dots 5,5^\circ$ . γωνία τριβής του σπειρώματος

Για τραπεζοειδή χαλύβδινο κοχλία, χαλύβδινο περικόχλιο και ξηρά τριβή  $\rho' \approx 9^\circ$  ( $\mu' \approx 0,16$ ).

Για περικόχλιο από χυτοσίδηρο και ξηρά τριβή  $\rho' \approx 10^\circ$  ( $\mu' \approx 0,18$ ) ενώ για περικόχλιο από ορείχαλκο ή φωσφορούχο ορείχαλκο και ξηρά τριβή  $\rho' \approx 12^\circ$  ( $\mu' \approx 0,21$ ).

Για τα ανωτέρω υλικά αλλά με λίπανση  $\rho' \approx 6^\circ$  ( $\mu' \approx 0,11$ ).

Οι δύο ανωτέρω καταπονήσεις δίνουν μια ισοδύναμη τάση  $\sigma_v$ , που είναι

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{v\epsilon\pi} \quad (2.13)$$

Όπου

$\sigma_v$  ισοδύναμη τάση, σε  $N/mm^2$

$\sigma$  τάση εφελκυσμού ή θλίψης από σχέση (2.10), σε  $N/mm^2$

$\tau_t$  τάση στρέψης από σχέση (2.11), σε  $N/mm^2$

$\sigma_{v\epsilon\pi}$  επιτρεπόμενη ισοδύναμη τάση, σε  $N/mm^2$

Λαμβάνεται  $\sigma_{v\epsilon\pi} \approx 0,2 \cdot R_m$  για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση

$\sigma_{v\epsilon\pi} \approx 0,13 \cdot R_m$  για αντιστρεφόμενη καταπόνηση

Η αντοχή σε εφελκυσμό  $R_m$  εξαρτάται από το υλικό του κοχλία και είναι  $R_m = 500 N/mm^2$  για κοχλία από St 50 και  $R_m = 600 N/mm^2$  για κοχλία από St 60. Στο προιονοειδές σπειρώμα, λόγω της μικρότερης συγκέντρωσης τάσεων (μεγαλύτερη ακτίνα καμπυλότητας στη βάση του σπειρώματος) λαμβάνεται:

$\sigma_{v\epsilon\pi} \approx 0,25 \cdot R_m$  για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση

$\sigma_{v\epsilon\pi} \approx 0,16 \cdot R_m$  για αντιστρεφόμενη καταπόνηση

Κοχλίες που καταπονούνται σε θλίψη πρέπει να ελεγχθούν και σε λυγισμό. Το Σχήμα 2.27 παρουσιάζει τις δύο περιπτώσεις λυγισμού που εμφανίζονται αποκλειστικά στους κοχλίες κίνησης.

Η ασφάλεια έναντι λυγισμού εξαρτάται από το βαθμό λυγηρότητας  $\lambda$  του κοχλία. Για χαλύβδινους κοχλίες (συνήθως St 50... St 60) ισχύει  $\lambda \geq 90$  υπολογισμός κατά Euler,

$$S_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma \cdot \lambda^2} \geq 3 \dots 6 \quad (2.14)$$

Για  $\lambda < 90$  υπολογισμός κατά Tetmajer,

$$S_k = \frac{335 - 0,62 \cdot \lambda}{\sigma} \geq 1,75 \dots 4 \quad (2.15)$$

Όπου

$E$  μέτρο ελαστικότητας του υλικού του κοχλία.  $E = 2,1 \cdot 10^5 N/mm^2$  για χάλυβα

$\sigma$  υπάρχουσα τάση θλίψης από σχέση (2.10), σε  $N/mm^2$

$S_k$  συντελεστής ασφάλειας έναντι λυγισμού

$\lambda$  βαθμός λυγηρότητας του κοχλία

Ο βαθμός λυγηρότητας  $\lambda$  δίνεται από την σχέση:

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{\text{υπολογιστικό μήκος λυγισμού}}{\text{ακτίνα αδράνειας}} = \frac{4 \cdot l_k}{d_3} \quad (2.16)$$

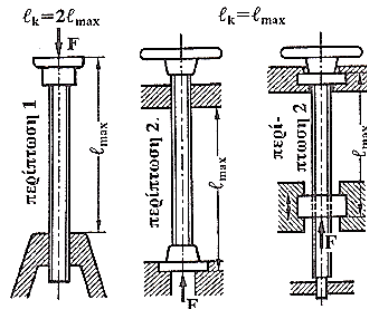
Όπου:

$d_3$  διάμετρος πυρήνα του σπειρώματος, σε  $mm$  (από πίνακες σπειρωμάτων)

$l_k = 2 \cdot l_{max}$ , για την περίπτωση λυγισμού 1 (Σχήμα 2.27)

$l_k = l_{max}$ , για την περίπτωση λυγισμού 2 (Σχήμα 2.27)

Μικρές τιμές του  $S_k$  λαμβάνονται για διακεκομμένη λειτουργία. Μεγαλύτερες τιμές για συνεχή λειτουργία και αυξανόμενο βαθμό λυγρότητας  $\lambda$ . Για  $\lambda < 50$  αρκεί ο έλεγχος σε αντοχή χωρίς να είναι απαραίτητος ο έλεγχος σε λυγισμό.



Σχήμα 2.27: Συνήθεις περιπτώσεις λυγισμού για κοχλίες κίνησης. [4]

### Υπολογισμός σε πίεση επιφάνειας

Για να παραμείνει η φθορά λόγω ολίσθησης των επιφανειών μεταξύ του κοχλία και περικοχλίου σε ανεκτά όρια πρέπει η πίεση επιφάνειας να μην υπερβαίνει ορισμένες επιτρεπόμενες τιμές. Δηλαδή, να ισχύει:

$$p = \frac{F \cdot P}{m \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{επ} \quad (2.17)$$

Όπου

$p$  πίεση επιφάνειας στο σπείρωμα, σε  $N/mm^2$

$F$  αξονική δύναμη λειτουργίας, σε  $N$

$P$  βήμα του κοχλία, σε  $mm$  (από πίνακες)

$m$  φέρον ύψος περικοχλίου, σε  $mm$

$d_2$  μέση διάμετρος του σπειρώματος, σε  $mm$

$H_1$  βάθος σπειρώματος, σε  $mm$

$p_{επ}$  επιτρεπόμενη τάση επιφάνειας, σε  $N/mm^2$

$p_{επ} \approx 8 N/mm^2$  για περικόχλια χαλύβδινα

$p_{επ} \approx 5 \dots 10 N/mm^2$  για περικόχλια χυτοσιδηρά

$p_{επ} \approx 10 \dots 20 N/mm^2$  για περικόχλια ορειχάλκινα

$p_{επ} \approx 25 N/mm^2$  για περικόχλια φωσφορούχου ορείχαλκου

$p_{επ} \approx 2 \dots 8 N/mm^2$  για περικόχλια από συνθετικό υλικό

Οι μικρές τιμές εκλέγονται για συνεχή και οι μεγάλες για διακεκομμένη (ή μικρής διάρκειας) λειτουργία ή για υλικό περικοχλίων μεγάλης αντοχής σε φθορά και σκληρυμένους κοχλίες.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

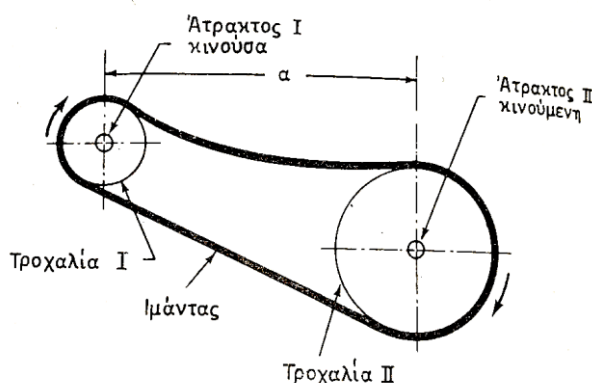
### ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΙΣΧΥΟΣ ΜΕ ΕΛΑΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Ελαστικά στοιχεία καλούμε τους ιμάντες και τις αλυσίδες. Χρησιμοποιούνται για την μεταφορά ισχύος γενικά μεταξύ παράλληλων και σε ειδικές περιπτώσεις ασύμβατων (μη παράλληλων μη τεμνόμενων) αξόνων.

#### 3.1 ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΕΙΣ

Οι μεταδόσεις κίνησης με ιμάντες εξυπηρετούν τη μεταφορά ισχύος από μια άτρακτο σε άλλη. Για να επιτευχθεί όμως η κίνηση αυτή πρέπει οι δύο άτρακτοι, δηλαδή η κινητήρια και η κινούμενη, να φέρουν από μια τροχαλία και να περιελιχθούν εξωτερικά με ένα ιμάντα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.1. Ο ιμάντας πρέπει να είναι εξ αρχής καλά τανυσμένος, δηλαδή να εφάπτεται δυνατά στις επιφάνειες των τροχαλιών. Με τον τρόπο αυτό, όταν περιστραφεί η τροχαλία της άτρακτου I, τότε με τη βοήθεια του ιμάντα περιστρέφεται και η τροχαλία της άτρακτου II, άρα και η άτρακτος η οποία είναι συνδεδεμένη με αυτή και στην οποία απαιτείται η μεταφορά ισχύος. Η μέθοδος αυτή μετάδοσης ισχύος ονομάζεται ιμαντοκίνηση.

Οι ιμαντοκινήσεις χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο όταν υπάρχουν μεγάλες αποστάσεις αξόνων ή απαιτείται μία «μαλακή» μετάδοση κίνησης. Η ικανότητα μεταφοράς ισχύος εξαρτάται ουσιαστικά από τη συμπεριφορά της τριβής ανάμεσα στον ιμάντα και την επιφάνεια της τροχαλίας. Η σχετική κίνηση μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας, δηλαδή ολίσθησης του ιμάντα πάνω στην τροχαλία προκαλεί φθορές και απώλεια στροφών και ισχύος.



**Σχήμα 3.1:** Απλή μορφή ιμαντοκίνησης. [1]

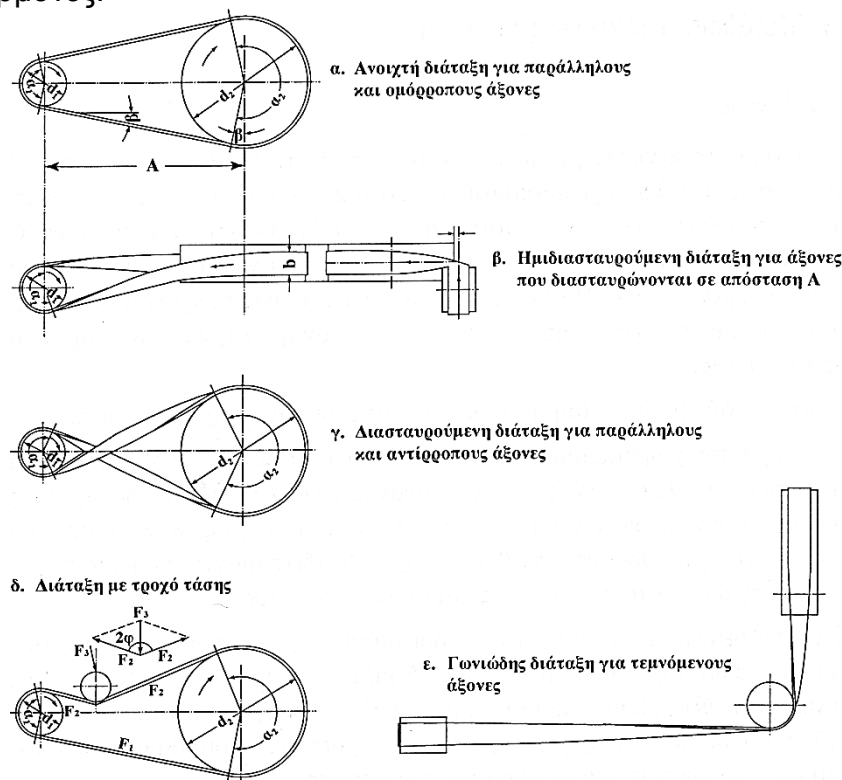
Υπάρχουν δύο βασικά είδη ιμάντων, οι επίπεδοι και οι τραπεζοειδείς. Η περιοχή που χρησιμοποιούνται οι διάφοροι τύποι ιμάντων δεν μπορεί να οριοθετηθεί απόλυτα. Ένας γενικός κανόνας είναι ότι οι επίπεδοι ιμάντες χρησιμοποιούνται εκεί όπου έχουμε μεγάλες αποστάσεις αξόνων και σχετικά μικρές σχέσεις μετάδοσης.

Αντίθετα οι τραπεζοειδείς ιμάντες χρησιμοποιούνται σε μεγάλες σχέσεις μετάδοσης και μικρές αποστάσεις αξόνων.

### 3.1.1 Είδη μετάδοσης της κίνησης

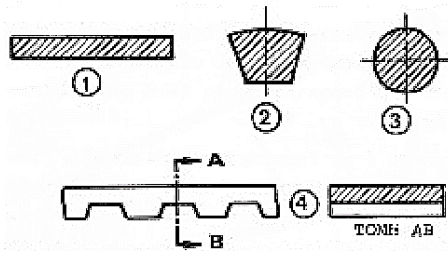
Οι μεταδόσεις κίνησης των ιμαντοκινήσεων ταξινομούνται ως εξής:

- Ανάλογα με τον τρόπο οδήγησης και σύμπλεξης του ιμάντα: Διακρίνουμε διατάξεις ανοιχτές, διασταυρούμενες, ημιδιασταυρούμενες και γωνιώδεις διατάξεις (Σχήμα 3.2) με δυνατότητα σύμπλεξης και καθώς και διατάξεις για τη μεταβολή της σχέσης μετάδοσης.
- Ανάλογα με την διατομή του ιμάντα: Διακρίνουμε μεταδόσεις με επίπεδο, τραπεζοειδή, κυλινδρικό και οδοντωτό ιμάντα (Σχήμα 3.3).
- Ανάλογα με τον τρόπο επιβολής της τάσης στον ιμάντα: Διακρίνουμε διατάξεις α. με τάση που προέρχεται από το ίδιο βάρος του ιμάντα, β. με τάση που επιβάλλεται κατά την τοποθέτηση του ιμάντα, γ. με μετακίνηση του κινητήρα πάνω σε ολισθητήρες, δ. με τροχό τάσης, ε. με φορείο τάσης, στ. με τον κινητήρα πάνω σε αιωρούμενη βάση (Σχήμα 3.4).
- Ανάλογα με το είδος του υλικού και την κατασκευή του ιμάντα: Διακρίνουμε δερμάτινους ιμάντες με μία, δύο ή τρεις στρώσεις από δέρμα, υφαντούς ιμάντες, ελαστικούς ιμάντες και συνθετικούς ιμάντες από πολλαπλές στρώσεις υλικών.
- Ανάλογα με την ένωση των άκρων, διακρίνουμε ιμάντες με συνδετήρα, με συγκόλληση, με ραφή και ατέρμονες ιμάντες. Πιο ήσυχα από όλους εργάζονται οι ατέρμονες.



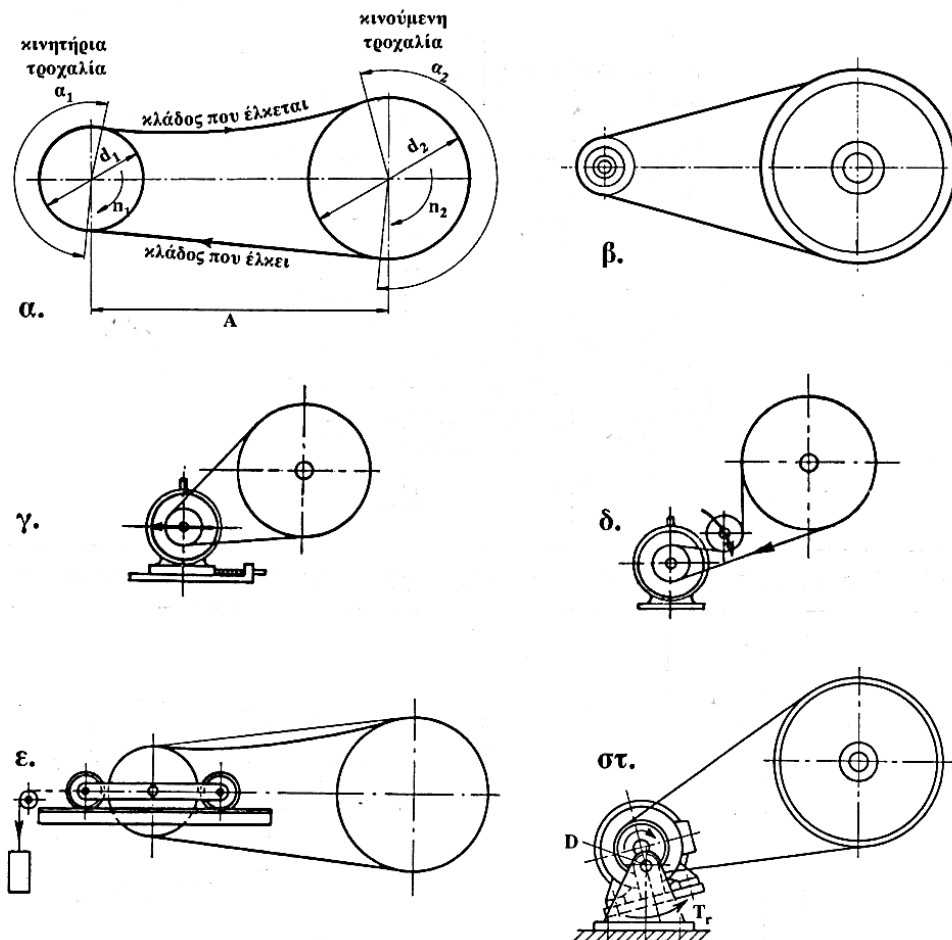
Σχήμα 3.2: Διατάξεις μετάδοσης κίνησης με ιμάντες. [5]





**Σχήμα 3.3:** Διατομές ιμάντων. 1. Επίπεδος, 2. Τραπεζοειδής, 3. Κυλινδρικός, 4. Οδοντωτός. [2]

Γενικά επιθυμητοί είναι οι ιμάντες που διαθέτουν μεγάλη αντοχή σε εφελκυσμό, καλή επαφή μεταξύ τροχαλίας και ιμάντα (μεγάλος συντελεστής τριβής), μεγάλη ελαστικότητα με μικρή παραμένουσα επιμήκυνση, μεγάλη ευκαμψία, μικρό ειδικό βάρος (μικρή φυγόκεντρη δύναμη) και να μην επηρεάζεται από λάδια και χημικές ουσίες. Βέβαια όλες οι ανωτέρω απαιτήσεις δεν μπορούν να ικανοποιηθούν από ένα μόνο υλικό.



**Σχήμα 3.4:** Είδη ιμαντοκινήσεων ανάλογα με τον τρόπο επιβολής τάσης στον ιμάντα. [5]

### 3.1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα

Σε σύγκριση με μεταδόσεις κίνησης με οδοντωτούς τροχούς και αλυσίδες, οι ιμάντες παρουσιάζουν τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.

#### **ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ**

- Σχεδόν αθόρυβη λειτουργία στους τραπεζοειδείς, αλλά και στους επίπεδους, όταν μπορεί να αποφευχθεί ο θόρυβος στα σημεία σύνδεσης.
- Καλύτερη παραλαβή και απόσβεση κρούσεων.
- Απλή διάταξη χωρίς κιβώτιο οδοντώσεων και λίπανση, πρακτικά χωρίς συντήρηση.
- Χρησιμοποιούνται κατά πολλαπλό τρόπο π.χ. για άξονες ομόρροπους, αντίρροπους, διασταυρούμενους ή για κίνηση περισσοτέρων αξόνων με έναν ιμάντα.
- Κάλυψη μεγάλων αποστάσεων αξόνων χωρίς δέσμευση για μια ορισμένη απόσταση.
- Είναι φθηνότερο σύστημα ιδιαίτερα για μεγαλύτερη απόσταση αξόνων και απλή διάταξη τροχαλιών.
- Εύκολη αποσύμπλεξη. Στους επίπεδους ιμάντες με μετάθεση του ιμάντα σε μία ελεύθερη τροχαλία, ή με αφαίρεση της πρότασης π.χ. με ανύψωση του τροχού τάσης ή μεταβολή της απόστασης των αξόνων.
- Απλή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης. Στους επίπεδους ιμάντες με μετατόπιση του ιμάντα πάνω σε βαθμωτές ή κωνικές τροχαλίες. Στους τραπεζοειδείς ιμάντες με μεταβολή των διαμέτρων των τροχαλιών.

#### **ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ**

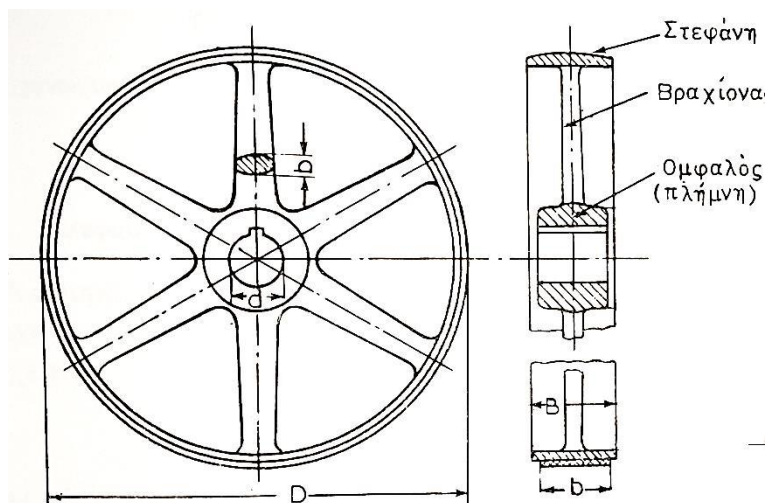
- Μεγαλύτερες διαστάσεις κατασκευής και μεγαλύτερη αξονική δύναμη  $A$  που ανάλογα με την διάταξη μπορεί να φτάσει το 1,5 έως 6 της περιφερειακής δύναμης.
- Η διολίσθηση κατά τη μεταφορά της δύναμης (κατά μέσο όρο 1,5 έως 2%) που μεταβάλλεται με την πρόταση, την παραμένουσα επιμήκυνση και τον συντελεστή τριβής και δεν επιτρέπει μια απόλυτα σταθερή σχέση μετάδοσης.
- Η παραμένουσα επιμήκυνση του ιμάντα που αυξάνει με το χρόνο και τη φόρτιση και οδηγεί πολλές φορές σε ολίσθηση και εκτίναξη του ιμάντα. Σε περίπτωση εξουδετέρωσής της απαιτεί πρόσθετα έξοδα.
- Η μεταβολή της επιμήκυνσης του ιμάντα με τη θερμοκρασία και την υγρασία.
- Η μεταβολή του συντελεστή τριβής με τη σκόνη, την ακαθαρσία, το λάδι και την υγρασία.

Περίπου ισάξια θεωρούνται:

- Η περιοχή μετάδοσης ( $i=1$  έως 8, σε εξαιρετικές περιπτώσεις μέχρι 20).
- Ο ολικός βαθμός απόδοσης που περιλαμβάνει και τις απώλειες των τριβών: περίπου 95 έως 98%.

### 3.1.3 Τροχαλίες

Τα μέρη από τα οποία αποτελείται μια τροχαλία είναι τα εξής: η στεφάνη, οι βραχίονες (τέσσερις ή έξι τον αριθμό) και ο ομφαλός (πλύμνη) (Σχήμα 3.5). Οι βραχίονες συνδέουν την στεφάνη με τον ομφαλό και η διατομή τους είναι συνήθως ελλειπτική ή διπλό ταυ. Ως υλικό κατασκευής των τροχαλιών χρησιμοποιείται ο χυτοσίδηρος, σπανιότερα δε χυτοχάλυβας, χάλυβας και για μικρότερες καταπονήσεις ελαφρά μέταλλα, ξύλο και συνθετικά υλικά.



Σχήμα 3.5: Μέρη μιας τροχαλίας. [1]

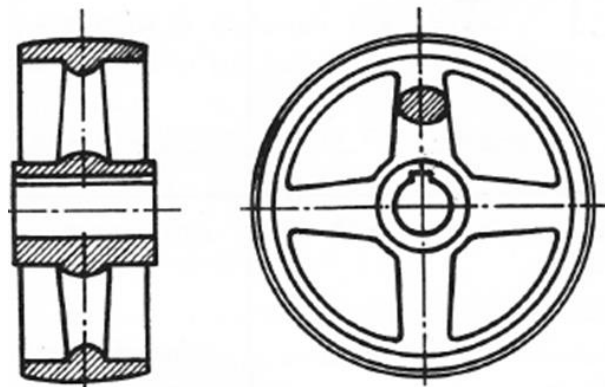
Σε περίπτωση που απαιτείται η μετατόπιση του ιμάντα στην στεφάνη, τότε το εξωτερικό τμήμα της στεφάνης της τροχαλίας μπορεί να είναι κυλινδρικό. Αυτό συμβαίνει όταν χρησιμοποιείται σύστημα δύο τροχαλιών, από τις οποίες η μια είναι σταθερή και η άλλη ελεύθερη. Στην περίπτωση όμως που δεν απαιτείται μετατόπιση του ιμάντα τότε η στεφάνη γίνεται ελαφρά καμπυλωτή.

Οι τροχαλίες κατατάσσονται ανάλογα με το υλικό που είναι κατασκευασμένες, την κατασκευαστική τους διαμόρφωση, τον τρόπο στερεώσεως, τη θέση της, τον σκοπό που εξυπηρετεί και τη διατομή του ιμάντα. Πιο αναλυτικά η κατηγοριοποίηση αναλύεται ως εξής:

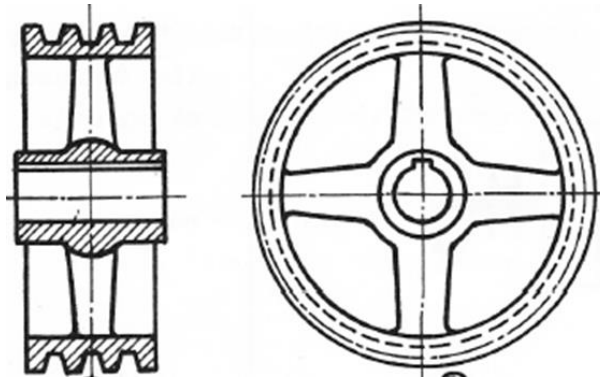
- Ανάλογα με το υλικό που είναι κατασκευασμένες:  
Διακρίνουμε τροχαλίες από χυτοσίδηρο (μαντέμι) που είναι και οι συνηθέστερες, τροχαλίες από χυτοχάλυβα, τροχαλίες από αλουμίνιο και κράματα αυτού και τροχαλίες από ξύλο.
- Ανάλογα με την κατασκευαστική τους διαμόρφωση:  
Διακρίνουμε τροχαλίες μονοκόμματος, διαιρούμενες, ολόσωμες και με βραχίονες. Οι διαιρούμενες τροχαλίες γίνονται σε δύο μέρη τα οποία ενώνονται με κατάλληλο τρόπο. Η σύνδεση πρέπει να είναι λυόμενη ώστε να είναι δυνατή μια εύκολη αποσύνδεση.
- Ανάλογα με τον τρόπο στερέωσης:  
Διακρίνουμε τροχαλίες σταθερές και ελεύθερες. Σταθερή τροχαλία λέγεται η τροχαλία εκείνη που σφηνώνεται στον άξονα και κατά συνέπεια περιστρέφεται

μαζί με αυτόν. Ενώ, ελεύθερη τροχαλία λέγεται εκείνη η τροχαλία που δεν σφηνώνεται στον άξονα και επομένως γυρίζει ελεύθερα γύρω από τον άξονα και δεν επηρεάζεται από την κίνηση του άξονα.

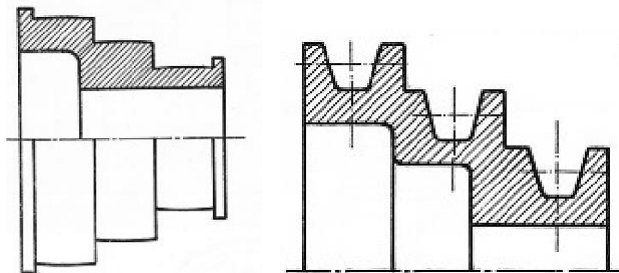
- Ανάλογα με την θέση των τροχαλιών:  
Διακρίνουμε τροχαλίες κινητήριες και κινούμενες οι οποίες τοποθετούνται στους κινητήριους άξονες και κινούμενους άξονες αντίστοιχα.
- Ανάλογα με τον σκοπό που εξυπηρετούν:  
Διακρίνουμε τροχαλίες τάνυσεως ή τεντώματος οι οποίες έχουν σαν σκοπό την τάνυση (τέντωμα) του ιμάντα.
- Ανάλογα με την διατομή του ιμάντα ή την μορφή της στεφάνης:  
Διακρίνουμε τροχαλίες επίπεδες και αυλακωτές. Η επίπεδη τροχαλία (Σχήμα 3.6) χρησιμοποιείται στην περίπτωση του επίπεδου ιμάντα και όπως δείχνει και το σχήμα γίνεται λίγο κυρτή και όχι τελείως επίπεδη. Η αυλακωτή τροχαλία (Σχήμα 3.7) χρησιμοποιείται για ένα ή περισσότερους τραπεζοειδείς ιμάντες. Διακρίνουμε επίσης τις κλιμακωτές επίπεδες ή αυλακωτές τροχαλίες (Σχήμα 3.8) οι οποίες δίνουν την δυνατότητα στον ιμάντα να εργασθεί σε διαφορετική θέση στην οποία αντιστοιχεί και διαφορετική διάμετρος. Με την αυλακωτή τροχαλία η κινούμενη άτρακτος θα περιστρέφεται με διαφορετική περιστροφική ταχύτητα ανάλογα με την θέση του ιμάντα. Τέλος διακρίνουμε τις κωνικές τροχαλίες (Σχήμα 3.9), τις τροχαλίες οδοντωτού ιμάντα και μεταβλητής διαμέτρου λειτουργίας του ιμάντα. Με τις κωνικές τροχαλίες παρέχεται η δυνατότητα συνεχούς μεταβολής των στροφών στον κινούμενο άξονα. Η μεταβολή αυτή γίνεται με μετάθεση του ιμάντα κατά τη διάρκεια λειτουργίας αυτού. Με την τροχαλία μεταβλητής διαμέτρου ο ιμάντας μπορεί να εργασθεί σε μικρότερη ή μεγαλύτερη διάμετρο και με αυτόν τον τρόπο παρέχεται η δυνατότητα μεταβολής των στροφών στην κινούμενη άτρακτο.



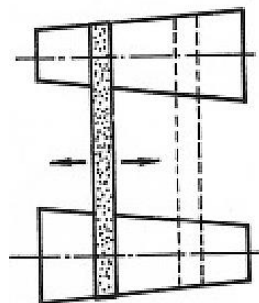
**Σχήμα 3.6:** Επίπεδη τροχαλία με βραχίονες. [2]



Σχήμα 3.7: Αυλακωτή τροχαλία με βραχίονες. [2]



Σχήμα 3.8: Κλιμακωτή τροχαλία. α. επίπεδη, β. αυλακωτή. [2]



Σχήμα 3.9: Ζευγάρι κωνικών τροχαλιών για επίπεδο ιμάντα. [2]

### 3.1.4 Επίπεδοι ιμάντες

Οι επίπεδοι ιμάντες κατασκευάζονται από διάφορα υλικά, τα κυριότερα από τα οποία είναι: δέρμα, υφαντά πλέγματα εμποτισμένα ή μη, συνθετικά και συνδυασμό υλικών (ιμάντες πολλαπλών στρώσεων).

#### **ΔΕΡΜΑΤΙΝΟΙ ΙΜΑΝΤΕΣ**

Το δέρμα είναι πολύ κατάλληλο υλικό για ιμάντες, διότι έχει μεγάλο συντελεστή τριβής (που δεν επιτυγχάνεται από κανένα άλλο υλικό) και μικρή παραμένουσα επιμήκυνση. Αντοχή όμως και ευκαμψία διαφέρουν στα διάφορα είδη. Μειονεκτήματα είναι ότι για την μεταφορά μεγάλων ισχύων πρέπει να έχουμε ιμάντες με πολλές στρώσεις από δέρμα δηλαδή μεγάλο πάχος ιμάντα.

Διακρίνουμε:

- Ιμάντες HG (πολύ εύκαμπτους, με περιεχόμενο σε λίπος 7%). Είναι γενικής χρήσης, ειδικά για υψηλή καταπόνηση, ταχύτητα και συχνότητα κάμψεων. Επίσης είναι κατάλληλοι για μεταδόσεις με μικρή απόσταση αξόνων και για λειτουργία με τροχούς τάσης, οδηγούς τροχαλίες και ημιδιασταυρούμενη διάταξη.
- Ιμάντες G (εύκαμπτους, με περιεχόμενο σε λίπος 14%). Χρησιμοποιούνται για κανονικές μεταδόσεις, επίσης για διασταυρούμενες μεταδόσεις και κωνικές τροχαλίες.
- Ιμάντες S (στάνταρτ, με περιεχόμενο σε λίπος μέχρι 25%). Χρησιμοποιούνται σε μικρότερες περιφερειακές ταχύτητες. Ιδιαίτερα σε βαθμωτές τροχαλίες και σε διατάξεις αποσύμπλεξης. Είναι κατάλληλοι για σκληρή λειτουργία στο ύπαιθρο, με περιβάλλον γεμάτο σκόνη.

### **ΥΦΑΝΤΟΙ ΙΜΑΝΤΕΣ**

Οι υφαντοί ιμάντες κατασκευάζονται από οργανικά υλικά (π.χ. βαμβάκι, τρίχες καμήλας ή κασίκας, φυσικό μετάξι) ή συνθετικά υλικά (π.χ. νάιλον, περλόν, ορλόν, τεχνητό μετάξι).

Έναντι των δερμάτινων ιμάντων έχουν το πλεονέκτημα ότι μπορούν να κατασκευαστούν ατέρμονες και εμφανίζουν έτσι πιο ήρεμη λειτουργία. Μειονέκτημα είναι ότι έχουν μεγαλύτερη ευαισθησία στις πλευρές, πράγμα που οδηγεί σε θραύσεις.

Τα διάφορα πάχη των ιμάντων προκύπτουν από επάλληλες στρώσεις υφαντού που συνδέονται μεταξύ τους με ράψιμο (στην περίπτωση της εμπότισης) με κόλλημα (με Balata ή Gutapercha) ή με βουλκανιζάρισμα (με ελαστικό).

Περισσότερο χρησιμοποιούνται οι ιμάντες Balata (υλικό παρόμοιο με το καουτσούκ, που προέρχεται από ρητινώδεις χυμούς τροπικών δέντρων, με το οποίο κολλούνται οι στρώσεις του υφαντού) που έχουν αντοχή 2 με 3 φορές μεγαλύτερη από τους δερμάτινους. Δεν είναι κατάλληλοι για λειτουργία σε θερμούς χώρους και είναι ευαίσθητοι σε επιδράσεις λαδιού και βενζίνης όχι όμως σε επιδράσεις υγρασίας και σκόνης.

Όταν σαν συνθετικό υλικό χρησιμοποιηθεί το καουτσούκ, τότε λαμβάνουμε τους ελαστικούς ιμάντες. Αν βουλκανιζαριστεί στην επιφάνεια ένα λεπτό στρώμα συνθετικού καουτσούκ (Buna ή Perbunan) γίνονται ανθεκτικοί σε επιδράσεις λαδιού, βενζίνης, υγρασίας και σκόνης. Μπορούν να εργάζονται σε θερμοκρασίες μέχρι 80°C.

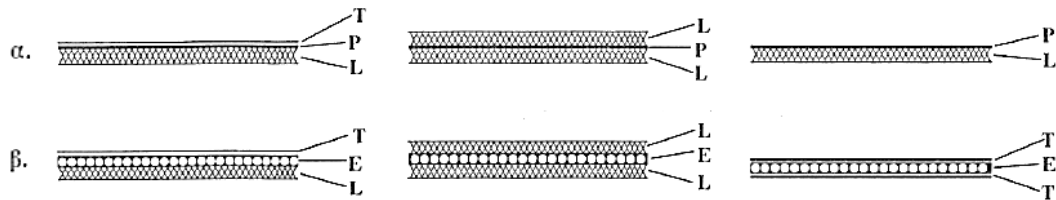
### **ΙΜΑΝΤΕΣ ΑΠΟ ΣΥΝΘΕΤΙΚΑ ΥΛΙΚΑ**

Οι ιμάντες από συνθετικά υλικά όπως πολυαμίδη, νάιλον και περλόν διαθέτουν υψηλή αντοχή και σχεδόν καθόλου επιμήκυνση. Χρησιμοποιούνται όμως πολύ σπάνια διότι έχουν κακό συντελεστή τριβής. Εξαιρέση αποτελεί ο συνδυασμός μίας ταινίας από νάιλον με λεπτή επίστρωση από συνθετικό καουτσούκ για την αύξηση του συντελεστή τριβής. Ο ιμάντας αυτός είναι κατάλληλος για ταχύτητες μέχρι 100m/sec και μεγάλες ισχύες.

### **ΣΥΝΘΕΤΟΙ ΙΜΑΝΤΕΣ (ΙΜΑΝΤΕΣ ΠΟΛΥΑΠΛΩΝ ΣΤΡΩΣΕΩΝ)**

Οι σύνθετοι ιμάντες είναι ένας συνδυασμός συνθετικού υλικού και δέρματος. Αποτελούνται κατά κανόνα από 2 έως 3 στρώσεις και συγκεκριμένα μία στρώση (L) από δέρμα που παρέχει μεγάλο συντελεστή τριβής, μία στρώση από συνθετικό υλικό π.χ. νάιλον, πολυαμίδη (P) ή πολυεστέρα (E) που παρέχει υψηλή αντοχή σε εφελκυσμό και μικρή επιμήκυνση. Επιπλέον μπορεί να υπάρχει μία τρίτη

προστατευτική στρώση από δέρμα (για αμφίπλευρη καταπόνηση σε συστήματα πολλαπλών τροχαλιών) ή από ελαστικοποιημένο υφαντό (T) για μονόπλευρη καταπόνηση. Αν η καταπόνηση σε τριβή είναι μικρή τότε μπορεί να υπάρχει και από τις δύο πλευρές στρώση από ελαστικοποιημένο υφαντό (Σχήμα 3.10).



**Σχήμα 3.10:** Διατομές ιμάντων πολλαπλών στρώσεων (Extremultus της εταιρείας Siegling) α. τύπος 80, β. τύπος 81. [5]

Οι ιμάντες αυτοί είναι πολύ ελαστικοί και δεν επηρεάζονται από λιπαντικά και καιρικές συνθήκες. Έχουν καλό βαθμό απόδοσης, μεγάλη διάρκεια ζωής, δυνατότητα μεταφοράς τριπλάσιας ισχύος από τους δερμάτινους και είναι κατάλληλοι για μεγάλες σχέσεις μετάδοσης (έως 1:20), μικρές αποστάσεις αξόνων και μεγάλες ταχύτητες.

Γενικά το είδος αυτό κυριαρχεί πλέον στις μεταδόσεις κίνησης με ιμάντες, έχει υποκαταστήσει σε μεγάλο βαθμό όλα τα είδη ιμάντων που προαναφέρθηκαν, σε πολλές δε περιπτώσεις ακόμα και τους τραπεζοειδείς ιμάντες.

### 3.1.5 Τραπεζοειδείς ιμάντες

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες έχουν εκτοπίσει σε μεγάλο βαθμό τους επίπεδους ιμάντες, διότι έχουν περίπου τριπλάσια ικανότητα μεταφοράς ισχύος, εργάζονται πιο μαλακά και πρακτικά χωρίς ολίσθηση. Απαιτούν μικρότερη γωνία περιέλιξης, επιτυγχάνοντας έτσι μεγάλες σχέσεις μετάδοσης και μικρότερες αποστάσεις αξόνων. Ο χώρος που καταλαμβάνουν είναι επομένως μικρότερος, όπως επίσης η φόρτιση του άξονα και των τριβέων. Επιπλέον, παρέχουν την δυνατότητα εργασίας πολλών ιμάντων τοποθετημένων ο ένας δίπλα στον άλλο.

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες είναι κατασκευασμένοι από ελαστικό και έχουν τραπεζοειδή διατομή. Στο άνω μέρος, ενσωματωμένα στο ελαστικό, υπάρχουν ενισχυτικά νήματα για την παραλαβή των εφελκυστικών δυνάμεων. Όλο το σώμα είναι τυλιγμένο σε ύφασμα και βουλκανιζάρεται μέσα σε φόρμες.

Οι κανονικοί τραπεζοειδείς ιμάντες κατασκευάζονται σε τυποποιημένες διαστάσεις με μια γωνία πλευρών  $\alpha = 32^\circ \dots 38^\circ$  ( $\alpha \approx 36^\circ$ ) σε 12 μεγέθη κατά DIN 2215 με εσωτερικά μήκη από 100...18000 mm.

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες του μέτρου χρησιμοποιούνται σε μικρές γενικά ταχύτητες λόγω της σχετικής τους ακαμψίας. Κατασκευάζονται από ύφασμα εμποτισμένο σε καουτσούκ, που τυλίγεται και βουλκανιζάρεται σε φόρμες μεγάλου μήκους. Δεν είναι εύκαμπτοι, διότι ολόκληρη η διατομή είναι πλήρης από το υφασμάτινο πλέγμα. Για τη σύνδεση τους υπάρχουν μικροί ειδικοί συνδετήρες. Η χρήση των τραπεζοειδών ιμάντων του μέτρου είναι περιορισμένη.

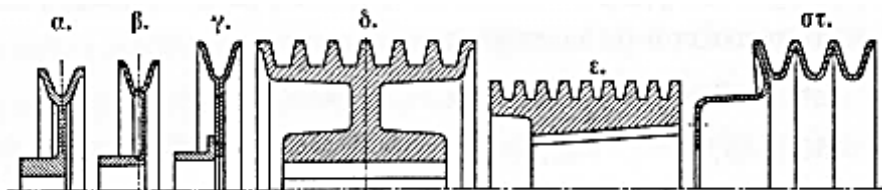
Οι μικροτραπεζοειδείς ιμάντες έχουν πολύ μικρότερη διατομή (1/3 περίπου) από τους κανονικούς. Η μεγαλύτερη ικανότητα μεταφοράς ισχύος που έχουν οφείλεται στο ότι τα ενισχυτικά νήματα, που εδώ είναι μόνο μια σειρά, βρίσκονται

στην ουδέτερη ζώνη του ιμάντα. Έτσι δεν καταπονούνται επιπρόσθετα σε εφελκυσμό λόγω κάμψης και όταν ακόμα εργάζονται πάνω σε τροχαλίες με μικρή διάμετρο.

Οι περιοχές χρησιμοποίησης κανονικών και μικροτραπεζοειδών ιμάντων δεν είναι απόλυτα οριοθετημένες. Συνήθως προτιμούνται οι μικροτραπεζοειδείς για μεταδόσεις κίνησης με:

- ταχύτητες άνω των 25 μέχρι 40 m/sec
- συχνότητες κάμψεων άνω των 30 sec<sup>-1</sup>
- τροχαλίες που πρέπει για κατασκευαστικούς λόγους να είναι μικρές

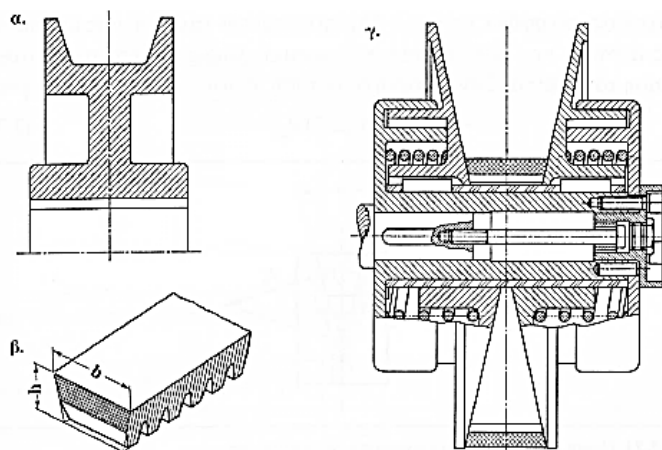
Οι τραπεζοειδείς τροχαλίες κατασκευάζονται χυτές ή συγκολλητές ή για μαζική παραγωγή πρεσαριστές από έλασμα και έχουν τυποποιημένες διαστάσεις. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται στην κατασκευή λείων και συμμετρικών αυλακών. Αν π.χ. οι ιμάντες δεν βρίσκονται στο ίδιο ύψος μέσα στα αυλάκια της τροχαλίας, τότε δεν συνεργάζονται μεταξύ τους και φορτίζονται ασύμμετρα, δηλαδή μπορεί ένας μικρός αριθμός από αυτούς να μεταφέρει ολόκληρη την ισχύ, με συνέπεια η φθορά τους να είναι ταχύτατη. Διάφορες κατασκευές παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.11.



**Σχήμα 3.11:** Είδη τραπεζοειδών τροχαλιών.

- α. με αυλάκι, χυτευτή,  
 β. με ένα αυλάκι, κολλητή με μαλακή συγκόλληση,  
 γ. με ένα αυλάκι, συγκολλητή με ηλεκτροπύκνωση,  
 δ. με πολλά αυλάκια, χυτευτή,  
 ε. με πολλά αυλάκια, χυτευτή για κωνικό άκρο άξονα,  
 στ. με πολλά αυλάκια, πρεσαριστή από έλασμα. [5]

Το Σχήμα 3.12 δείχνει ένα σύστημα για συνεχή, χωρίς βαθμίδες, μεταβολή των στροφών.



**Σχήμα 3.12:** Σύστημα συνεχούς μεταβολής στροφών.  
 α. σταθερή τραπεζοειδής τροχαλία, β. εύκαμπτος οδοντωτός τραπεζοειδής ιμάντας, γ. τροχαλία με ρυθμιζόμενη διάμετρο. [5]



Όπως φαίνεται αποτελείται από:

- τη σταθερή τραπεζοειδή τροχαλία (Σχήμα 3.12α)
- τον πολύ λεπτό εύκαμπτο οδοντωτό τραπεζοειδή ιμάντα μεγάλου πλάτους με γωνία  $\alpha \approx 30^\circ$  έως  $33^\circ$  (Σχήμα 3.12β). Λόγω της ευκαμψίας του ο ιμάντας μπορεί να εργάζεται πάνω σε τροχαλίες με πολύ μικρές διαμέτρους. Κατασκευάζεται σε διαστάσεις:

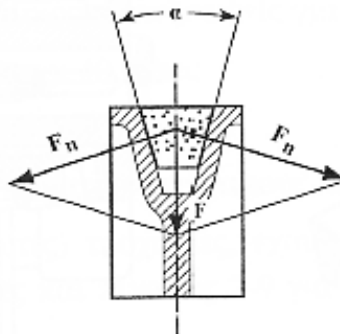
$b \times h$	26,3mm×8 mm	33,1mm×10 mm	41,7mm×12,6 mm
	50mm×15,5 mm	52,5mm×15,9 mm	73mm×17,5mm

- την τροχαλία με ρυθμιζόμενη διάμετρο (Σχήμα 3.12γ).

Στη ρυθμιζόμενη τροχαλία τα δύο συμμετρικά της τμήματα μπορούν να μετακινηθούν αξονικά (οπότε ο ιμάντας μετακινείται ακτινικά), ενώ πιέζονται συνεχώς προς το μέσο με τη δύναμη ελατηρίων.

Η ρύθμιση των στροφών επιτυγχάνεται με αλλαγή της απόστασης των αξόνων π.χ. με μετακίνηση του κινητήρα (που φέρει τη ρυθμιζόμενη τροχαλία) πάνω σε ολισθητήρες. Η περιοχή ρύθμισης είναι συνήθως 1:3.

Η μεγάλη πίεση του ιμάντα που ασκείται στα τοιχώματα της τροχαλίας λόγω της ενέργειας της σφήνας, (Σχήμα 3.13) επιτρέπει την επιλογή μιας μικρής απόστασης αξόνων, που είναι βέβαια πλεονεκτική, χωρίς να απαιτείται αύξηση στην τάση του ιμάντα. Σαν ευνοϊκή απόσταση αξόνων  $A$  μπορεί να ληφθεί  $A \approx (1 \dots 2)d_{w2}$ .



**Σχήμα 3.13:** Πίεση του ιμάντα στα τοιχώματα της τροχαλίας. [5]

Κάτω από ορισμένες προϋποθέσεις είναι δυνατό να κατασκευασθεί τραπεζοειδής μόνο η μικρή (κινητήρια) τροχαλία, ενώ η μεγάλη (κινούμενη) να κατασκευαστεί επίπεδη.

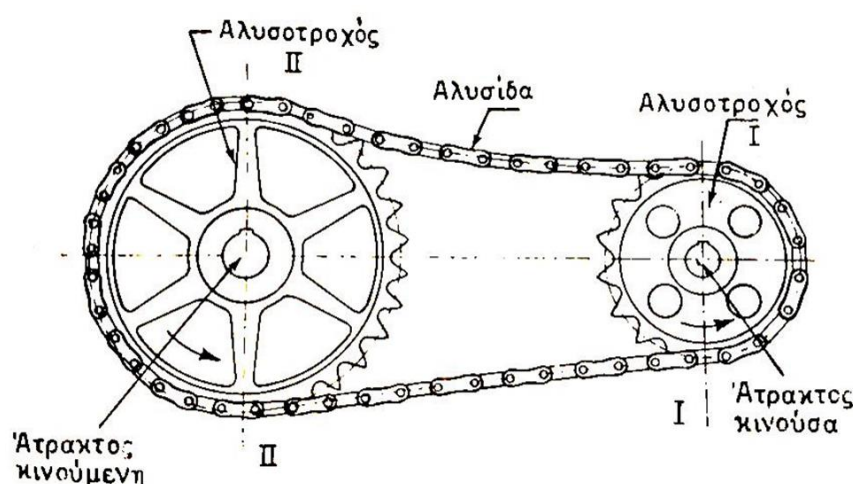
Αυτό το είδος της κίνησης λέγεται τραπεζεπίπεδη μετάδοση και η χρησιμοποίηση του οφείλεται κυρίως σε οικονομικούς λόγους (φθηνότερη μεγάλη τροχαλία, χρησιμοποίηση της μεγάλης τροχαλίας σε μετατροπές παλαιών επιπέδων συστημάτων σε τραπεζοειδή).

Για να είναι ικανοποιητική η απόδοση της τραπεζεπίπεδης μετάδοσης πρέπει:

- η σχέση μετάδοσης να είναι μεγαλύτερη του 1:3
- η μεγάλη τροχαλία να είναι τελείως επίπεδη και το πλάτος της τουλάχιστον κατά δύο πλάτη ιμάντων μεγαλύτερο από τη συνεργαζόμενη τραπεζοειδή
- η απόσταση αξόνων  $A$  να είναι περίπου όσο και η μεγάλη τροχαλία
- οι ιμάντες να έχουν διατομή 20mm×12,5mm και άνω. Δεν ενδείκνυται για μικρότερες διατομές και για μικροτραπεζοειδείς

## 3.2 ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΕΙΣ

Όπως αναφέραμε και στην προηγούμενη παράγραφο, αν θέλουμε να μεταδώσουμε κίνηση από μία άτρακτο σε μία άλλη, που βρίσκεται σε μεγάλη απόσταση μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τροχαλίες και ιμάντες, αλλά αν δεν είναι δυνατή η χρησιμοποίηση του οδοντωτού ιμάντα, θα έχουμε απώλεια στροφών από ολίσθηση. Ένας άλλος τρόπος μετάδοσης της κίνησης σε μεγάλη απόσταση και χωρίς απώλεια στροφών είναι η αλυσοκίνηση. Εδώ χρησιμοποιούμε δύο ειδικούς οδοντωτούς τροχούς, που λέγονται αλυσοτροχοί και μια αλυσίδα (Σχήμα 3.14), που τους περιβάλλει, όπως περιβάλλει ο ιμάντας τις τροχαλίες. Η αλυσίδα είναι μία αρθρωτή κατασκευή, αποτελούμενη από κρίκους και στην πιο συνηθισμένη της μορφή είναι αυτή που χρησιμοποιείται στο ποδήλατο.



Σχήμα 3.14: Απλή μορφή αλυσοκίνησης. [1]

Οι μεταδόσεις κίνησης με αλυσίδες, όσον αφορά τις ιδιότητες, το κόστος κατασκευής, τη μεταφερόμενη ισχύ και τις απαιτήσεις σε συντήρηση, παίρνουν μια μέση θέση ανάμεσα στις κινήσεις με ιμάντες και οδοντωτούς τροχούς.

Λόγω της ασφάλειας και της οικονομικότητάς τους, έχουν γίνει απαραίτητες σε οχήματα, αγροτικές μηχανές, μεταφορικά συστήματα, τυπογραφεία, μηχανές επεξεργασίας ξύλου, εργαλειομηχανές και υφαντουργικές μηχανές.

### 3.2.1 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα έναντι των ιμάντων

Οι αλυσίδες παρουσιάζουν κάποια πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα έναντι των ιμάντων, τα οποία παρουσιάζονται παρακάτω:

#### **ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ**

- Μεταφέρουν την κίνηση από την κινητήρια στην κινούμενη άτρακτο χωρίς απώλεια στροφών. Αυτό οφείλεται στην ύπαρξη των δοντιών και των κρίκων της αλυσίδας. Αφού δεν υπάρχει απώλεια στροφών οι αλυσοκινήσεις είναι κατάλληλες για περιπτώσεις συγχρονισμού των στροφών, δηλαδή είναι κατάλληλες για μεταφορά κίνησης με σταθερή σχέση μετάδοσης.

- Παρουσιάζουν μεγάλη ευκαμψία, γιατί η αλυσίδα αποτελείται από αρθρωτούς κρίκους. Έτσι μπορούν να εργασθούν καλά και σε αλυσοτροχούς μικρής διαμέτρου.
- Είναι κατάλληλες για μεταφορά κινήσεως σε μεγάλες αποστάσεις.
- Έχουν δυνατότητα μετάδοσης κινήσεως σε περισσότερες από μία ατράκτους με την ίδια ή διαφορετική φορά περιστροφής.
- Μεταφορά σημαντικά μεγαλύτερων δυνάμεων, με μικρότερες γωνίες περιέλιξης και απόσταση αξόνων.
- Δεν καταπονούν τις ατράκτους και τα έδρανα, όπως συμβαίνει στις ιμαντοκινήσεις, από το τέντωμα του ιμάντα, διότι οι αλυσίδες εργάζονται χωρίς πρόταση.
- Λιγότερο ευαίσθητες σε υγρασία, ακάθαρμο περιβάλλον και υψηλές θερμοκρασίες.
- Μικρότερες διαστάσεις για ίδιες μεταφερόμενες ισχύες (καταλαμβάνουν μικρότερο χώρο).
- Συναρμολογούνται και αποσυναρμολογούνται εύκολα. Η αλυσίδα κόβεται στο μήκος που θέλουμε και όταν την τοποθετήσουμε στους δύο αλυσοτροχούς ενώνουμε τα δύο άκρα της με ειδικό κρίκο.

### **ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ**

- Μεταδίδουν την κίνηση χωρίς ελαστικότητα και έτσι δεν μπορούν να απορροφήσουν κρουστικά φορτία.
- Απαιτούν συντήρηση (καθαρισμό, λίπανση).
- Δεν μπορούν να εργασθούν καλά σε ψηλές στροφές και ούτε μπορούν να μεταφέρουν μεγάλη ισχύ, όπως μεταφέρουν οι οδοντωτοί τροχοί.
- Διασταυρούμενες διατάξεις δεν είναι δυνατές.
- Είναι ακριβότερες από τις ιμαντοκινήσεις.
- Κάνουν περισσότερο θόρυβο από τους τραπεζοειδείς και οδοντωτούς ιμάντες.

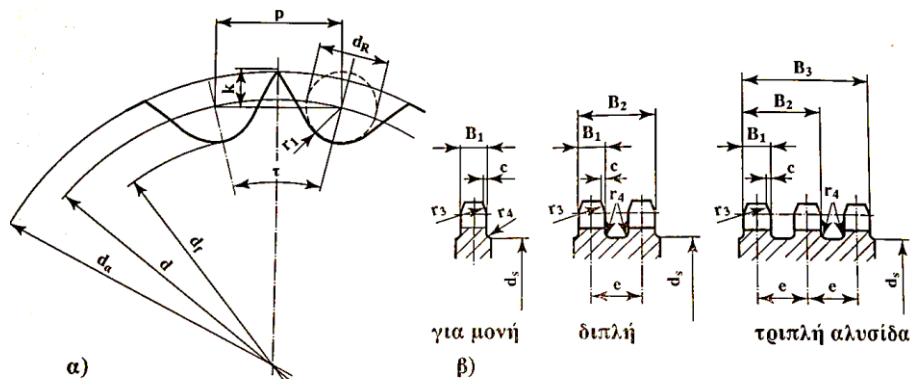
### **3.2.2 Αλυσοτροχοί**

Οι αλυσοτροχοί είναι τροχοί με κατάλληλα δόντια, για να μπορούν να συνεργασθούν με την αλυσίδα. Η κατανομή των δοντιών εξαρτάται από το είδος της αλυσίδας. Η μορφή των τροχών καθορίζεται κατά κύριο λόγο από τον αριθμό των οδόντων και τη μεταφερόμενη ισχύ. Ποια μορφή θα επιλεγεί τελικά εξαρτάται από κατασκευαστικούς λόγους, συχνά όμως και από τον αριθμό των προς κατασκευή τεμαχίων.

Η δομή των αλυσοτροχών είναι βασικά η ίδια για όλα τα είδη των αλυσίδων. Μόνο η οδόντωση είναι διαφορετική και προσαρμοσμένη κάθε φορά στο αντίστοιχο είδος αλυσίδας. Η οδόντωση των αλυσοτροχών πρέπει να είναι κατασκευασμένη έτσι ώστε η αλυσίδα να εμπλέκεται σχεδόν χωρίς τριβή. Η επιμήκυνση που εμφανίζεται στην αλυσίδα κατά τη λειτουργία (οφείλει να μην ξεπερνά το 3%) πρέπει να λαμβάνεται υπόψη για να εξασφαλίζεται στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης ήρεμη λειτουργία, διάρκεια ζωής και ασφάλεια.

Στο Σχήμα 3.15 δίνεται η οδόντωση αλυσοτροχών κατά DIN 8196 για αλυσίδες με κυλινδρικούς (κατά DIN 8187 και DIN 8188) που χρησιμοποιούνται σχεδόν αποκλειστικά για μεταδόσεις κίνησης.

Για μικρούς αλυσοτροχούς με αριθμό οδόντων μικρότερο των 30, που κατασκευάζονται χυτοί, σφυρήλατοι, συγκολλητοί ή торνευτοί, χρησιμοποιείται χάλυβας μεγάλης σχετικά αντοχής (π.χ. St60) για ταχύτητες μέχρι  $\sim 7 \text{ m/sec}$ . Για μεγαλύτερες ταχύτητες χρησιμοποιείται βελτιωμένος ή σκληρημένος χάλυβας. Μερικοί τροχοί κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο ή χυτοχάλυβα για μέσες ταχύτητες και από βελτιωμένο χάλυβα για μεγαλύτερες ταχύτητες.



$$\text{Γωνία βήματος } \tau = \frac{360^\circ}{z}$$

$$\text{Αρχική διάμετρος } d = \frac{p}{\eta\mu \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\eta\mu \left( \frac{180^\circ}{z} \right)}$$

$$\text{Διάμετρος κύκλου πόδα } d_f = d - d_R \quad (d_R = \text{διάμετρος κυλινδρικού από πίνακα 3-1})$$

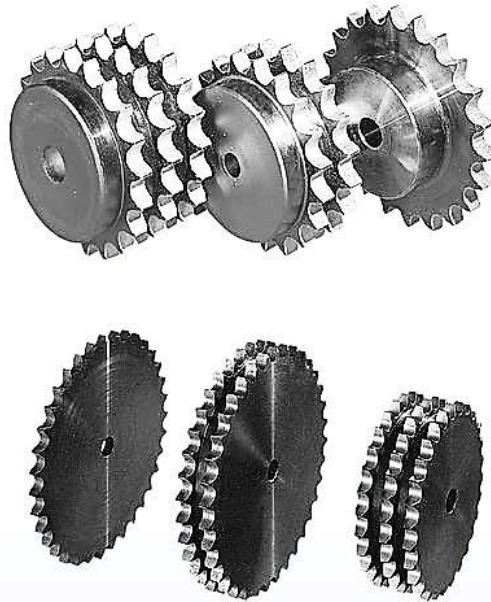
$$\text{Διάμετρος κύκλου κεφαλής } d_a = d \cdot \text{συν} \frac{\tau}{2} + 0,8 d_R$$

**Σχήμα 3.15:** Οδόντωση αλυσοτροχών κατά DIN 8196 για αλυσίδες με κυλινδρικούς κατά DIN 8187 και DIN 8188. [5]

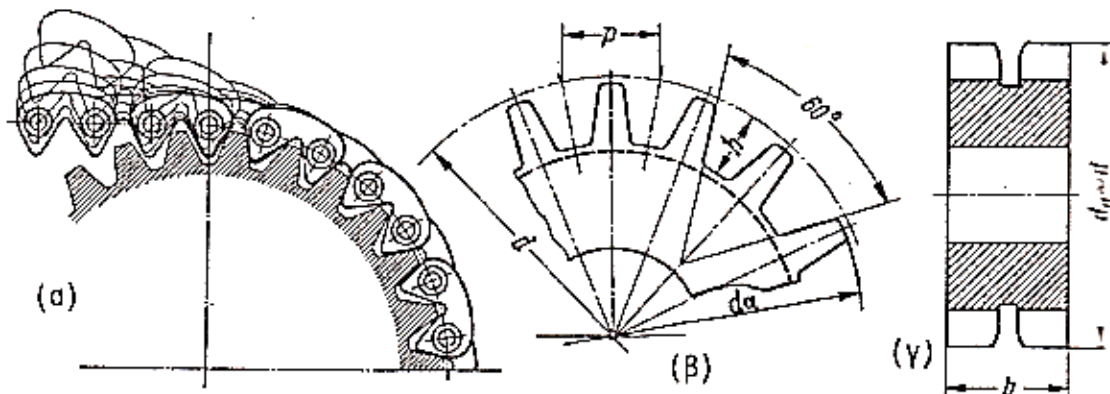
Τα διάφορα είδη των αλυσοτροχών μπορούμε να τα κατατάξουμε:

- Ανάλογα με τις σειρές τις αλυσίδας (Σχήμα 3.16):
  - Αλυσοτροχός απλής αλυσίδας (μονός)
  - Αλυσοτροχός διπλής αλυσίδας (διπλός)
  - Αλυσοτροχός τριπλής αλυσίδας (τριπλός)
- Ανάλογα με τον τρόπο που είναι διαμορφωμένοι:
  - Αλυσοτροχός για αλυσίδα με κυλινδρικούς. (Σχήματα 3.15 και 3.16)
  - Αλυσοτροχός για οδοντωτή αλυσίδα. (Σχήμα 3.17)
  - Αλυσοτροχός για αλυσίδα δυνάμεως, γνωστός ως εξέλικτρο.
- Ανάλογα με την θέση ή το σκοπό που εξυπηρετεί:
  - Κινητήριο αλυσοτροχός, όταν βρίσκεται στην κινητήριο άτρακτο.
  - Κινούμενος αλυσοτροχός, όταν βρίσκεται στην κινούμενη άτρακτο.
  - Αλυσοτροχός τανύσεως ή τανυστήρας για το τέντωμα της αλυσίδας.
- Ανάλογα με τον τρόπο σύνδεσης τους με την άτρακτο:
  - Σταθερός αλυσοτροχός, όταν σφηνώνεται στην άτρακτο.
  - Ελεύθερος (τρελός), όταν βρίσκεται χωρίς σφήνα σε σταθερό άξονα.

- Ανάλογα με το υλικό τους:
  - Αλυσοτροχοί από χυτοσίδηρο
  - Αλυσοτροχοί από χυτοχάλυβα
  - Αλυσοτροχοί από χάλυβα



**Σχήμα 3.16:** Αλυσοτροχοί για απλή, διπλή και τριπλή αλυσίδα με ρόλους. [b]



**Σχήμα 3.17:** Αλυσοτροχός οδοντωτής αλυσίδας. [2]

### 3.2.3 Αλυσίδες

Τις αλυσίδες που συναντάμε σε διάφορες κατασκευές μπορούμε να τις χωρίσουμε σε δύο μεγάλες κατηγορίες, τις αλυσίδες δυνάμεως και τις αλυσίδες κινήσεως.

#### **ΑΛΥΣΙΔΕΣ ΔΥΝΑΜΕΩΣ (Η ΤΥΠΟΥ ΟΜΙΚΡΟΝ)**

Οι αλυσίδες δυνάμεως (Σχήμα 3.18α) αποτελούνται από συγκολλημένους κρίκους, που σχηματίζονται από χαλύβδινη ράβδο κυκλικής διατομής.

Χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο για την ανύψωση φορτίων και για αυτό πήραν το όνομα αλυσίδες δυνάμεως.

Οι χαρακτηριστικές τους διαστάσεις είναι (Σχήμα 3.18β):

- Η διάμετρος  $d$  της ράβδου, που γίνεται ο κρίκος.
- Το εξωτερικό πλάτος  $b$  του κρίκου.
- Το εσωτερικό μήκος  $t$  του κρίκου.

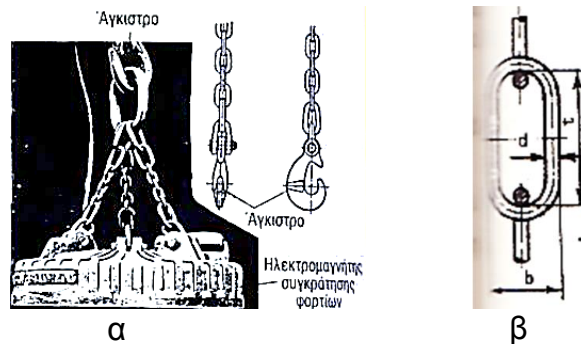
Το επιτρεπόμενο φορτίο μία αλυσίδας δυνάμεως βρίσκεται από τη σχέση:

$$F_{επ} = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_{επ}$$

Όπου

$d$  η διάμετρος της ράβδου, που γίνεται ο κρίκος

$\sigma_{επ}$  η επιτρεπόμενη τάση (συνήθως  $600 \frac{Kp}{cm^2}$  ή  $\sim 6 \frac{KN}{cm^2}$ )



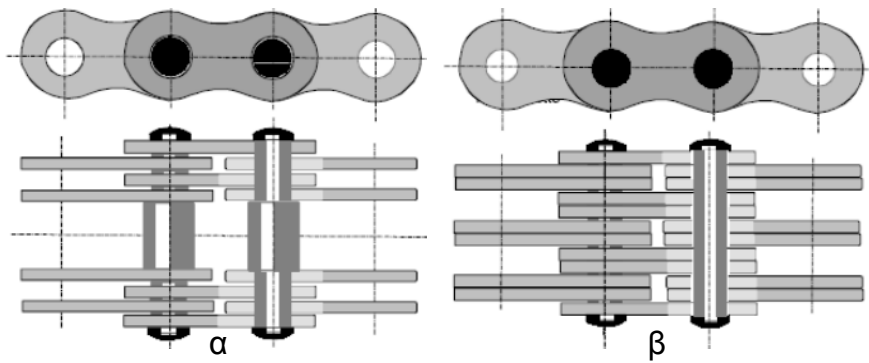
Σχήμα 3.18: α. Αλυσίδες δυνάμεως, β. χαρακτηριστικές διαστάσεις αλυσίδας. [2]

### ΑΛΥΣΙΔΕΣ ΚΙΝΗΣΕΩΣ

Οι αλυσίδες κινήσεως χρησιμοποιούνται για την μεταφορά κινήσεως από μία άτρακτο σε μία άλλη παράλληλη προς αυτή. Στις διάφορες εφαρμογές συναντάμε αρκετά είδη αλυσίδων κινήσεως. Τα πιο γνωστά είναι τα παρακάτω τυποποιημένα είδη αλυσίδων:

- **Αλυσίδες με πείρους**

Οι αλυσίδες με πείρους (Σχήμα 3.18) αποτελούν την απλούστερη και φθηνότερη μορφή. Οι πλάκες τους (πλευρικά ελάσματα, λαμάκια) περιστρέφονται πάνω σε ηλωμένους ή ασφαλισμένους με περόνη (κοπίλια) πείρους. Πλάκες και πείροι κατασκευάζονται συνήθως από St60 και St50 αντίστοιχα, χωρίς θερμική επεξεργασία.



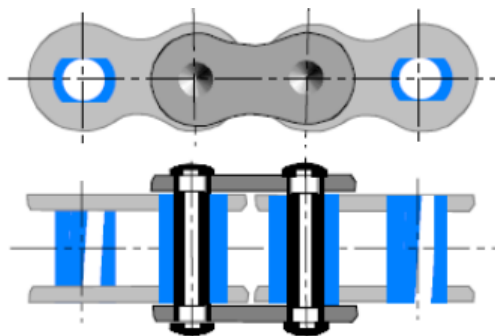
**Σχήμα 3.18:** Αλυσίδες με πείρους. α. αλυσίδα Gall, β. αλυσίδα Fleyer. [c]

Οι αλυσίδες αυτές, τυποποιημένες κατά DIN 8150 (αλυσίδα Gall) και DIN 8152 (αλυσίδα Fleyer) χρησιμοποιούνται σε μεταδόσεις κίνησης μόνο για μικρές ταχύτητες, περίπου  $0,5 \text{ m/sec}$ . Λόγω της μεγάλης τους αντοχής χρησιμοποιούνται σε ανυψωτικά μηχανήματα.

- **Αλυσίδες με δακτυλίους (χιτώνια)**

Οι αλυσίδες με δακτυλίους (Σχήμα 3.19) έχουν μεγαλύτερη αντοχή σε φθορά, επειδή οι εσωτερικές πλάκες είναι πρεσσαρισμένες σε δακτυλίους που μπορούν να κινούνται πάνω σε πείρους. Οι τελευταίοι είναι σταθερά συνδεδεμένοι με τις εξωτερικές πλάκες. Με τον τρόπο αυτό της κατασκευής η πίεση επιφάνειας είναι εδώ πολύ μικρότερη από ότι στις αλυσίδες με πείρους. Οι πλάκες κατασκευάζονται συνήθως St60, οι πείροι από σκληρομένο χάλυβα C15.

Αλυσίδες με δακτυλίους με μικρά βήματα  $p$  κατασκευάζονται σύμφωνα με το DIN 8154. Σ' αυτό το είδος των αλυσίδων ανήκουν και οι μεταφορικές αλυσίδες με πλήρη πείρο (χωρίς ή με κυλινδρίσκο) και μεταφορικές αλυσίδες με διάτρητο πείρο (χωρίς ή με κυλινδρίσκο).

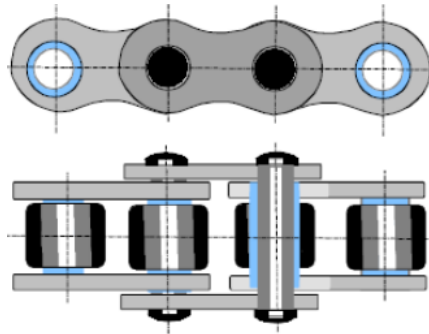


**Σχήμα 3.19:** Αλυσίδες με χιτώνια [c]

- **Αλυσίδες με κυλινδρίσκους**

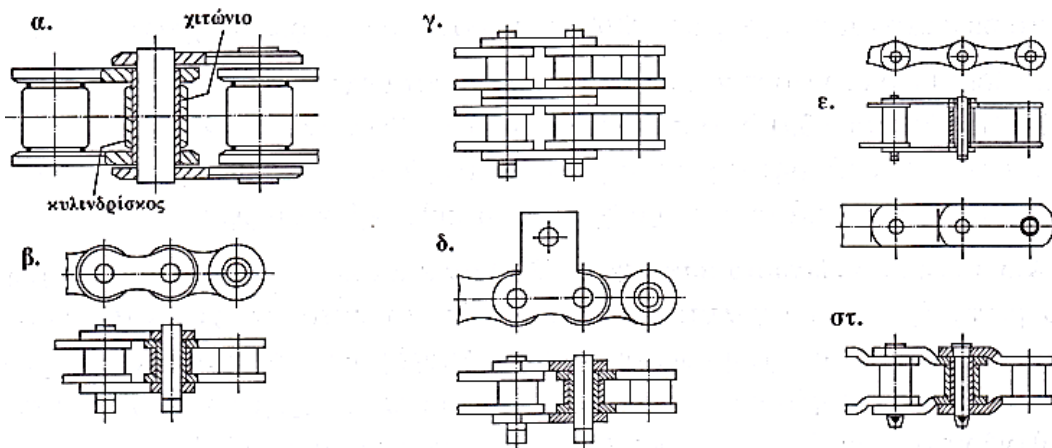
Οι αλυσίδες με κυλινδρίσκους (Σχήμα 3.20) αν και ακριβότερες από τις προηγούμενες, έχουν την μεγαλύτερη σημασία διότι προσφέρουν σχεδόν απεριόριστες δυνατότητες στη χρησιμοποίησή τους. Διαφέρουν από τις αλυσίδες με δακτυλίους στο ότι φέρουν πάνω στο δακτύλιο ένα σκληρομένο και λειασμένο κυλινδρίσκο που ελαττώνει τη φθορά και το θόρυβο (Σχήμα 3.21α).





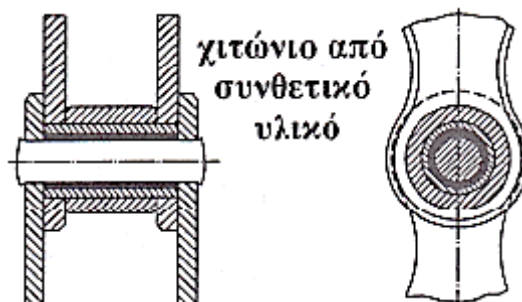
**Σχήμα 3.20:** Αλυσίδες με κυλινδρίσκους. [c]

Ο κανονικός τύπος των αλυσίδων με κυλινδρίσκους κατασκευάζεται κατά DIN8187 (ευρωπαϊκός τύπος) και κατά DIN8188 (αμερικάνικος τύπος) από χαλυβοκράματα σαν απλή ή πολλαπλή αλυσίδα (Σχήμα 3.21β,γ). Με τον τρόπο αυτό αυξάνεται η δυνατότητα μεταφοράς ισχύος (> 1000 KW) με μεγάλες ταχύτητες (μέχρι 30m/sec). Σαν μεταφορικές αλυσίδες κατασκευάζονται με πλάκες στήριξης (Σχήμα 3.21δ), με μακρά μέλη (Σχήμα 3.21ε) ή τύπου Rotary (Σχήμα 3.20στ). Στις περιπτώσεις αυτές οι ταχύτητες δεν ξεπερνούν τα 3 m/sec.



**Σχήμα 3.21:** Αλυσίδες με κυλινδρίσκους. α. διαμόρφωση μέλους της αλυσίδας, β. μονή αλυσίδα, γ. διπλή αλυσίδα, δ. αλυσίδα με πλάκα στήριξης, ε. αλυσίδα με μακρά μέλη, στ. αλυσίδα τύπου Rotary. [5]

Εκεί όπου η λίπανση μπορεί να είναι ελλιπής ή σχεδόν αδύνατη (δύσκολη πρόσβαση) ή για διάφορους λόγους δεν επιτρέπεται (π.χ. μηχανήματα στη βιομηχανία τροφίμων), είναι σκόπιμο να χρησιμοποιούνται δακτύλιοι από συνθετική ύλη π.χ. από πολυαμίδη (Σχήμα 3.22).



**Σχήμα 3.22:** Αλυσίδα με κυλινδρίσκο και χιτώνιο από συνθετικό υλικό. [5]



Οι συνθετικοί δακτύλιοι, ακόμη και χωρίς καθόλου λίπανση, εμφανίζουν μία πολύ μικρή φθορά και επομένως μεγάλη διάρκεια ζωής. Όμως η φθορά αυξάνει με την αύξηση της θερμοκρασίας. Φυσικά η δυνατότητα φόρτισης τους είναι περιορισμένη και μικρότερη από εκείνη των αλυσίδων με κυλινδρικούς που έχουν χαλύβδινους, λυπαινόμενους δακτυλίους.

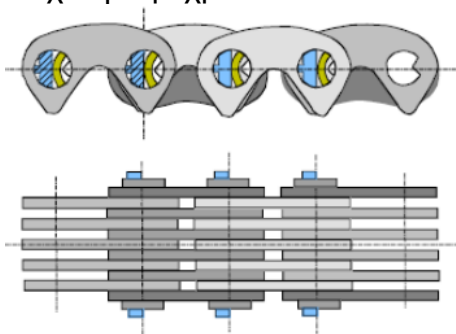
Διακρίνονται σε μονές, διπλές και τριπλές αλυσίδες. Οι κύριες διαστάσεις του είναι:

- Το βήμα  $p$ , δηλαδή η απόσταση των κέντρων δύο κυλινδρικών.
- Η διάμετρος του κυλινδρικού  $d_1$
- Η εσωτερική απόσταση  $b_1$  των πλακών (ελασμάτων)

Αυτές οι κύριες διαστάσεις της αλυσίδας έχουν άμεση σχέση με το μέγεθος των δοντιών των αλυσοτροχών που θα συνεργασθούν μαζί της.

#### • Αλυσίδες με οδόντες

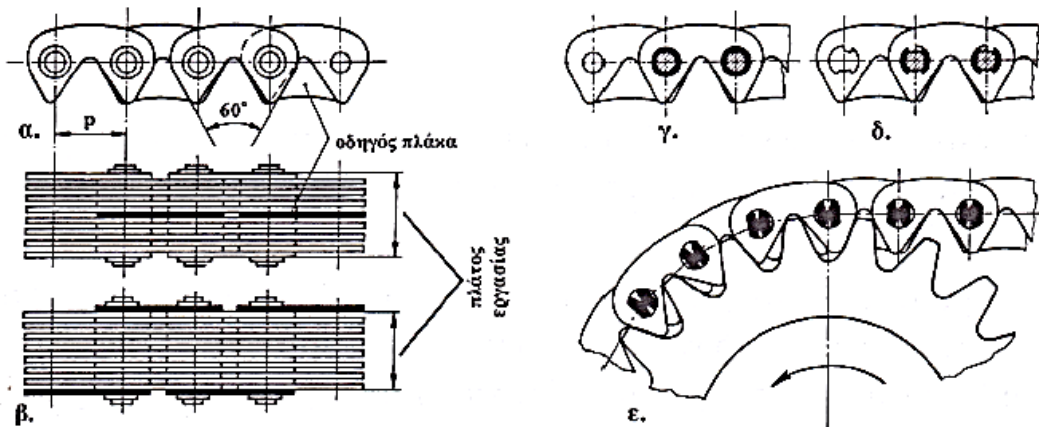
Οι αλυσίδες με οδόντες (Σχήμα 3.23 και 3.24) αποτελούνται από μία σειρά ελασμάτων, που είναι διαμορφωμένα σε δόντια. Για να μην μετακινούνται πλευρικά έχουν οδηγικά ελάσματα στη μέση και μερικές φορές και στις άκρες. Είναι κατάλληλες για υψηλές ταχύτητες και κάνουν μικρό θόρυβο. Για το λόγο αυτό λέγονται και αθόρυβες αλυσίδες. Όταν λειτουργούν με εμπάπτιση σε λουτρό λαδιού μπορούν να εργασθούν με ταχύτητα μέχρι 30 m/s.



Σχήμα 3.23: Οδοντωτή αλυσίδα. [5]

Οι κύριες διαστάσεις του είναι το βήμα  $p$  και το πλάτος  $b$ . Είναι τυποποιημένες κατά DIN 8190 και οι αντίστοιχοι αλυσοτροχοί κατά DIN 8191. έχουν μία σειρά από πλάκες από βελτιωμένο χάλυβα, κατασκευασμένες σε μορφή δύο οδόντων που εφαρμόζουν ακριβώς στις πλευρές δύο γειτονικών κενών οδόντων του αλυσοτροχού. Η εμπλοκή και η έξοδος της αλυσίδας από τους τροχούς πραγματοποιείται χωρίς ολίσθηση (Σχήμα 3.24ε).

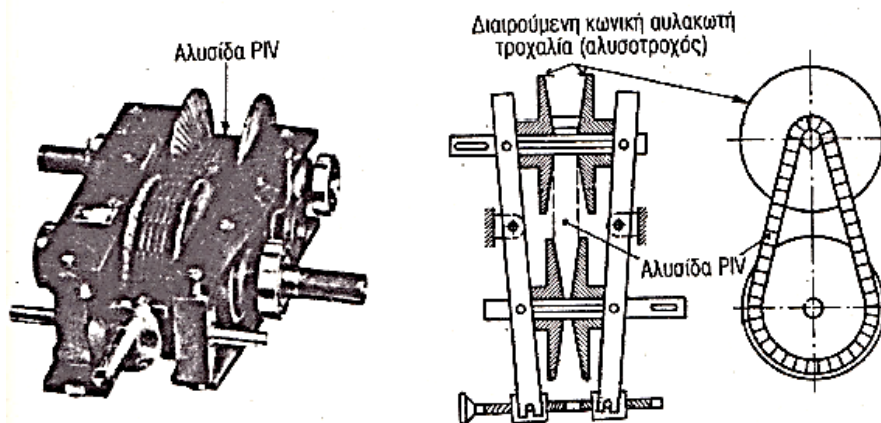
Η πλευρική οδήγηση επιτυγχάνεται με μία οδηγό πλάκα που βρίσκεται συνήθως στο μέσο της αλυσίδας (Σχήμα 3.24α) ή στα δύο άκρα (Σχήμα 3.24β). Για τη μείωση της φθοράς στις αρθρώσεις κατασκευάζονται διάφοροι τύποι (Σχήμα 3.24γ έως ε). Η περιοχή χρησιμοποίησης των αλυσίδων με οδόντες, επικαλύπτεται με αυτή των αλυσίδων με δακτυλίους και κυλινδρικούς. Για την εκλογή του κατάλληλου τύπου, εκτός από κατασκευαστικούς λόγους, λαμβάνεται υπόψη η τιμή και το βάρος.



**Σχήμα 3.24:** Αλυσίδες με οδόντες. α. με εσωτερικό οδηγό, β. με εξωτερικό οδηγό, γ. με κυλινδρικούς στροφείς και χιτώνια έδρασης, δ. με κυλινδρικούς στροφείς και ημιδακτυλίους έδρασης, ε. με αρθρωτούς στροφείς ζύγισης (Westinghouse). [5]

- **Αλυσίδες PIV**

Οι αλυσίδες PIV (Σχήμα 3.25) αποτελούνται από μία σειρά ελασμάτων, τα οποία εισχωρούν στ' αυλάκια που υπάρχουν στις κωνικές πλευρές δύο τροχαλιών με μεταβλητό άνοιγμα.



**Σχήμα 3.25:** Μειωτήρας στροφών PIV. [2]

### 3.2.4 Διαμόρφωση των αλυσοκινήσεων

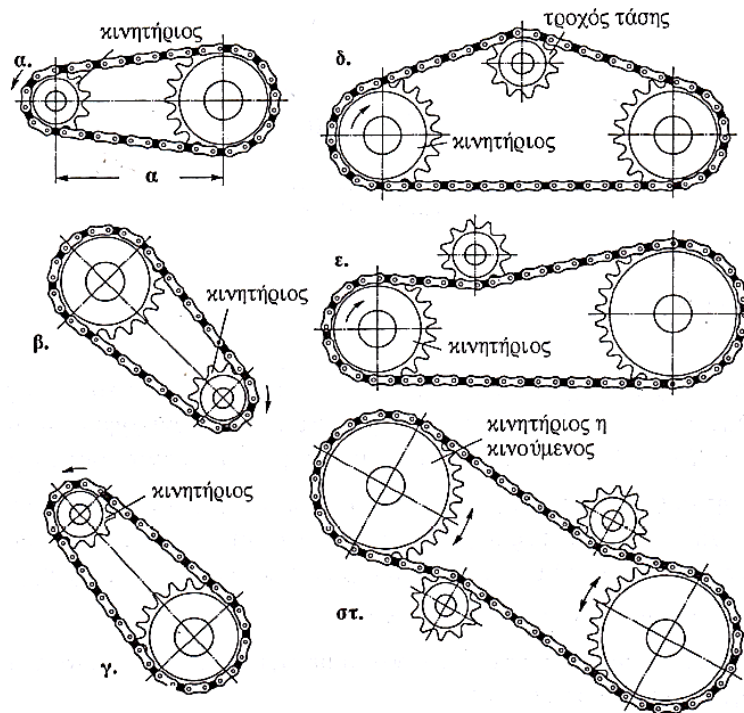
- **Διάταξη**

Οι αλυσοκινήσεις διακρίνονται σε οριζόντιες, κατακόρυφες και πλάγιες και έχουν μόνο μία κινούμενη άτρακτο (Σχήμα 3.26). Υπάρχουν όμως και διατάξεις με περισσότερες από μία κινούμενες ατράκτους, σε διάφορες θέσεις, αλλά όλες παράλληλες προς την κινητήρια άτρακτο.

Η καλή λειτουργία της αλυσοκίνησης εξαρτάται σημαντικά από την κατάλληλη διάταξη, την προσεκτική συναρμολόγηση και τη σωστή λίπανση. Τις περισσότερες φορές χρησιμοποιείται η διάταξη με δύο αλυσοτροχούς λόγω της απλότητας που παρουσιάζει (Σχήμα 3.26α,β,γ).

Η οριζόντια διάταξη (Σχήμα 3.26α) ή η κεκλιμένη υπό γωνία μέχρι 60° (Σχήμα 3.26β) είναι η πιο ευνοϊκή, όταν ο κλάδος που έλκει βρίσκεται στο πάνω μέρος. Στη

περίπτωση αυτή το βάρος της αλυσίδας ενεργεί πλεονεκτικά και η αλυσίδα οδηγείται σωστά στην οδόντωση.

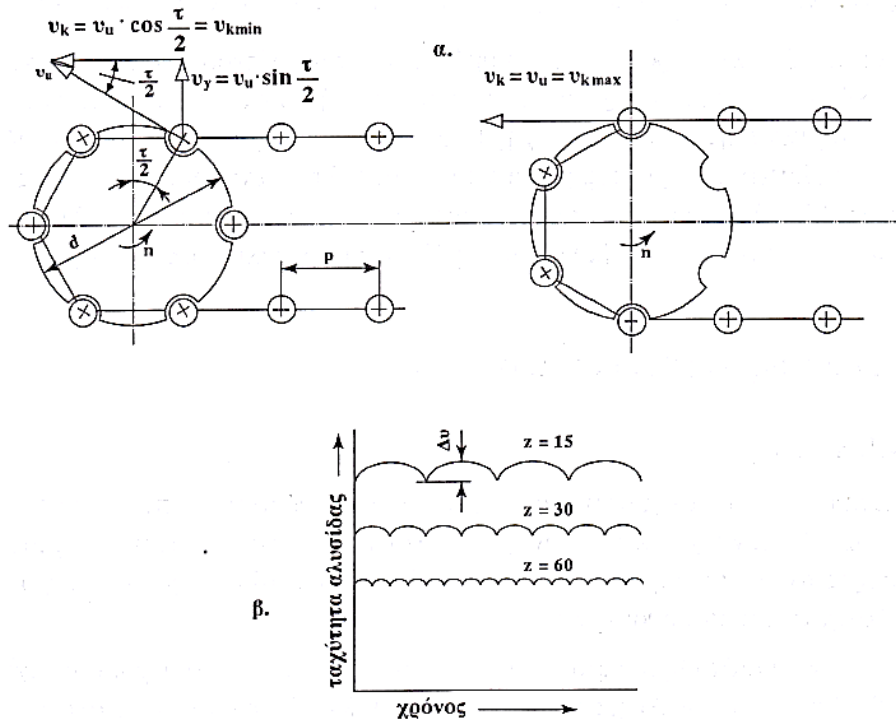


**Σχήμα 3.26:** Διατάξεις αλυσοκινήσεων, α. οριζόντια, β. υπο γωνία  $\max 60^\circ$  κινητήριος τροχός κάτω, γ. υπό γωνία  $\max 60^\circ$  κινητήριος τροχός άνω, δ. με εσωτερικό τροχό τάσης, ε. με εξωτερικό τροχό τάσης, στ. με δύο τροχούς τάσης για εναλλαγή της φοράς περιστροφής. [5]

### • Αριθμός οδόντων και σχέση μετάδοσης

Επειδή κάθε αλυσίδα περιβάλλει τους αλυσοτροχούς με τη μορφή ενός πολυγώνου, κατά τη λειτουργία η διάμετρος ενέργειας κυμαίνεται μεταξύ  $d_{max} = d$  και  $d_{min} = d \cdot \sigma\upsilon\nu \frac{\tau}{2}$  ( $\frac{\tau}{2}$  μισή γωνία βήματος) και αντίστοιχα η ταχύτητα της αλυσίδας μεταξύ  $u_{max} = u$  και  $u_{min} = u \cdot \sigma\upsilon\nu \frac{\tau}{2}$ .

Αυτό συμβαίνει διότι το μήκος της αλυσίδας που περιβάλλει τον αλυσοτροχό είναι μικρότερο από την περίμετρο του αρχικού κύκλου (Σχήμα 3.27α). Η διαφορά  $\Delta u$  μεταξύ  $u_{max}$  και  $u_{min}$  αυξάνει όσο μικρότερος γίνεται ο αριθμός οδόντων του αλυσοτροχού (Σχήμα 3.27β), πράγμα που οδηγεί σε ανομοιόμορφη λειτουργία της αλυσοκίνησης και σε κραδασμούς (φαινόμενο «πολυγώνου»).



**Σχήμα 3.27:** α. Φαινόμενο πολυγώνου, β. αύξηση της διαφοράς  $\Delta u$  μεταξύ  $u_{max}$  και  $u_{min}$  όταν μειώνεται ο αριθμός οδόντων του αλυσοτροχού. [5]

Επιπλέον, στον αλυσοτροχό με το μικρότερο αριθμό οδόντων εμφανίζεται μία μεγαλύτερη φθορά στις αρθρώσεις, ιδιαίτερα σε μεγάλους αριθμούς στροφών. Αυτό συμβαίνει διότι τα μέλη της αλυσίδας εκτελούν εδώ μεγαλύτερη διαδρομή κάμψης.

Για αυτό το λόγο αλυσοτροχοί με λιγότερους από 17 οδόντες πρέπει να χρησιμοποιούνται μόνο σε χειροκινήσεις ή μικρές ταχύτητες. Επίσης πρέπει να χρησιμοποιούνται αλυσοτροχοί με περιττό αριθμό οδόντων για να αποφεύγεται μια συχνή σύμπτωση ενός μέλους της αλυσίδας με το ίδιο διάκενο οδόντα του αλυσοτροχού, πράγμα που προκαλεί αύξηση της φθοράς.

Ο αριθμός των οδόντων των αλυσοτροχών λαμβάνεται συνήθως:

- |                    |   |
|--------------------|---|
| $z = 11 \dots 13$  | για $u < 14 \text{ m/sec}$ , $p < 20 \text{ mm}$ και μήκη αλυσίδων με άνω των 40 μελών σε αλυσοκινήσεις που δεν είναι τόσο ευαίσθητες. Επίσης σε αλυσίδες με μικρή διάρκεια ζωής και περιορισμένο χώρο τοποθέτησης. |
| $z = 14 \dots 16$  | για $u < 7 \text{ m/sec}$ και μεσαία φορτία   |
| $z = 17 \dots 25$  | για $u < 25 \text{ m/sec}$ ευνοϊκός αριθμός οδόντων για μικρούς αλυσοτροχούς  |
| $z = 30 \dots 80$  | συνήθως για μεγάλους αλυσοτροχούς   |
| $z = 80 \dots 120$ | ανώτατο όριο για μεγάλους αλυσοτροχούς  |
| $z$ μέχρι 150      | δυνατό, αλλά δεν συνίσταται   |

Οι σχέσεις μετάδοσης που επιτυγχάνονται  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$  είναι περιορισμένες.

Όπου

$n_1, n_2$  στροφές κινητήριου και κινούμενου αλυσοτροχού  
 $z_1, z_2$  αριθμός οδόντων κινητήριου και κινούμενου αλυσοτροχού  
 $d_1, d_2$  διάμετρος κινητήριου και κινούμενου αλυσοτροχού

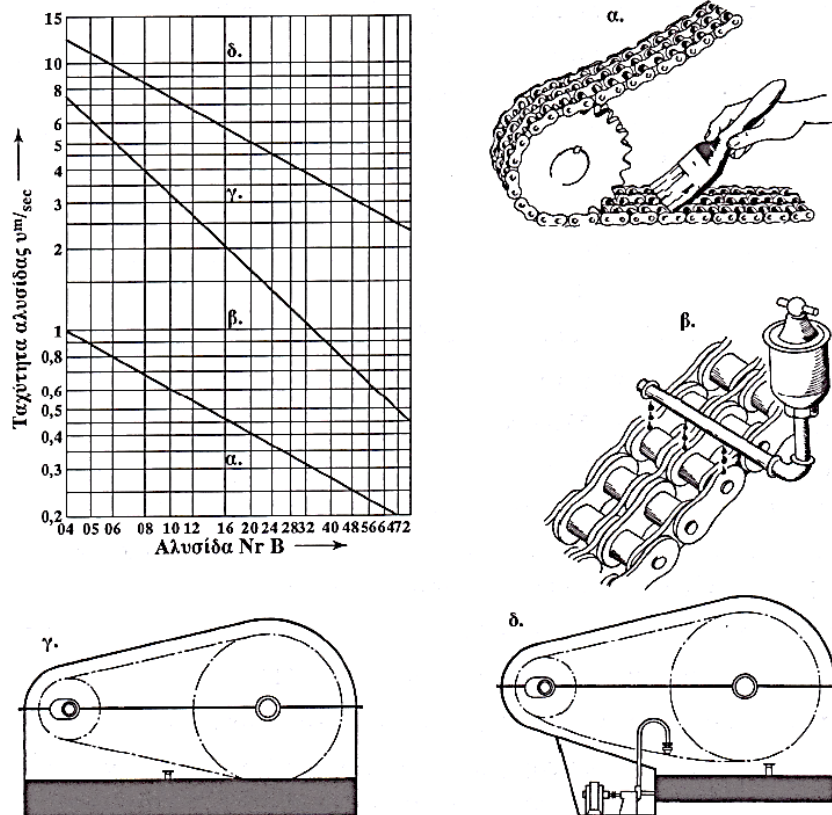
Κανονικά η σχέση μετάδοσης είναι  $i < 7$ , για μικρές ταχύτητες όμως είναι δυνατό  $i = 10$ . Ο αριθμός οδόντων των αλυσοτροχών που συνίσταται για συνηθισμένες αλυσίδες με κυλινδρικούς που υπάρχουν στο εμπόριο δίνεται στον Πίνακα 3.1.

**Πίνακας 3.1:** Συνιστώμενος αριθμός οδόντων για αλυσοτροχούς. [5]

Μικροί αλυσοτροχοί	(13)	(15)	17	19	21	23	25
Μεγάλοι αλυσοτροχοί	38	57	76	95	114		

### 3.2.5 Λίπανση - Συντήρηση

Μία προσεκτική και αποτελεσματική λίπανση είναι προϋπόθεση για την επίτευξη της διάρκειας ζωής των 15000 ωρών λειτουργίας, που είναι η βάση για τον υπολογισμό της αλυσίδας.



**Σχήμα 3.28:** Είδος λίπανσης κατά DIN 8195. α. με το χέρι, β. με σταγόνες λαδιού, γ. με εμβάπτιση σε μπάνιο λαδιού, δ. με εκτόξευση λαδιού υπό πίεση μέσω αντλίας. [5]

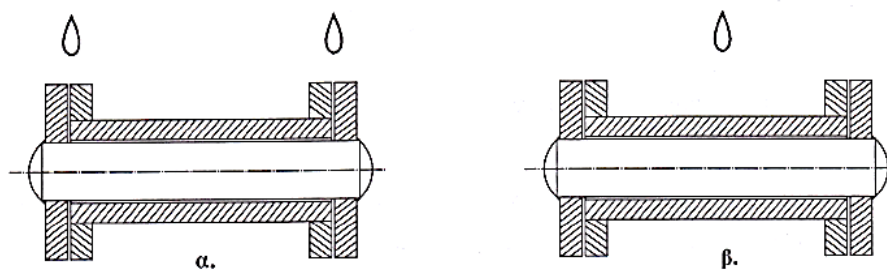
Το είδος της λίπανσης καθορίζεται από την ταχύτητα της αλυσίδας (Σχήμα 3.28) και η λίπανση πρέπει να είναι τόσο πιο έντονη όσο μεγαλύτερη είναι η ταχύτητα.

Παχύρευστα λιπαντικά έχουν βέβαια μεγαλύτερη συνεκτικότητα και αποσβένουν περισσότερο θορύβους και κραδασμούς, αλλά δεν εξασφαλίζουν πάντοτε μία ικανοποιητική λίπανση στις θέσεις ολίσθησης μεταξύ πείρου και δακτυλίου. Ανάλογα με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος πρέπει, κατά DIN 8195, να εκλέγεται μία ορισμένη κλάση ιξώδους (Πίνακας 3.2).

**Πίνακας 3.2:** Εκλογή κλάσης ιξώδους ανάλογα με την θερμοκρασία  $t$ . [5]

$-5 < t < +25$	SAE 30
$25 < t < 45$	SAE 40
$45 < t < 65$	SAE 50

Το λάδι λίπανσης πρέπει να είναι σε θερμοκρασία λειτουργίας ( $60^{\circ}\text{C}$  θεωρείται ευνοϊκή θερμοκρασία) ιξώδες  $\nu = 20 \dots 50 \text{ cSt}$  για λίπανση με εμβάπτιση ή με εκτόξευση,  $\nu = 40 \dots 80 \text{ cSt}$  για λίπανση με σταγόνες και  $\nu = 80 \dots 120 \text{ cSt}$  για λίπανση με το χέρι. Το λάδι πρέπει να διοχετεύεται σε ικανές ποσότητες στα μέρη που κινδυνεύουν από φθορά (Σχήμα 3.29). Λίπανση με λίπος μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο σε αργές αλυσοκινήσεις ή όταν για κατασκευαστικούς λόγους δεν είναι δυνατή η λίπανση με λάδι.



**Σχήμα 3.29:** Λίπανση της άρθρωσης της αλυσίδας με σταγόνες λαδιού. α. σωστός τρόπος, β. λανθασμένος τρόπος. [5]

Πολλές φορές χρησιμοποιούνται, ανάλογα και με το είδος της λίπανσης, γύρω από την αλυσοκίνηση, κιβώτια που περιέχουν το λάδι της λίπανσης και συγχρόνως μειώνουν το θόρυβο, διατηρούν καθαρό το χώρο λειτουργίας και εμποδίζουν οποιαδήποτε αθέλητη επαφή με αλυσίδα και τροχούς (Σχήμα 3.28γ,δ). όπως ήδη αναφέρθηκε αλυσίδες με κυλινδρικούς που έχουν δακτυλίους από συνθετική ύλη, μπορούν να επιτύχουν μια ικανοποιητική διάρκεια ζωής χωρίς καθόλου λίπανση. Οι αλυσίδες όμως αυτές παρουσιάζουν κατά την αρχική τους λειτουργία μεγαλύτερη επιμήκυνση από τις «κανονικές» αλυσίδες με κυλινδρικούς, έτσι ώστε να απαιτείται αρχικά μια ρύθμιση στην τάνυση τους. Μετά όμως από ορισμένο χρόνο λειτουργίας οι αλυσίδες αυτές, κάτω από ίδιες συνθήκες λειτουργίας, παρουσιάζουν μικρότερη επιμήκυνση από τις αλυσίδες με χαλύβδινους δακτυλίους.

Αν η αλυσίδα εκλεγεί λαμβάνοντας υπόψη τις υπάρχουσες συνθήκες λειτουργίας, τοποθετηθεί προσεκτικά και εξασφαλισθεί η λίπανση που προβλέπεται ανάλογα με την ταχύτητα της, τότε η συντήρηση που απαιτείται για την αλυσοκίνηση είναι σχετικά μικρή.

Σε κλειστές αλυσοκινήσεις, η συντήρηση αυτή περιορίζεται σε ένα, κατά κανόνα ετήσιο, καθαρισμό της λεκάνης και ανανέωση του λαδιού. Ανοιχτές αλυσοκινήσεις

πρέπει να καθαρίζονται κάθε 3 έως 6 μήνες με πετρέλαιο, τετραχλωριούχο άνθρακα ή τριχλωριούχο αιθυλένιο. Η αλυσίδα εξετάζεται και αντικαθίστανται τα φθαρμένα μέλη. Οι αλυσοτροχοί καθαρίζονται ριζικά πριν από την επανατοποθέτηση της αλυσίδας ή αντικαθίστανται αν έχουν μεγάλη φθορά.

Αξίζει να σημειωθεί ότι ποτέ δεν πρέπει να τοποθετείται καινούργια αλυσίδα πάνω σε φθαρμένους αλυσοτροχούς.





## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

### ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΑΝΥΨΩΤΗΡΑ

#### 4.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΤΟΥ ΑΝΥΨΩΤΗΡΑ

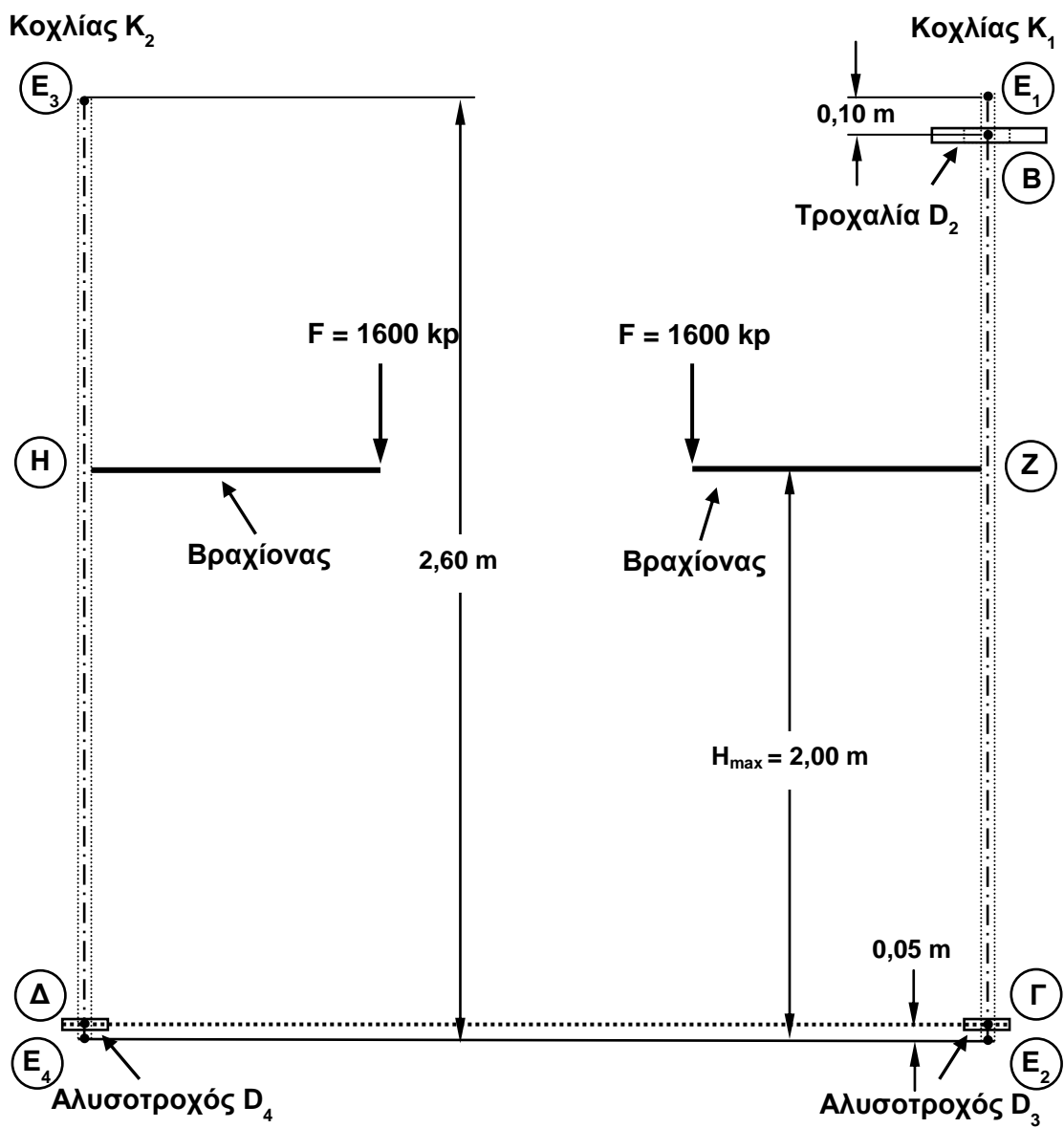
Ο ανυψωτήρας που μελετάται και σχεδιάζεται στην παρούσα εργασία φαίνεται στο Σχήμα 4.1. Ο μηχανισμός κίνησης του ανυψωτήρα αποτελείται από μια ιμαντοκίνηση με τραπεζοειδείς ιμάντες, δύο κοχλίες κίνησης και τα περικόχλια τους και μια αλυσοκίνηση. Στο σύστημα παρέχεται ισχύς από κατάλληλο ηλεκτροκινητήρα με ταχύτητα περιστροφής  $n_k = 1300 \text{ RPM}$ .

Πιο αναλυτικά, ο ηλεκτροκινητήρας παρέχει μηχανική ισχύ στην μικρή τροχαλία  $D_1$  (κινητήρια τροχαλία) η οποία με την σειρά της μεταδίδει ισχύ μέσω των τραπεζοειδών ιμάντων στον μεγάλη τροχαλία  $D_2$  (κινούμενη τροχαλία). Η μεγάλη τροχαλία  $D_2$  είναι σφηνωμένη στον κοχλία  $K_1$  και τον αναγκάζει σε περιστροφή μαζί της, δηλαδή ο κοχλίας  $K_1$  έχει τον ίδιο αριθμό στροφών με την τροχαλία  $D_2$ . Ο κοχλίας  $K_2$  λαμβάνει ισχύ από τον κοχλία  $K_1$  μέσω αλυσοκίνησης, η οποία έχει σχέση μετάδοσης  $i = 1$ . Η αλυσοκίνηση αποτελείται από δύο αλυσοτροχούς ίδιας διαμέτρου  $D_3$ , έτσι ώστε να εξασφαλίζεται η σχέση μετάδοσης ίση με τη μονάδα και αλυσίδα με κυλίνδρους. Οι κοχλίες  $K_1$  και  $K_2$  περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα. Τα περικόχλια που βρίσκονται πάνω στους κοχλίες μετατρέπουν την περιστροφική κίνηση των κοχλιών σε γραμμική (μεταφορική) κίνηση προς τα πάνω (ανύψωση του οχήματος) ή προς τα κάτω (κάθοδος του οχήματος). Η ανοδική ή καθοδική κατακόρυφη κίνηση των περικοχλίων εξαρτάται από την φορά περιστροφής των κοχλιών. Όταν οι κοχλίες περιστρέφονται δεξιόστροφα τα περικόχλια ανεβαίνουν, ενώ όταν οι κοχλίες περιστρέφονται αριστερόστροφα, τα περικόχλια κατεβαίνουν.

Ο ανυψωτήρας έχει 4 βραχίονες ανύψωσης. Στους δύο βραχίονες στηρίζεται το μπροστά μέρος του αυτοκινήτου και στους άλλους δύο βραχίονες το πίσω. Τα περικόχλια συνδέονται με τους βραχίονες ανύψωσης του ανυψωτήρα και με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται η ανύψωση του αυτοκινήτου.

Ο χρόνος ανύψωσης του αυτοκινήτου είναι 60 s και το ύψος ανύψωσης 2 m. Οι κοχλίες είναι τραπεζοειδή μετρικά σπειρώματα με βήμα 6 mm μήκους 2,35 m και η μεταξύ τους απόσταση είναι 2,5 mm.

Για τους κοχλίες χρησιμοποιείται υλικό St60, ενώ οι τροχαλίες κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο.



Σχήμα 4.1: Σκαρίφημα διάταξης ανυψωτήρα. Κλίμακα 1:20

## 4.2 ΣΤΡΟΦΕΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΟΥ ΑΝΥΨΩΤΗΡΑ

Σε αυτή την παράγραφο περιγράφουμε αναλυτικά τον αριθμό στροφών που έχει κάθε μηχανικό στοιχείο του ανυψωτήρα. Ξεκινάμε όπως είναι φυσικό με τις στροφές που έχει ο άξονας του κινητήρα, ο οποίος περιστρέφεται με  $n_k = 1300 \text{ RPM}$ .

Η τροχαλία  $D_1$  είναι στερεωμένη στον άξονα του κινητήρα και συνεπώς περιστρέφεται με τις ίδιες στροφές, δηλαδή ισχύει:  $n_1 = n_k = 1300 \text{ RPM}$ .

Η τροχαλία  $D_2$  θεωρούμε ότι περιστρέφεται με ταχύτητα  $n_2$ . Η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης προκύπτει από το λόγο των περιστροφικών ταχυτήτων  $n_2$  και  $n_1$ , σύμφωνα με τη σχέση:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.1)$$

Όμως η τροχαλία  $D_2$  είναι στερεωμένη πάνω στον κοχλία  $K_1$ , συνεπώς και ο κοχλίας  $K_1$  περιστρέφεται τον ίδιο αριθμό στροφών, δηλαδή  $n_2$ .

Ο αλυσοτροχός  $D_3$  είναι στερεωμένος πάνω στον κοχλία  $K_1$ , συνεπώς έχει τις ίδιες στροφές με τον κοχλία  $K_1$ , δηλαδή  $n_2$ .

Η σχέση μετάδοσης της αλυσοκίνησης είναι ίση με την μονάδα,  $i_{ch} = 1$ . Από αυτό συμπεραίνουμε ότι και ο αλυσοτροχός  $D_3$  που είναι στερεωμένος στον κοχλία  $K_2$  περιστρέφεται με ταχύτητα  $n_2$ .

### Υπολογισμός ταχύτητας $n_2$

Η ταχύτητα  $n_2$  όμως είναι η ταχύτητα με την οποία περιστρέφονται οι κοχλίες  $K_1$  και  $K_2$  ανεβάζοντας τους βραχίονες ανύψωσης (πέλματα) έτσι ώστε να ανυψώνεται το αυτοκίνητο.

Με δεδομένα το ύψος ανύψωσης και τον χρόνο που απαιτείται για να ανυψωθεί ένα αυτοκίνητο υπολογίζουμε την γραμμική ταχύτητα με την οποία ανυψώνεται το αυτοκίνητο, σύμφωνα με την σχέση,

$$u_{av} = \frac{s}{t} \quad (4.2)$$

Όπου

$u_{av}$  η ταχύτητα ανύψωσης του ανυψωτήρα  
 $s = 2,00 \text{ m}$  ύψος ανύψωσης  
 $t = 1 \text{ min} = 60 \text{ sec}$  χρόνος ανύψωσης

Με αντικατάσταση στην σχέση (4.2) έχουμε:

$$u_{av} = \frac{2,00 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 0,033 \text{ m/s}$$

Η ταχύτητα περιστροφής του κάθε κοχλία δίνεται από τον τύπο,

$$n_2 = 60 \frac{u_{av}}{p} \quad (4.3)$$

Όπου

$p = 6 \text{ mm}$  βήμα του κοχλία

Αντικαθιστώντας στην (4.3) έχουμε:

$$n_2 = 60 \frac{0,033 \text{ m/s}}{0,006 \text{ m}} = 330 \text{ RPM}$$

$$n_2 = 330 \text{ RPM}$$

Με βάση τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης η οποία προκύπτει σύμφωνα με τη σχέση (4.1) και είναι:

$$i_b = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1300 \text{ RPM}}{330 \text{ RPM}}$$

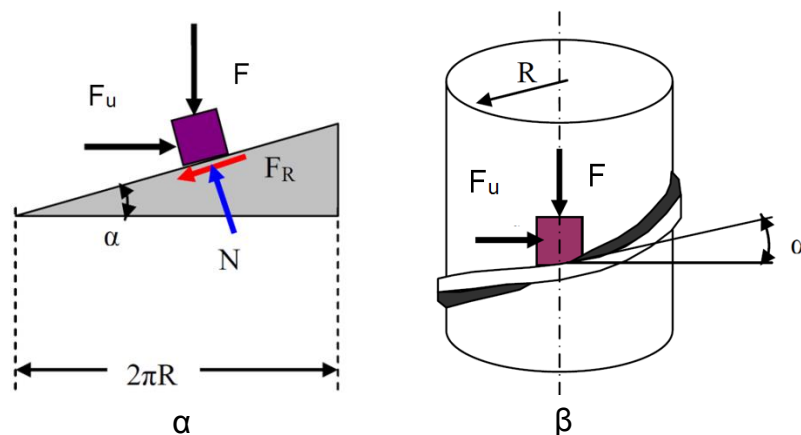
$$i_b = 3,94$$

### 4.3 ΡΟΠΗ ΤΡΙΒΗΣ ΣΤΟ ΣΠΕΙΡΩΜΑ

Η ανύψωση ή η κάθοδος του αυτοκινήτου γίνεται με την περιστροφή των δύο κοχλιών. Αυτό σημαίνει ότι οι δύο κοχλίες παίζουν σημαντικό ρόλο στην διάταξη που σχεδιάζουμε. Παρακάτω υπολογίζουμε τις δυνάμεις που αναπτύσσονται στον κάθε κοχλία και την ροπή τριβής του σπειρώματος.

#### Δυνάμεις στον κοχλία

Όπως αναφέραμε στο Κεφάλαιο 2 η αρχή λειτουργίας κάθε κοχλία στηρίζεται στην ύπαρξη σπειρώματος. Το σπείρωμα λειτουργεί σαν κεκλιμένο επίπεδο, το οποίο εκτείνεται ελικοειδώς κατά μήκος του κορμού του κοχλία, όπως δείχνει το Σχήμα 4.2. Το δε σπείρωμα του περικοχλίου μπορεί να αντικατασταθεί με ένα σώμα που ολισθαίνει προς τα πάνω (σύσφιγξη) ή προς τα κάτω (απόσφιγξη).



Σχήμα 4.2: Δυνάμεις στον κοχλία.

Για να κινηθεί το περικόχλιο πρέπει να υπερνικηθούν οι τριβές που δημιουργούνται μεταξύ κοχλία και περικοχλίου. Συνεπώς, εφαρμόζεται περιφερειακή

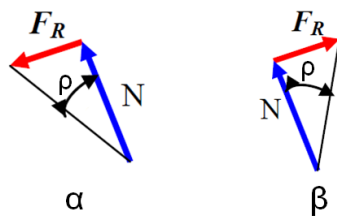
δύναμη  $F_u$  για να ανυψώσει ή για να κατεβάσει φορτίο  $F$ . Όπως δείχνει το Σχήμα 4.2 κατά την ανύψωση στη μέση διάμετρο του κοχλία  $d_2$  επενεργεί η αξονική δύναμη  $F$  και η περιφερειακή δύναμη  $F_u$ . Οι δύναμη  $F_R$  είναι η δύναμη τριβής μεταξύ κοχλία και περικοχλίου και η  $N$  είναι η κάθετη αντίδραση. Η γωνία  $\alpha$  λέγεται γωνία κλίσης του σπειρώματος του κοχλία είναι ίση με την γωνία του κεκλιμένου επιπέδου και δίνεται από τον τύπο,

$$\varepsilon\varphi\alpha = \frac{p}{2\pi r_2} = \frac{p}{\pi d_2} \quad (4.4)$$

Όπου

$p$  βήμα σπειρώματος  
 $2\pi r_2$  μήκος περιφέρειας

Από τις συνθήκες ισορροπίας στο κεκλιμένο επίπεδο προκύπτει η ελάχιστη δύναμη που πρέπει να εφαρμοστεί ώστε να υπάρχει ισορροπία. Για να ανυψωθεί ή για να κατέβει το φορτίο η εφαρμοζόμενη δύναμη πρέπει να είναι τουλάχιστον ίση με αυτή που προκύπτει από τις συνθήκες ισορροπίας, όπως δείχνει το Σχήμα 4.3.



**Σχήμα 4.3:** Δυνάμεις στον κοχλία.

Δεδομένου ότι η δύναμη τριβής είναι πάντοτε αντίθετη στην κίνηση, για την ανύψωση του βάρους (που αντιστοιχεί στην σύσφιγξη του κοχλία) ισχύει το Σχήμα 4.3α.

$$F_u = F \cdot \varepsilon\varphi(\alpha + \rho) \quad (4.5)$$

Για την κάθοδο του βάρους (απόσφιγξη του κοχλία) ισχύει το Σχήμα 4.3β.

$$F_u = F \cdot \varepsilon\varphi(\alpha - \rho) \quad (4.6)$$

Όπου

$\alpha$  γωνία σπειρώματος  
 $\rho$  γωνία τριβής του σπειρώματος που εξαρτάται από την κατάσταση επιφάνειας και την λίπανση

Το σπείρωμα που εκλέγουμε είναι μετρικό τραπεζοειδές και οι πλευρές δεν είναι ορθογωνικές αλλά έχουν κλίση, οπότε στη θέση της  $F$  υπεισέρχεται η κάθετη συνιστώσα

$$F' = \frac{F}{\text{συν } \beta} \quad (4.7)$$

Η ροπή τριβής στο σπείρωμα του κάθε κοχλία  $M_{t,κοχλία}$  υπολογίζεται σύμφωνα με τον τύπο,

$$M_{t,κοχλία} = F_u \cdot r_2 \quad (4.8)$$

Με συνδυασμό των σχέσεων (4.5), (4.6), (4.7) και (4.8) προκύπτει,

$$M_{t,κοχλία} = \frac{F}{\text{συν } \beta} \cdot r_2 \cdot \varepsilon\varphi(\alpha \pm \rho) \quad (4.9)$$

Όπου

- $F$  αξονική δύναμη κοχλία, ίση με το ήμισυ του βάρους του οχήματος
- $r_2$  ακτίνα κατατομής του σπειρώματος, η οποία προκύπτει από την μέση διάμετρο του σπειρώματος
- $\alpha$  γωνία κλίσης σπειρώματος
- $\rho$  γωνία τριβής του σπειρώματος που εξαρτάται από την κατάσταση επιφάνειας και την λίπανση
- $\beta$  το ήμισυ της γωνίας τραπεζοειδούς σπειρώματος

Το σημείο (+) ισχύει για την σύσφιγξη και το (-) για την απόσφιγξη του κοχλία.

Από τον Πίνακα 4.1 επιλέγουμε κοχλία με τραπεζοειδές μετρικό σπείρωμα κατά ISO (DIN103) με τα εξής χαρακτηριστικά:

- $d = 36 \text{ mm}$  Ονομαστική διάμετρος σπειρώματος
- $p = 6 \text{ mm}$  Βήμα
- $d_2 = 33 \text{ mm}$  Μέση διάμετρος σπειρώματος
- $d_3 = 29 \text{ mm}$  Διάμετρος πυρήνα σπειρώματος
- $\varphi = 30^\circ$  Γωνία τραπεζοειδούς σπειρώματος
- $\beta = 15^\circ$  Ήμισυ της γωνίας τραπεζοειδούς σπειρώματος

Ο υπολογισμός της γωνίας κλίσης του σπειρώματος γίνεται με αντικατάσταση των τιμών στον τύπο (4.4),

$$\varepsilon\varphi\alpha = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{6 \text{ mm}}{3,14 \cdot 33 \text{ mm}} \Rightarrow \varepsilon\varphi\alpha = 0,0579$$

$$\alpha = \varepsilon\varphi^{-1} 0,0579 \Rightarrow \alpha = 3,3^\circ$$

Για την άνοδο του περικοχλίου (σύσφιγξη κοχλία) λαμβάνουμε την σχέση (4.9) με το (+), συνεπώς:

$$M_{t,κοχλία} = \frac{F}{\text{συν } \beta} \cdot r_2 \cdot \varepsilon\varphi(\alpha + \rho) \quad (4.10)$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση (4.10) βρίσκουμε την τιμή της ροπής τριβής στο σπείρωμα κάθε κοχλία, ήτοι:

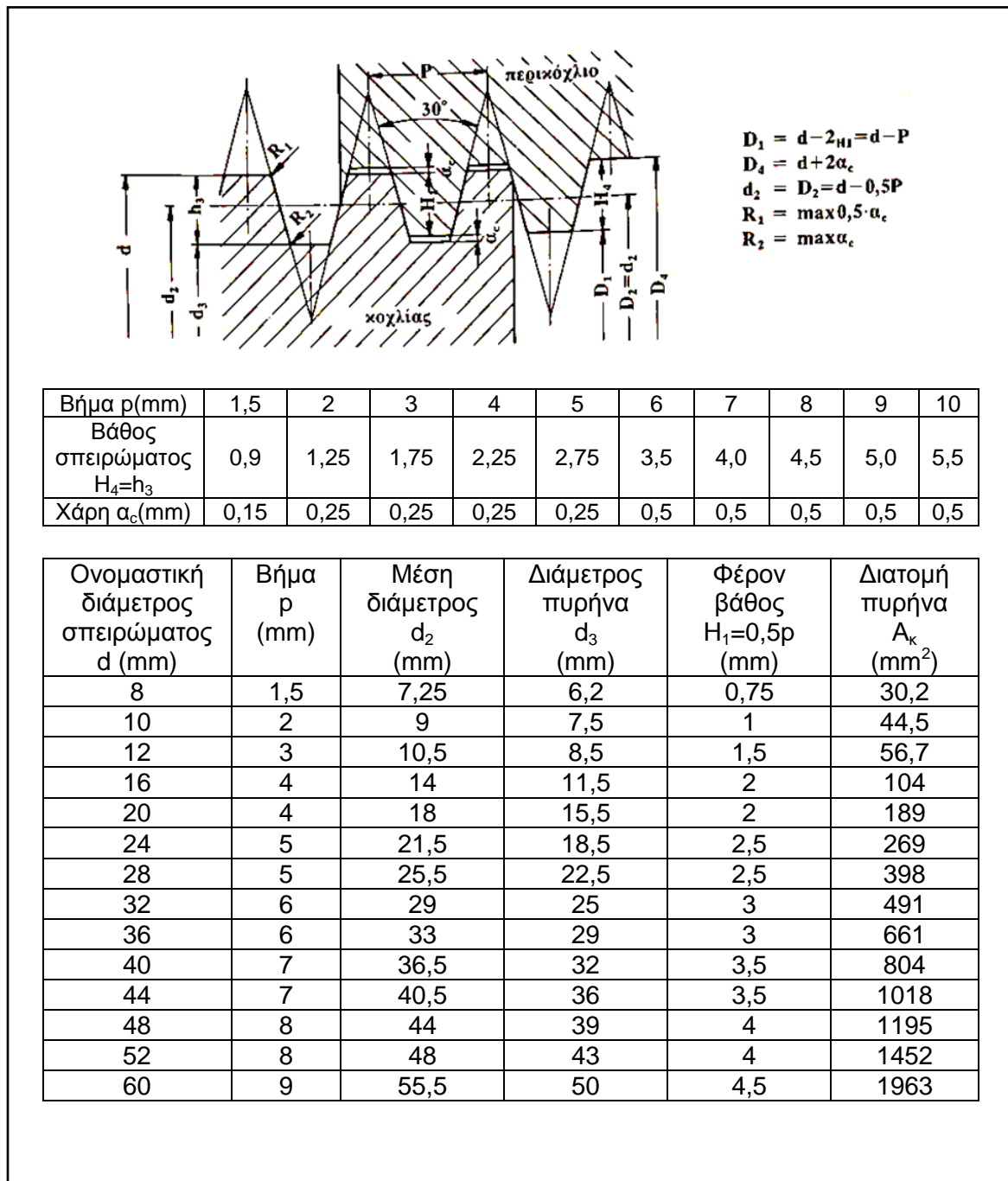
$$M_{t,κοχλία} = \frac{1600 \text{ kp}}{\cos 15^\circ} \cdot 1,65 \text{ cm} \cdot \varepsilon\varphi(3,3^\circ + 4^\circ)$$

$$M_{t,κοχλία} = 350 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Η ροπή τριβής στα σπειρώματα των δύο κοχλιών  $K_1$  και  $K_2$  έχει ίδια τιμή, ήτοι

$$M_{t,κοχλία} = M_{t,κοχλία K_1} = M_{t,κοχλία K_2} = 350 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

**Πίνακας 4.1:** Τραπεζοειδές μετρικό σπείρωμα κατά ISO (DIN 103). [4]



#### 4.4 ΙΣΧΥΣ ΚΟΧΛΙΑ Κ<sub>2</sub>

Για τον υπολογισμό της ισχύος στον κοχλία Κ<sub>2</sub> χρησιμοποιούμε την παρακάτω σχέση, λαμβάνοντας υπόψη την ροπή τριβής στο σπείρωμα του κοχλία Κ<sub>2</sub> η οποία υπολογίστηκε στην προηγούμενη παράγραφο.

$$N_1 = \frac{M_{t,κοχλία Κ_2} \cdot n_2}{71620} \quad (4.11)$$

Όπου

$M_{t,κοχλία Κ_2}$  ροπή τριβής στο σπείρωμα του κοχλία Κ<sub>2</sub>, σε  $kp \cdot cm$   
 $n_2$  ο αριθμός στροφών του κοχλία Κ<sub>2</sub>, σε  $RPM$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$N_1 = \frac{350 (kp \cdot cm) \cdot 330 RPM}{71620}$$

$$N_1 = 1,61 HP$$

#### 4.5 ΑΠΟΔΟΣΗ ΚΟΧΛΙΑ Κ<sub>2</sub>

Η απόδοση του κοχλία ορίζεται ως ο λόγος του ωφέλιμου έργου προς το εφαρμοζόμενο έργο. Λόγω τριβής ένα μέρος του εφαρμοσμένου έργου που δίνεται στον κοχλία χάνεται.

Στην περίπτωση ανύψωσης του βάρους σε μια περιστροφή του περικοχλίου θα παραχθεί ωφέλιμο έργο  $F \cdot p$  (βάρος επί ύψος), ενώ το έργο το οποίο θα καταβληθεί είναι  $F_u \cdot d_2 \cdot \pi$  (δύναμη επί απόσταση). Επομένως, για άνοδο του βάρους στο κεκλιμένο επίπεδο (ανύψωση αυτοκινήτου) ισχύει:

$$\eta_h = \frac{F \cdot p}{F_u \cdot d_2 \cdot \pi} \quad (4.12)$$

Αντικαθιστώντας την  $F_u$  από την σχέση (4.5) προκύπτει:

$$\eta_h = \frac{F \cdot p}{F \cdot \varepsilon\varphi(\alpha + \rho) \cdot d_2 \cdot \pi} \Rightarrow \eta_h = \frac{p}{\varepsilon\varphi(\alpha + \rho)} \quad (4.13)$$

Σύμφωνα με την σχέση (4.4)  $\frac{p}{\pi \cdot d_2} = \varepsilon\varphi \alpha$ , τότε σχέση (4.13) γίνεται:

$$\eta_h = \frac{\varepsilon\varphi \alpha}{\varepsilon\varphi(\alpha + \rho)} \quad (4.14)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$\eta_h = \frac{\varepsilon\varphi 3,3^\circ}{\varepsilon\varphi(3,3^\circ + 4^\circ)} = 0,45$$



Στην περίπτωση καθόδου του βάρους σε μια περιστροφή του περικοχλίου θα παραχθεί ωφέλιμο έργο  $F_u \cdot d_2 \cdot \pi$  ενώ το έργο που θα καταβληθεί είναι  $F \cdot p$ . Επομένως, για κάθοδο του βάρους στο κεκλιμένο επίπεδο (κατέβασμα αυτοκινήτου) ισχύει:

$$\eta_s = \frac{F_u \cdot d_2 \cdot \pi}{F \cdot p} \quad (4.15)$$

Αντικαθιστώντας την  $F_u$  από την σχέση (4.6) προκύπτει:

$$\eta_s = \frac{F \cdot \varepsilon\varphi(\alpha - \rho) \cdot d_2 \cdot \pi}{F \cdot p} \Rightarrow \eta_s = \frac{\varepsilon\varphi(\alpha - \rho)}{\frac{p}{\pi \cdot d_2}} \quad (4.16)$$

Σύμφωνα με την σχέση (4.4)  $\frac{p}{\pi \cdot d_2} = \varepsilon\varphi \alpha$ , τότε σχέση (4.16) γίνεται:

$$\eta_s = \frac{\varepsilon\varphi(\alpha - \rho)}{\varepsilon\varphi \alpha} \quad (4.17)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

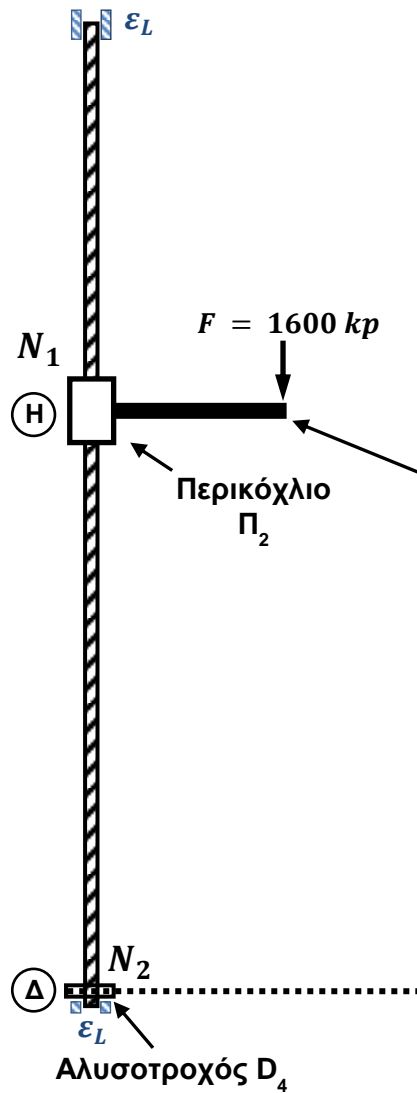
$$\eta_s = \frac{\varepsilon\varphi(3,3^\circ - 4^\circ)}{\varepsilon\varphi 3,3^\circ} = -0,21$$

$\eta_s \leq 0$  σημαίνει ότι ο κοχλίας είναι «αφ' εαυτού σταθερός» και οποιαδήποτε αξονική δύναμη δεν μπορεί να περιστρέψει τον κοχλία για την κάθοδο του βάρους. Αυτό είναι δυνατό μόνο αν εφαρμόσουμε μια ροπή αντίθετη από εκείνη που απαιτείται για την άνοδο του βάρους. Η «αφ' εαυτού σταθερότητα» χρησιμοποιείται συχνά σαν ασφάλεια για να μην κατέρχεται μόνο του το βάρος.

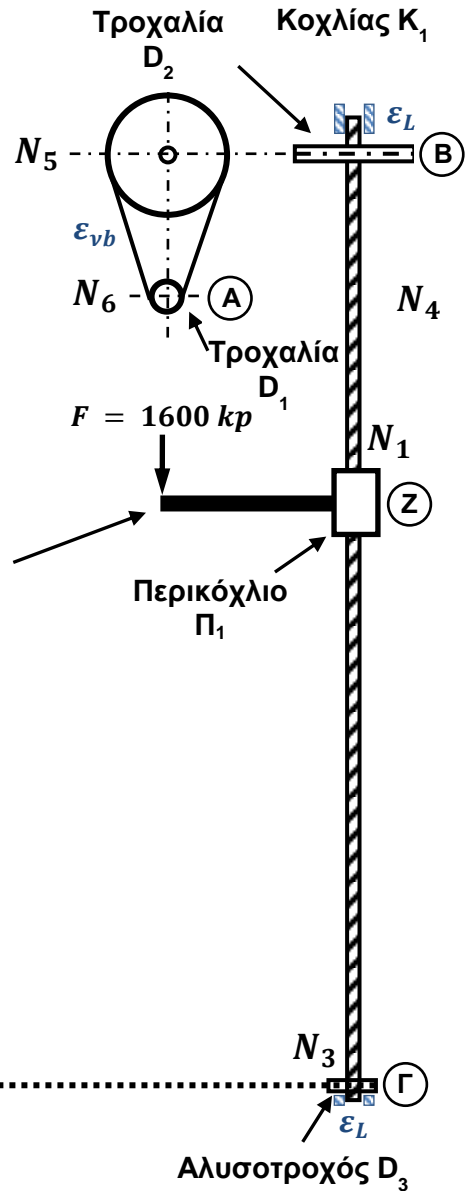
#### 4.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΟΥ ΑΝΥΨΩΤΗΡΑ

Υπολογίζουμε την απαιτούμενη ισχύ στον κινητήρα λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ισχύος στα έδρανα  $\varepsilon_L = 1\%$  (για κάθε έδρανο), στην ιμαντοκίνηση  $\varepsilon_{vb} = 1,5\%$  και στην αλυσίδα  $\varepsilon_{ch} = 1,5\%$ .

Κοχλίας  $K_2$



Βραχίονας



Σχήμα 4.4: Ισχύς στα στοιχεία του ανυψωτήρα. Κλίμακα 1:20

Γνωρίζουμε την ισχύ στον κοχλία, συνεπώς μπορούμε να υπολογίσουμε την ισχύ στο πέλμα.

$$N_1 = 1,61 \text{ HP}$$

Ισχύς αλυσοτροχού  $D_4$  που βρίσκεται στον κοχλία  $K_2$ :

$$N_2 = N_1 + 2\varepsilon_L \cdot N_2 \quad (4.18)$$

$$N_2 = \frac{N_1}{1 - 2\varepsilon_L} \quad (4.19)$$

$$N_2 = \frac{1,61 \text{ HP}}{1 - 2 \cdot 0,01} = \frac{1,61 \text{ HP}}{0,98}$$

$$N_2 = 1,64 \text{ HP}$$

Ισχύς αλυσοτροχού D<sub>3</sub> που βρίσκεται στον κοχλία Κ<sub>1</sub>:

$$N_3 = N_2 + \varepsilon_{ch} \cdot N_3 \quad (4.20)$$

$$N_3 = \frac{N_2}{1 - \varepsilon_{ch}} \quad (4.21)$$

$$N_3 = \frac{1,64 \text{ HP}}{1 - 0,015} = \frac{1,64 \text{ HP}}{0,985}$$

$$N_3 = 1,66 \text{ HP}$$

Ισχύς στον κοχλία Κ<sub>1</sub>:

$$N_4 = N_1 + N_3 \quad (4.22)$$

$$N_4 = 1,61 + 1,66$$

$$N_4 = 3,27 \text{ HP}$$

Ισχύς τροχαλίας D<sub>2</sub>:

$$N_5 = N_4 + 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_5 \quad (4.23)$$

$$N_5 = \frac{N_4}{1 - 2\varepsilon_L} \quad (4.24)$$

$$N_5 = \frac{3,27 \text{ HP}}{1 - 2 \cdot 0,01} = \frac{3,27 \text{ HP}}{0,98}$$

$$N_5 = 3,34 \text{ HP}$$

Ισχύς τροχαλίας D<sub>1</sub>:

$$N_6 = N_5 + \varepsilon_{vb} \cdot N_6 \quad (4.25)$$

$$N_6 = \frac{N_5}{1 - \varepsilon_{vb}} \quad (4.26)$$

$$N_6 = \frac{3,34 \text{ HP}}{1 - 0,015} = \frac{3,34 \text{ HP}}{0,985}$$

$$N_6 = 3,39 \text{ HP}$$

Προσαύξηση ασφαλείας 20%:

$$N_{κιν.} = 1,2N_6 = 1,2 \cdot 3,39 \text{ HP} \approx 4 \text{ HP}$$

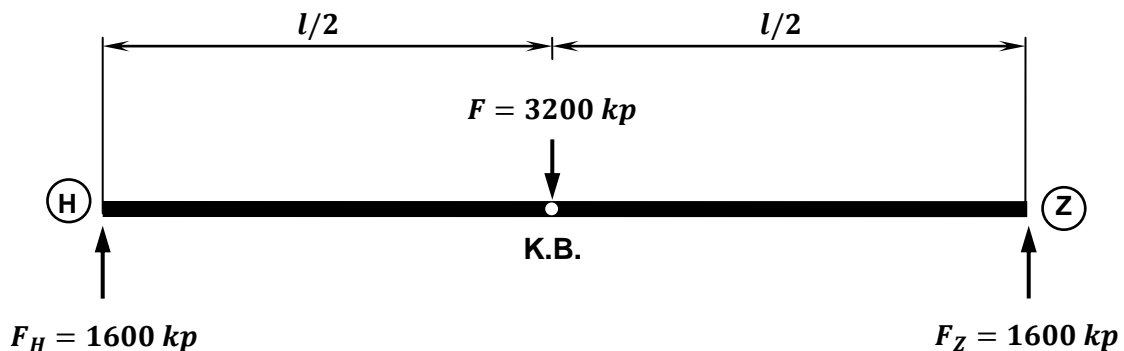
$$N_{κιν.} = 4 \cdot 0,746 \text{ kW} \approx 3 \text{ kW}$$

Επιλέγουμε κινητήρα 3 kW.

#### 4.7 ΦΟΡΤΙΣΗ ΚΟΧΛΙΩΝ ΛΟΓΩ ΕΚΚΕΝΤΡΗΣ ΘΕΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

Γνωρίζουμε ότι το συνολικό βάρος του οχήματος είναι 3200 kp το οποίο μοιράζεται στις δύο στηρίξεις. Έστω ότι οι δυνάμεις των στηρίξεων είναι  $F_H$  και  $F_Z$  (Σχήμα 4.6), συνεπώς ισχύει,

$$F_H = F_Z = 1600 \text{ kp}$$



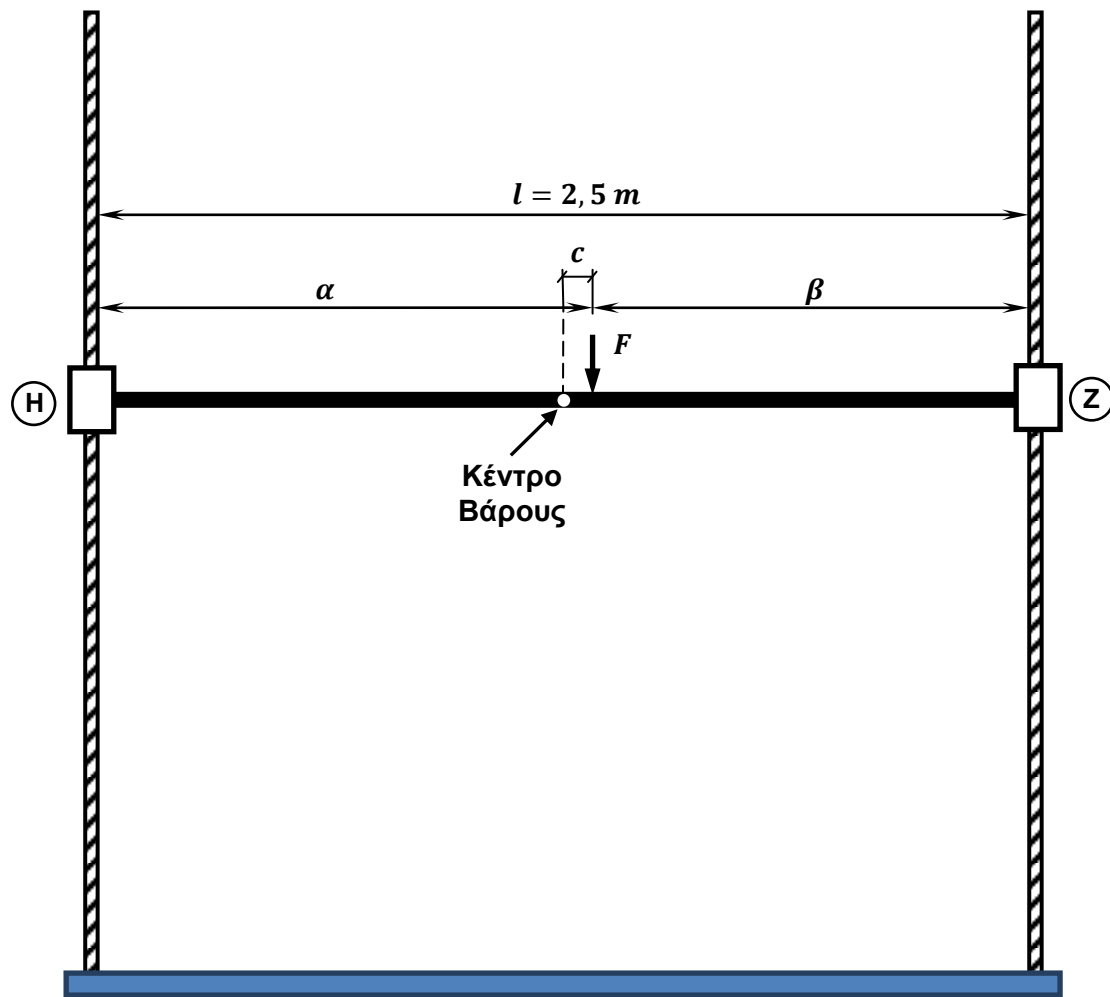
**Σχήμα 4.6:** Αντιδράσεις στις θέσεις H και Z όταν το όχημα είναι κεντραρισμένο. Κλίμακα 1:20

Εάν το όχημα τοποθετηθεί σε έκκεντρη θέση (Σχήμα 4.7) τότε η μία αντίδραση αυξάνει και η άλλη μειώνεται. Στο Σχήμα 4.8 θα αυξηθεί η  $F_Z$  και θα μειωθεί η  $F_H$  εφόσον το  $F$  μετατοπίζεται προς τα δεξιά. Θα συμβεί το αντίθετο όταν το  $F$  μετατεθεί προς τα αριστερά.

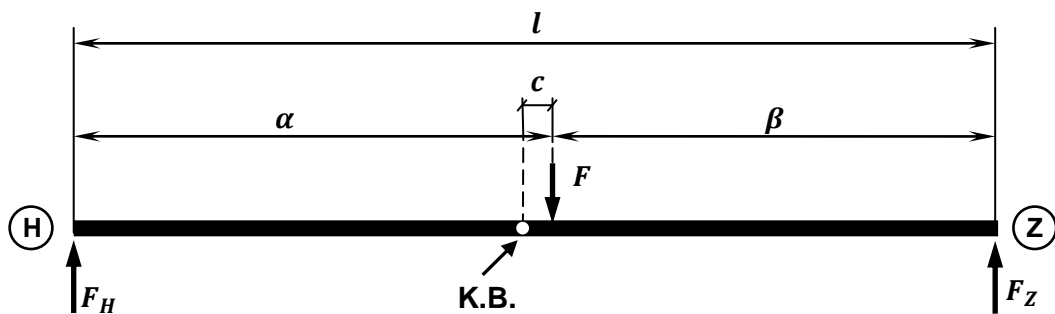
Θα υπολογίσουμε το μέγιστο φορτίο ανύψωσης  $F$  για την περίπτωση της έκκεντρης θέσης οχήματος, με δεδομένο ότι δεν θέλουμε καμία αντίδραση  $F_Z$  ή  $F_H$  να αυξηθεί πάνω από 1600 kp, εφόσον με την τιμή αυτή θα υπολογίσουμε την αντοχή των λοιπών στοιχείων του ανυψωτήρα.

Κοχλίας  $K_2$

Κοχλίας  $K_1$



**Σχήμα 4.7:** Όχημα σε έκκεντρη θέση. Η  $F$  μετατίθεται σε απόσταση  $c$  από το κέντρο βάρους. Κλίμακα 1:20



**Σχήμα 4.8:** Δυνάμεις που ασκούνται όταν το όχημα τοποθετηθεί σε έκκεντρη θέση. Κλίμακα 1:20

Για την ισορροπία του συστήματος (Σχήμα 4.8) θέτουμε τις ροπές ως προς Η ίσες με το μηδέν, ήτοι

$$\Sigma M_H = 0$$

$$F_Z \cdot (\alpha + \beta) - F \cdot a = 0$$

$$F = \frac{F_Z \cdot (\alpha + \beta)}{a} \quad (4.27)$$

Όμως όπως δείχνει και το Σχήμα 4.8 ισχύει,

$$l = \alpha + \beta \quad (4.28)$$

και

$$\alpha = \frac{l}{2} + c \quad (4.29)$$

Από τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει,

$$F = \frac{F_Z \cdot l}{\frac{l}{2} + c} \quad (4.30)$$

$$F = \frac{F_Z}{0,5 + c/l} \quad (4.31)$$

Θέτοντας στην σχέση (4.31) τις παρακάτω τιμές

$$\begin{aligned} F_H &= 1600 \text{ kp} \\ c &= 40 \text{ cm} = 0,4 \text{ m} \\ l &= 2,5 \text{ m} \end{aligned}$$

Λαμβάνουμε

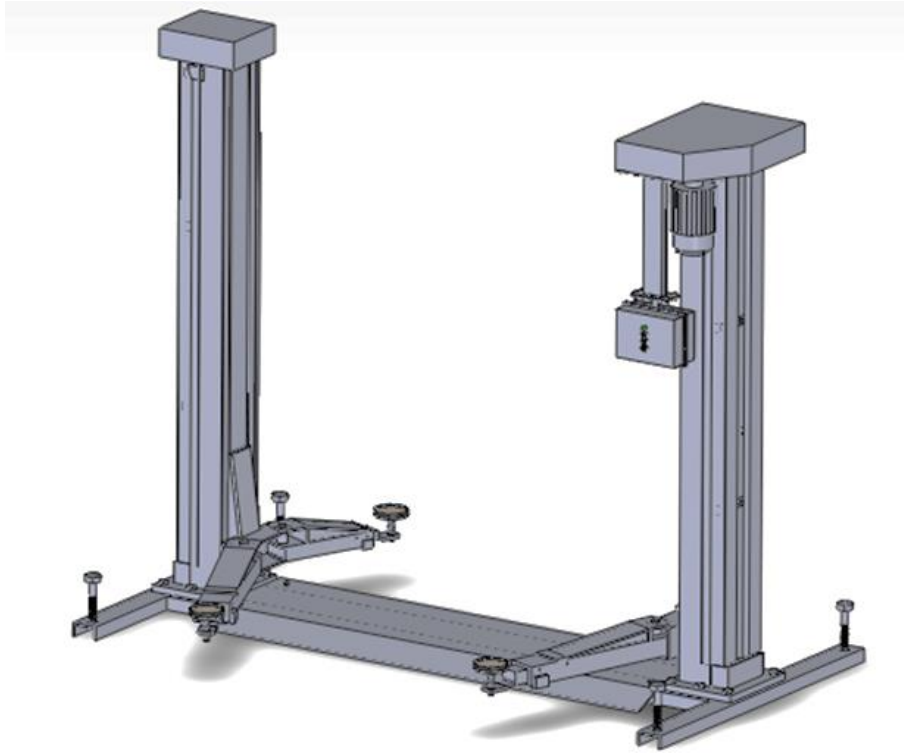
$$F = \frac{1600 \text{ kp}}{0,5 + 0,4/2,5} = \frac{1600 \text{ kp}}{0,66}$$

$$F = 2424 \text{ kp}$$

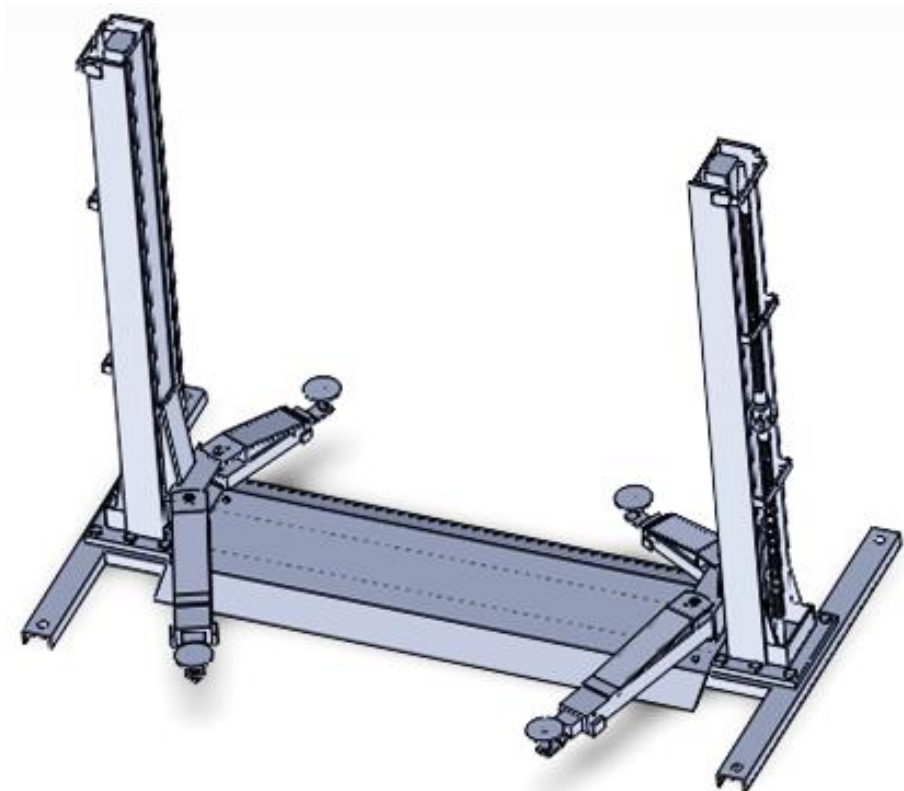
Συνεπώς το μέγιστο φορτίο για έκκεντρη θέση του οχήματος είναι 2424 kp.

#### 4.8 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ ΑΝΥΨΩΤΗΡΑ

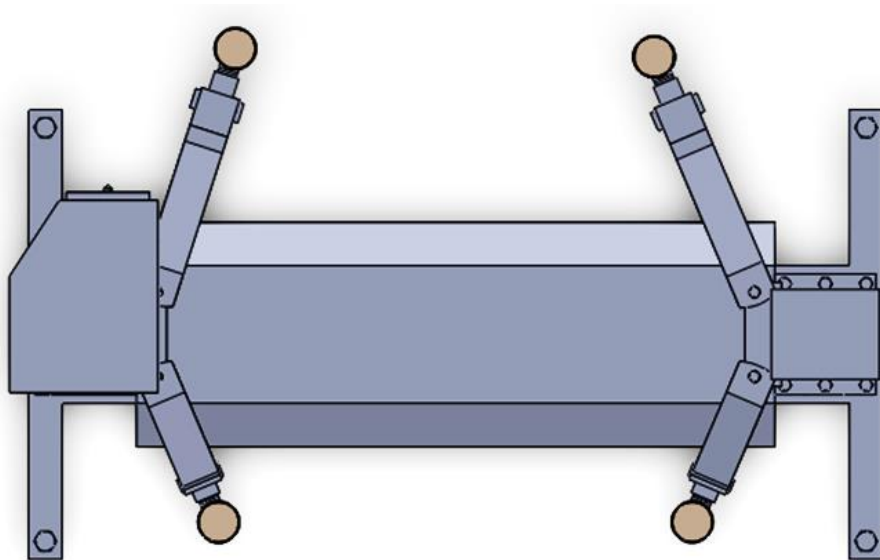
Παρακάτω παρατίθενται τα κατασκευαστικά σχέδια του ανυψωτήρα τα οποία σχεδιάστηκαν με την βοήθεια του σχεδιαστικού προγράμματος Solidworks.



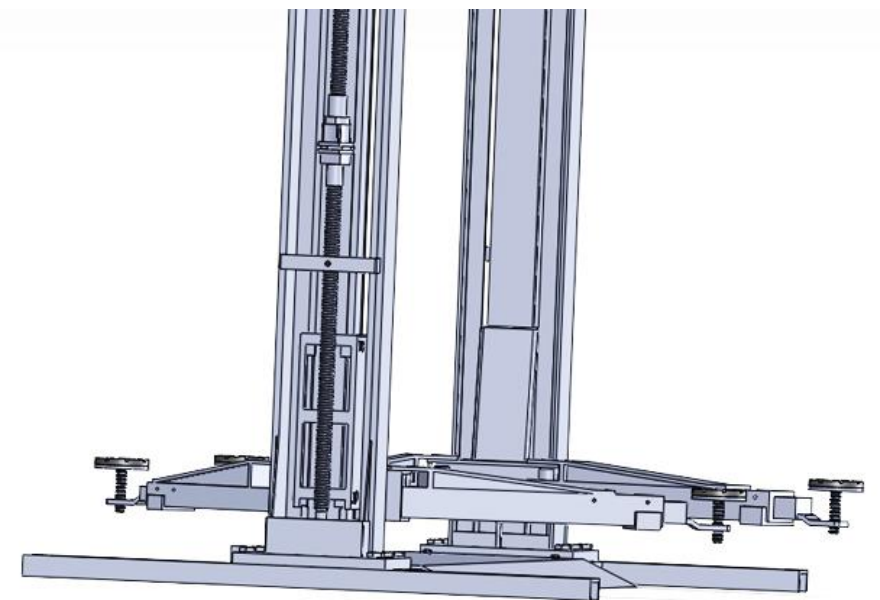
**Σχήμα 4.9:** Τρισδιάστατο σχέδιο ανυψωτήρα.



**Σχήμα 4.10:** Τρισδιάστατο σχέδιο ανυψωτήρα.



**Σχήμα 4.11:** Κάτοψη ανυψωτήρα.

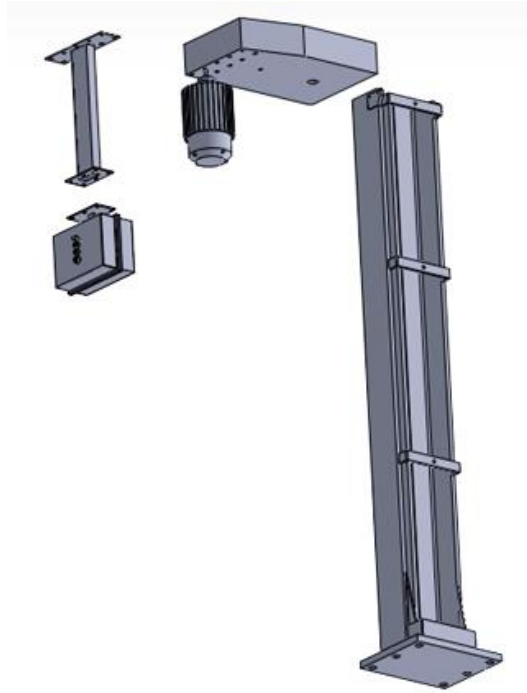


**Σχήμα 4.12:** Όψη του ανυψωτήρα στην οποία φαίνεται ο κοχλίας.

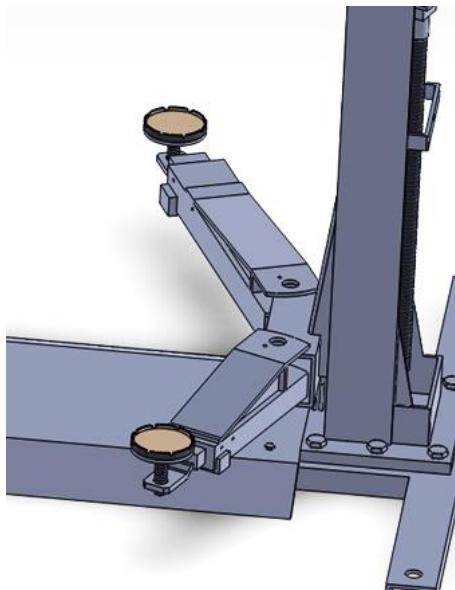


**Σχήμα 4.13:** Κοχλίας.

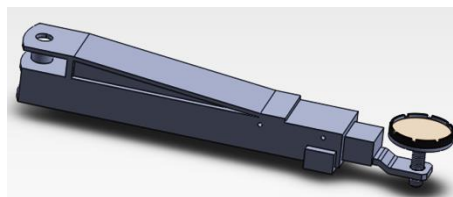
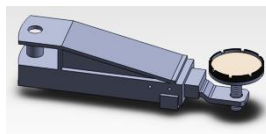




**Σχήμα 4.14:** Πίνακας ελέγχου, κινητήρας και κολώνα ανυψωτήρα.



**Σχήμα 4.13:** Βραχίονες ανυψωτήρα.



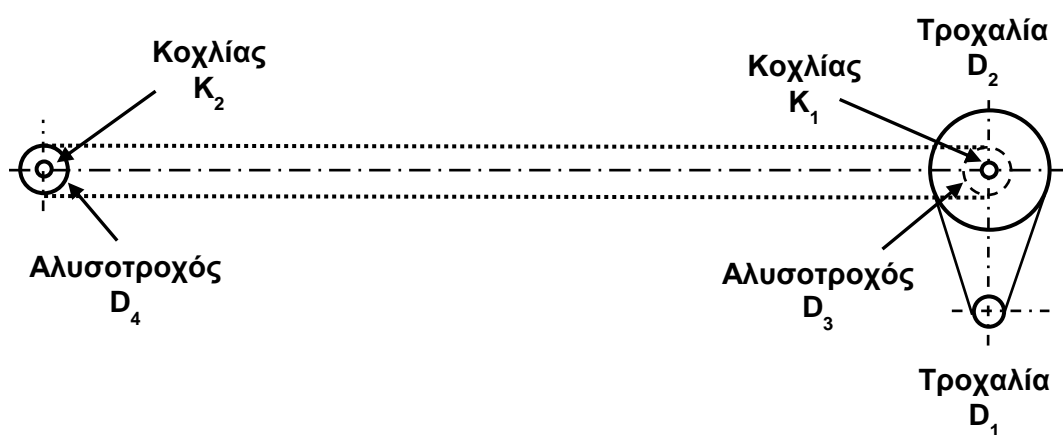
**Σχήμα 4.14:** Βραχίονες ανυψωτήρα.



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

### ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ - ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΗΣ

Στο Σχήμα 5.1 φαίνεται η ιμαντοκίνηση και η αλυσοκίνηση που θα υπολογιστούν παρακάτω. Ο μικρή τροχαλία της ιμαντοκίνησης περιστρέφεται στις 1300 RPM και η απόσταση μεταξύ των δύο κοχλιών, άρα και των αξόνων των αλυσοτροχών είναι 2,5 m.



Σχήμα 5.1: Σχέδιο αλυσοκίνησης – ιμαντοκίνησης. Κλίμακα 1:20

#### 5.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ

Για τον υπολογισμό της ιμαντοκίνησης του ανυψωτήρα ακολουθούνται τα παρακάτω βήματα:

- **Στροφές τροχαλίας  $D_1$**

Η τροχαλία  $D_1$  είναι στερεωμένη στον άξονα του κινητήρα και συνεπώς περιστρέφεται με στροφές:

$$n_1 = n_k = 1300 \text{ RPM}$$

- **Σχέση μετάδοσης  $i$**

Η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης λαμβάνεται από τον λόγο των στροφών της κινητήριας (μικρής) τροχαλίας προς την κινούμενη (μεγάλη) τροχαλία και έχει υπολογιστεί ως  $i_b = 3,94$ .

- **Συντελεστής λειτουργίας C**

Από τον Πίνακα 5.1 για μηχανές με μέτριο φορτίο με ταχύτητα κινητήρα άνω των 600 RPM εργαζόμενες κάτω από 10 ώρες ημερησίως έχουμε συντελεστή φόρτισης C,

$$C = 1,1$$

**Πίνακας 5.1:** Συντελεστής φόρτισης C για ιμαντοκινήσεις κατά DIN 2218. [5]

Εργομηχανές	Κινητήριες μηχανές					
	Ομάδα A			Ομάδα B		
	Συντελεστής φόρτισης C για ημερήσια λειτουργία σε ώρες					
	έως 10	10...16	άνω των 16	έως 10	10...16	άνω των 16
<b>Ελαφρές κινήσεις</b> Κεντροφόρες αντλίες και συμπιεστές, μεταφορικές ταινίες για ελαφρά υλικά, ανεμιστήρες και αντλίες έως 7,5 kW	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<b>Μέσου μεγέθους κινήσεις</b> Ψαλίδια κοπής ελασμάτων, πρέσσες, μεταφορές με αλυσίδες και ιμάντες για βαριά υλικά, δονητικά κόσκινα, γεννήτριες και διενέρτριες μηχανές, ζυμωτήρια, εργαλειομηχανές (τόρνοι και λειαντικές μηχανές), πλυντήρια, μηχανές εκτύπωσης, ανεμιστήρες και αντλίες άνω των 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<b>Ισχυρές κινήσεις</b> Μηχανές άλεσης, εμβολοφόροι συμπιεστές, μεταφορές μεγάλων φορτίων (κοχλιομεταφορείς, δισκοειδείς ταινίες, μεταφορείς με κουβαδάκια), ανελκυστήρες, πρέσσες πλινθανράκων, υφαντουργικές μηχανές, μηχανές χαρτοποιίας, εμβολοφόρες αντλίες, αντλίες εκσκαφών, πριονιστήρια, σφυρόμυλοι	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<b>Πολύ ισχυρές κινήσεις</b> Συστήματα άλεσης υψηλής φόρτισης, θραυστήρες πέτρας, στιλβωτικές μηχανές, αναμεικτήρες, βαρούλκα, γερανοί, εκσκαφείς	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
<b>Ομάδα A:</b> Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με κανονική ροπή εκκίνησης (έως 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. σύγχρονοι και μονοφασικοί κινητήρες με βοηθητική τάση εκκίνησης, τριφασικοί κινητήρες με εκκίνηση απ' ευθείας, συνδεσμολογία αστέρα-τριγώνου ή ρεοστάτη δακτυλίου, κινητήρες διακλάδωσης συνεχούς ρεύματος, μηχανές εσωτερικής καύσης και στρόβιλοι με n άνω των 600 RPM						
<b>Ομάδα B:</b> Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με υψηλή ροπή εκκίνησης (άνω του 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. μονοφασικοί κινητήρες με υψηλή ροπή εκκίνησης, κινητήρες σειράς συνεχούς ρεύματος με συνδεσμολογία εν σειρά, μηχανές εσωτερικής καύσης και στρόβιλοι με n έως των 600 RPM						

- Ισχύς σχεδιασμού  $N_{dp}$

Η ισχύς σχεδιασμού η οποία είναι ίση με την μεταφερόμενη ισχύ, δηλαδή την ισχύ της τροχαλίας  $D_1$  αυξημένη κατά τον συντελεστή φόρτισης, προκύπτει σύμφωνα με την σχέση,

$$N_{dp} = C N_{τροχ.} \quad (5.1)$$

Όπου

$N_{dp}$  ισχύς σχεδιασμού, σε  $kW$

$C$  συντελεστής λειτουργίας

$N_{τροχ.}$  ισχύς μικρής τροχαλίας  $D_1$ , σε  $HP$ , ίση με την ισχύ του κινητήρα

Γνωρίζουμε ότι  $1 HP = 0,746 kW$  και μετατρέπουμε την μονάδα της ισχύος ως εξής,

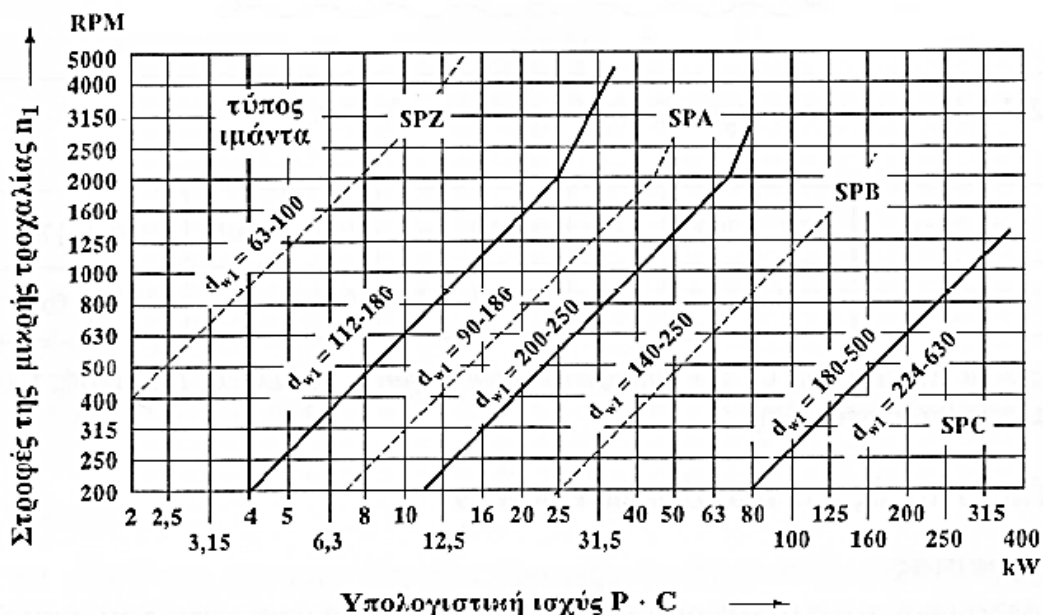
$$N_{τροχ.} = 4,0 HP = 4,0 \cdot 0,746 kW = 3,0 kW$$

Με αντικατάσταση στον παραπάνω τύπο έχουμε,

$$N_{dp} = 1,1 \cdot 3,0 kW = 3,3 kW$$

- Τύπος ιμάντα  $I_1$

Από το νομογράφημα του Σχήματος 5.2, υπολογιστικής ισχύος – ταχύτητας επιλέγουμε τυποποιημένη διατομή μικροτραπεζοειδών ιμάντων, για ισχύ σχεδιασμού  $N_{dp} = 3,3 kW$  και ταχύτητα της μικρής τροχαλίας  $n_1 = 1300 RPM$ , δηλαδή ιμάντα SPZ του οποίου στην συνέχεια θα υπολογίσουμε την πολλαπλότητα του για την μεταφορά της δεδομένης ισχύος. Στο διάγραμμα του Σχήματος 5.2 φαίνεται επίσης η ελάχιστη διάμετρος που μπορεί να ληφθεί για την μικρή τροχαλία.



Σχήμα 5.2: Εκλογή τύπου ιμάντα (για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες). [5]

- **Διάμετρος μικρής τροχαλίας**

Τα κριτήρια επιλογής της διαμέτρου της μικρής τροχαλίας είναι η διάμετρος να είναι τυποποιημένη, μεγαλύτερη ή ίση με την μικρότερη διάμετρο του Πίνακα 5.2 και η προκύπτουσα γραμμική ταχύτητα να είναι μεταξύ  $5 < v < 30 \text{ m/s}$ . Αρχικά, σύμφωνα με τον Πίνακα 5.2 επιλέγουμε διάμετρο τροχαλίας ίση με 71 mm όμως προκύπτει γραμμική ταχύτητα μικρότερη των 5 m/s. Τελικά, επιλέγουμε διάμετρο τροχαλίας που μπορεί να συνεργαστούν με τον SPZ ιμάντα,

$$D_1 = 80 \text{ mm}$$

Υπολογίζουμε την γραμμική ταχύτητα του ιμάντα, ήτοι:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \quad (5.2)$$

Όπου

$v_1$  γραμμική ταχύτητα ιμάντα, σε  $m/s$

$D_1$  διάμετρος μικρής τροχαλίας  $D_1$ , σε  $m$

$n_1$  αριθμός στροφών μικρής τροχαλίας  $D_1$ , σε  $kW$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 0,08 \text{ m} \cdot 1300 \text{ RPM}}{60}$$

$$v_1 = 5,44 \text{ m/s}$$

Ισχύει:  $5 \text{ m/s} < v_1 = 5,44 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$

Καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι η διάμετρος που εκλέξαμε είναι αποδεκτή.

**Πίνακας 5.2:** Τυποποιημένες διαμέτροι τροχαλιών για τραπεζοειδείς (DIN 2211) ιμάντες. [5]

Διάμετροι τροχαλιών για τραπεζοειδείς (DIN 2211) ιμάντες								
40	50	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

- **Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας**

Η διάμετρος της κινούμενης (μεγάλης) τροχαλίας υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση:

$$D_2 = i_b D_1 (1 - \psi) \quad (5.3)$$

Όπου

$D_2$  διάμετρος μεγάλης τροχαλίας  $D_2$ , σε  $mm$   
 $i_b$  σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης  
 $D_1$  διάμετρος της μικρής τροχαλίας, σε  $mm$   
 $\psi$  συντελεστής διολίσθησης του ιμάντα,  $\psi = 1,5\%$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$D_2 = 3,94 \cdot 80 \text{ mm} (1 - 0,015)$$

$$D_2 = 310,5 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 5.2 εκλέγουμε τυποποιημένη διάμετρο,

$$D_2 = 315 \text{ mm}$$

- **Αρχική εκτίμηση απόστασης αξόνων των τροχαλιών**

Για ανοιχτή διάταξη η προσωρινή απόσταση των αξόνων των τροχαλιών λαμβάνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$a = 0,8(D_1 + D_2) \quad (5.4)$$

Αντικαθιστώντας λαμβάνουμε,

$$a = 0,8(80 + 315) \text{ mm} = 316 \text{ mm}$$

- **Μέσο και εξωτερικό μήκος ιμάντα**

Για ανοιχτή διάταξη, το μήκος του ιμάντα που αντιστοιχεί στην απόσταση των αξόνων  $a$  που υπολογίσαμε παραπάνω δίνεται από την σχέση,

$$L_w = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4a}(D_2 - D_1)^2 \quad (5.5)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει,

$$L_w = 2 \cdot 316 + \frac{\pi}{2}(80 + 315) + \frac{1}{4 \cdot 316}(315 - 80)^2$$

$$L_w = 1296 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 5.3 λαμβάνεται το τυποποιημένο μήκος  $L_w = 1400 \text{ mm}$ .

**Πίνακας 5.3:** Συντελεστής μήκους  $C_4$  για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. Τυποποιημένη περίμετρος  $L_w$  για ιμάντες γενικής χρήσης. [5]

Τύπος	SPZ	SPA	SPB
$L_w$	630	800	1250
$C_4$	0,82	0,81	0,82
$L_w$	710	900	1400
$C_4$	0,84	0,83	0,84
$L_w$	800	1000	1600
$C_4$	0,86	0,85	0,86
$L_w$	900	1120	1800
$C_4$	0,88	0,87	0,88
$L_w$	1000	1250	2000
$C_4$	0,90	0,89	0,90
$L_w$	1120	1400	2240
$C_4$	0,93	0,91	0,92
$L_w$	1250	1600	2500
$C_4$	0,94	0,93	0,94
$L_w$	1400	1800	2800
$C_4$	0,96	0,95	0,96
$L_w$	1600	2000	3150
$C_4$	1,00	0,96	0,98
$L_w$	1800	2240	3550
$C_4$	1,01	0,98	1,00
$L_w$	2000	2500	4000
$C_4$	1,02	1,00	1,02
$L_w$ μήκος ενέργειας σε mm			

**Πίνακας 5.4:** Εύρεση της τυποποιημένης εξωτερικής περιμέτρου  $L_a$  από την περίμετρο ενέργειας  $L_w$  για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. [5]

Τύπος ιμάντα	SPZ	SPA	SPB
$\Delta L$	12	17	22
$L_w + \Delta L = L_a$ Όπου $L_w$ : περίμετρος ενέργειας, $L_a$ : εξωτερική περίμετρος			

Για ιμάντα SPZ σύμφωνα με τον Πίνακα 5.4 ισχύει  $\Delta L = 12 \text{ mm}$ . Το εξωτερικό μήκος του ιμάντα  $L_a$  λαμβάνεται αν προσθέσουμε στην τυποποιημένη περίμετρο ενέργειας (μέσο μήκος ιμάντα)  $L_w$  την τιμή του  $\Delta L$ , ήτοι:

$$L_a = L_w + \Delta L = 1400 \text{ mm} + 12 \text{ mm}$$

$$L_a = 1412 \text{ mm}$$



- **Τελική απόσταση των αξόνων των τροχαλιών**

Με δεδομένο το μήκος του ιμάντα  $L_w$ , πλέον επιλύουμε την σχέση του μήκους ως προς την απόσταση  $a$  και προκύπτει η σχέση,

$$a \cong p + \sqrt{p^2 - q} \quad (5.6)$$

Όπου

$$p = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8}(D_1 + D_2) \quad (5.7)$$

Αντικαθιστώντας,

$$p = \frac{1400}{4} - \frac{\pi}{8}(80 + 315) \Rightarrow p = 195 \text{ mm}$$

και

$$q = \frac{1}{8}(D_2 - D_1)^2 \quad (5.8)$$

Αντικαθιστώντας,

$$q = \frac{1}{8}(315 - 80)^2 \Rightarrow q = 6903 \text{ mm}^2$$

Με αντικατάσταση στον (5.6) προκύπτει η τελική απόσταση των αξόνων των τροχαλιών,

$$a \cong 195 + \sqrt{195^2 - 6903} = 371,4 \text{ mm}$$

Η τελική απόσταση των αξόνων είναι  $a \cong 371,4 \text{ mm}$

- **Ρύθμιση της απόστασης του κέντρου του άξονα της τροχαλίας**

$$x \geq 0,02L_w = 0,02 \cdot 1400 \text{ mm} = 28 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015L_w = 0,015 \cdot 1400 \text{ mm} = 21 \text{ mm}$$

- **Τόξο τύλιξης μικρής τροχαλίας**

Το τόξο τύλιξης του ιμάντα στην μικρή τροχαλία δίνεται από την σχέση:

$$\varphi_1 = 180^\circ - 2 \eta \mu^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2a} \quad (5.9)$$

Αντικαθιστώντας,

$$\varphi_1 = 180^\circ - 2 \eta \mu^{-1} \frac{315 - 80}{2 \cdot 371,4} = 143^\circ = 2,496 \text{ rad}$$

- Συντελεστής περιέλιξης  $C_2$

Ο συντελεστής περιέλιξης  $C_2$ , λαμβάνει υπόψη τις δυσμενείς συνθήκες όταν η γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας είναι  $\alpha < 180^\circ$ . Υπολογίζεται από τον Πίνακα 5.5 για την τιμή του τόξου τύλιξης που υπολογίσαμε παραπάνω. Επειδή δεν υπάρχει η γωνία των  $143^\circ$  στον πίνακα θα εφαρμόσουμε γραμμική παρεμβολή ως εξής.

**Πίνακας 5.5:** Συντελεστής  $C_2$  που λαμβάνει υπόψη τη γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας (για τραπεζοειδής ιμάντες). [5]

Γωνία περιέλιξης $\varphi_1$	$70^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$	$100^\circ$	$110^\circ$	$120^\circ$	$130^\circ$	$140^\circ$	$150^\circ$	$160^\circ$	$170^\circ$	$180^\circ$
Συντελεστής $C_2$	0,58	0,63	0,68	0,73	0,78	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Από τον Πίνακα 5.5 έχουμε:

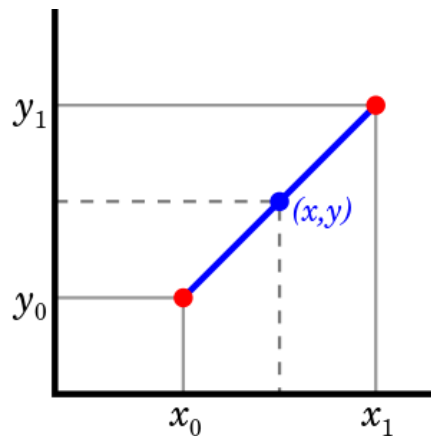
Για γωνία τύλιξης  $\varphi_1 = 140^\circ$  ο συντελεστής τύλιξης είναι  $C_2 = 0,89$

Για γωνία τύλιξης  $\varphi_1 = 150^\circ$  ο συντελεστής τύλιξης είναι  $C_2 = 0,92$

Για γωνία τύλιξης  $\varphi_1 = 143^\circ$  ο συντελεστής τύλιξης είναι  $C_2$

Θέτουμε:

$$\begin{aligned} x &= 143^\circ \rightarrow y = C_2 \\ x_0 &= 140^\circ \rightarrow y_0 = 0,89 \\ x_1 &= 150^\circ \rightarrow y_1 = 0,92 \end{aligned}$$



**Σχήμα 5.3:** Γραφική απεικόνιση γραμμικής παρεμβολής.

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή του συντελεστή περιέλιξης  $C_2$  για γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας ίση με  $\varphi_1 = 143^\circ$ , ως εξής:

$$\frac{y - y_0}{x - x_0} = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \quad (5.10)$$

$$y = y_0 + (x - x_0) \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \quad (5.11)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\frac{C_2 - 0,89}{143^\circ - 140^\circ} = \frac{0,92 - 0,89}{150^\circ - 140^\circ}$$

$$y = 0,89 + (143^\circ - 140^\circ) \frac{0,92 - 0,89}{150^\circ - 140^\circ}$$

$$C_2 = 0,899$$

- **Συντελεστής μήκους  $C_4$**

Ο συντελεστής μήκους λαμβάνει υπόψη του ότι με την αύξηση του μήκους του ιμάντα αυξάνεται και η ικανότητα για μεταφορά ισχύος και η διάρκεια ζωής, διότι ελαττώνεται ο αριθμός κάμψεων. Από τον Πίνακα 5.3 για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες και τύπο ιμάντα SPZ με  $L_w = 1400 \text{ mm}$  λαμβάνεται:

$$C_4 = 0,96$$

- **Ειδική ισχύς**

Η ειδική ισχύς ανά επιλεγέντα ιμάντα υπολογίζεται από τον Πίνακα 5.6. Εξαρτάται από τον τύπο του ιμάντα και την περιφερειακή ταχύτητα. Στον πίνακα αυτό δίνεται η ειδική ισχύς σε  $kW/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha$  σαν συνάρτηση της διαμέτρου της μικρής τροχαλίας σε  $mm$ , της ταχύτητας περιστροφής σε  $RPM$  και της σχέσης μετάδοσης της ιμαντοκίνησης.

**Πίνακας 5.6:** Μεταφερόμενη ισχύς  $P_o$  σε  $KW/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha$  (DIN 7753) για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. [5]

Τύπος ιμάντα	$d_{w1}$ mm	$P_o$ σε $kW$ ιμάντα για στροφές $n_1$ $RPM$ της μικρής τροχαλίας							
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600
SPZ (9,7)	63	0,23	0,41	0,65	0,72	0,83	1,00	1,16	1,25
	90	0,40	0,74	1,19	1,34	1,55	1,88	2,20	2,39
	125	0,62	1,15	1,88	2,11	2,45	2,99	3,50	3,80
	180	0,95	1,78	2,92	3,28	3,80	4,63	5,41	5,86
SPA (9,7)	90	0,50	0,89	1,42	1,58	1,81	2,18	2,52	2,71
	125	0,84	1,54	2,50	2,80	3,23	3,92	4,56	4,93
	180	1,37	2,53	4,13	4,61	5,36	6,51	7,57	8,17
	250	2,02	3,75	6,13	2,87	7,93	9,56	11,03	11,81
SPB (9,7)	140	1,22	2,21	3,53	3,94	4,52	5,43	6,25	6,71
	200	2,08	3,84	6,21	6,94	7,99	9,62	11,08	11,87
	280	3,20	5,93	9,60	10,72	12,32	14,70	16,72	17,73
	400	4,83	8,94	14,33	15,92	18,09	21,06	23,08	23,79

Θα εφαρμόσουμε την μέθοδο της γραμμικής παρεμβολής για να υπολογίσουμε την μεταφερόμενη ισχύ για διάμετρο μικρής τροχαλίας ίση με  $mm$  και  $RPM$  για τύπο ιμάντα SPZ.

Από τον Πίνακα 5.6 έχουμε για  $D_1 = 63 \text{ mm}$  έχουμε:

Για στροφές  $n_1 = 1200 \text{ RPM}$  η ειδική ισχύς είναι  $P_o = 1,00 \text{ kW/μάντα}$

Για στροφές  $n_1 = 1450 \text{ RPM}$  η ειδική ισχύς είναι  $P_o = 1,16 \text{ kW/μάντα}$

Για στροφές  $n_1 = 1300 \text{ RPM}$  η ειδική ισχύς είναι  $P_o$ , σε  $\text{kW/μάντα}$

Θέτουμε:

$$\begin{aligned}x &= 1300 \rightarrow y = P_o \\x_0 &= 1200 \text{ RPM} \rightarrow y_0 = 1,00 \text{ kW/μάντα} \\x_1 &= 1450 \text{ RPM} \rightarrow y_1 = 1,16 \text{ kW/μάντα}\end{aligned}$$

Με γραμμική παρεμβολή (σχέσεις 5.10 και 5.11) προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για  $D_1 = 63 \text{ mm}$  και  $n_1 = 1300 \text{ RPM}$ :

$$\frac{y - y_0}{x - x_0} = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \Rightarrow y = y_0 + (x - x_0) \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$\frac{P_o - 1,00}{1300 - 1200} = \frac{1,16 - 1,00}{1450 - 1200}$$

$$y = 1,00 + (1300 - 1200) \frac{1,16 - 1,00}{1450 - 1200}$$

$$P_o = 1,064 \text{ kW/μάντα}$$

Από τον Πίνακα 5.6 έχουμε για  $D_1 = 90 \text{ mm}$  έχουμε:

Για στροφές  $n_1 = 1200 \text{ RPM}$  η ειδική ισχύς είναι  $P_o = 1,88 \text{ kW/μάντα}$

Για στροφές  $n_1 = 1450 \text{ RPM}$  η ειδική ισχύς είναι  $P_o = 2,20 \text{ kW/μάντα}$

Για στροφές  $n_1 = 1300 \text{ RPM}$  η ειδική ισχύς είναι  $P_o$ , σε  $\text{kW/μάντα}$

Θέτουμε:

$$\begin{aligned}x &= 1300 \rightarrow y = P_o \\x_0 &= 1200 \text{ RPM} \rightarrow y_0 = 1,88 \text{ kW/μάντα} \\x_1 &= 1450 \text{ RPM} \rightarrow y_1 = 2,20 \text{ kW/μάντα}\end{aligned}$$

Με γραμμική παρεμβολή (σχέσεις 5.10 και 5.11) προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για  $D_1 = 90 \text{ mm}$  και  $n_1 = 1300 \text{ RPM}$ :

$$\frac{y - y_0}{x - x_0} = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \Rightarrow y = y_0 + (x - x_0) \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$\frac{P_o - 1,88}{1300 - 1200} = \frac{2,20 - 1,88}{1450 - 1200}$$

$$y = 1,88 + (1300 - 1200) \frac{2,20 - 1,88}{1450 - 1200}$$

$$P_o = 2,008 \text{ kW/ιμάντα}$$

Συνεπώς προκύπτουν τα εξής:

$$D_1 = 63 \text{ mm} \rightarrow P_o = 1,064 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$D_1 = 90 \text{ mm} \rightarrow P_o = 2,008 \text{ kW/ιμάντα}$$

Θέτουμε:

$$x = 80 \rightarrow y = P_o$$

$$x_0 = 63 \text{ mm} \rightarrow y_0 = 1,064 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$x_1 = 90 \text{ mm} \rightarrow y_1 = 2,008 \text{ kW/ιμάντα}$$

Με γραμμική παρεμβολή (σχέσεις 5.10 και 5.11) προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για  $D_1 = 80 \text{ mm}$  και  $n_1 = 1300 \text{ RPM}$ :

$$\frac{y - y_0}{x - x_0} = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \Rightarrow y = y_0 + (x - x_0) \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$\frac{P_o - 1,064}{80 - 63} = \frac{2,008 - 1,064}{90 - 63}$$

$$y = 1,064 + (80 - 63) \frac{2,008 - 1,064}{90 - 63}$$

$$P_o = 1,658 \text{ kW/ιμάντα}$$

### • Αριθμός ιμάντων

Ο απαιτούμενος αριθμός ιμάντων  $j$  υπολογίζεται σύμφωνα με τη σχέση:

$$j \geq \frac{P \cdot C}{P_o \cdot C_2 \cdot C_4} \quad (5.12)$$

Όπου

$P$  η προς μεταφορά ισχύς, σε  $kW$

$C$  συντελεστής φόρτισης

$P_o$  ειδική ισχύς, σε  $kW/ιμάντα$

$C_2$  συντελεστής περιέλιξης

$C_4$  συντελεστής μήκους

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$j \geq \frac{3,0 \text{ kW} \cdot 1,1}{1,658 \frac{\text{kW}}{\text{μάντα}} \cdot 0,899 \cdot 0,96} \Rightarrow j \geq 2,3$$

Άρα επιλέγουμε  $j = 3$  ιμάντες

### • Συχνότητα κάμψεων

Η συχνότητα κάμψεων δίνεται από την σχέση:

$$B = \frac{z \cdot u_1}{L_w} \quad (5.13)$$

Όπου

$B$  συχνότητα κάμψεων, σε  $s^{-1}$

$z$  αριθμός τροχαλιών

$u_1$  γραμμική ταχύτητα μικρής τροχαλίας  $D_1$ , σε  $m/s$

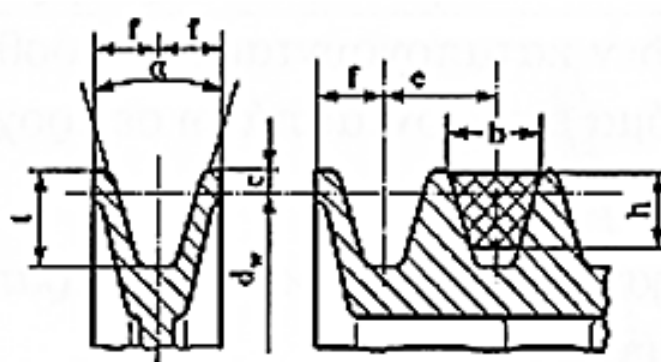
$L_w$  μέσο μήκος ιμάντα, σε  $m$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$B = \frac{2 \cdot 5,44 \text{ m/s}}{1,4 \text{ m}} = 7,77 \text{ s}^{-1} < B_{max} = 40 \text{ s}^{-1}$$

### • Χαρακτηριστικά στοιχεία διατομής ιμάντα

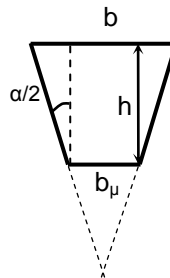
Έχουμε επιλέξει ιμάντα SPZ. Τα διάφορα χαρακτηριστικά στοιχεία της διατομής του ιμάντα φαίνονται στο Σχήμα 5.4 και λαμβάνονται από τον Πίνακα 5.7.



**Σχήμα 5.4:** Χαρακτηριστικά στοιχεία μικροτραπεζοειδών ιμάντων και τροχαλιών. [5]

**Πίνακας 5.7:** Μικροτραπεζοειδείς ιμάντες (DIN 7753) και τροχαλίες (DIN 2211) (σε mm). [5]

Τύπος ιμάντα κατά DIN 7753	SPZ	SPA	SPB
$b$	9,7	12,7	16,3
$h$	8	10	13
$c$	2	2,8	3,5
$f$	8	10	12,5
$e$	12	15	19
$t_{min}$	11	14	18
$d_{w(min)}$	63	90	140
Γωνία αύλακος $\alpha^\circ$ για $d_{w(min)}$	34°	63...80	90...118
	38°	>80	>118



**Σχήμα 5.5:** Διατομή μικροτραπεζοειδούς ιμάντα τύπου SPZ. Κλίμακα 2:1.

Τα χαρακτηριστικά του ιμάντα φαίνονται παρακάτω.

- ⇒ Μεγάλη πλευρά τραπεζίου:  $b = 9,7 \text{ mm}$
- ⇒ Ύψος τραπεζίου:  $h = 8 \text{ mm}$
- ⇒ Γωνία τραπεζίου:  $\alpha = 34^\circ$
- ⇒ Μικρή πλευρά τραπεζίου:  $b_\mu$

Η μικρή πλευρά του τραπεζίου προκύπτει με την βοήθεια της τριγωνομετρίας από το Σχήμα 5.5, λαμβάνοντας την εφαπτομένη του μισού της γωνίας του τραπεζίου (διατομή ιμάντα) ως εξής,

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{\left(\frac{b - b_\mu}{2}\right)}{h} \quad (5.14)$$

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{b - b_\mu}{2h} \Rightarrow b - b_\mu = 2h \tan \frac{\alpha}{2} \Rightarrow b_\mu = b - 2h \tan \frac{\alpha}{2} \quad (5.15)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$b_{\mu} = 9,7 - 2 \cdot 8 \tan \frac{34^{\circ}}{2} \Rightarrow b_{\mu} = 9,7 - 2 \cdot 8 \cdot 0,306 \Rightarrow b_{\mu} = 4,81 \text{ mm}$$

⇒ Εμβαδόν διατομής:

Το εμβαδόν της διατομής υπολογίζεται λαμβάνοντας τον τύπο του εμβαδού τραπέζιου, ήτοι,

$$A = \frac{(b + b_{\mu})h}{2} \quad (5.16)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$A = \frac{(9,7 + 4,81) \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}}{2}$$

$$A = 58,04 \text{ mm}^2$$

- ⇒ Πυκνότητα υλικού:  $\rho = 0,9 \text{ Kg/dm}^3$
- ⇒ Ειδικό βάρος υλικού:  $\gamma = 0,9 \text{ Kp/dm}^3$
- ⇒ Συντελεστής τριβής:  $\mu = 0,4$
- ⇒ Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη:  $E_b = 5 \text{ Kp/mm}^2$

#### • Δυνάμεις σε κάθε ιμάντα

Η δυνάμεις πάνω στον ιμάντα είναι οι εξής:

##### Περιφερειακή δύναμη $F_u$

Για να υπολογίσουμε την περιφερειακή δύναμη  $F_u$  που αναπτύσσεται στον ιμάντα αρχικά υπολογίζουμε την ροπή στρέψης της τροχαλίας  $D_1$  ως εξής,

$$M_{t_{D_1}} = 71620 \frac{N_{\tau\rho\sigma\chi.}}{n_1} \quad (5.17)$$

Όπου

$M_{t_{D_1}}$  ροπή στρέψης μικρής τροχαλίας  $D_1$ , σε  $\text{kp} \cdot \text{cm}$

$N_{\tau\rho\sigma\chi.}$  ισχύς μικρής τροχαλίας  $D_1$ , σε  $\text{HP}$ , ίση με την ισχύ του κινητήρα

$n_1$  στροφές μικρής τροχαλίας  $D_1$ , σε  $\text{RPM}$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$M_{t_{D_1}} = 71620 \frac{4,0 \text{ HP}}{1300 \text{ RPM}}$$

$$M_{t_{D_1}} = 220,4 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Η περιφερειακή δύναμη  $F_u$  του ιμάντα υπολογίζεται από την ροπή στρέψης της μικρής τροχαλίας  $D_1$  σύμφωνα με την σχέση:



$$M_{t_{D_1}} = F_u \cdot \left( D_1/2 \right) \quad (5.18)$$

$$F_u = \frac{2M_{t_{D_1}}}{D_1} \quad (5.19)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$F_u = \frac{2 \cdot 220,4 \text{ kp} \cdot \text{cm}}{8 \text{ cm}}$$

$$F_u = 55,1 \text{ kp}$$

Για κάθε ένα ιμάντα ισχύει:

$$F_u = \frac{55,1}{3} \text{ kp} = 18,4 \text{ kp ανά ιμάντα}$$

### Φυγόκεντρη δύναμη

Η φυγόκεντρη δύναμη  $S_f$  που αναπτύσσεται στον ιμάντα ορίζεται από την σχέση,

$$S_f = wv^2 \quad (5.20)$$

Όπου

$S_f$  φυγόκεντρη δύναμη, σε  $N$

$w$  γραμμική πυκνότητα, σε  $kg/m$

$v$  περιφερειακή ταχύτητα, σε  $m/s$

Η γραμμική πυκνότητα  $w$  είναι ίση με τον γινόμενο της πυκνότητας του ιμάντα ( $\rho = 0,9 \text{ kg/dm}^3$ ) επί το εμβαδόν διατομής ( $A = 58,08 \text{ mm}^2 = 58,08 \times 10^{-4} \text{ dm}^2$ ) ήτοι,

$$w = \rho A \quad (5.21)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$w = 0,9 \text{ kg/dm}^3 \cdot 58,08 \times 10^{-4} \text{ dm}^2$$

$$w = 0,00523 \text{ kg/dm} = 0,00523 \times 10 \text{ kg/m}$$

$$w = 0,0523 \text{ kg/m}$$

Συνεπώς αντικαθιστώντας στην σχέση (5.21) λαμβάνουμε την τιμή της φυγόκεντρης δύναμης,

$$S_f = 0,0523 \text{ kg/m} \cdot 5,44^2$$

$$S_f = 1,55 \text{ N}$$

$$S_f = \frac{1,55}{9,81} \text{ kp} = 0,16 \text{ kp}$$

• **Δυνάμεις κλάδων ιμάντων  $S_1, S_2$**

Η περιφερειακή δύναμη  $F_u$  είναι ίση με τη διαφορά των δυνάμεων των κλάδων του ιμάντα, ήτοι:

$$F_u = S_1 - S_2 \quad (5.22)$$

Λύνουμε την παραπάνω σχέση ως προς  $S_2$  και έχουμε:

$$S_2 = S_1 - F_u \quad (5.23)$$

Για τις δυνάμεις του έλκοντα και του ελκόμενου κλάδου τραπεζοειδή ιμάντα ισχύει και η σχέση,

$$\frac{S_1 - S_f}{S_2 - S_f} = e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} \quad (5.24)$$

Όπου

$S_1, S_2$  τάσεις ιμάντα, σε  $N$  ή  $kp$

$\mu$  συντελεστής τριβής

$\varphi_1$  τόξο τύλιξης, σε  $rad$

$\alpha$  η γωνία που δημιουργείται από τις πλευρές του τραπεζίου της διατομής του ιμάντα

Αντικαθιστούμε την σχέση 5.23 στην σχέση 5.24 και έχουμε,

$$S_1 - S_f = (S_2 - S_f)e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} \quad (5.25)$$

Ακολουθούμε την παρακάτω διαδικασία και λύνουμε την σχέση (5.25) ως τον μοναδικό άγνωστο που είναι η δύναμη  $S_1$ , ήτοι

$$S_1 - S_f = (S_1 - F_u - S_f)e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} \quad (5.26)$$

$$S_1 - S_f = S_1 e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} - F_u e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} - S_f e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} \quad (5.27)$$

$$(e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} - 1)S_1 = F_u e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} + S_f (e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} - 1) \quad (5.28)$$

$$S_1 = \frac{F_u e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} + S_f (e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} - 1)}{(e^{\frac{\mu\varphi_1}{\sin(\alpha/2)}} - 1)} \quad (5.29)$$

Με αντικατάσταση των τιμών  $\mu = 0,4$  ,  $\varphi_1 = 2,496 \text{ rad}$ ,  $\alpha = 34^\circ$  στην σχέση (5.29) προκύπτει,

$$S_1 = \frac{18,4 \cdot e^{\frac{0,4 \cdot 2,496 \text{ rad}}{\sin(34^\circ/2)}} + 0,16 \cdot (e^{\frac{0,4 \cdot 2,496 \text{ rad}}{\sin(34^\circ/2)}} - 1)}{(e^{\frac{0,4 \cdot 2,496 \text{ rad}}{\sin(34^\circ/2)}} - 1)}$$

$$S_1 = 19,2 \text{ kp}$$

Και από την σχέση (5.23) έχουμε,

$$S_2 = S_1 - F_u = 19,2 - 18,4$$

$$S_2 = 0,8 \text{ kp}$$

- Πρόταση ιμάντα  $S_o$

Η πρόταση του ιμάντα ορίζεται με την σχέση:

$$S_o = \frac{S_1 + S_2}{2} \quad (5.30)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$S_o = \frac{19,2 + 0,8}{2} \Rightarrow S_o = 10 \text{ kp}$$

- Δύναμη που καταπονεί τον άξονα

Η δύναμη που καταπονεί τον άξονα κάθε τροχαλίας δίνεται από την σχέση,

$$R_b = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \varphi} \quad (5.31)$$

Όπου:

$$\varphi = 2\omega = 180^\circ - \varphi_1 = 180^\circ - 143^\circ = 37^\circ$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$R_b = \sqrt{19,2^2 + 0,8^2 + 2 \cdot 19,2 \cdot 0,8 \cos 37^\circ} = 19,84 \text{ kp}$$

- Τάσεις ιμάντα

Οι τάσεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

- Εφελκυστική τάση λόγω της  $S_1$ :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} \quad (5.32)$$

$$\sigma_1 = \frac{19,2 \text{ kp}}{58,08 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_1 = 0,330 \text{ kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω των φυγόκεντρων δυνάμεων  $S_f$ :

$$\sigma_f = \frac{S_f}{A} \quad (5.33)$$

$$\sigma_f = \frac{0,16 \text{ kp}}{58,08 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_f = 0,003 \text{ kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω κάμψης:

$$\sigma_b = E_b \left( \frac{s}{D_1 + s} \right) \quad (5.34)$$

$$\sigma_b = E_b \frac{h}{D_1 + h} = 5 \text{ Kp/mm}^2 \frac{8 \text{ mm}}{(80 + 8) \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = 0,454 \text{ kp/mm}^2$$

- Έλεγχος αντοχής

Η συνολική μέγιστη τάση ιμάντα ορίζεται από την σχέση:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_f + \sigma_b \quad (5.35)$$

$$\sigma_{max} = 0,330 + 0,003 + 0,454 = 0,787 \text{ N/mm}^2$$

Παρατηρούμε ότι ισχύει:

$$\sigma_{max} = 0,787 \text{ Kp/mm}^2 < \sigma_{\varepsilon\pi.} = 0,9 \text{ Kp/mm}^2$$

Άρα οι ιμάντες αντέχουν και είναι κατάλληλοι.

- **Διάρκεια ζωής σε ώρες**

Η διάρκεια ζωής ιμάντων ορίζεται από την σχέση:

$$H = \frac{N_b}{3600 \cdot B} \left( \frac{\sigma_{\varepsilon\pi.}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (5.36)$$

Όπου

$N_b = 10^7$  κύκλοι

$m = 8$  για τραπεζοειδή ιμάντα

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση προκύπτει:

$$H = \frac{10^7 \text{ κύκλοι}}{3600 \cdot 7,77 \text{ s}^{-1}} \left( \frac{0,9 \text{ Kp/mm}^2}{0,787 \text{ Kp/mm}^2} \right)^8 \Rightarrow H = 1045 \text{ ώρες}$$

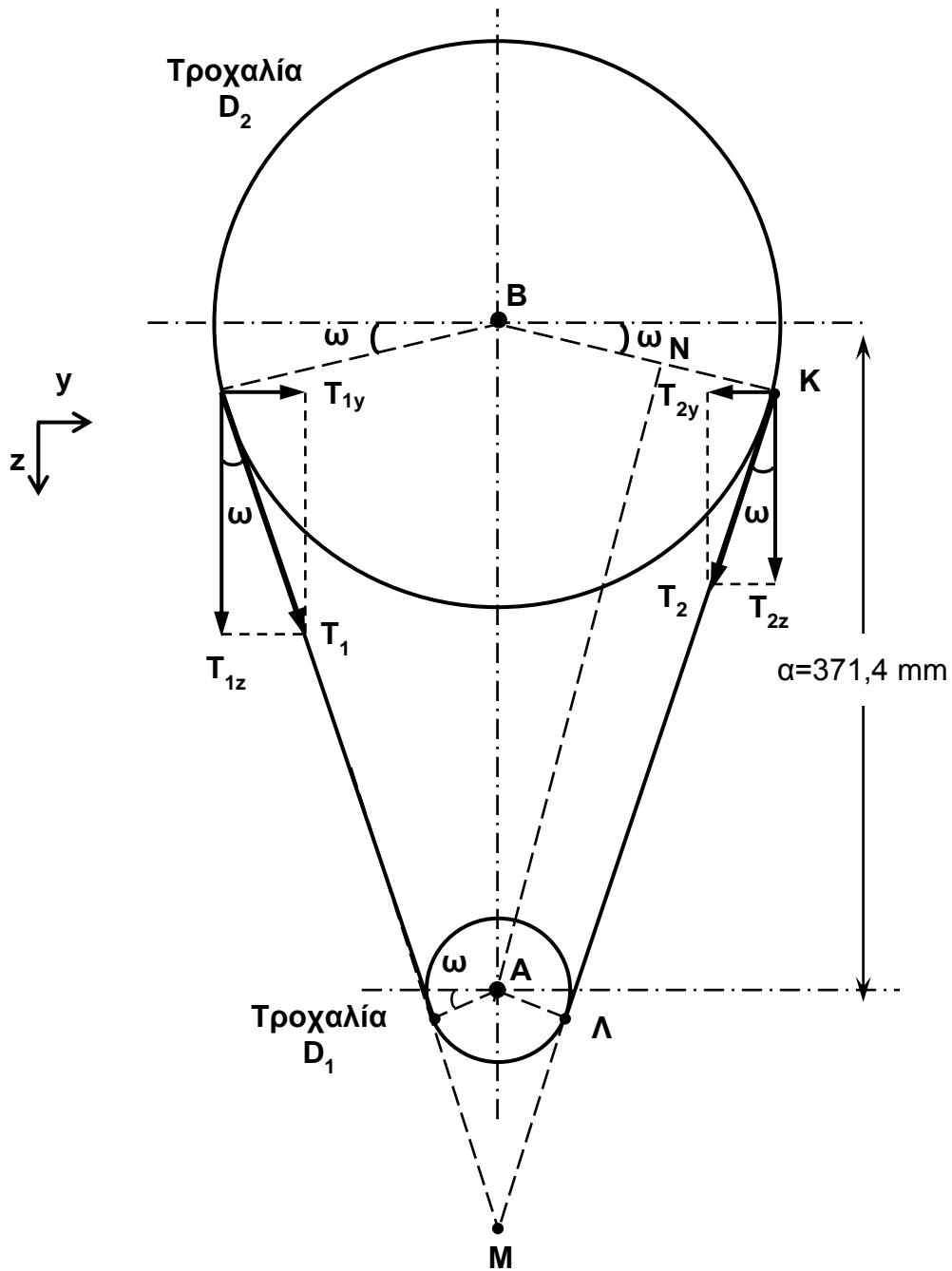
- **Γωνία κλίσεως κλάδων ιμάντα**

Στο Σχήμα 5.6 έχουμε σχεδιάσει τις τροχαλίες  $D_1$  και  $D_2$  της ιμαντοκίνησης. Εάν φέρουμε το ευθύγραμμο τμήμα AN παράλληλο προς την ΚΛ, από το ορθογώνιο τρίγωνο ABN βρίσκουμε την γωνία κλίσεως των κλάδων  $\omega$ , ήτοι:

$$\eta\mu \omega = \frac{BN}{AB} = \frac{r_2 - r_1}{\alpha} \Rightarrow \eta\mu \omega = \frac{D_2 - D_1}{2\alpha} \Rightarrow \omega = \eta\mu^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2\alpha} \quad (5.37)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$\omega = \eta\mu^{-1} \frac{315 - 80}{2 \cdot 371,4} \Rightarrow \omega = 18,4^\circ$$



Σχήμα 5.6: Δυνάμεις στις τροχαλίες της ιμαντοκίνησης. Κλίμακα 1:4.

- Τάσεις ιμάντων και δυνάμεις στον κοχλία  $K_1$

Οι συνολικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στην τροχαλία από τους τραπεζοειδείς ιμάντες υπολογίζονται ως εξής,

$$T_1 = jS_1 = 3 \cdot 19,2 \text{ kp} = 57,6 \text{ kp}$$

$$T_2 = jS_2 = 3 \cdot 0,8 \text{ kp} = 2,4 \text{ kp}$$

Αναλύουμε τις τάσεις  $T_1$  και  $T_2$  σε συνιστώσες  $y$  και  $z$  του κοχλίου (όπως φαίνονται στο Σχήμα 5.6) ως εξής,

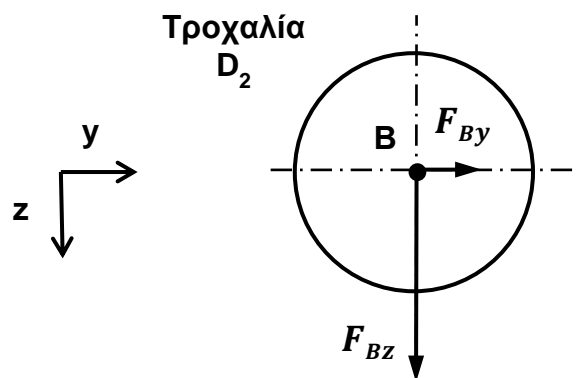
$$\begin{aligned} T_{1y} &= T_1 \cdot \eta\mu\omega = 57,6 \cdot \eta\mu 18,4^\circ \Rightarrow T_{1y} = 18,2 \text{ kp} \\ T_{1z} &= T_1 \cdot \sigma\upsilon\nu\omega = 57,6 \cdot \sigma\upsilon\nu 18,4^\circ \Rightarrow T_{1z} = 54,6 \text{ kp} \\ T_{2y} &= T_2 \cdot \eta\mu\omega = 2,4 \cdot \eta\mu 18,4^\circ \Rightarrow T_{2y} = 0,76 \text{ kp} \\ T_{2z} &= T_2 \cdot \sigma\upsilon\nu\omega = 2,4 \cdot \sigma\upsilon\nu 18,4^\circ \Rightarrow T_{2z} = 2,28 \text{ kp} \end{aligned}$$

Συνεπώς οι τάσεις είναι:

$$\begin{aligned} T_{1y} &\cong 18,2 \text{ kp} \\ T_{1z} &\cong 54,6 \text{ kp} \\ T_{2y} &\cong 0,8 \text{ kp} \\ T_{2z} &\cong 2,3 \text{ kp} \end{aligned}$$

Υπολογίζουμε την συνολική δύναμη  $F_B$  που ασκείται στον άξονα από τον ιμάντα στην θέση  $B$ , λόγω της έλξης των κλάδων του ιμάντα. Η δύναμη αυτή υπολογίζεται με βάση τις συνιστώσες  $F_{By}$  και  $F_{Bz}$  κατά τους άξονες  $y$  και  $z$  του κοχλίου (όπως φαίνονται στο Σχήμα 5.7 αντίστοιχα).

$$\begin{aligned} F_{By} &= T_{1y} - T_{2y} = 18,2 - 0,8 = 17,4 \text{ kp} = 17,4 \cdot 9,81 \text{ N} = 170,7 \text{ N} \\ F_{Bz} &= T_{1z} + T_{2z} = 54,6 + 2,3 = 56,9 \text{ kp} = 56,9 \cdot 9,81 \text{ N} = 558,2 \text{ N} \end{aligned}$$



Σχήμα 5.7: Δυνάμεις στην θέση  $B$ . Κλίμακα 1:10.

## 5.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΗΣ

Για τον υπολογισμό της αλυσίδας και των αλυσοτροχών ακολουθούμε τα εξής βήματα:

- **Επιλογή αλυσίδας**

Η εκλογή της κατάλληλης αλυσίδας γίνεται από τα διαγράμματα ισχύος του Σχήματος 5.8. Με δεδομένα τις στροφές του κινητήριου αλυσοτροχού ( $n_2 = 330 \text{ RPM}$ ) και την ισχύ που θέλουμε να μεταφέρουμε  $N_3 = 1,66 \text{ HP}$  για απλή αλυσοκίνηση ( $j = 1$ ). Το διάγραμμα του Σχήματος 5.8 όμως αφορά αλυσοκινήσεις με:

- Αριθμός οδόντων μικρού αλυσοτροχού  $z = 19$
- Σχέση μετάδοσης  $i = 3$
- Μήκος αλυσίδας με  $X = 100$  μέλη
- Ικανοποιητική λίπανση
- Διάρκεια ζωής  $f_h = 15000 h$

Συνεπώς, στην περίπτωση που ισχύουν οι ανωτέρω προϋποθέσεις η προς μεταφορά ισχύς  $P$  ισούται με την ισχύ  $P_D$  που δείχνει το Σχήμα 5.8. Στην περίπτωση που μελετάμε όμως οι συνθήκες είναι διαφορετικές και δεν πληρούνται οι παραπάνω προϋποθέσεις, έτσι η ισχύς διαγράμματος  $P_D$  προσδιορίζεται από την σχέση,

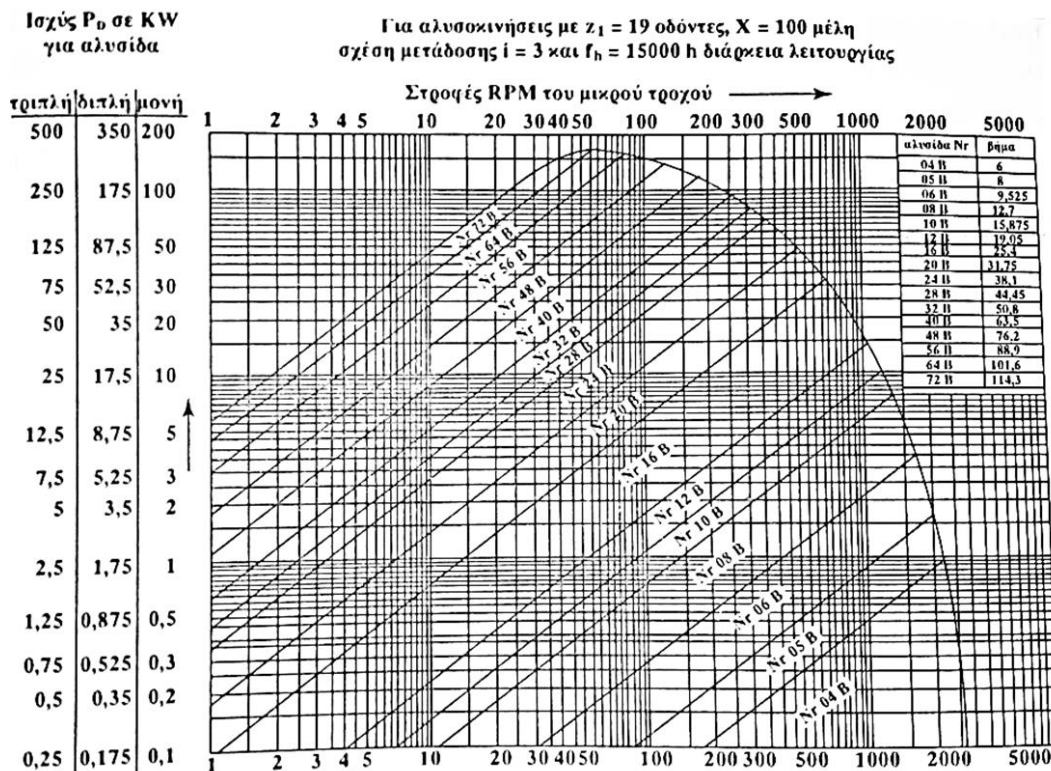
$$P_D = P \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (5.38)$$

Όπου:

$P$  η προς μεταφορά ισχύς σε  $kW$

$f_1$  ο συντελεστής λειτουργίας, που λαμβάνει υπόψη την ανομοιόμορφη λειτουργία (Πίνακας 5.8)

$f_2$  ο συντελεστής οδόντωσης, που λαμβάνει υπόψη τις επιπτώσεις του αριθμού οδόντων  $z_3$  του μικρού αλυσοτροχού (Πίνακας 5.9)



**Σχήμα 5.8:** Διάγραμμα ισχύος για αλυσίδες με κυλινδρικούς κατά DIN 8187 (ευρωπαϊκές). [5]



**Πίνακας 5.8:** Συντελεστής λειτουργίας  $f_1$  για αλυσοκινήσεις. [5]

Λειτουργία ομοιόμορφη $f_1 = 1$	Λειτουργία ανομοιόμορφη $f_1 = 1,5$	Λειτουργία με κρούσεις $f_1 = 2$
Γεμιστικές μηχανές με ομοιόμορφη τροφοδότηση	Αναμικτήρες μπετόν	Εκσκαφείς, δομικές μηχανές
Μεταφορείς ομοιόμορφη τροφοδότηση	Μεταφορείς με ανομοιόμορφη τροφοδότηση	Μηχανές κατεργασίας ελαστικού
Μηχανές εκτύπωσης	Ποδήλατα	Λειαντές ξύλου
Μηχανές κατεργασίας ξύλου	Σφαιρόμυλοι	Σφυρόμυλοι
Κεντροφόρες αντλίες	Εμβολοφόρες αντλίες με 3 κυλίνδρους	Εμβολοφόρες αντλίες με 1 έως 2 κυλίνδρους
Κεντροφόροι συμπιεστές	Εμβολοφόροι συμπιεστές με 3 κυλίνδρους	Εμβολοφόροι συμπιεστές με 1 έως 2 κυλίνδρους
Στιλβωτικές μηχανές χάρτου	Πρέσσες και ψαλίδια	Εγκαταστάσεις γεώτρησης για πετρέλαιο
Κυλιόμενες κλίμακες	Κυλιόμενοι διάδρομοι, γερανοί και ανελκυστήρες	Γεννήτριες συγκόλλησης
Αναδευτήρες για υγρά υλικά	Αναδευτήρες για στερεά υλικά	Θραυστήρες με κυλίνδρους
Τύμπανα ξήρανσης	Βαρούλκα, δονητικά κόσκινα, τυλικτικές μηχανές	Μηχανές κεραμοποιίας
Κύριοι κινητήρες	Μηχανισμοί έλασης σύρματος	

**Πίνακας 5.9:** Συντελεστής οδόντωσης  $f_2$  για αλυσοκινήσεις. [5]

$z_1$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	25	30	35	40	45
$f_2$	1,95	1,75	1,60	1,45	1,35	1,27	1,17	1,1	1,04	1	0,94	0,74	0,6	0,51	0,45	0,4

Μετατρέπουμε την μονάδα της προς μεταφοράς ισχύος από HP σε Kw και έχουμε,

$$P = N_3 = 1,66 \cdot 0,746 \text{ kW} = 1,24 \text{ kW}$$

Ο συντελεστής λειτουργίας για ανομοιόμορφη λειτουργία λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.8,

$$f_1 = 1,5$$

Ο συντελεστής οδόντωσης για αριθμό οδόντων κινητήριου αλυσοτροχού  $z_3 = 25$  λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.9,

$$f_2 = 0,74$$

Συνεπώς, με αντικατάσταση στην σχέση (5.38) υπολογίζουμε την τιμή της ισχύος που μπορεί να τεθεί στο διάγραμμα για τον υπολογισμό της αλυσίδας,

$$P_D = 1,24 \text{ kW} \cdot 1,5 \cdot 0,74$$

$$P_D = 1,38 \text{ kW}$$

Θέτοντας στο διάγραμμα του Σχήματος 5.8 τιμή ισχύος  $P_D = 1,38 \text{ kW}$  και αριθμό στροφών  $n_3 = 330 \text{ RPM}$  εκλέγουμε τον τύπο της αλυσίδας, ο οποίος είναι Nr 10B με βήμα  $15,875 \text{ mm}$ . Από τον Πίνακα 5.10 επιλέγουμε αλυσίδα κυλίνδρων απλή, κατά DIN 8187:

ΑΛΥΣΙΔΑ: (1, 15.875, 9.65, DIN 8187)

Με στοιχεία:

Βήμα:  $p = 15,875 \text{ mm}$

Εσωτερικό πλάτος:  $b_1 = 9,65 \text{ mm}$

Διάμετρος κυλίνδρου:  $d_R = 10,16 \text{ mm}$

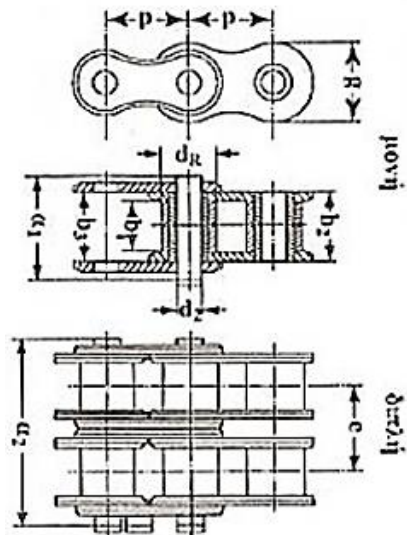
Διάμετρος πείρου:  $d_B = 5,08 \text{ mm}$

Φορτίο θραύσης:  $F_B = 22,7 \text{ kN}$

Γραμμική πυκνότητα:  $G = 0,95 \text{ kg/m}$

**Πίνακας 5.10:** Διαστάσεις και τεχνικά χαρακτηριστικά αλυσίδων με κυλινδρίσκους. [5]

Αλυσίδες με κυλινδρίσκους ευρωπαϊκού τύπου κατά DIN 8187									
Αλυσίδα Nr.	$p$ mm	$b_1$ mm	$d_R$ mm	$e$ mm	$g$ mm	Μονή αλυσίδα			
						$a_1$ mm	$F_B$ Φορτίο θραύσης kN	$a_1$ Επιφάνεια θραύσης kN	$q$ 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
06 B	9,525	5,72	6,35	10,24	8,26	13,5	9,1	0,28	0,41
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
10 B	15,875	9,65	10,16	16,59	14,73	19,6	22,7	0,67	0,95
12 B	19,05	11,68	12,07	19,46	16,13	22,7	29,5	0,89	1,25
16 B	25,4	17,02	15,88	31,88	21,08	36,1	58,0	2,10	2,7
20 B	31,75	19,56	19,05	36,45	26,42	43,2	95,0	2,95	3,6



Σχήμα 5.9: Αλυσίδες με κυλινδρίσκους (DIN 8187). [5]



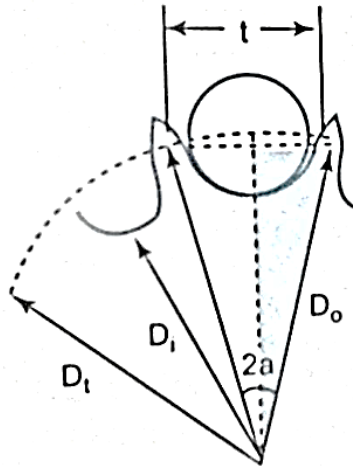
Σχήμα 5.10: Αλυσίδα κυλίνδρων (DIN 8187). [ix]

- Επιλογή κινητήριου αλυσοτροχού  $D_3$

### Κινητήριος αλυσοτροχός

Στο Σχήμα 5.11 φαίνονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των αλυσοτροχών, τα οποία είναι τα εξής:

$D_o$	εξωτερική διάμετρος του αλυσοτροχού
$D_i$	εσωτερική διάμετρος του αλυσοτροχού
$D_t$	αρχική διάμετρος υπολογισμού
$p$	βήμα



**Σχήμα 5.11:** Γεωμετρία αλυσοτροχού. [7]

Από τριγωνομετρία ισχύει ότι:

$$\sin \alpha = \frac{p/2}{D_t/2} = \frac{p}{D_t} \quad (5.39)$$

Συνεπώς η αρχική διάμετρος του τροχού εξαρτάται από τον αριθμό δοντιών  $z_3$  και το βήμα  $p$  και ορίζεται ως εξής,

$$D_t = \frac{p}{\sin \alpha} \quad (5.40)$$

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.6, αν θεωρήσουμε ότι η γωνία που αντιστοιχεί σε κάθε βήμα είναι  $2\alpha$ , τότε επειδή ισχύει

$$2\alpha z_3 = 2\pi \quad (5.41)$$

έπεται ότι η γωνία  $\alpha$  είναι,

$$\alpha = \frac{\pi}{z_3} \quad (5.42)$$

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου αλυσοτροχού  $D_3$  λαμβάνεται βάσει της σχέσης μετάδοσης της αλυσοκίνησης η οποία είναι  $i_{ch} = 1$ , ήτοι

$$z_3 = 25$$

Για την καλή λειτουργία της αλυσίδας πρέπει το άθροισμα των δοντιών των δύο τροχών να είναι τουλάχιστον 50. Ίδιο αριθμό δοντιών θα έχει και ο άλλος αλυσοτροχός διότι η σχέση μετάδοσης είναι ίση με την μονάδα, ήτοι  $z_4 = 25$  δόντια.

Με αντικατάσταση στους παραπάνω τύπους έχουμε,

$$\alpha = \frac{180^\circ}{z_3} = \frac{180^\circ}{25} \Rightarrow \alpha = 7,2^\circ$$

και

$$D_t = \frac{p}{\sin \alpha} = \frac{15,875 \text{ mm}}{\sin 7,2^\circ}$$

$$D_t = 126,6 \text{ mm}$$

Δεν απαιτείται τυποποίηση της διαμέτρου του αλυσοτροχού, διότι αρκούν το βήμα και ο αριθμός δοντιών που είναι τυποποιημένα.

### Έλεγχος ταχύτητας αλυσίδας

Η ταχύτητα της αλυσίδας υπολογίζεται από τον αριθμό των στροφών ανά λεπτό επί την περίμετρο, δηλαδή το βήμα επί τον αριθμό των δοντιών, ως εξής

$$v = \frac{z_3 p n_3}{60} \quad (5.43)$$

Όπου

- $v$  περιφερειακή ταχύτητα αλυσίδας, σε  $m/s$
- $z_3$  αριθμός δοντιών αλυσοτροχού
- $p$  βήμα αλυσίδας, σε  $m$
- $n_3$  στροφές κινητήριου αλυσοτροχού, σε  $RPM$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$v = \frac{25 \cdot 15,875 \times 10^{-3} m \cdot 330 \text{ RPM}}{60}$$

$$v = 2,2 \text{ m/s} < 20 \text{ m/s}$$

Παρατηρούμε ότι ταχύτητα που υπολογίσαμε δεν υπερβαίνει τα  $20 \div 25 \text{ m/s}$ , το οποίο απαιτείται.

- **Υπολογισμός κινούμενου αλυσοτροχού  $D_4$**

Όπως αναφέραμε παραπάνω οι δύο αλυσοτροχοί θα έχουν τον ίδιο αριθμό δοντιών (ο οποίος είναι τυποποιημένος), διότι η σχέση μετάδοσης είναι ίση με την μονάδα, συνεπώς  $z_4 = 25$  δόντια:

- **Απόσταση αξόνων**

Η απόσταση των αξόνων καθορίζεται από τις προδιαγραφές του ανυψωτήρα και λαμβάνεται ίση με

$$a = 2500 \text{ mm}$$

- **Αριθμός κρίκων**

Ο αριθμός των κρίκων για την προβλεπόμενη απόσταση των αξόνων  $a$  δίνεται από σχέση ανάλογη με αυτή του μήκους των ιμάντων διαιρεμένου με βήμα  $p$ , ήτοι

$$X = \frac{z_3 + z_4}{2} + \frac{2a}{p} + \left(\frac{z_4 - z_3}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{a} \quad (5.44)$$

Όμως ισχύει:  $z_4 = z_3$

$$X = \frac{z_3 + z_3}{2} + \frac{2a}{p} + \left(\frac{z_3 - z_3}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{a} \quad (5.45)$$

Συνεπώς ο παραπάνω τύπος γίνεται:

$$X = z_3 + \frac{2a}{p} \quad (5.46)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$X = 25 + \frac{2 \cdot 2500 \text{ mm}}{15,875 \text{ mm}}$$

$$X = 339,96$$

Ο αριθμός αυτός πρέπει να είναι άρτιος, ήτοι:

$$X = 340 \text{ μέλη}$$

- **Πολλαπλότητα αλυσίδας**

Ο βαθμός πολλαπλότητας της αλυσίδας δίνεται από την σχέση,

$$j = \frac{N_4 C_{o\lambda}}{N_o} \quad (5.47)$$

Όπου

$N_4$  η μεταφερόμενη ισχύς στην αλυσίδα, σε  $HP$

$C_{o\lambda}$  συντελεστής ασφάλειας

$N_o$  η ειδική ισχύς στην αλυσίδα, σε  $HP$

Ο συντελεστής ασφάλειας  $C_{o\lambda}$  ορίζεται από τον τύπο,

$$C_{o\lambda} = \frac{19}{z_3} \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3} \quad (5.48)$$

Όπου

$C_s$  συντελεστής λειτουργίας για αλυσίδες

$C_1$  συντελεστής συνθηκών περιβάλλοντος και λίπανσης

$C_2$  συντελεστής τυποποίησης και αριθμού κρίκων του μικρού αλυσοτροχού

$C_3$  συντελεστής που εξαρτάται από την σχέση μετάδοσης

Ο συντελεστής λειτουργίας για αλυσίδες  $C_s$  για φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούση και μετάδοση με ηλεκτροκινητήρα λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.11,

$$C_s = 1$$

**Πίνακας 5.11:** Συντελεστές λειτουργίας  $C_s$  για αλυσίδες. [7]

	Είδη κινητήριων μηχανών		
	Μετάδοση με ηλεκτροκινητήρα	Στρόβιλος Πολυκύλινδρες εμβολοφόρες μηχανές	Μονοκύλινδρη Εμβολοφόρα μηχανή
Φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούσεις (Γεννήτριες, ελαφροί ανασελκυστήρες, βοηθητικές κινήσεις εργαλειομηχανών)	1,00	1,25	1,50
Φόρτιση με μέτριες κρούσεις (Γερανοί, βαρείς ανασελκυστήρες, κύριες κινήσεις εργαλειομηχανών)	1,25	1,50	1,75
Φόρτιση ελάστρων, πρέσες ελασμάτων, ψαλίδια, εμβολοφόροι αντλίες εκσκαφείς	1,75	2,0	2,25

Ο συντελεστής  $C_1$  για αλυσίδες που λειτουργούν σε περιβάλλον με σκόνη και έχουν καλή λίπανση λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.12,

$$C_1 = 0,7$$

Ο συντελεστής  $C_2$  τυποποίησης για αλυσίδες DIN 8187 λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.12,

$$C_2 = 1$$

**Πίνακας 5.12:** Συντελεστές  $C_1, C_2, C_3$  (κατά Niemann). [7]

	Συντελεστής	Περιβάλλον	Λίπανση
$C_1$	1,000	Χωρίς σκόνη	Εξαιρετική
	0,900	Χωρίς σκόνη	Καλή
	0,700	Με σκόνη	Καλή
	0,500	Με σκόνη	Μέτρια
	0,300	Με σκόνη	Μέτρια
	0,300	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0,015	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0,150	Ακάθαρτο	Κακή
$C_2$	1,000	Για αλυσίδες	DIN 8187
	0,600	Για αλυσίδες	DIN 8187 και 8188
	0,200	Για αλυσίδες	DIN 8181
$C_3$	$\sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}}$	Όπου $i = z_2/z_1$ η σχέση μετάδοσης και $x$ ο αριθμός των κρίκων της αλυσίδας	

Ο συντελεστής  $C_3$  λαμβάνεται από την σχέση,

$$C_3 = \sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}} \quad (5.49)$$

Όπου

$i$  η σχέση μετάδοσης

$x$  ο αριθμός των κρίκων της αλυσίδας

Με αντικατάσταση έχουμε,

$$C_3 = \sqrt[3]{\frac{340}{90} \frac{1}{1+1}}$$

$$C_3 = 1,236$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση (5.48) προκύπτει,

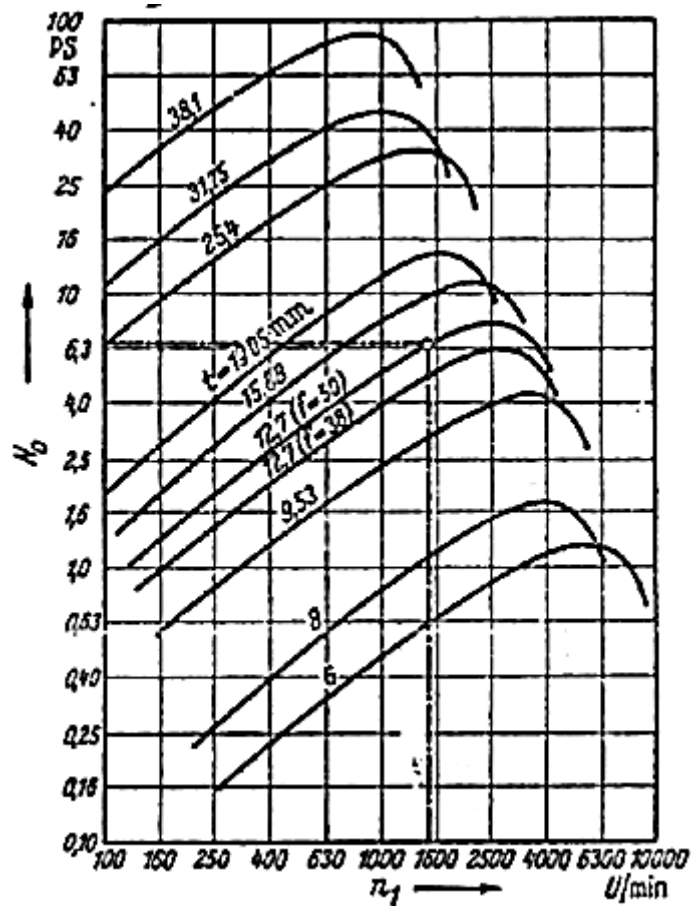
$$C_{o\lambda} = \frac{19}{z_3} \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3} = \frac{19}{25 \cdot 0,7 * 1 * 1,236}$$

$$C_{o\lambda} = 0,878$$

Από τις στροφές του κινητήριου αλυσοτροχού  $n_3 = 330 \text{ RPM}$  και το βήμα της αλυσίδας  $t = 15,875 \text{ mm}$  λαμβάνουμε από το νομογράφημα του Σχήματος 5.12 την ειδική ισχύ  $N_o$ , δηλαδή την ισχύ που κάθε κλάδος από τους  $j$  κλάδους είναι ικανός να μεταφέρει, ήτοι

$$N_o = 3,8 \text{ PS} = 0,985 * 3,8 \text{ HP} = 3,74 \text{ HP}$$





Σχήμα 5.12: Ισχύς  $N_o$  για απλές αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187) διάρκειας ζωής  $L_u=10000$  h. [7]

Τότε ο βαθμός πολλαπλότητας της αλυσίδας είναι,

$$j = \frac{N_4 C_{o\lambda}}{N_o} = \frac{1,66 \text{ HP} \cdot 0,878}{3,74 \text{ HP/κλάδο}} = 0,39$$

Επομένως ο βαθμός πολλαπλότητας είναι 1.

Τελικά εκλέγεται μονή αλυσίδα Nr 10B με 340 μέλη και τυποποιημένο χαρακτηρισμό

Αλυσίδα με κυλινδρικούς DIN 8187 - 10B – 1 x 340

- **Εφαρμοζόμενη ροπή στρέψης στον αλυσοτροχό**

Η εφαρμοζόμενη ροπή είναι ίση και αντίθετη με την ροπή της δύναμης της αλυσίδας. Η ροπή αυτή υπολογίζεται βάσει του τύπου,

$$M_t = 71620 \frac{N_4}{n_3} \quad (5.50)$$

Με αντικατάσταση έχουμε,

$$M_t = 71620 \frac{1,66 \text{ HP}}{330 \text{ RPM}}$$

$$M_t = 360,3 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

- Έλεγχος της αλυσίδας σε αντοχή

### Δύναμη εφελκυσμού στην αλυσίδα

Η δύναμη εφελκυσμού στην αλυσίδα (περιφερειακή δύναμη στον αλυσοτροχό) είναι

⇒ Στατικά:

$$F_u = \frac{2M_t}{D_t} \quad (5.51)$$

Όπου

$F_u$  στατική δύναμη εφελκυσμού αλυσίδας

$M_t$  η ροπή στρέψης της κινητήριας τροχαλίας (εισερχόμενη ροπή στρέψης)

$D_t$  η διάμετρος του αλυσοτροχού

⇒ Δυναμικά:

$$F_d = F_u \cdot f_1 \quad (5.52)$$

Όπου

$F_d$  δυναμική δύναμη εφελκυσμού αλυσίδας

$f_1$  ο συντελεστής λειτουργίας για ανομοιόμορφη λειτουργία

Η  $F_u$  είναι η δύναμη εφελκυσμού (στατική) στην αλυσίδα που θα προέκυπτε από μια απόλυτα ομοιόμορφη λειτουργία με την ισχύ P. Ενώ η  $F_d$  είναι η δύναμη εφελκυσμού (δυναμική) στην αλυσίδα λαμβάνοντας υπόψη την πραγματική ανομοιόμορφη λειτουργία.

Με αντικατάσταση στην σχέση (5.51) έχουμε,

$$F_u = \frac{2M_t}{D_t} = \frac{2 \cdot 360,3 \text{ kp} \cdot \text{cm}}{12,66 \text{ cm}}$$

$$F_u = 56,9 \text{ kp}$$

Γνωρίζουμε ότι  $1 \text{ kp} = 9,81 \text{ N}$  και μετατρέπουμε της μονάδες της δύναμης ως εξής,

$$F_u = 56,9 \cdot 9,81 \text{ N}$$

$$F_u = 558,2 \text{ N}$$

Με αντικατάσταση στην σχέση (5.52) έχουμε,

$$F_d = 558,2 \text{ N} \cdot 1,5 = 837,3 \text{ N}$$

$$F_d = 837,3 \text{ N}$$

### **Φυγόκεντρη δύναμη στην αλυσίδα**

Για ταχύτητες  $u > 7 \text{ m/s}$  εμφανίζεται μια, όχι πλέον αμελητέα φυγόκεντρη δύναμη  $F_f$ , που καταπονεί επιπρόσθετα την αλυσίδα. Η δύναμη αυτή δίνεται από τον τύπο,

$$F_f = q \cdot u^2 \quad (5.53)$$

Όπου

$F_f$  φυγόκεντρη δύναμη, σε  $N$

$q$  βάρος αλυσίδας ανά μέτρο μήκους, σε  $kg/m$

$u$  περιφερειακή ταχύτητα, σε  $m/s$

Το βάρος της αλυσίδας προκύπτει βάση του Πίνακα 5.10 για την αλυσίδα που εκλέξαμε,  $q = 0,95 \text{ kg/m}$ . Παρόλο που η περιφερειακή ταχύτητα της αλυσίδας είναι  $u = 2,2 \text{ m/s} < 7 \text{ m/s}$  εμείς θα την λάβουμε υπόψη.

Με αντικατάσταση στην (5.53) έχουμε,

$$F_f = 0,95 \text{ kg/m} \cdot (2,2 \text{ m/s})^2$$

$$F_f = 4,6 \text{ N}$$

### **Συνολική δύναμη στην αλυσίδα**

Η συνολική δύναμη που καταπονεί σε εφελκυσμό την αλυσίδα είναι,

$$F_{o\lambda} = F_d + F_f \quad (5.54)$$

$$F_{o\lambda} = 837,3 + 4,6$$

$$F_{o\lambda} = 841,9 \text{ N}$$

Στις τυποποιημένες αλυσίδες προβλέπεται ένα ελάχιστο όριο φορτίου θραύσης  $F_B$ , το οποίο φαίνεται στον Πίνακα 5.10. Ο συντελεστής ασφάλειας δίνεται από τις παρακάτω σχέσεις,

Για στατική φόρτιση :

$$S_B = \frac{F_B}{F_u} \geq 7 \quad (5.55)$$

Για δυναμική φόρτιση:

$$S_D = \frac{F_B}{F_{o\lambda}} \geq 5 \quad (5.56)$$

Με αντικατάσταση στην σχέση (5.55) προκύπτει:

$$S_B = \frac{F_B}{F_u} = \frac{22700}{558,2}$$

$$S_B = 40,67 > 7$$

Με αντικατάσταση στην σχέση (5.56) προκύπτει:

$$S_D = \frac{F_B}{F_{o\lambda}} = \frac{22700}{841,9}$$

$$S_D = 26,96 > 5$$

Άρα η αλυσίδα αντέχει σε στατική και σε δυναμική φόρτιση, συνεπώς είναι κατάλληλη.

Αξίζει να σημειωθεί ότι τα πραγματικά φορτία θραύσης σε καλής ποιότητας αλυσίδες με κυλινδρικούς βρίσκονται περίπου 30% πιο πάνω από εκείνα της τυποποίησης. Έτσι οι συντελεστές ασφαλείας είναι στην πραγματικότητα υψηλότεροι.

- Έλεγχος της αλυσίδας σε φθορά

Πρακτικές εμπειρίες έδειξαν ότι η διάρκεια ζωής των αλυσίδων, σε περισσότερες από το 90% των περιπτώσεων περιορίζεται από φθορά που εμφανίζεται στους αλυσοτροχούς και στις επιφάνειες αρθρώσεων. Συνεπώς, απαιτείται να γίνει έλεγχος της αλυσίδας σε φθορά.

Η αλυσίδα είναι ανθεκτική σε φθορά όταν ισχύει:

$$p_g = \frac{F_{o\lambda}}{A} < p_{\varepsilon\pi} \quad (5.57)$$

Όπου

$p_g$  η υπολογιστική πίεση επιφάνειας στην άρθρωση, σε  $N/cm^2$

$F_{o\lambda}$  η συνολική δύναμη εφελκυσμού στην αλυσίδα, σε  $N/cm^2$

$A$  η επιφάνεια άρθρωσης, σε  $cm^2$

$p_{\varepsilon\pi}$  η επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας στην άρθρωση, σε  $N/cm^2$

Με αντικατάσταση στην (5.57) έχουμε,

$$p_g = \frac{F_{o\lambda}}{A} = \frac{841,9 N}{0,67 cm^2} \Rightarrow p_g = 1256,6 N/cm^2$$

Η επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας στην άρθρωση προκύπτει σύμφωνα με την σχέση,

$$p_{\varepsilon\pi} = c \cdot \lambda \cdot p_o \quad (5.58)$$

Όπου

- $c$  συντελεστής που εξαρτάται από το είδος της αλυσίδας, προκύπτει από τον Πίνακα 5.12
- $\lambda$  συντελεστής που εξαρτάται από την σχέση μετάδοσης  $i$  και τον αριθμό των μελών  $X$  της αλυσίδας
- $p_o$  ενδεικτική τιμή για την πίεση επιφάνειας, σε  $N/cm^2$ , η οποία εξαρτάται από τον αριθμό οδόντων  $z_3$  και την περιφερειακή ταχύτητα  $u$  σε  $N/cm^2$ . Προκύπτει από τον Πίνακα 5.12

Ο συντελεστής που εξαρτάται από το είδος της αλυσίδας λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.12 για μονή αλυσίδα  $c = 1$ .

Ο συντελεστής  $\lambda$  για σχέση μετάδοσης  $i = 1$  και αριθμό κρίκων  $X = 340$  λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.12. Επειδή στον Πίνακα 5.12 δεν υπάρχει η τιμή  $X = 340$  για τον αριθμό κρίκων θα εφαρμόσουμε γραμμική παρεμβολή ως εξής,

Για αριθμό κρίκων  $x = 200$  είναι  $\lambda = 0,94$

Για αριθμό κρίκων  $x = 400$  είναι  $\lambda = 1,19$

Για αριθμό κρίκων  $x = 340$  είναι  $\lambda$

Γραμμική παρεμβολή:

$$\frac{\lambda - 0,94}{340 - 200} = \frac{1,19 - 0,94}{400 - 200}$$

$$\lambda = 1,1125$$

Η ενδεικτική τιμή για την πίεση επιφάνειας  $p_o$  για γραμμική ταχύτητα  $u = 2,2 \text{ m/s}$  και αριθμό δοντιών  $z_3 = 25$  λαμβάνεται από τον Πίνακα 5.12. Επειδή δεν υπάρχει η τιμή  $2,2 \text{ m/s}$  για την γραμμική ταχύτητα στον Πίνακα 5.12 θα εφαρμόσουμε γραμμική παρεμβολή ως εξής,

Για γραμμική ταχύτητα  $u = 2 \text{ m/s}$  είναι  $p_o = 2550 \text{ N/cm}^2$

Για γραμμική ταχύτητα  $u = 2,5 \text{ m/s}$  είναι  $p_o = 2500 \text{ N/cm}^2$

Για γραμμική ταχύτητα  $u = 2,2 \text{ m/s}$  είναι  $p_o$

Γραμμική παρεμβολή:

$$\frac{p_o - 2550}{2,2 - 2,0} = \frac{2500 - 2550}{2,5 - 2,0}$$

$$p_o = 2530 \text{ N/cm}^2$$

Συνεπώς, η επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας στην άρθρωση είναι,

$$p_{\varepsilon\pi} = c \cdot \lambda \cdot p_o = 1 \cdot 1,115 \cdot 2530 \frac{N}{cm^2} \Rightarrow p_{\varepsilon\pi} = 2821 N/cm^2$$

Ισχύει:

$$p_g = 1256,6 N/cm^2 < p_{\varepsilon\pi} = 2821 N/cm^2$$

Συνεπώς η αλυσίδα που εκλέξαμε είναι ανθεκτική και σε φθορά.

Η αναμενόμενη διάρκεια ζωής της αλυσίδας L της αλυσίδας υπολογίζεται από τον Πίνακα 5.13 σύμφωνα με τον λόγο μεταβολής των πιέσεων  $p_{\varepsilon\pi}/p_g$ . Έχουμε

$$\frac{p_{\varepsilon\pi}}{p_g} = \frac{2821}{1256,6} = 2,24$$

που σημαίνει ότι η διάρκεια ζωής της αλυσίδας είναι πολύ μεγαλύτερη από 50000 ώρες λειτουργίας.

**Πίνακας 5.12:** Επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας στην άρθρωση. [5]

Επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας στην άρθρωση $p_{\varepsilon\pi} = c \cdot \lambda \cdot p_o$															
u m/s	$p_o$ σε $N/cm^2$ για $z_3 =$														
	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	2210	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	1150	1100	1150	1210	1270	1330	1400
18	-	-	-	-	-	-	-	-	880	960	1050	1110	1180	1240	1300
	$\lambda$ για $X =$														
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			1,65		
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 $c = 0,85$				

**Πίνακας 5.13:** Αναμενόμενη διάρκεια ζωής αλυσίδας. [5]

$p_{επ}/p_g$	0,8	0,9	0,95	1	1,2
Διάρκεια ζωής L σε ώρες	2000	5000	10000	15000	50000





## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

### ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΚΟΧΛΙΩΝ ΚΑΙ ΕΚΛΟΓΗ ΤΡΙΒΕΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ

#### 6.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΣΤΟΝ ΚΟΧΛΙΑ Κ<sub>1</sub>

Στο Σχήμα 6.1 φαίνεται ένα σκαρίφημα της διάταξης στο οποίο φαίνονται οι θέσεις στήριξης (έδρασης) των κοχλιών οι θέσεις των τροχαλιών και των αλυσοτροχών και οι θέσεις των βραχιόνων ανύψωσης. Για απλοποίηση των υπολογισμών, θεωρούμε ότι σε κάθε κοχλία υπάρχει ένας βραχίονας στήριξης του οχήματος, αντί για δύο που υπάρχουν στην πραγματικότητα. Ο κάθε βραχίονας (πέλμα) έχει μήκος 0,8m

Ο κοχλιάς Κ<sub>1</sub> (Σχήμα 6.2) στηρίζεται στις θέσεις Ε<sub>1</sub> και Ε<sub>2</sub> με έδρανα. Φορτίζεται στη θέση Β (θέση τροχαλίας D<sub>2</sub>) και στη θέση Γ (θέση αλυσοτροχού D<sub>3</sub>) με τις δυνάμεις  $F_{By}, F_{Bz}$  και  $F_{Γy}, F_{Γz}$  αντίστοιχα. Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στις θέσεις Β, Γ είναι οι εξής,

$$\begin{aligned}F_{By} &= 170,7 \text{ N} \\F_{Bz} &= 558,2 \text{ N} \\F_{Γy} &= F_d = 837,3 \text{ N} \\F_{Γz} &= 0\end{aligned}$$

Όπως δείχνει το Σχήμα 6.1 στο άκρο του βραχίονα υπάρχει μια κατακόρυφη δύναμη προς τα κάτω που είναι ίση με το μισό βάρος του οχήματος  $F = 1600 \text{ kp}$ . Σύμφωνα με τους κανόνες της στατικής μηχανικής, μπορούμε να μεταφέρουμε αυτή την δύναμη στην θέση Ζ (θέση στήριξης βραχίονα), όμως παράλληλα θα δημιουργήσουμε και μια ροπή κάμψης στην ίδια θέση η οποία υπολογίζεται ως εξής,

$$M_{Zz} = F \cdot L_{\beta\rho\alpha\chi\iota\omicron\nu\alpha} \quad (6.1)$$

Όπου

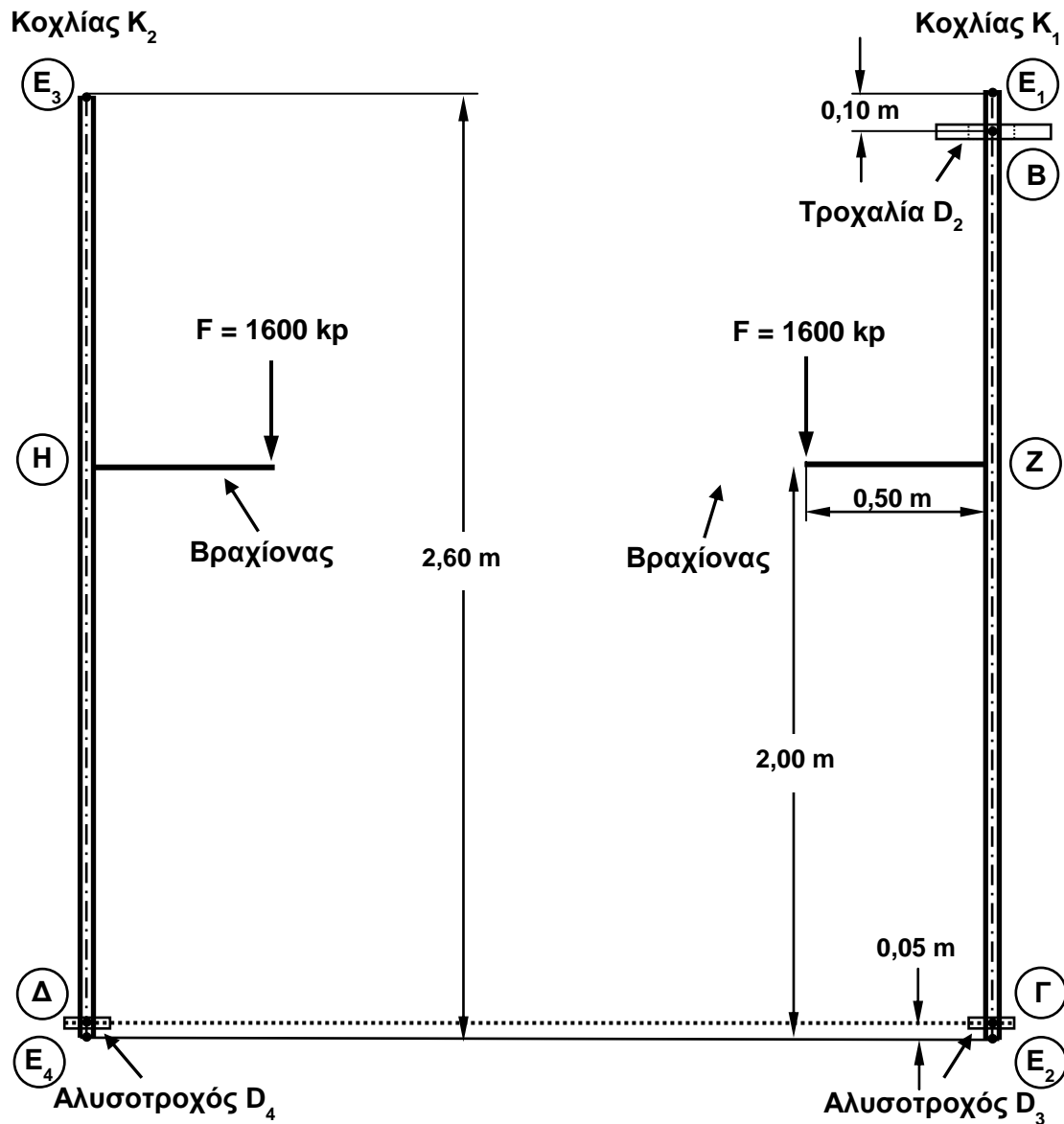
$$\begin{aligned}F &= 1600 \text{ kp} \\L_{\beta\rho\alpha\chi\iota\omicron\nu\alpha} &= 0,5 \text{ m}\end{aligned}$$

Αντικαθιστώντας,

$$M_{Zz} = 1600 \text{ kp} \cdot 0,5 \text{ m} = 800 \text{ kp} \cdot \text{m}$$

Η τιμή αυτή της ροπής κάμψης είναι ιδιαίτερα μεγάλη και δεν μπορεί να αναληφθεί από τον κοχλία, διότι θα προκαλέσει κάμψη με μεγάλο βέλος κάμψης και θα δυσκολέψει την κανονική λειτουργία του κοχλιά. Επομένως το περικόχλιο πάνω στο

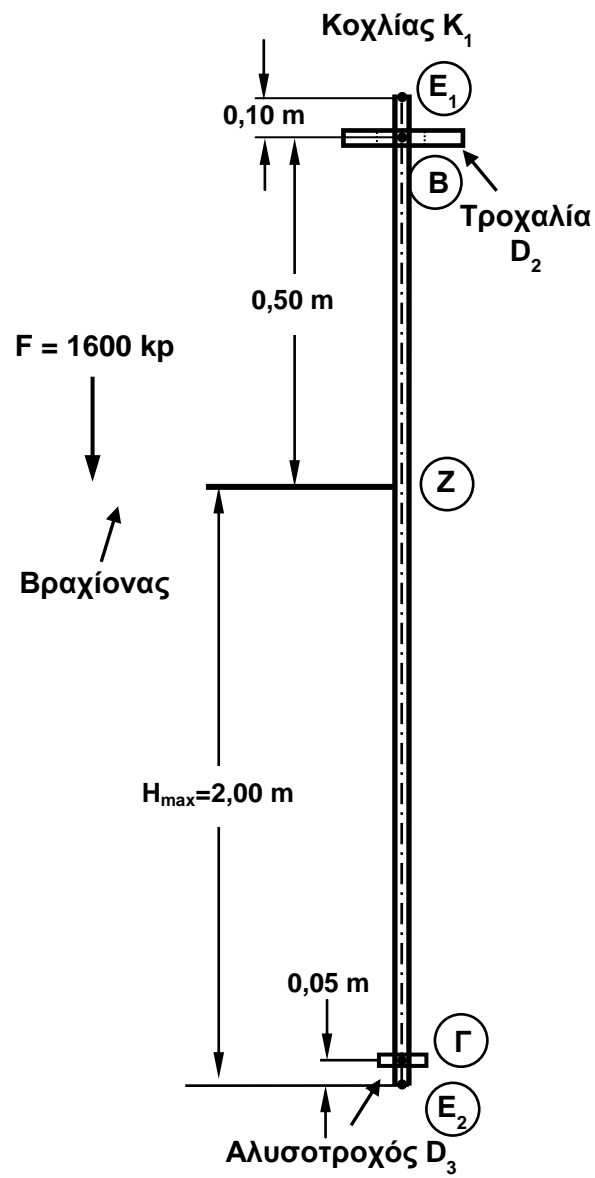
οποίο στερεώνεται ο βραχίονας θα ολισθαίνει σε οδηγό ο οποίος θα έχει κατάλληλη αντοχή και θα αναλάβει ολόκληρη την ροπή κάμψης. Κατόπιν αυτού δεν θα ληφθεί υπόψη η ροπή κάμψης  $M_{Zz}$  στην καταπόνηση του κοχλίου.



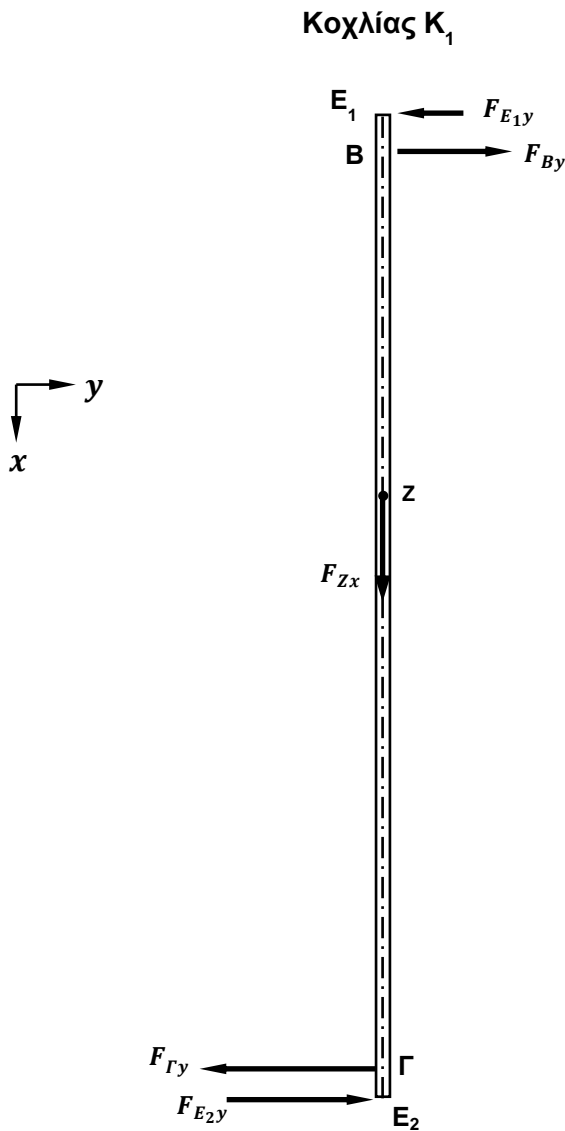
**Σχήμα 6.1:** Σκαρίφημα διάταξης ανυψωτήρα. Κλίμακα 1:20

Η δύναμη  $F$  που μεταφέραμε από το άκρο του βραχίονα (πέλματος) πάνω στον κοχλία έχει διεύθυνση παράλληλη με τον άξονα του κοχλίου (διεύθυνση  $x$ ). Αυτό σημαίνει ότι η δύναμη αυτή είναι αξονική δύναμη στον κοχλία ήτοι,

$$F_{Zx} = F = 1600 \text{ kp} = 1600 \cdot 9,81 \text{ N} = 15696 \text{ N}$$



Σχήμα 6.2: Κοχλίας Κ<sub>1</sub>.



**Σχήμα 6.3:** Δυνάμεις στον κοχλία  $K_1$  στο  $x$ - $y$  επίπεδο. Κλίμακα 1:20.

- **Φόρτιση κοχλία  $K_1$  στο επίπεδο  $(x,y)$**

Στο Σχήμα 6.2 έχουμε σχεδιάσει τον κοχλία  $K_1$  με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο  $(x,y)$ . Για την σχεδίαση του διαγράμματος ροπών κάμψης ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

**Υπολογισμός αντιδράσεων των στηρίξεων**

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση  $E_1$ :

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο  $(x,y)$  θέτουμε τις ροπές ως προς  $E_2$  ίσες με το μηδέν.

$$\Sigma M_{E_2} = 0 \Rightarrow -F_{E_1y} \cdot 2,6 + F_{By} \cdot 2,5 - F_{\Gamma y} \cdot 0,05 = 0$$

$$F_{E_1y} = \frac{F_{By} \cdot 2,5 - F_{\Gamma y} \cdot 0,05}{2,6}$$

$$F_{E_1y} = \frac{170,7 \cdot 2,5 - 837,3 \cdot 0,05}{2,6}$$

$$F_{E_1y} = 148 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση  $E_2$ :

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο  $(x, y)$  θέτουμε το άθροισμα των δυνάμεων του άξονα  $y$  ίσο με το μηδέν.

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow -F_{E_1y} + F_{By} - F_{\Gamma y} + F_{E_2y} = 0$$

$$F_{E_2y} = F_{E_1y} - F_{By} + F_{\Gamma y}$$

$$F_{E_2y} = 148 - 170,7 + 837,3$$

$$F_{E_2y} = 814,6 \text{ N}$$

### **Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις**

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε,

Υπολογισμός της ροπής στη θέση B:

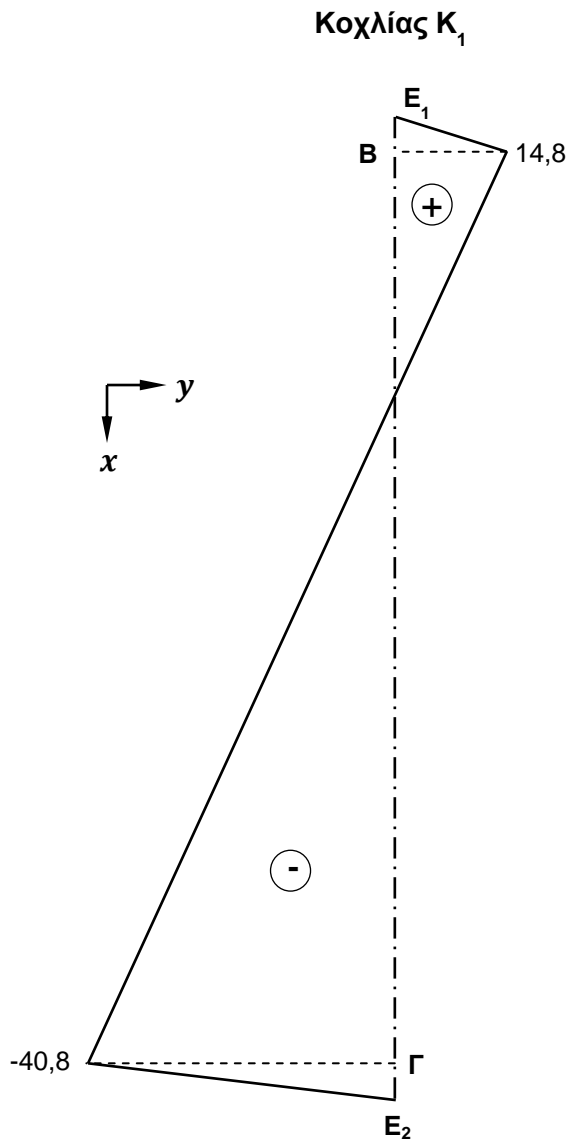
$$M_{B(x,y)} = F_{E_1y} \cdot 0,1 \text{ m} = 148 \text{ N} \cdot 0,1 \text{ m} = 14,8 \text{ Nm}$$

Υπολογισμός της ροπής στη θέση Γ:

$$M_{\Gamma(x,y)} = -F_{E_2y} \cdot 0,05 \text{ m} = -814,6 \cdot 0,05 \text{ m} = -40,73 \text{ Nm}$$

### **Διάγραμμα ροπών κάμψεως**

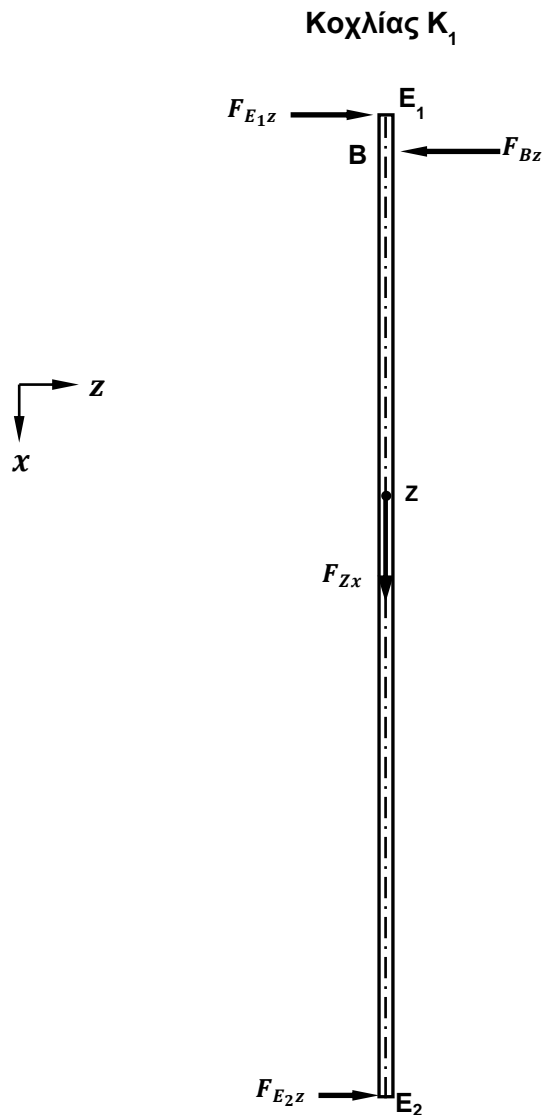
Σχεδιάζουμε το διάγραμμα ροπών κάμψεως του κοχλίου  $K_1$  στο επίπεδο  $(x, y)$ .



**Σχήμα 6.4:** Διάγραμμα ροπών κάμψης του κοχλία  $K_1$  στο επίπεδο  $(x,y)$ .  
 $1\text{cm}=10\text{ Nm}$

- **Φόρτιση κοχλία  $K_1$  στο επίπεδο  $(x,z)$**

Στο Σχήμα 6.4 έχουμε σχεδιάσει τον κοχλία  $K_1$  με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο  $(x,z)$ . Για την σχεδίαση του διαγράμματος ροπών κάμψης ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:



**Σχήμα 6.5:** Δυνάμεις στον κοχλία Κ<sub>1</sub> στο x-z επίπεδο. Κλίμακα 1:20.

**Υπολογισμός αντιδράσεων των στηρίξεων**

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση E<sub>1</sub>:

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x, z) θέτουμε τις ροπές ως προς E<sub>2</sub> ίσες με το μηδέν.

$$\Sigma M_{E_2} = 0 \Rightarrow F_{E_1z} \cdot 2,6 - F_{Bz} \cdot 2,5 = 0$$

$$F_{E_1z} = \frac{F_{Bz} \cdot 2,5}{2,6} \Rightarrow F_{E_1z} = \frac{558,2 \cdot 2,5}{2,6}$$

$$F_{E_1z} = 536,7 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση  $E_2$ :

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο  $(x, z)$  θέτουμε το άθροισμα των δυνάμεων του άξονα  $y$  ίσο με το μηδέν.

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow F_{E_1z} - F_{Bz} + F_{E_2z} = 0$$

$$F_{E_2z} = F_{Bz} - F_{E_1z} \Rightarrow F_{E_2z} = 558,2 - 536,7$$

$$F_{E_2z} = 21,5 \text{ N}$$

### **Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις**

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε,

Υπολογισμός της ροπής στη θέση Β:

$$M_{B(x,z)} = -F_{E_1z} \cdot 0,1 \text{ m} = -536,7 \text{ N} \cdot 0,1 \text{ m} = -53,67 \text{ Nm}$$

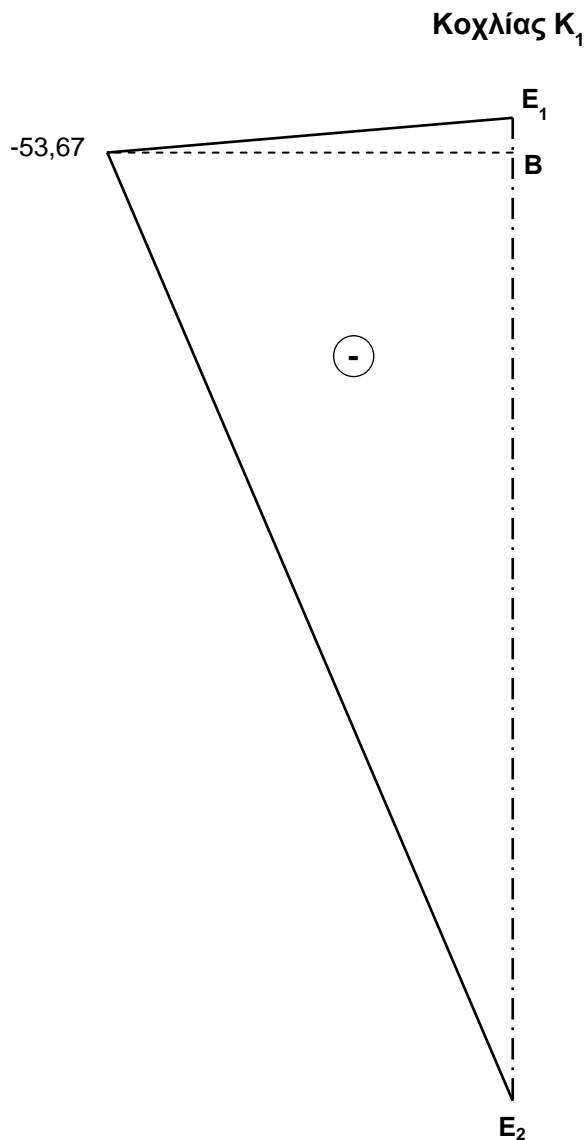
Υπολογισμός της ροπής στη θέση Γ:

$$M_{\Gamma(x,z)} = -F_{E_2z} \cdot 0,05 \text{ m} = -21,5 \cdot 0,05 \text{ m} = -1,08 \text{ Nm}$$

### **Διάγραμμα ροπών κάμψεως**

Σχεδιάζουμε το διάγραμμα ροπών κάμψεως του κοχλίου  $K_1$  στο επίπεδο  $(x, z)$ .





**Σχήμα 6.6:** Διάγραμμα ροπών κάμψεως του κοχλία  $K_1$  στο επίπεδο  $(x,z)$ .  
 $1\text{cm}=10\text{ Nm}$

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των επιπέδων  $(x,y)$  και  $(x,z)$**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως  $E_1$  και  $E_2$  και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του κοχλία  $K_1$  ήτοι,

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο  $E_1$ :

$$F_{E_1,r} = \sqrt{F_{E_1y}^2 + F_{E_1z}^2} = \sqrt{148^2 + 536,7^2} = 556,7\text{ N}$$

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο  $E_2$ :

$$F_{E_2,r} = \sqrt{F_{E_2y}^2 + F_{E_2z}^2} = \sqrt{814,6^2 + 21,5^2} = 814,9 \text{ N}$$

Συνθέτουμε τις ροπές κάμψης για τα επίπεδα (x,y) και (x,z) στις θέσεις Β και Γ καθόσον αυτές οι θέσεις είναι δυσμενέστερες και βρίσκουμε την μέγιστη καμπτική ροπή του κοχλία  $E_1$  στις θέσεις Β και Γ ως εξής:

$$M_B = \sqrt{M_{B(x,y)}^2 + M_{B(x,z)}^2} = \sqrt{14,8^2 + (-53,67)^2} = 55,67 \text{ Nm}$$

$$M_\Gamma = \sqrt{M_{\Gamma(x,y)}^2 + M_{\Gamma(x,z)}^2} = \sqrt{(-40,73)^2 + (-1,08)^2} = 40,74 \text{ Nm}$$

Μεταξύ των παραπάνω μεγίστων η μεγαλύτερη ροπή κάμψης είναι αυτή που ασκείται στην θέση Β και έχει τιμή:

$$M_{max} = \max\{M_B, M_\Gamma\} = \max\{55,67, 40,74\} = 55,67 \text{ Nm}$$

## 6.2 ΤΑΣΕΙΣ ΣΤΟΝ ΚΟΧΛΙΑ $K_1$ – ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

### Έλεγχος κοχλία σε αντοχή

#### Τάση θλίψης

Η αξονική δύναμη  $F_{Zx}$  καταπονεί τον πυρήνα του κοχλία σε θλίψη. Η τάση θλίψης που αναπτύσσεται δίνεται από τον τύπο,

$$\sigma_{\theta\lambda} = \frac{F_{Zx}}{A_\kappa} \quad (6.2)$$

Όπου

$$F_{Zx} = 15696 \text{ N}$$

αξονικό φορτίο κοχλία από το σημείο Z έως το σημείο  $E_2$

$$A_\kappa = \frac{\pi d_3^2}{4} = 661 \text{ mm}^2$$

διατομή του πυρήνα του κοχλία

$$d_3 = 29 \text{ mm}$$

διάμετρος του πυρήνα του κοχλία

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$\sigma_{\theta\lambda} = \frac{15696 \text{ N}}{661 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\theta\lambda} = 23,7 \text{ N/mm}^2$$

#### Τάση στρέψης

Η ροπή στρέψης  $M_t$  καταπονεί τον πυρήνα του κοχλία σε στρέψη. Η διατμητική τάση λόγω στρέψης που αναπτύσσεται δίνεται από τον τύπο,

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad (6.3)$$

Όπου

$$M_t = M_{t, \text{κοχλία 1}} = 350 \text{ kp} \cdot \text{cm} = 350 \cdot 9,81 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm} = 34335 \text{ Nmm}$$

$$W_t = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 29^3 \text{ mm}^3 = 4877,8 \text{ mm}^3 \text{ (πολική ροπή αντίστασης σε στρέψη)}$$

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$\tau_t = \frac{34335 \text{ Nmm}}{4877,8 \text{ mm}^3}$$

$$\tau_t = 7 \text{ N/mm}^2$$

### Ισοδύναμη Τάση

Οι δύο ανωτέρω καταπονήσεις δίνουν μια ισοδύναμη τάση  $\sigma_v$  που είναι,

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_t^2} \leq \sigma_{\text{vεπ}} \quad (6.4)$$

Όπου

$\sigma_{\text{vεπ}}$  επιτρεπόμενη ισοδύναμη τάση, σε  $\text{N/mm}^2$

Λαμβάνεται:  $\sigma_{\text{vεπ}} \approx 0,2 \cdot R_m$  για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση

$\sigma_{\text{vεπ}} \approx 0,13 \cdot R_m$  για αντιστρεφόμενη καταπόνηση

Η αντοχή σε εφελκυσμό  $R_m$  για κοχλία από St 60 είναι:  $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$ .

Για αντιστρεφόμενη καταπόνηση:  $\sigma_{\text{vεπ}} \approx 0,13 \cdot R_m = 0,13 \cdot 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 78 \text{ N/mm}^2$

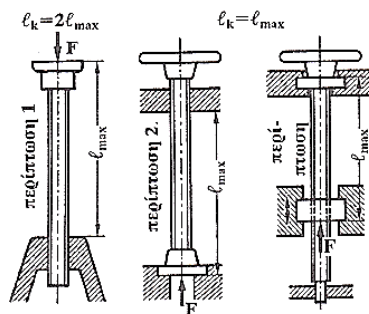
$$\sigma_v = \sqrt{23,7^2 + 3 \cdot 7^2} = 26,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Η αντοχή του κοχλία είναι επομένως ικανοποιητική, διότι

$$\sigma_v = 26,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{vεπ}} \approx 78 \text{ N/mm}^2$$

### Έλεγχος κοχλία σε λυγισμό

Επειδή ο κοχλίας καταπονείται σε θλίψη πρέπει να ελεγχθεί και σε λυγισμό. Το Σχήμα 6.7 παρουσιάζει τις τρεις περιπτώσεις λυγισμού που εμφανίζονται αποκλειστικά στους κοχλίες κίνησης. Η περίπτωση που εξετάζουμε αντιστοιχεί στο τρίτο σχήμα δεξιά.



**Σχήμα 6.7:** Συνήθεις περιπτώσεις λυγισμού για κοχλίες κίνησης. [4]

Η ασφάλεια έναντι λυγισμού εξαρτάται από το βαθμό λυγηρότητας  $\lambda$  του κοχλία. Ο βαθμός λυγηρότητας  $\lambda$  δίνεται από την σχέση,

$$\lambda = \frac{\text{υπολογιστικό μήκος λυγισμού}}{\text{ακτίνα αδράνειας}} = \frac{l_k}{i} = \frac{4 \cdot l_k}{d_3} \quad (6.5)$$

Όπου

$l_k = l_{max}$ , για την περίπτωση λυγισμού 2 (Σχήμα 6. 7)

Για την περίπτωση λυγισμού 2, ισχύει  $l_k = l_{max} = 2000 \text{ mm}$ , αντικαθιστώντας στην σχέση (6.5) έχουμε,

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_{max}}{d_3} = \frac{4 \cdot 2000 \text{ mm}}{29 \text{ mm}} \Rightarrow \lambda = 276$$

Παρατηρούμε ότι ισχύει  $\lambda \geq 90$ , συνεπώς θα γίνει υπολογισμός του συντελεστή ασφάλειας κατά Euler σύμφωνα με την σχέση,

$$S_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma \cdot \lambda^2} \geq 3 \dots 6 \quad (6.6)$$

Όπου

$S_k$  συντελεστής ασφάλειας έναντι λυγισμού

$E$  μέτρο ελαστικότητας του υλικού του κοχλία.  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  για χάλυβα

$\sigma$  υπάρχουσα τάση θλίψης από σχέση (6.2), σε  $\text{N/mm}^2$

$\lambda$  βαθμός λυγηρότητας του κοχλία

Αντικαθιστώντας λαμβάνουμε

$$S_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma \cdot \lambda^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2}{23,7 \text{ N/mm}^2 \cdot 276^2} = 1,15$$

Μικρές τιμές του  $S_k$  λαμβάνονται για διακεκομμένη λειτουργία. Μεγαλύτερες τιμές για συνεχή λειτουργία και αυξανόμενο βαθμό λυγηρότητας  $\lambda$ . Για  $\lambda < 50$  αρκεί ο έλεγχος σε αντοχή χωρίς να είναι απαραίτητος ο έλεγχος σε λυγισμό.

Ο συντελεστής ασφάλειας  $S_k = 1,15$  είναι μεγαλύτερος της μονάδας, αλλά όχι ιδιαίτερα ικανοποιητικός σύμφωνα με τις προδιαγραφές που είναι  $S_k \approx 3 \dots 6$ . Η

βελτίωση του συντελεστή ασφάλειας μπορεί να γίνει με αλλαγή του υλικού, δηλαδή επιλογή χάλυβα ανώτερης ποιότητας ή με αύξηση της διαμέτρου του κοχλία.

### Έλεγχος περικοχλίου σε πίεση επιφάνειας

Για να παραμείνει η φθορά λόγω ολίσθησης των επιφανειών μεταξύ του κοχλία και περικοχλίου σε ανεκτά όρια πρέπει η πίεση επιφάνειας να μην υπερβαίνει ορισμένες επιτρεπόμενες τιμές. Συνεπώς πρέπει να ικανοποιείται η παρακάτω σχέση,

$$p = \frac{F_{Zx}P}{md_2\pi H_1} \leq p_{\varepsilon\pi} \quad (6.7)$$

Όπου

$p$	πίεση επιφάνειας στο σπείρωμα, σε $N/mm^2$
$F_{Zx} = 15696 N$	αξονική δύναμη λειτουργίας
$P = 6 mm$	βήμα του κοχλία (από πίνακα)
$m = 80 mm$	φέρων ύψος περικοχλίου
$d_2 = 33 mm$	μέση διάμετρος του σπειρώματος
$H_1 = 3,5 mm$	βάθος σπειρώματος
$p_{\varepsilon\pi}$	επιτρεπόμενη τάση επιφάνειας, σε $N/mm^2$
	$p_{\varepsilon\pi} \approx 8 N/mm^2$ για περικόχλια χαλύβδινα
	$p_{\varepsilon\pi} \approx 5 \dots 10 N/mm^2$ για περικόχλια χυτοσιδηρά
	$p_{\varepsilon\pi} \approx 10 \dots 20 N/mm^2$ για περικόχλια ορειχάλκινα
	$p_{\varepsilon\pi} \approx 25 N/mm^2$ για περικόχλια φωσφορούχου ορειχάλκου
	$p_{\varepsilon\pi} \approx 2 \dots 8 N/mm^2$ για περικόχλια από συνθετικό υλικό

Αντικαθιστώντας έχουμε,

$$p = \frac{15696 N \cdot 6 mm}{80 mm \cdot 33 mm \cdot 3,14 \cdot 3,5 mm}$$

$$p = 3,24 \frac{N}{mm^2}$$

Για χαλύβδινα περικόχλια λαμβάνεται  $p_{\varepsilon\pi} \approx 8 N/mm^2$

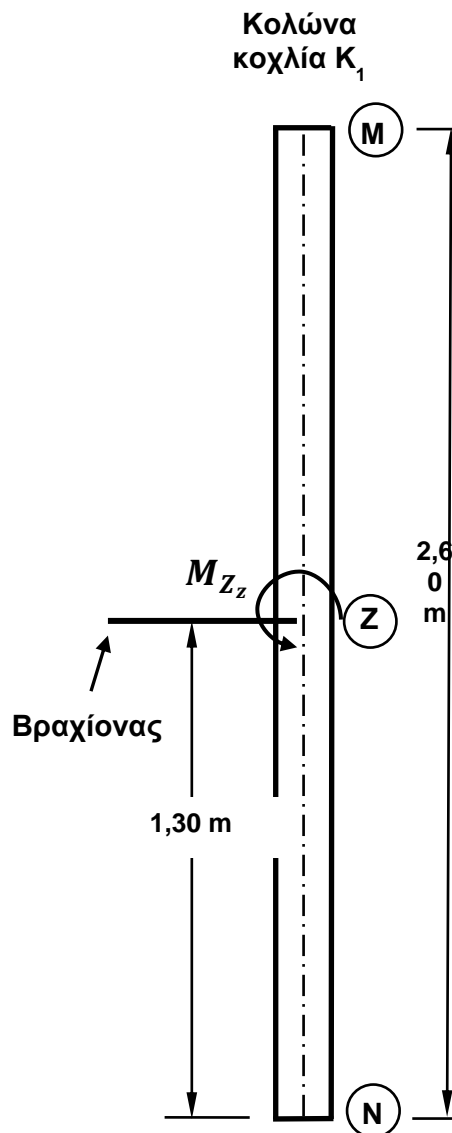
$$p = 3,24 \frac{N}{mm^2} \leq p_{\varepsilon\pi} \approx 8 N/mm^2$$

Η πίεση επιφάνειας επομένως βρίσκεται μέσα στα αποδεκτά όρια.

### 6.3 ΚΑΜΨΗ ΚΟΛΩΝΑΣ

Υπάρχουν δύο κολώνες, μια για κάθε κοχλία. Τα περικόχλια των κοχλιών στηρίζονται σε ολισθητήρες και ολισθαίνουν στο εσωτερικό των κολώνων. Κατ' αυτόν τον τρόπο θα αναλαμβάνεται η κάμψη που προκαλείται στο σημείο Z (για τον κοχλία K<sub>1</sub>) και στο σημείο H (για τον κοχλία K<sub>2</sub>). Η κολώνα MN είναι αυτή που αναλαμβάνει την κάμψη για τον κοχλία K<sub>1</sub>. Θα υπολογίζουμε την μέγιστη ροπή κάμψης της κολώνας, η οποία προκύπτει στην δυσμενέστερη θέση του περικοχλίου, η οποία είναι στο μέσον της κολώνας, ήτοι

$$M_{Z_z} = F \cdot L_{\text{βραχίονα}} = 1600 \text{ kp} \cdot 0,5 \text{ m} = 800 \text{ kp} \cdot \text{m}$$



**Σχήμα 6.8:** Κολώνα MN που αναλαμβάνει την κάμψη του κοχλία K<sub>1</sub>.

Στο Σχήμα 6.8 έχουμε σχεδιάσει την κολώνα MN με τις φορτίσεις αυτής. Για την σχεδίαση του διαγράμματος ροπών κάμψεως ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση M:

Για την ισορροπία του συστήματος θέτουμε τις ροπές ως προς N ίσες με το μηδέν.

$$\Sigma M_N = 0 \Rightarrow F_M \cdot 2,6 \text{ m} - M_Z = 0 \Rightarrow F_M = \frac{M_Z}{2,6 \text{ m}} = \frac{800 \text{ kp} \cdot \text{m}}{2,6 \text{ m}} \Rightarrow F_M = 307,7 \text{ kp}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση N:

Για την ισορροπία του συστήματος θέτουμε το άθροισμα των δυνάμεων ίσο με το μηδέν.

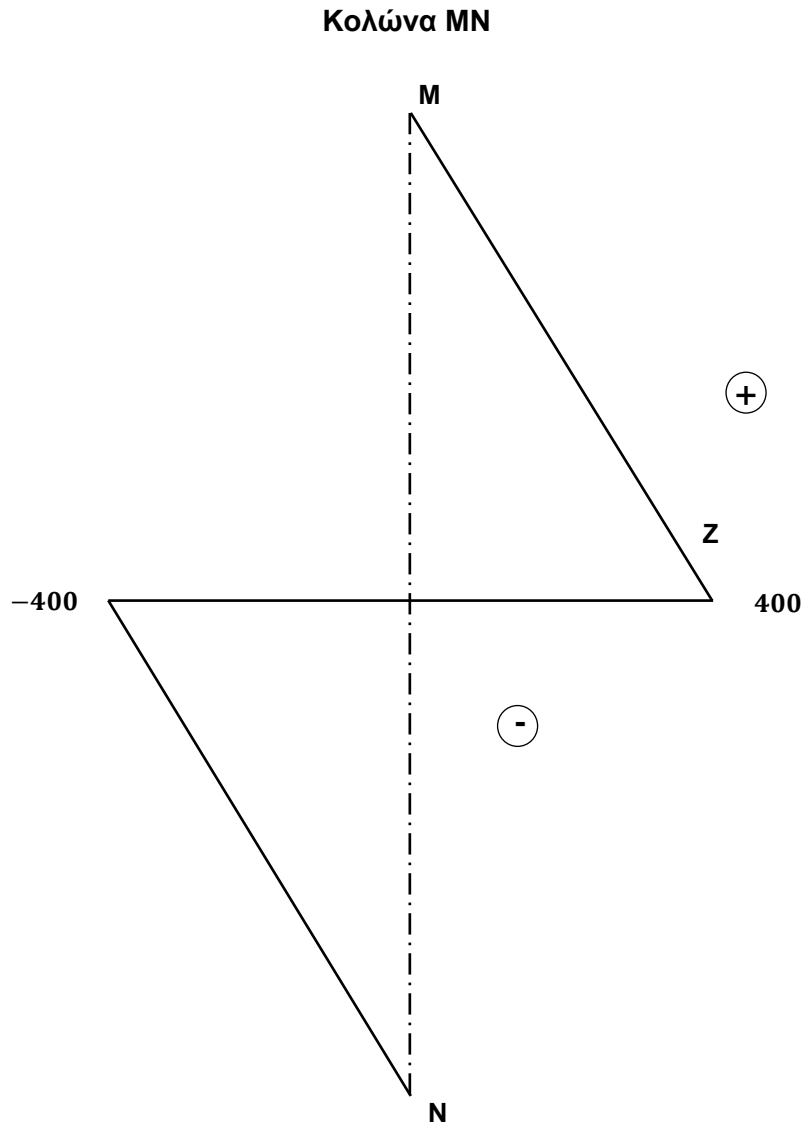
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_M - F_N = 0 \Rightarrow F_M = F_N = 307,7 \text{ kp}$$

Υπολογισμός ροπής της κολώνας στο μέσον Z:

$$M_{Zmax} = F_M \cdot \frac{H}{2} = 307,7 \text{ kp} \cdot \frac{2,6 \text{ m}}{2} = 400 \text{ kp} \cdot \text{m}$$

Διάγραμμα ροπών κάμψεως:

Σχεδιάζουμε το διάγραμμα ροπών κάμψεως του κοχλίου K<sub>1</sub> στο επίπεδο (x,y).



**Σχήμα 6.9:** Διάγραμμα ροπών κάμψης της κολώνας MN.  
 $1cm = 100 kpm$

Η υπάρχουσα τάση που αναπτύσσεται στην κολώνα στην θέση Z υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση,

$$\sigma_{υπ.} = \frac{M_{max}}{W_b} \leq \sigma_{επ.} \quad (6.8)$$

Όπου

$M_{max}$  μέγιστη ροπή κάμψης  
 $W_b$  ροπή αντίστασης της διατομής

Η κολώνα είναι κατασκευασμένη από χάλυβα St37 με  $\sigma_{επ.} = 1400 kp/cm^2$ . Υπολογίζουμε την απαιτούμενη διατομή της κολώνας ως εξής,



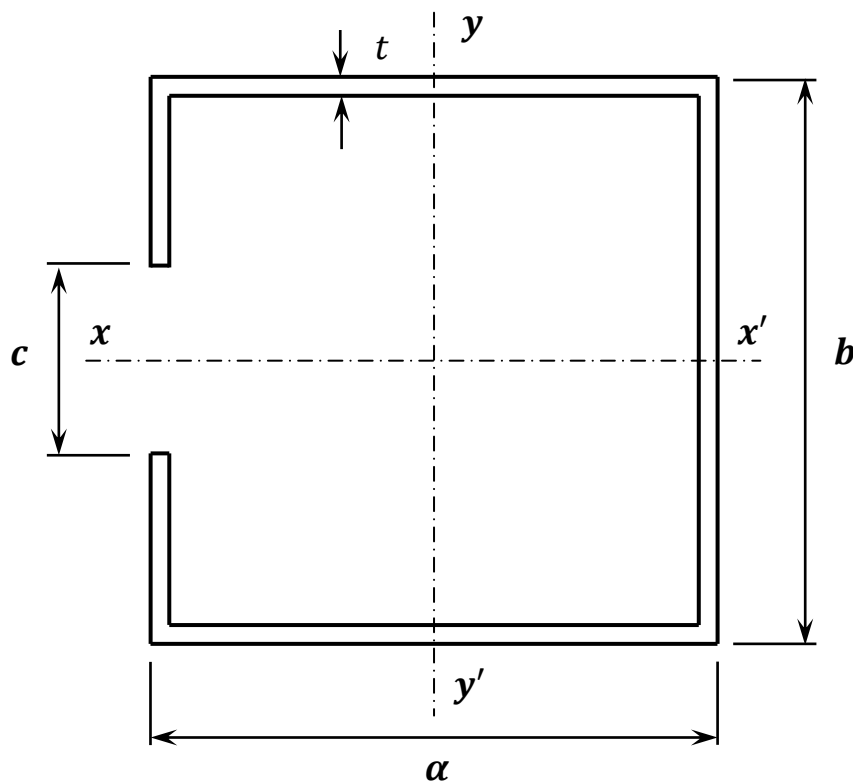
$$W_b \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{\epsilon\pi.}} \quad (6.9)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε,

$$W_b \geq \frac{400 \text{ kp} \cdot \text{m}}{1400 \text{ kp/cm}^2} = \frac{400 \text{ kp} \cdot 100 \text{ cm}}{1400 \text{ kp/cm}^2}$$

$$W_b \geq 28,57 \text{ cm}^3$$

Για λειτουργικούς λόγους η διατομή της κολώνας θα έχει την μορφή ανοιχτής κοιλοδοκού, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.10.



**Σχήμα 6.10:** Διατομή κοιλοδοκού. Κλίμακα 1:2.

Η ροπή αντίστασης της διατομής ως προς τον άξονα y-y δίνεται από την σχέση,

$$W_y = \frac{\alpha \cdot b^3}{12} - \frac{(\alpha - 2t) \cdot (b - 2t)^3}{12} - t \cdot c \cdot x_c^2 \quad (6.10)$$

Εάν θέσουμε  $t = 5 \text{ mm}$ ,  $a = b = 150 \text{ mm}$  και  $c = 50 \text{ mm}$  τότε η ροπή αντίστασης της διατομής ως προς τον άξονα y-y είναι,

$$W_y = \frac{15 \text{ cm} \cdot 15^3 \text{ cm}^3}{12} - \frac{(15 - 2 \cdot 0,5) \text{ cm} \cdot (15 - 2 \cdot 0,5)^3 \text{ cm}^3}{12} - 0,5 \text{ cm} \cdot 5 \text{ cm} \cdot 7,5^2 \text{ cm}^2$$

$$W_y = 876,8 \text{ cm}^3$$

Παρατηρούμε ότι:

$$W_y = 876,8 \text{ cm}^3 > 28,57 \text{ cm}^3$$

άρα η κοιλοδοκός που επιλέξαμε μπορεί να αναλάβει την κάμψη.

#### 6.4 ΕΚΛΟΓΗ ΤΡΙΒΕΩΝ

Ο κοχλίας  $K_1$  στηρίζεται σε δύο τριβείς κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις  $E_1$  και  $E_2$ . Η διάμετρος κοχλίας είναι,

$$d = 30 \text{ mm}$$

- **Εκλογή τριβέα στην θέση  $E_1$**

Οι δυνάμεις που ασκούνται στον τριβέα  $E_1$  είναι,

$$\text{Ακτινική δύναμη: } F_{E1,r} = 556,7 \text{ N}$$

$$\text{Αξονική δύναμη: } F_{E1,a} = 0$$

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των τριβέων θα ληφθεί,

$$L_h = 3000 \text{ ώρες}$$

Στον Πίνακα 6.1 αναζητάμε τριβέα με εσωτερική διάμετρο  $d = 30 \text{ mm}$  και επιλέγουμε σφαιρικό τριβέα κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6006. Οι τιμές της εσωτερικής  $d$  και εξωτερικής  $D$  διαμέτρου του τριβέα και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$D = 55 \text{ mm}$$

$$B = 13 \text{ mm}$$

$$C = 12,7 \text{ kN}$$

Πριν από τον υπολογισμό του τριβέα σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο.

Ισχύει:

$$\frac{F_a}{F_r} < e$$

Από τον Πίνακα 6.1 προκύπτει ότι για λόγο δυνάμεων μικρότερο από τον συντελεστή  $e$  το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του τριβέα θα δίνεται από την σχέση,

$$P = F_r = 556,7 \text{ N}$$

### Συντελεστής ταχύτητας

Ο κοχλίας  $K_1$  περιστρέφεται με στροφές  $n = 330 \text{ RPM}$ . Ο συντελεστής ταχύτητας  $f_n$  του τριβέα υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση,

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (6.11)$$

Για σφαιρικούς τριβείς:  $p = 3$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{330}} \Rightarrow f_n = 0,466$$

### Συντελεστής διάρκειας ζωής

Ο συντελεστής διάρκειας ζωής  $f_L$  του τριβέα προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (6.12)$$

Για σφαιρικούς τριβείς:  $p = 3$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} \Rightarrow f_L = 1,82$$

### Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του τριβέα,  $f_t$ , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία  $t = 150^\circ\text{C}$ , δηλαδή:  $f_t = 1$ .

### Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο  $C$  του τριβέα, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου ο τριβέας να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός του απαιτούμενου δυναμικού φορτίου γίνεται με την σχέση,

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (6.13)$$

$$C = 0,557 \text{ kN} \frac{1,82}{0,466 \cdot 1} \Rightarrow C = 0,47 \text{ kN}$$

Παρατηρούμε ότι ο τριβέας που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο  $C = 12,7 \text{ kN} > 0,47 \text{ kN}$ , το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού τριβέα 6006 είναι αποδεκτή.

- **Εκλογή τριβέα στην θέση E<sub>2</sub>**

Οι δυνάμεις που ασκούνται στον τριβέα E<sub>2</sub> είναι,

$$\text{Ακτινική δύναμη: } F_{E_2,r} = F_r = 814,9 \text{ N}$$

$$\text{Αξονική δύναμη: } F_{E_2,a} = F_a = 15696 \text{ N}$$

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των τριβέων θα ληφθεί,

$$L_h = 3000 \text{ ώρες}$$

Στον Πίνακα 6.2 αναζητάμε τριβέα με εσωτερική διάμετρο  $d = 30 \text{ mm}$  και επιλέγουμε κωνικό τριβέα κυλίσεως της Σειράς 313 με κωδικό 31306. Οι τιμές της εσωτερικής  $d$  και εξωτερικής  $D$  διαμέτρου του τριβέα και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής,

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$B = 19 \text{ mm}$$

$$\alpha = 24 \text{ mm}$$

$$C = 45,5 \text{ kN}$$

$$e = 0,83$$

$$Y = 0,7$$

Πριν από τον υπολογισμό του τριβέα σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιορισθεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο.

Υπολογίζουμε τον λόγο:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{15696}{814,9} = 19,26$$

Παρατηρούμε ότι,

$$\frac{F_a}{F_r} = 19,26 > e = 0,83$$

Από τον Πίνακα 6.2 προκύπτει ότι για λόγο δυνάμεων μεγαλύτερο από τον συντελεστή  $e$  το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του τριβέα θα δίνεται από την σχέση,

$$P = 0,4F_r + YF_a \tag{6.14}$$

Με αντικατάσταση στην σχέση (6.5) έχουμε,

$$P = 0,4 \cdot 814,9 + 0,7 \cdot 15696$$

$$P = 11313 \text{ N}$$

### Συντελεστής ταχύτητας

Ο κοχλίας  $K_1$  περιστρέφεται με στροφές  $n = 330 \text{ RPM}$ . Ο συντελεστής ταχύτητας  $f_n$  του τριβέα υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση (6.2),

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \Rightarrow f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{330}} \Rightarrow f_n = 0,466$$

### Συντελεστής διάρκειας ζωής

Ο συντελεστής διάρκειας ζωής  $f_L$  του τριβέα προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση (6.3):

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \Rightarrow f_L = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} \Rightarrow f_L = 1,82$$

### Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του τριβέα,  $f_t$ , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία  $t = 150^\circ\text{C}$ , δηλαδή:  $f_t = 1$ .

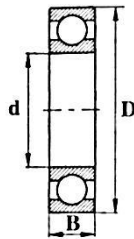
### Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο  $C$  του τριβέα, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου ο τριβέας να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός του απαιτούμενου δυναμικού φορτίου γίνεται με την παρακάτω σχέση (6.4):

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \Rightarrow C = 11,3 \text{ KN} \frac{1,82}{0,466 \cdot 1} \Rightarrow C = 44,13 \text{ KN}$$

Παρατηρούμε ότι ο τριβέας που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο  $C = 45,5 \text{ KN} > 44,13 \text{ KN}$ . Συμπεραίνουμε ότι ο κωνικός τριβέας με κωδικό 31306 που επιλέξαμε είναι κατάλληλος.

**Πίνακας 6.1:** Διαστάσεις και φορτία τριβών κύλισης.  
Τριβείς σφαιρικοί με βαθύ αύλακα (DIN 625).



Χαρακτηριστικός αριθμός σειράς	d mm	Σειρά 160				Σειρά 60				Σειρά 62				Σειρά 63				Σειρά 64			
		D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN
00	10					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 <sub>0</sub> ≈	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 διάζενο	f <sub>0</sub> · F <sub>d</sub> /C <sub>0</sub>				0,3	0,5	0,9	1,6	3,0	6,0	για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > e: X = 0,56										
	e				0,22	0,24	0,28	0,32	0,36	0,43	για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ e: X = 1, Y = 0										
	για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > e είναι Y =				2	1,8	1,59	1,4	1,2	1	για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ 0,8: P <sub>0</sub> = F <sub>r</sub> για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > 0,8: X <sub>0</sub> = 0,6, Y <sub>0</sub> = 0,5										
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: P = F <sub>r</sub>				για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ e				και				P = 0,56 · F <sub>r</sub> + Y · F <sub>a</sub>				για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > e					
Ισοδύναμο στατικό φορτίο: P <sub>0</sub> = F <sub>r</sub>				για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> ≤ 0,8				και				P <sub>0</sub> = 0,6 · F <sub>r</sub> + 0,5 F <sub>a</sub>				για F <sub>d</sub> /F <sub>r</sub> > 0,8					

Πίνακας 6.2: Τριβείς κωνικοί (DIN 720). Διαστάσεις και φορτία.

Χαρακτηριστικός αριθμός σφίγ	d mm	Σειρά 313								Σειρά 323							
		D mm	B mm	a mm	C kN	e	Y	C <sub>0</sub> kN	Y <sub>0</sub>	D mm	B mm	a mm	C kN	e	Y	C <sub>0</sub> kN	Y <sub>0</sub>
03	17									47	19	12	36,5	0,29	2,1	36,5	1,2
04	20									52	21	14	46,5	0,30	2,0	48	1,1
05	25	62	17	20	38	0,83	0,7	39	0,4	62	24	16	63	0,30	2,0	65,5	1,1
06	30	72	19	24	45,5	0,83	0,7	47,5	0,4	72	27	18	82,5	0,31	1,9	90	1,1
07	35	80	21	26	60	0,83	0,7	65,5	0,4	80	31	20	100	0,31	1,9	114	1,1
08	40	90	23	30	76,5	0,83	0,7	83	0,4	90	33	23	120	0,35	1,7	146	1,0
09	45	100	25	33	96,5	0,83	0,7	110	0,4	100	36	25	156	0,35	1,7	193	1,0
10	50	110	27	35	112	0,83	0,7	127	0,4	110	40	29	186	0,35	1,7	236	1,0
11	55	120	29	39	125	0,83	0,7	140	0,4	120	43	30	212	0,35	1,7	270	1,0
12	60	130	31	41	146	0,83	0,7	170	0,4	130	46	32	245	0,35	1,7	310	1,0
13	65	140	33	44	163	0,83	0,7	190	0,4	140	48	34	270	0,35	1,7	345	1,0
14	70	150	35	47	186	0,83	0,7	220	0,4	150	51	37	310	0,35	1,7	405	1,0
15	75	160	37	50	204	0,83	0,7	240	0,4	160	55	39	360	0,35	1,7	475	1,0
16	80	170	39	53	228	0,83	0,7	270	0,4	170	58	42	400	0,35	1,7	540	1,0
17	85	180	41	55	255	0,83	0,7	305	0,4	180	60	44	430	0,35	1,7	585	1,0
18	90	190	43	58	275	0,83	0,7	325	0,4	190	64	47	490	0,35	1,7	655	1,0
19	95	200	45	61	305	0,83	0,7	365	0,4	200	67	49	530	0,35	1,7	710	1,0
20	100	215	51	68	380	0,83	0,7	480	0,4	215	73	53	610	0,35	1,7	850	1,0
21	105									225	77	56	670	0,35	1,7	930	1,0
22	110									240	80	58	735	0,35	1,7	1020	1,0
24	120									260	86	66	670	0,39	1,5	965	0,8
										$F_d/F_r \leq e$				$F_d/F_r > e$			
<b>Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P:</b>																	
- για μεμονωμένο τριβέα										$P = F_r$				$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$			
- για ζεύγος τριβέων σε διάταξη O ή X										$P = F_r + 1,12 \cdot Y \cdot F_a$				$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a$			
<b>Ισοδύναμο στατικό φορτίο P<sub>0</sub>:</b>																	
- για μεμονωμένο τριβέα										$P_0 = F_r$				για $F_d/F_r \leq 1/2 Y_0$			
										$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$				για $F_d/F_r > 1/2 Y_0$			
- για ζεύγος τριβέων σε διάταξη O ή X										$P_0 = F_r + 2 \cdot Y_0 \cdot F_a$							





## ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία «Μελέτη και σχεδίαση ανυψωτήρα συνεργείου αυτοκινήτων ανυψωτικής ικανότητας 3,2t» μελετάται και σχεδιάζεται το σύστημα κίνησης του ανυψωτήρα. Ο ανυψωτήρας αποτελείται από ένα σταθερό πλαίσιο το οποίο φέρει δύο κατακόρυφους κοχλίες κίνησης. Το σύστημα κίνησης αποτελείται από μια ιμαντοκίνηση η οποία μεταφέρει την ισχύ από τριφασικό ηλεκτροκινητήρα στον έναν κοχλία. Οι δύο κοχλίες κίνησης ενώνονται μέσω αλυσοκίνησης μεταξύ τους με σχέση μετάδοσης 1 έτσι ώστε να περιστρέφονται και οι δύο με την ίδια ταχύτητα και φέρουν περικόχλια. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό των στοιχείων μετάδοσης κίνησης όπως είναι οι κοχλίες, οι τροχαλίες, οι ιμάντες, οι αλυσοτροχοί, η αλυσίδα και τα έδρανα κύλισης στα οποία στηρίζονται οι κοχλίες.

Η λειτουργία του είναι η εξής: Το αυτοκίνητο τοποθετείται πάνω στα πέλματα και μέσω του μηχανισμού που αναφέραμε τα περικόχλια των κοχλιών κίνησης περιστρέφονται πάνω στους κοχλίες μετατρέποντας την περιστροφική κίνηση των κοχλιών σε μεταφορική ανυψώνοντας το αυτοκίνητο στο επιθυμητό ύψος.

Το μέγιστο ύψος ανύψωσης είναι 2 m και ο χρόνος ανύψωσης είναι 1 min. Η ταχύτητα ανύψωσης του αυτοκινήτου είναι 0,033 m/s και η ταχύτητα περιστροφή κάθε κοχλία είναι 330 RPM.

Τα συμπεράσματα της εργασίας είναι τα εξής:

### ΙΣΧΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Επιλέγουμε κινητήρα ισχύος 3 kW.

### ΣΠΕΙΡΩΜΑ ΚΟΧΛΙΑ

Επιλέγουμε κοχλία με τραπεζοειδές μετρικό σπείρωμα κατά ISO (DIN103) με τα εξής χαρακτηριστικά:

Ονομαστική διάμετρος σπειρώματος	$d = 36 \text{ mm}$
Βήμα	$p = 6 \text{ mm}$
Μέση διάμετρος σπειρώματος	$d_2 = 33 \text{ mm}$
Διάμετρος πυρήνα σπειρώματος	$d_3 = 29 \text{ mm}$
Γωνία τραπεζοειδούς σπειρώματος	$\varphi = 30^\circ$

Έγινε έλεγχος αντοχής των κοχλιών σε συνδυασμένη καταπόνηση θλίψης και στρέψης και κρίθηκαν κατάλληλοι. Κατά τον έλεγχο αντοχής σε λυγισμό κρίθηκε απαραίτητη η εκλογή χάλυβα ανώτερης ποιότητας. Επίσης έγινε έλεγχος αντοχής του περικοχλίου σε πίεση επιφάνειας και κρίθηκε κατάλληλο.

### ΑΠΟΔΟΣΗ ΚΟΧΛΙΑ

Η απόδοση του κοχλία κατά την ανύψωση του αυτοκινήτου είναι  $\eta_h = 0,45$ , ενώ κατά την κάθοδο του αυτοκινήτου είναι  $\eta_s = -0,21$ .

### ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗ

Σχέση μετάδοσης	$i_b = 3,94$
Στροφές μικρής τροχαλίας	$n_1 = 1300 \text{ RPM}$
Στροφές μεγάλης τροχαλίας	$n_2 = 330 \text{ RPM}$
Τύπος ιμάντα	μικροτραπεζοειδής τύπου SPZ
Διάμετρος μικρής τροχαλίας	$D_1 = 80 \text{ mm}$
Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας	$D_2 = 315 \text{ mm}$
Αριθμός ιμάντων	$j = 3$
Μέσο μήκος ιμάντα	$L_w = 1400 \text{ mm}$
Εξωτερικό μήκος ιμάντα	$L_\alpha = 1412 \text{ mm}$
Απόσταση αξόνων τροχαλιών	$\alpha = 371,4 \text{ mm}$

### Χαρακτηριστικά ιμάντα

Μεγάλη πλευρά τραπεζίου	$b = 9,7 \text{ mm}$
Ύψος τραπεζίου	$h = 8 \text{ mm}$
Γωνία τραπεζίου	$\alpha = 34^\circ$
Μικρή πλευρά τραπεζίου	$b_\mu = 4,81 \text{ mm}$
Εμβαδόν διατομής	$A = 58,04 \text{ mm}^2$
Πυκνότητα υλικού	$\rho = 0,9 \text{ Kg/dm}^3$
Ειδικό βάρος υλικού	$\gamma = 0,9 \text{ Kp/dm}^3$
Συντελεστής τριβής	$\mu = 0,4$
Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη	$E_b = 5 \text{ Kp/mm}^2$

Έγινε έλεγχος αντοχής των ιμάντων και κρίθηκαν κατάλληλοι.

### ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΗ

Σχέση μετάδοσης	$i_{ch} = 1$
Στροφές αλυσοτροχών	$n_3 = n_4 = 330 \text{ RPM}$
Τύπος αλυσίδας	Αλυσίδα κυλίνδρων απλή $Nr 10B$ κατά DIN 8187
Πολλαπλότητα αλυσίδας	1 (μονή αλυσίδα)

### Χαρακτηριστικά αλυσίδας

Βήμα	$p = 15,875 \text{ mm}$
Εσωτερικό πλάτος	$b_i = 9,65 \text{ mm}$
Διάμετρος κυλίνδρου	$d_R = 10,16 \text{ mm}$
Διάμετρος πείρου	$d_B = 5,08 \text{ mm}$
Φορτίο θραύσης	$F_B = 22,4 \text{ kN}$
Γραμμική πυκνότητα	$G = 0,95 \text{ kg/m}$

Αριθμός δοντιών αλυσοτροχών	$z_3 = z_4 = 25$
Αρχική Διάμετρος αλυσοτροχών	$D_t = D_3 = D_4 = 126,6 \text{ mm}$
Απόσταση αξόνων αλυσοτροχών	$\alpha = 2500 \text{ mm}$
Αριθμός κρίκων	$X = 340$

Έγινε έλεγχος της αλυσίδας σε αντοχή και σε φθορά και κρίθηκε κατάλληλη.

ΤΡΙΒΕΙΣ: Εκλέγονται 2 σφαιρικοί τιβείς με κωδικό 6006 (DIN 625) και 2 κωνικοί τιβείς με κωδικό 31306 (DIN 720).

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Λάζαρος Ε. Λαζαρίδης, *Στοιχεία Μηχανών*, Ίδρυμα Ευγενίδου, 1993.
2. Ιωάννης Βελαώρας, *Στοιχεία Μηχανών*, Εκδοτικός όμιλος Ιων, Επίτομο 8<sup>η</sup> Έκδοση Ανανεωμένη, 1995.
3. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Α, Εισαγωγή στο Σχεδιασμό Μηχανών, Εκδόσεις Τζιόλα, 2009.
4. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *Στοιχεία Μηχανών Ι*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003.
5. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *Στοιχεία Μηχανών ΙΙ*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003.
6. Ανδρέας Γιαννόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών Ι, Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2011.
7. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Β, Στοιχεία Μεταφοράς Ισχύος, Εκδόσεις Τζιόλα, 2009.
8. Ανδρέας Γιαννόπουλος, *Μεταλλικές Κατασκευές*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2005.

## ΠΗΓΕΣ ΑΠΟ ΔΙΑΔΙΚΤΥΟ

- i. <http://www.autolift.org>
- ii. <http://www.rotarylifft.com>
- iii. <http://www.challengerlifts.com>
- iv. <http://www.omcn.it/en>
- v. <http://gr-ww.bosch-automotive.com>
- vi. <http://www.atlasautoequipment.ca>
- vii. <http://topgarage.gr>
- viii. <http://www.cam.tuc.gr/>
- ix. <http://www.wippermann.com/>