

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΚΙΝΗΣΗΣ ΣΚΑΠΤΙΚΟΥ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΟΣ 6 HP



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΦΙΛΙΠΠΑΚΗΣ ΙΩΑΝΝΗΣ (Α.Μ. 5616)

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2014

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η συγκεκριμένη Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του ΑΤΕΙ Δυτικής Ελλάδας αναφέρεται στον υπολογισμό των στοιχείων κίνησης σκαπτικού μηχανήματος 6HP. Τα συγκεκριμένα σκαπτικά μηχανήματα χρησιμοποιούνται ευρέως σε γεωργικές εργασίες και συγκεκριμένα για σχετικά μικρές εκτάσεις και στενά σημεία όπου δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν μεγαλύτερα γεωργικά μηχανήματα.

Αρχικά γίνεται αναφορά στον κινητήρα που θα χρησιμοποιηθεί για το συγκεκριμένο μηχάνημα. Στην συνέχεια γίνονται γενικές αναφορές και υπολογισμοί για την συγκεκριμένη εφαρμογή, των στοιχείων κίνησης και συγκεκριμένα του μάντα, των οδοντωτών τροχών, της αλυσίδας, των ατράκτων, των εδράνων κύλισης και των σφηνών που θα χρησιμοποιηθούν.

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

Φιλιππάκης Ιωάννης
Μάιος 2014

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

Ο σπουδαστής

.....
(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η πτυχιακή εργασία αναφέρεται στα σκαπτικά μηχανήματα τα οποία χρησιμοποιούνται στην γεωργία και συγκεκριμένα στον υπολογισμό των στοιχείων κίνησης τους. Αυτά τα μηχανήματα χρησιμοποιούνται κυρίως για φρεζάρισμα των εκτάσεων συνήθως σε σημεία τα οποία είναι δύσκολο να προσεγγίσει κάποιο άλλο μεγαλύτερο γεωργικό μηχάνημα.

Τα στοιχεία τα οποία θα αναλυθούν σε επτά κεφάλαια είναι κυρίως στοιχεία μετάδοσης κίνησης όπως ιμάντες, γρανάζια και αλυσίδες αλλά και οι άτρακτοι οι οποίοι θα φέρουν αυτά τα στοιχεία, τα ρουλεμάν, οι σφήνες και ο κινητήρας.

Το πρώτο κεφάλαιο αναφέρεται στον κινητήρα ο οποίος δίνει την κίνηση στο σκαπτικό μηχάνημα. Συγκεκριμένα αναφέρονται διάφοροι ορισμοί για έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης, αναλύονται τα μέρη του και ο τρόπος λειτουργίας του και τέλος γίνεται επιλογή ενός συγκεκριμένου κινητήρα που χρησιμοποιείται σε σκαπτικά μηχανήματα του εμπορίου.

Στο δεύτερο κεφάλαιο υπολογίζεται η ιμαντοκίνηση η οποία λαμβάνει την κίνηση από τον στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα και την μεταδίδει στην πρώτη άτρακτο του σκαπτικού μηχανήματος. Διακρίνονται οι διάφοροι τύποι ιμάντων και στην συνέχεια υπολογίζεται η αντοχή του ιμάντα στις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

Στο τρίτο κεφάλαιο αναπτύσσεται ο υπολογισμός για τους οδοντωτούς τροχούς. Αναφέρονται τα είδη των οδοντωτών τροχών καθώς και οι ορισμοί διαφόρων μεγεθών τους. Στην συνέχεια γίνεται επιλογή ενός ζευγαριού οδοντωτών τροχών και υπολογίζεται η αντοχή τους για την συγκεκριμένη εφαρμογή.

Στο τέταρτο κεφάλαιο υπολογίζεται η μετάδοση κίνησης με αλυσίδα. Περιγράφονται διάφορα είδη αλυσίδας και στην συνέχεια γίνεται ο υπολογισμός για την μετάδοση κίνησης με αλυσίδα όπου γίνεται και επιλογή των αλυσοτροχών, του είδους της αλυσίδας που θα χρησιμοποιηθεί, τον αριθμό των αλυσίδων που θα τοποθετηθούν στο σκαπτικό μηχάνημα κ.α .

Το πέμπτο κεφάλαιο ασχολείται με τις ατράκτους. Συγκεκριμένα γίνεται ο διαχωρισμός μεταξύ ατράκτου και άξονα και αναφέρονται και διάφορα υλικά με τα οποία κατασκευάζονται. Στη συνέχεια υπολογίζεται η διάμετρος των ατράκτων που θα χρησιμοποιηθούν καθώς και η αντοχή τους στις καταπονήσεις.

Στο έκτο κεφάλαιο συναντάμε τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν). Γίνεται αναφορά σε αυτά καθώς και στα έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα), σε διάφορους ορισμούς που χαρακτηρίζουν αυτά και τέλος υπολογίζεται ο τύπος του εδράνου κύλισης που θα χρησιμοποιηθεί σε κάθε άτρακτο.

Στο έβδομο και τελευταίο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στις σφήνες. Διακρίνονται διάφοροι τύποι σφηνών και στην συνέχεια γίνεται επιλογή και υπολογισμός των σφηνών που θα χρησιμοποιηθούν σε συγκεκριμένα σημεία.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

| | |
|--|-----|
| ΕΙΣΑΓΩΓΗ | 7 |
| 1. Σκαπτικά μηχανήματα | 7 |
| 2. Διάταξη σκαπτικού μηχανήματος | 9 |
| 3. Διαστάσεις σκαπτικού μηχανήματος..... | 11 |
| 1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ..... | 12 |
| 1.1 Γενικά..... | 12 |
| 1.2 Τα μέρη του κινητήρα εσωτερικής καύσης | 13 |
| 1.3 Κύκλοι λειτουργίας τετράχρονου και δίχρονου βενζινοκινητήρα..... | 21 |
| 1.4 Κινητήρας σκαπτικού μηχανήματος..... | 24 |
| 2. ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗ..... | 33 |
| 2.1 Γενικά..... | 33 |
| 2.2 Υπολογισμός ιμαντοκίνησης | 35 |
| 3. ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ | 41 |
| 3.1 Γενικά..... | 41 |
| 3.2 Υπολογισμός οδοντωτών τροχών..... | 43 |
| 4. ΑΛΥΣΙΔΑ | 48 |
| 4.1 Γενικά..... | 48 |
| 4.2 Υπολογισμοί μετάδοσης με αλυσίδα | 52 |
| 5. ΑΤΡΑΚΤΟΙ | 57 |
| 5.1 Γενικά..... | 57 |
| 5.2 Υπολογισμός ατράκτου 1 | 60 |
| 5.3 Υπολογισμός ατράκτου 2 | 71 |
| 5.4 Υπολογισμός ατράκτου 3 | 85 |
| 6. ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ..... | 98 |
| 6.1 Γενικά | 98 |
| 6.2 Ορισμοί..... | 99 |
| 6.3 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως ατράκτου 1 | 99 |
| 6.4 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως ατράκτου 2 | 101 |
| 6.5 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως ατράκτου 3..... | 103 |
| 7. ΣΦΗΝΕΣ | 106 |
| 7.1 Γενικά..... | 106 |
| 7.2 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μεγάλης τροχαλίας..... | 107 |

| | |
|---|-----|
| 7.3 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μικρού οδοντωτού τροχού | 109 |
| 7.4 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μεγάλου οδοντωτού τροχού | 109 |
| 7.5 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μικρού αλυσοτροχού | 110 |
| 7.6 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μεγάλου αλυσοτροχού | 111 |
| ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ..... | 112 |
| ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ..... | 114 |
| 1. Ιμαντοκίνηση..... | 114 |
| 2. Οδοντωτοί τροχοί..... | 118 |
| 3.Αλυσίδα | 121 |
| 4. Άτρακτοι..... | 125 |
| 5. Έδρανα κύλισης..... | 128 |
| 6. Σφήνες | 130 |
| ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ..... | 132 |

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. Σκαπτικά μηχανήματα

Τα σκαπτικά μηχανήματα είναι γεωργικά μηχανήματα τα οποία φέρουν έναν άξονα κίνησης με δυο τροχούς πάνω σε αυτόν. Πάνω σε αυτά τα μηχανήματα μπορούν να προσαρμοστούν διάφορα γεωργικά εργαλεία (Εικόνα 1) όπως για παράδειγμα φρέζα, δίσκοι κ.α. Συνήθως ο χειριστής ενός τέτοιου σκαπτικού μηχανήματος ακολουθεί περπατώντας το μηχάνημα και το χειρίζεται από τα χειριστήρια που βρίσκονται στις λαβές του. Όμως σε ορισμένες περιπτώσεις, μπορεί να προσαρμοστεί καρότσα πάνω στο σκαπτικό μηχάνημα (Εικόνα 2) και με διάφορες προσαρμογές κυρίως στα χειριστήρια, ο χειριστής μπορεί να κάθετα στην καρότσα καθώς και να μεταφέρει διάφορα φορτία πάνω σε αυτή.

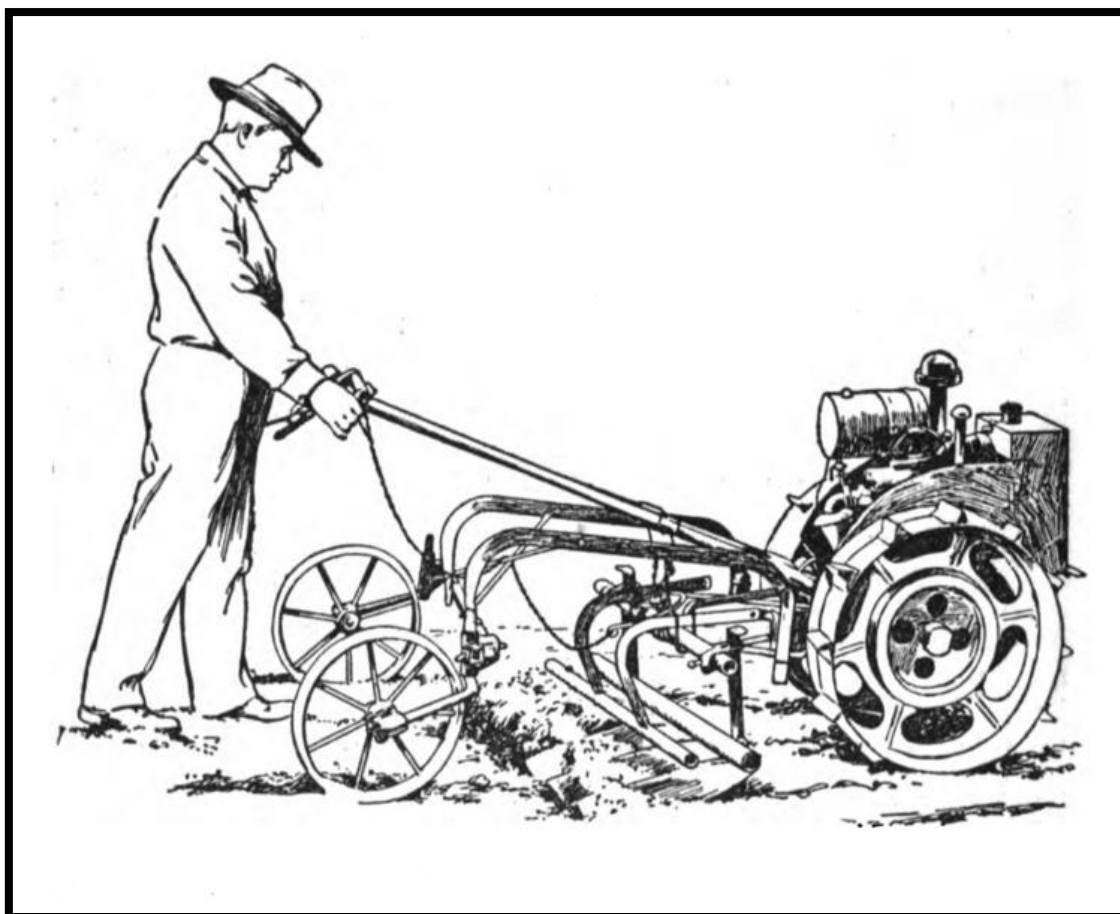


Εικόνα 1 Σκαπτικό μηχάνημα



Εικόνα 2 Σκαπτικό με καρότσα

Πριν την εφεύρεση των μηχανών εσωτερικής καύσης την δουλειά που πραγματοποιεί το μηχάνημα αυτό την έκαναν οι άνθρωποι χειρονακτικά ή με την βοήθεια ζώων στα οποία έδεναν διάφορα γεωργικά εργαλεία και αυτά τα έσερναν. Στην Ευρώπη και συγκεκριμένα στην Ελβετία το 1910 ο Dr. Konrad von Meyenburg σχεδίασε και κατοχύρωσε ως πατέντα το πρώτο σκαπτικό μηχάνημα. Δίνοντας παράλληλα άδεια στην γερμανική Siemens για εξέλιξη και βελτίωση του αρχικού σχεδίου αυτή τοποθέτησε στο μηχάνημα έναν ηλεκτροκινητήρα ώστε να το κάνει αυτοκινούμενο. Το μειονέκτημα σε αυτό ήταν ότι ο ηλεκτροκινητήρας δεν έπαιρνε τάση από μπαταρίες αλλά από καλώδιο κάτι το οποίο είναι αρκετά περιοριστικό για την χρήση του μηχανήματος σε μεγάλες εκτάσεις. Με την έλευση των μηχανών εσωτερικής καύσης και την διάδοσή τους, άρχισαν να τοποθετούνται και στα σκαπτικά μηχανήματα, τα οποία τα έκαναν πολύ εύχρηστα για την εποχή εκείνη αλλά και λίγο πιο ογκώδης. Η χρησιμότητα, η οικονομία και η παραγωγή που προσέφερε αυτό το μηχάνημα το έκανε γνωστό και σε άλλες ηπείρους όπως Αμερική και Ασία οι οποίες άρχισαν να παράγουν τα δικά τους μηχανήματα και με τον καιρό να τα προσαρμόζουν στις δικές τους ανάγκες.



Εικόνα 3 Σκαπτικό μηχανήμα του 1920

Έτσι με την πάροδο του χρόνου τα σκαπτικά μηχανήματα γίνονταν όλο και πιο φιλικά προς τον χρήστη τους έχοντας παράλληλα μεγαλύτερη αυτονομία καυσίμου, μικρότερο κόστος παραγωγής και συντήρησης, μικρότερο βάρος και διαστάσεις και μεγάλη αξιοπιστία, παράγοντες πολύ σημαντικοί για ένα γεωργικό εργαλείο. Σήμερα υπάρχουν διάφορα εργοστάσια σε όλο τον κόσμο τα οποία σχεδιάζουν και κατασκευάζουν τέτοια σκαπτικά μηχανήματα. Ενδεικτικά κάποια εργοστάσια σε Ασία, Ευρώπη και Αμερική παρουσιάζονται παρακάτω

- **Ευρώπη**

1. Meyfield Tractors (Ηνωμένο Βασίλειο), Ίδρυση 1949
2. Agria (Γερμανία), Ίδρυση 1945
3. Grillo (Ιταλία), Ίδρυση 1953
4. BCS Group (Ιταλία), Ίδρυση 1943
5. Ferrari (Ιταλία), Ίδρυση 1954
6. Pasquali Macchine Agricole (Ιταλία), Ίδρυση 1949

- **Αμερική**

1. Gravely Tractors, Ίδρυση 1916

- **Ασία**

1. Changzhou Dongfeng Agricultural Machinery (Κίνα)

2. Zhejiang Sifang Group (Κίνα)

3. Huaxing Machinery Co. Ltd (Κίνα)

4. Kerala Agricultural Machinery (Ινδία)

5. VST Tiller Tractors Ltd (Ινδία)

6. The Siam Kubota Industry Ltd (Ταϊλάνδη)

7. STI International (Ταϊλάνδη)

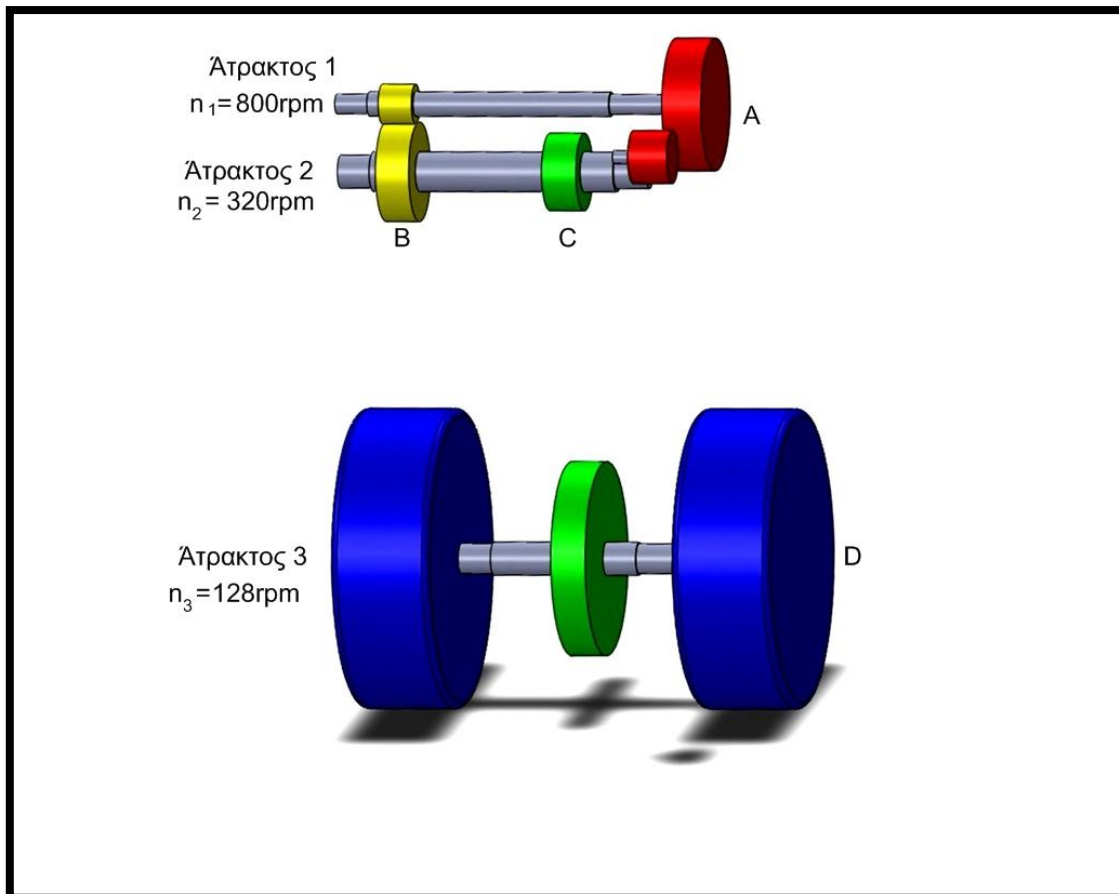
8. Talaythong Factory Company (Ταϊλάνδη)

9. Vikyno Southern Agricultural Machinery Company (Βιετνάμ)

Όλα τα παραπάνω είναι τα μεγαλύτερα εργοστάσια παραγωγής σκαπτικών μηχανημάτων σε αυτές τις ηπείρους.

2. Διάταξη σκαπτικού μηχανήματος

Το σκαπτικό μηχάνημα που θα μελετήσουμε σε αυτή την εργασία θα είναι σε μορφή όπως όλα τα μηχανήματα που παράγονται στις μέρες μας. Τα στοιχεία όμως που θα μας απασχολήσουν παρακάτω και τα οποία θα μελετήσουμε είναι, ο κινητήρας του μηχανήματος, η μετάδοση της κίνησης από αυτόν με ιμάντες, γρανάζια και αλυσίδα ώστε να περάσει τελικά η κίνηση στους τροχούς καθώς και οι άτρακτοι οι οποίοι θα φέρουν όλα τα παραπάνω στοιχεία κίνησης. Έτσι η διάταξη που θα έχει το σκαπτικό μηχάνημα ώστε να λειτουργήσουν όλα αυτά τα στοιχεία και να έχουμε τελικά κίνηση θα είναι η παρακάτω

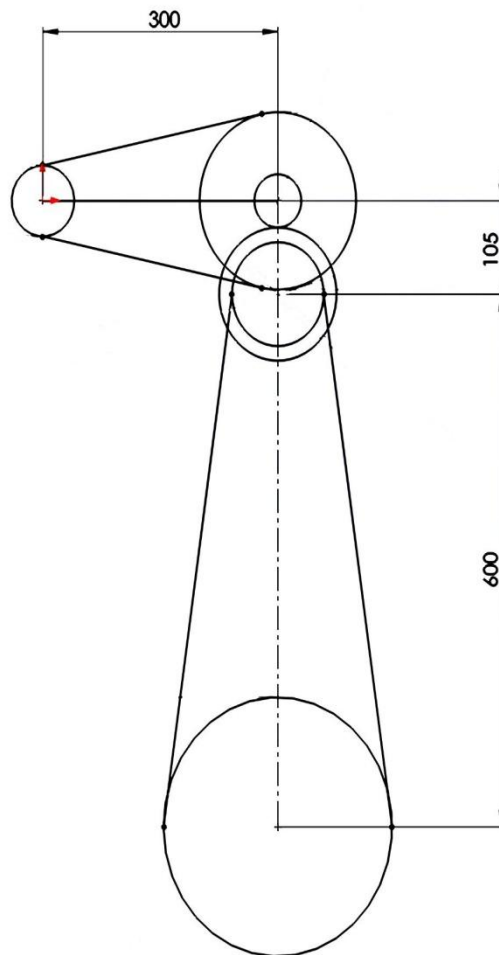


Εικόνα 4 Διάταξη μερών σκαπτικού μηχανήματος

Στην Εικόνα 4 με κόκκινο χρώμα (A) διακρίνονται οι τροχαλίες που θα χρησιμοποιηθούν και θα μεταδίδουν την κίνηση με ιμάντες, με κίτρινο χρώμα (B) διακρίνονται τα γρανάζια τα οποία μεταδίδουν την κίνηση από την πρώτη άτρακτο στην δεύτερη και με πράσινο χρώμα (C) διακρίνονται οι αλυσοτροχοί οι οποίοι μέσω της αλυσίδας μεταφέρουν την κίνηση από την δεύτερη άτρακτο στην τρίτη και τελική άτρακτο η οποία θα φέρει και τους τροχούς του μηχανήματος που διακρίνονται με μπλε χρώμα (D). Η μικρή τροχαλία (A) είναι αυτή που θα προσαρμοστεί στην έξοδο του κινητήρα, δηλαδή πάνω στον στροφαλοφόρο άξονά του. Αυτή σύμφωνα με τους κινητήρες που υπάρχουν στο εμπόριο και όπως θα δούμε και σε παρακάτω κεφάλαιο θα περιστρέφεται περίπου με 2000 rpm. Όμως προκειμένου το σκαπτικό μηχανήμα να κινείται με ταχύτητα την οποία θα μπορεί να ακολουθήσει ο άνθρωπος, πρέπει αυτές οι στροφές να μειωθούν. Εάν παραδεχτούμε ότι η ανώτερη ταχύτητα την οποία μπορεί να κινηθεί το μηχανήμα και να το ακολουθεί ο χειριστής είναι περίπου 10-11 km/h και δεδομένου ότι οι τροχοί του μηχανήματος έχουν διάμετρο $D=45\text{cm}$ προκύπτει ότι οι στροφές με τις οποίες θα πρέπει να περιστρέφεται η τρίτη άτρακτος που φέρει τους τροχούς θα είναι 128 rpm. Από αυτό και σύμφωνα με τα παραπάνω στοιχεία μετάδοσης κίνησης που θα χρησιμοποιήσουμε προκύπτει ότι η σχέση μετάδοσης σε κάθε βαθμίδα θα είναι 1:2,5.

3. Διαστάσεις σκαπτικού μηχανήματος

Προκειμένου να υπολογιστεί η παραπάνω διάταξη θα πρέπει να γνωρίζουμε και κάποιες διαστάσεις όπως για παράδειγμα αποστάσεις αξόνων. Αυτές θα τις λάβουμε υπόψη σύμφωνα με μηχανήματα τα οποία παράγονται σήμερα.



Σχήμα 1 Διαστάσεις - αποστάσεις ατράκτων

Αυτές οι αποστάσεις (Σχήμα 1) έχουν σαν βάση άλλα μηχανήματα αλλά έχουν προσαρμοστεί ανάλογα με τις απαιτήσεις του συγκεκριμένου μηχανήματος που θα μελετήσουμε. Το πλάτος του μηχανήματος το οποίο δεν φαίνεται στο Σχήμα 1 αλλά θα χρειαστεί για τις διαστάσεις των ατράκτων είναι $A=800\text{mm}$. Τέλος το βάρος του μηχανήματος μαζί με τον κινητήρα θα είναι περίπου $B=100\text{kg}$.

1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

1.1 Γενικά

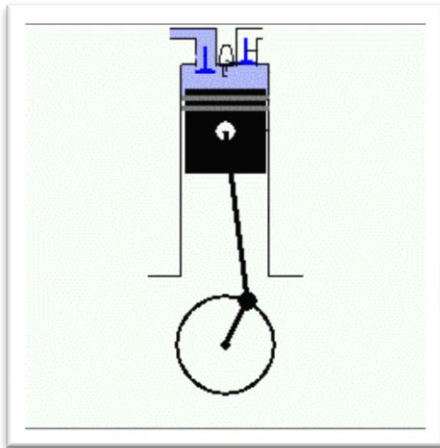
Θερμική μηχανή είναι η μηχανή η οποία μετατρέπει τη θερμότητα σε μηχανική ενέργεια. Η θερμότητα μπορεί να προέρχεται από διάφορες πηγές όπως βενζίνη, πετρέλαιο, υγραέριο κτλ. Έτσι με την καύση των παραπάνω πηγών, η χημική ενέργεια του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμότητα και στην συνέχεια σε μηχανική ενέργεια μέσω του εμβόλου εφόσον πρόκειται για εμβολοφόρο κινητήρα. Στο σημείο αυτό θα αναφερθούν διάφοροι γενικοί ορισμοί μεγεθών χαρακτηριστικών για την λειτουργία των εμβολοφόρων κινητήρων.

- **Έργο** : Το έργο παράγεται όταν μια δύναμη η οποία εξασκείται σε ένα σώμα μετατοπίζει το σημείο εφαρμογής της. Το έργο αυτό είναι ίσο με το γινόμενο της αριθμητικής τιμής της δύναμης επί την απόσταση που μετακινήθηκε το σημείο εφαρμογής της. Η μονάδα μέτρησης του έργου είναι τα **Joule (J)**.
- **Ισχύς** : Ισχύς ονομάζεται το έργο που παράγεται σε μια μονάδα χρόνου κατά τη διάρκεια μιας μεταβολής. Οι μονάδες μέτρησης της ισχύος είναι το **Watt(Joule/sec)** και συνήθως για τους κινητήρες εσωτερικής καύσης χρησιμοποιείται ο **ίππος (HP)**.
- **Θεωρητική ισχύς** : Θεωρητική ισχύς είναι η ισχύς που θα απέδιδε ο κινητήρας εάν το σύνολο της θερμικής ενέργειας του καυσίμου μετατρεπόταν σε έργο.
- **Ενδεικνυόμενη ισχύς** : Ενδεικνυόμενη ισχύς είναι η ισχύς που αποδίδεται στο έμβολο από την καύση του καυσίμου μείγματος.
- **Ισχύς πέδησης** : Ισχύς πέδησης είναι η ισχύς που αποδίδεται στον στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα. Μονάδα μέτρησης αυτής της ισχύος είναι το **Brake horsepower(BHP)**.
- **Διαδρομή εμβόλου** : Διαδρομή εμβόλου είναι η απόσταση που διανύει το έμβολο κατά τη διάρκεια ενός από τους χρόνους λειτουργίας
- **Κυλινδρισμός** : Ο Κυλινδρισμός υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας το εμβαδόν της εγκάρσιας τομής του κυλίνδρου με την διαδρομή του εμβόλου. Εάν ο κινητήρας έχει παραπάνω από έναν κύλινδρο τότε πρέπει ο κυλινδρισμός του ενός κυλίνδρου να πολλαπλασιαστεί και επί τον συνολικό αριθμό των κυλίνδρων. Ο κυλινδρισμός μετριέται σε μονάδες όγκου όπως για παράδειγμα τα **κυβικά εκατοστά (cm³)**.
- **Λόγος συμπίεσης** : Ο λόγος συμπίεσης είναι ο λόγος του όγκου του κυλίνδρου όταν το έμβολο βρίσκεται στο Άνω Νεκρό Σημείο προς τον όγκο του κυλίνδρου όταν το έμβολο βρίσκεται στο Κάτω Νεκρό Σημείο. Θεωρητικά όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος συμπίεσης τόσο υψηλότερη θα είναι η ισχύς του κινητήρα.
- **Θερμικός βαθμός απόδοσης** : Ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι ο λόγος της ισχύος που αποδίδεται από τον κινητήρα προς την θερμική ισχύ που μπορεί να προσφέρει το χρησιμοποιούμενο καύσιμο.
- **Μηχανικός βαθμός απόδοσης** : Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης είναι ο λόγος της ισχύος πέδησης προς την ενδεικνυόμενη ισχύ.

- *Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης* : Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης είναι ο λόγος του όγκου του καυσίμου μείγματος προς τον κυλινδρισμό του κινητήρα
- *Ειδική κατανάλωση καυσίμου* : Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι ο λόγος της ποσότητας του καυσίμου που καταναλώνεται κατά την διάρκεια μιας κυκλικής μεταβολής προς την ισχύ που παράγεται κατά την ίδια μεταβολή. Αποτελεί βασικό κριτήριο για την οικονομική λειτουργία ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ)
- *Λόγος αέρα-καυσίμου* : Ο λόγος αυτός είναι η ποσότητα του αέρα προς την ποσότητα του καυσίμου που αναμειγνύονται κατά την καύση. Συνήθως για βενζινοκινητήρες ο λόγος αυτός είναι 14:1 δηλαδή για κάθε γραμμάριο καυσίμου (βενζίνης) απαιτούνται 14 γραμμάρια αέρα.

1.2 Τα μέρη του κινητήρα εσωτερικής καύσης

Οι εμβολοφόροι κινητήρες αποτελούνται από ένα σύστημα κυλίνδρου και εμβόλου (Σχήμα 1.1). Το έμβολο με την επίδραση της πίεσης από την καύση του καυσίμου μείγματος εκτελεί παλινδρομική κίνηση μέσα στον κύλινδρο. Η κίνηση αυτή μετατρέπεται σε περιστροφική κίνηση με την βοήθεια του κατάλληλου μηχανισμού που αποτελείται από τον διωστήρα (μπιέλα) και από τον στρόφαλο. Ο άξονας του στροφάλου μας παρέχει το μηχανικό έργο.



Σχήμα 1.1: Βασικά μέρη κινητήρα

Πιο συγκεκριμένα τα βασικά μέρη ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης είναι τα παρακάτω:

- *Στροφαλοθάλαμος*

Ο στροφαλοθάλαμος είναι βασικό τμήμα του κινητήρα διότι μέσα σε αυτόν βρίσκονται οι διάφοροι μηχανισμοί που περιβάλλουν το στροφαλοφόρο άξονα καθώς και διάφορα άλλα εξαρτήματα.



Εικόνα 1.1: Στροφαλοθάλαμος

Επίσης μπορεί να παρέχει διάφορες λειτουργίες όπως, να περιέχει τα έδρανα στα όποια περιστρέφεται ο στροφαλοφόρος άξονας, να προσφέρει χώρο για την αποθήκευση του λαδιού λίπανσης του κινητήρα, να προσφέρει στήριξη σε διάφορους εξωτερικούς περιφερικούς μηχανισμούς του κινητήρα, να προφέρει υποδοχές για την στήριξη ολόκληρου του κινητήρα (βάσεις), να προσφέρει στήριξη στον κύλινδρο ή στους κυλίνδρους και τέλος να βοηθά στην ευθυγράμμιση του στροφαλοφόρου άξονα λόγω της στιβαρότητας και της αντοχής που έχει.

Το υλικό από το οποίο κατασκευάζονται οι στροφαλοθάλαμοι διαφέρει ανάλογα με τη χρήση που θα έχει ο κινητήρας. Συνήθως όμως κατασκευάζονται από αλουμίνιο ώστε να διατηρείται το βάρος του κινητήρα όσο πιο χαμηλά γίνεται αλλά ταυτόχρονα να μη θυσιάζεται η αντοχή του.

- **Στροφαλοφόρος άξονας**

Ο στροφαλοφόρος άξονας όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω μετατρέπει την παλινδρομική κίνηση του εμβόλου και του διωστήρα σε περιστροφική.



Εικόνα 1.2: Στροφαλοφόρος άξονας

Οι στροφαλοφόροι άξονες κατασκευάζονται είτε με συναρμογή χυτοπρεσαριστών στρόφαλων με κομβία είτε με εν θερμώ σφυρηλάτηση του άξονα που μόλις έχει χυτευτεί. Η τελική μορφή των στρόφαλων επιτυγχάνεται με κατάλληλη μηχανουργική κατεργασία ώστε να είναι ευθυγραμμισμένοι και ζυγισμένοι σωστά. Πάνω στα κομβία του στρόφαλου βιδώνονται οι διωστήρες ενώ παράλληλα ο στρόφαλος μπορεί να δίνει κίνηση και σε άλλα εξαρτήματα του κινητήρα όπως είναι η αντλία λαδιού και το δυναμό για την παραγωγή ρεύματος. Επειδή οι δυνάμεις που αναπτύσσονται πάνω στον στροφαλοφόρο άξονα είναι πολλές και πολύ μεγάλες ανάλογα με το μέγεθος του κινητήρα επιβάλλεται να είναι κατασκευασμένος από πολύ ανθεκτικά υλικά όπως για παράδειγμα διάφορα κράματα χάλυβα. Τέλος τα μέρη του στροφαλοφόρου άξονα είναι το κυρίως σώμα, το κομβίο, ο βραχίονας, και τα αντίβαρα.

- **Διωστήρας**

Ο διωστήρας (μπιέλα) αποτελεί το εξάρτημα του κινητήρα που συνδέει το έμβολο με τον στροφαλοφόρο άξονα για την μετατροπή της παλινδρομικής κίνησης σε περιστροφική (Εικόνα 1.3). Ο διωστήρας είναι κατασκευασμένος έτσι ώστε να εξασφαλίζεται μέγιστη αντοχή και μικρό βάρος. Σε πολλές περιπτώσεις στο εσωτερικό του διωστήρα υπάρχει μια οπή για μεταφορά του λιπαντικού ώστε να επιτυγχάνεται λίπανση του χιτωνίου. Οι καταπονήσεις που δέχεται ο διωστήρας είναι σε εφελκυσμό, θλίψη, και λυγισμό λόγω των δυνάμεων που δέχεται από το έμβολο. Το υλικό κατασκευής του διωστήρα μπορεί να είναι κράμα χυτοχάλυβα ή σε περίπτωση που έχουμε απαίτηση για μειωμένο βάρος μπορεί να χρησιμοποιηθούν ακόμα και κράματα αλουμινίου. Στις ενώσεις με τον πείρο του εμβόλου και με το κομβίο του στροφάλου χρησιμοποιούνται έδρανα ολίσθησης ή έδρανα κύλισης ανάλογα με την χρήση και το μέγεθος του κινητήρα.



Εικόνα 1.3: Διωστήρας

- **Έμβολο**

Το έμβολο είναι το εξάρτημα του κινητήρα το οποίο εκτελεί την παλινδρομική κίνηση μεταξύ δυο θέσεων, του Άνω Νεκρού Σημείου και του Κάτω Νεκρού Σημείου, μέσα στον κύλινδρο.



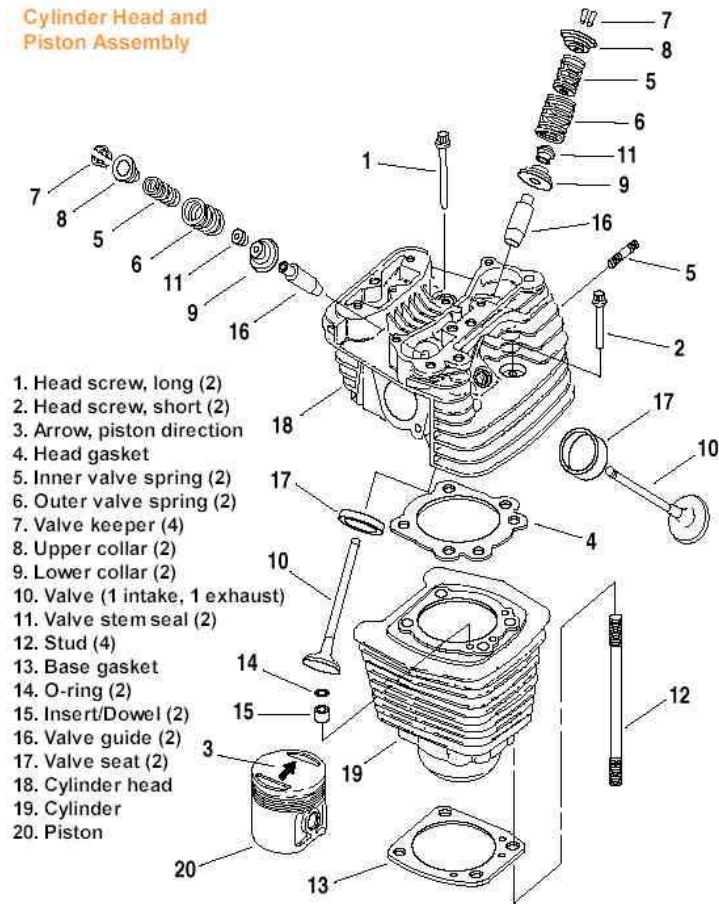
Εικόνα 1.4: Διάφοροι τύποι εμβόλων

Με τον τρόπο αυτόν και με την δύναμη των καυσαερίων που δημιουργούνται από την καύση του μείγματος αέρα καύσιμου έχουμε την κίνηση του διωστήρα και στην συνέχεια την κίνηση του στροφαλοφόρου άξονα. Το σχήμα του είναι κυλινδρικό και η άνω του επιφάνεια μπορεί να είναι επίπεδη, κοίλη ή κυρτή ανάλογα με κάποια ιδιαίτερα λειτουργικά χαρακτηριστικά του. Στο κάτω τμήμα του εμβόλου εδράζεται ο πείρος στον οποίο συνδέεται ο διωστήρας. Στο πλευρικό τμήμα του εμβόλου υπάρχουν οι κατάλληλες υποδοχές για την τοποθέτηση των ελατηρίων συμπίεσης και λίπανσης. Τα έμβολα κατασκευάζονται είτε από κράματα αλουμινίου είτε από χυτοχάλυβα.

- *Κύλινδροι και Κεφαλές κυλίνδρων*

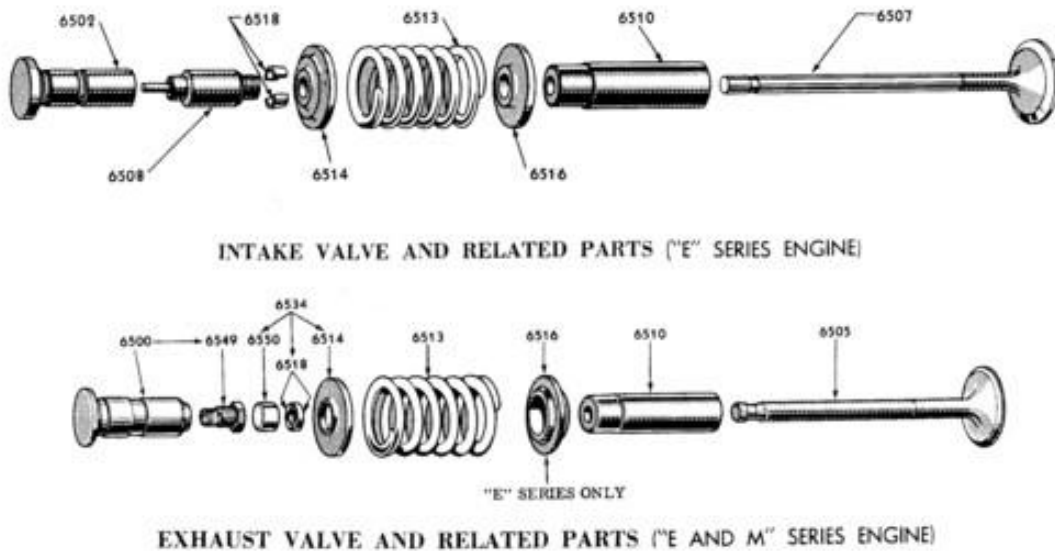
Το έμβολο με την κεφαλή του κυλίνδρου σχηματίζουν τον θάλαμο όπου πραγματοποιείται η καύση του καύσιμου μίγματος και η εκτόνωση των καυσαερίων. Μέσα στον κύλινδρο λειτουργεί το σύστημα εμβόλου διωστήρα ενώ στην κεφαλή του κυλίνδρου (Σχημα1.2) εδράζονται οι βαλβίδες, οι εκκεντροφόροι καθώς και τα μπουζί(σπινθηριστές). Για την σωστή και αξιόπιστη λειτουργία ενός κυλίνδρου σημαντικό ρολό παίζει το υλικό κατασκευής, το οποίο πρέπει να έχει μεγάλη αντοχή στις πιέσεις και στις θερμοκρασίες, να είναι όσο το δυνατόν πιο ελαφρύ και τέλος να έχει πολύ καλή συμπεριφορά όσον αφορά την μετάδοση θερμότητας ώστε ο κινητήρας να ψύχεται αποτελεσματικά είτε από τον αέρα (αερόψυκτος κινητήρας) είτε από ψυκτικό υγρό (υδρόψυκτος κινητήρας). Η στήριξη της κεφαλής επιτυγχάνεται είτε με κοχλίες πάνω στον κύλινδρο είτε πάνω στο σώμα του κινητήρα με μπουζόνια. Και στις δυο περιπτώσεις η σύσφιξη πρέπει να πραγματοποιείται αυστηρά με την προδιαγεγραμμένη από τον κατασκευαστή ροπή σύσφιξης. Στην περιφέρεια της επαφής της κεφαλής και του κυλίνδρου τοποθετείται η φλάντζα, που έχει στόχο την καλή στεγανοποίηση της σύνδεσης.

Cylinder Head and Piston Assembly



Σχήμα 1.2: Συναρμολόγηση κεφαλής και κυλίνδρου

Engine Valve Assemblies for "E" Series V8
 1948-51



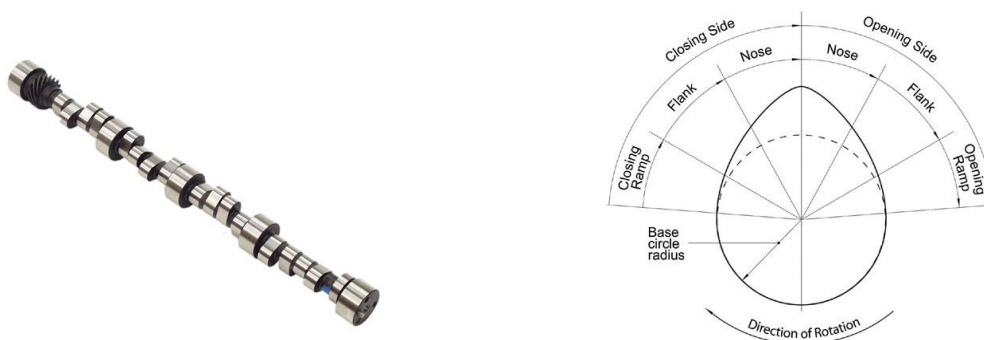
Εικόνα 1.5: Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής

- **Βαλβίδες**

Οι βαλβίδες με το περιοδικό άνοιγμα και κλείσιμο τους είναι υπεύθυνες για την εισαγωγή του μείγματος αέρα-καυσίμου και για την εξαγωγή των καυσαερίων. Ο αριθμός των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής σε κάθε κινητήρα εξαρτάται από τον σχεδιασμό του. Η βαλβίδα αποτελείται από επίμηκες κυλινδρικό στέλεχος το οποίο παλινδρομεί μέσα σε σταθερό οδηγό και φέρει λεπτή και πλατειά κεφαλή στο άκρο της (Εικόνα 1.5). Γύρω από την βαλβίδα υπάρχει ένα ελατήριο το οποίο είναι υπεύθυνο να την επαναφέρει στην κλειστή της θέση και να την κρατά εκεί. Η βαλβίδα ξανανοίγει όταν πατηθεί από τον εκκεντροφόρο. Οι βαλβίδες εισαγωγής κατασκευάζονται από διάφορα κράματα χάλυβα τα οποία υφίστανται σκλήρυνση. Αυτές έχουν το πλεονέκτημα ότι ψύχονται όταν το μείγμα αέρα-καυσίμου εισέρχεται στον θάλαμο καύσης. Αντίθετα οι βαλβίδες εξαγωγής κατασκευάζονται από ωστενιτικό νικέλιο - χρώμιο - χάλυβα.

- **Εκκεντροφόρος άξονας**

Όπως είπαμε και παραπάνω για να ανοίξουν οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής πρέπει με κάποιο τρόπο να πάρουν ώθηση και να υπερνικηθεί η δύναμη των ελατηρίων. Αυτό επιτυγχάνεται με τον εκκεντροφόρο άξονα (Εικόνα 1.6). Ο άξονας αυτός παίρνει κίνηση από τον στροφαλοφόρο άξονα με ιμάντα και τροχαλίες ή με γρανάζια και αλυσίδα ή με γρανάζια. Πάνω του αυτός ο άξονας φέρει τα έκκεντρα (κνώδακες) και για κάθε έκκεντρο αντιστοιχεί μια βαλβίδα. Το σχήμα του λοβού και των πλευρών του έκκεντρο καθορίζει την διάρκεια που θα παραμείνει ανοιχτή η βαλβίδα καθώς και το βύθισμα της, δηλαδή το ποσό θα ανοίξει.



Εικόνα 1.6: Εκκεντροφόρος άξονας και έκκεντρο

Το υλικό από το οποίο συνήθως κατασκευάζεται ο εκκεντροφόρος άξονας είναι ο σφυρήλατος χάλυβας. Τα έκκεντρα υφίστανται επιφανειακή σκλήρυνση ώστε να αποκτήσουν αντοχή στις συνεχείς κρούσεις και τριβές με τα ωστήρια των βαλβίδων.

- Έδρανα ολίσθησης και έδρανα κύλισης

Με τον όρο έδρανα, γενικά, χαρακτηρίζονται τα σημεία στήριξης διαφόρων αξόνων στους οποίους επιτρέπουν να περιστρέφονται με όσο το δυνατόν λιγότερη αντίσταση. Στους κινητήρες συγκεκριμένα είναι τα σημεία που στηρίζονται και περιστρέφονται διάφοροι άξονες όπως για παράδειγμα ο στροφαλοφόρος άξονας και ο εκκεντροφόρος άξονας. Τα έδρανα αυτά διακρίνονται σε δυο κατηγορίες, τα **έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα)** και τα **έδρανα κύλισης (ρουλεμάν)**.

1. Έδρανα ολίσθησης

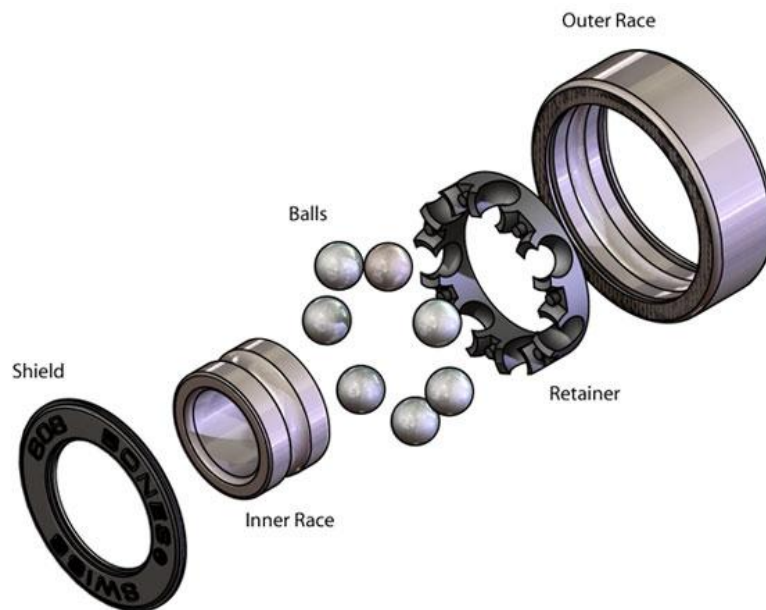
Τα έδρανα ολίσθησης (Εικόνα 1.7) αποτελούνται από το σώμα, το κάλυμμα, τον τριβέα, το σύστημα λίπανσης, και το σύστημα στεγανότητας. Το σύστημα λίπανσης και το σύστημα στεγανότητας είναι ώστε το λιπαντικό να εισέρχεται μέσα στο έδρανο και διατηρείται εκεί για όσο το δυνατόν μεγαλύτερο διάστημα. Ο τριβέας είναι το σημείο εκείνο του εδράνου το οποίο έρχεται σε επαφή με τον άξονα που περιστρέφεται (στροφέας). Τα έδρανα ολίσθησης συνήθως κατασκευάζονται από αντιτριβικά κράματα με βάση τον χαλκό ή και ακόμα από σύνθετα υλικά διότι οι δυνάμεις που αναπτύσσονται επομένως και οι θερμοκρασίες είναι μεγάλες και υπάρχει απαίτηση για καλή ποιότητα επιφάνειας και σωστό τρόπο λίπανσης.



Εικόνα 1.7: Έδρανο ολίσθησης

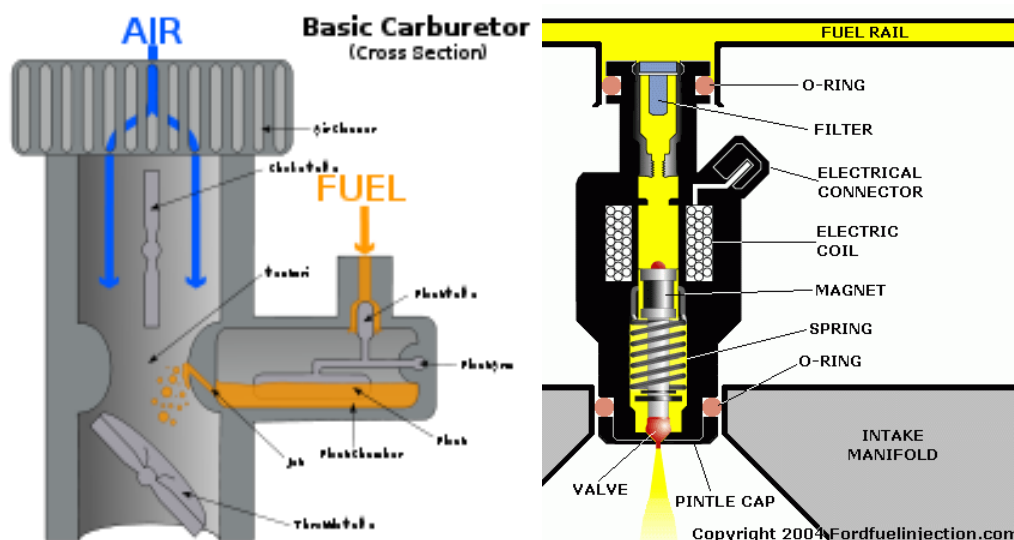
2. Έδρανα κύλισης

Τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) αποτελούνται από το εξωτερικό δακτυλίδι, το εσωτερικό δακτυλίδι, τα κυλιόμενα στοιχεία, τον κλωβό και τα καλύμματα των κυλιόμενων στοιχείων (Σχήμα 1.3). Τα κυλιόμενα στοιχεία είναι συνήθως σφαίρες, κύλινδροι, κώνοι, βαρελοειδή και βελόνες και αποτελούν βασικό κριτήριο για το είδος του ρουλεμάν. Τα έδρανα κύλισης έχουν μεγάλο βαθμό απόδοσης λόγω χαμηλών απωλειών από τριβές, δεν απαιτούν ιδιαίτερη συντήρηση και έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής. Τέλος κατασκευάζονται σε απόλυτα τυποποιημένες διαστάσεις.



Σχήμα 1.3: Έδρανο κύλισης

- Συστήματα εισαγωγής καυσίμου - αέρα



Σχήμα 1.4: Συστήματα (α) Έμμεσης και (β) Άμεσης έγχυσης καυσίμου

Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω για την λειτουργία του κινητήρα χρειαζόμαστε ένα μείγμα αέρα - καυσίμου ώστε να δίνουμε ενέργεια σε αυτόν. Αυτό το μείγμα πρέπει να έχει πάντοτε συγκεκριμένη αναλογία για να λειτουργεί σωστά ο κινητήρας. Τα συστήματα εισαγωγής αέρα - καυσίμου έχουν ακριβώς αυτό το σκοπό, να υπολογίζουν την ποσότητα του αέρα που εισέρχεται στον κινητήρα και να αποδεσμεύουν σε αυτήν την κατάλληλη ποσότητα καυσίμου, ώστε να δημιουργείται το κατάλληλο μείγμα αέρα - καυσίμου. Τα συστήματα αυτά είναι:

1. Συστήματα έμμεσης έγχυσης καυσίμου (carburetors) (Σχήμα 1.4α)
2. Συστήματα άμεσης έγχυσης καυσίμου (fuel injection) (Σχήμα 1.4β)

1.3 Κύκλοι λειτουργίας τετράχρονου και δίχρονου βενζινοκινητήρα

Η καύση μέσα σε έναν βενζινοκινητήρα, όπως έχει αναφερθεί, πραγματοποιείται μεταξύ του χώρου που δημιουργείται από τον κύλινδρο και την κυλινδοκεφαλή και της άνω επιφάνειας του εμβόλου. Όταν το έμβολο βρίσκεται στο ανώτερο σημείο μέσα στον κύλινδρο δηλαδή έχει την μεγαλύτερη απόσταση από τον στροφαλοφόρο άξονα, τότε το σημείο αυτό ονομάζεται **Άνω Νεκρό Σημείο**. Αντίθετα όταν βρίσκεται στο κατώτερο σημείο δηλαδή στην μικρότερη απόσταση από τον στροφαλοφόρο άξονα, τότε το σημείο αυτό ονομάζεται **Κάτω Νεκρό Σημείο**. Με τον όρο χρόνο λειτουργίας ορίζεται μια διαδρομή του εμβόλου από το Άνω Νεκρό Σημείο προς το Κάτω Νεκρό Σημείο ή και αντίθετα και αντιστοιχεί σε περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα κατά 180°. Στους τετράχρονους κινητήρες απαιτούνται τέσσερις διαδρομές, δηλαδή δυο πλήρεις περιστροφές του άξονα ώστε να ολοκληρωθεί ο θερμοδυναμικός κύκλος ενώ στους δίχρονους κινητήρες απαιτούνται δυο διαδρομές.

1. Κύκλος λειτουργίας τετράχρονου βενζινοκινητήρα :

1ος χρόνος - Εισαγωγή

Το έμβολο κινείται από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Η βαλβίδα εξαγωγής είναι κλειστή ενώ η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει και με την κίνηση του εμβόλου δημιουργείται υποπίεση μέσα στον κύλινδρο. Έτσι εισέρχεται το μείγμα αέρα - καυσίμου μέσα σε αυτόν.

2ος χρόνος - Συμπύεση

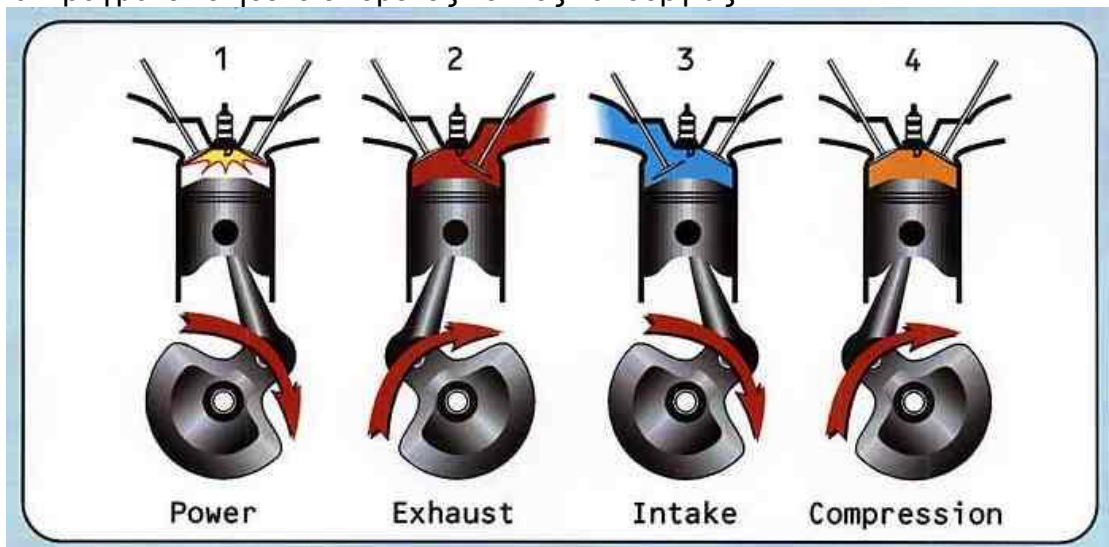
Μετά το πέρας του πρώτου χρόνου το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ. Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής κλείνουν σταδιακά και το έμβολο αρχίζει να κινείται προς το ΑΝΣ. Η πίεση και η θερμοκρασία μέσα στον κύλινδρο αυξάνονται.

3ος χρόνος - Καύση και εκτόνωση

Σε αυτόν τον χρόνο οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής παραμένουν κλειστές. Με το έμβολο λίγο πριν φτάσει στο ΑΝΣ, αρχίζει πραγματοποιείται η καύση του μίγματος αέρα καύσιμου με την ηλεκτρική εκκένωση του σπινθηριστή (μπουζί). Μετά από την καύση η πίεση και η θερμοκρασία μέσα στον κύλινδρο ανεβαίνει ακόμα περισσότερο και μπορεί να αγγίξει και τιμές έως 50 bar και 2000°C αντίστοιχα. Σε αυτόν τον χρόνο ο κινητήρας παράγει έργο και είναι ο μονός από τους τέσσερις χρόνους στον οποίο συμβαίνει αυτό.

4ος χρόνος - Εξαγωγή

Αφού εκτονωθούν τα καυσαέρια, η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει ενώ η βαλβίδα εισαγωγής παραμένει κλειστή. Έτσι τα καυσαέρια εξέρχονται στην ατμόσφαιρα καθώς το έμβολο μετακινείται από το ΚΝΣ που βρίσκεται, στο ΑΝΣ. Μόλις το έμβολο φτάσει εκεί κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής και ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής ώστε να πραγματοποιηθεί ο επόμενος κύκλος λειτουργίας.



Εικόνα 1.8: Κύκλοι λειτουργίας τετράχρονου βενζινοκινητήρα

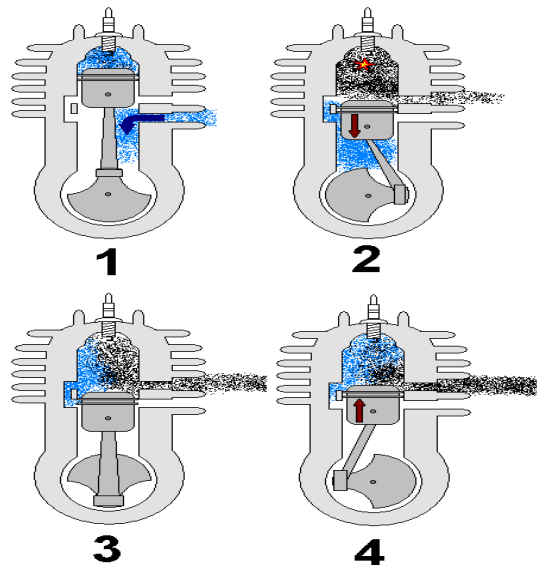
2. Κύκλος λειτουργίας δίχρονου βενζινοκινητήρα :

1ος χρόνος

Στο ΑΝΣ δημιουργείται σπινθήρας και το μείγμα αέρα - καύσιμου καίγεται αυξάνοντας την θερμοκρασία και την πίεση μέσα στον κύλινδρο. Καθώς το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ, από την θύρα εισαγωγής εισάγεται αέρας στον στροφαλοθάλαμο του κινητήρα. Στην συνέχεια με την κίνηση του εμβόλου προς το ΚΝΣ αποκαλύπτεται η θύρα εξαγωγής και έτσι εξάγονται τα καυσαέρια στο περιβάλλον. Ταυτόχρονα όμως καλύπτεται η θύρα εισαγωγής στον στροφαλοθάλαμο. Λίγο αργότερα, με την θύρα εξαγωγής να παραμένει ανοιχτή και την θύρα εισαγωγής στον στροφαλοθάλαμο να είναι κλειστή, αποκαλύπτεται η θύρα εισαγωγής του θαλάμου καύσης με αποτέλεσμα το μείγμα αέρα - καύσιμου που βρίσκεται στον στροφαλοθάλαμο να εισαχθεί στον θάλαμο καύσης.

2ος χρόνος

Το έμβολο τώρα κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Με την κίνηση αυτή κλείνει αρχικά την θύρα εισαγωγής του θαλάμου καύσης και στην συνέχεια κλείνει την θύρα εξαγωγής των καυσαερίων. Ταυτόχρονα αποκαλύπτεται όμως η θύρα εισαγωγής του στροφαλοθαλάμου οπότε με την υποπίεση που δημιουργείται με την κίνηση του εμβόλου εισέρχεται στον στροφαλοθάλαμο μείγμα αέρα - καύσιμου. Με την κίνηση του εμβόλου προς το ΑΝΣ το μείγμα συμπιέζεται και λόγω της ειδικής σχεδίασης της κεφαλής του εμβόλου σαρώνει τον κύλινδρο και βοηθά στην κίνηση του μείγματος. Για τον λόγο αυτό η διεργασία αυτή ονομάζεται σάρωση.



Εικόνα 1.9: Δίχρονος βενζινοκινητήρας

1.4 Κινητήρας σκαπτικού μηχανήματος

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα στοιχεία ενός κινητήρα 6HP (ίππων). Συγκεκριμένα πρόκειται για τον κινητήρα της σειράς EH17-2 της εταιρίας Robin Subaru.

| Model | | EH17-2 | | | |
|--------------------------------|------------|--|-----------------------------|--------------------|-----------------------------|
| | | EH17-2B | EH17-2BS | EH17-2D | EH17-2DS |
| Type | | Air-Cooled, 4-Cycle, Single-Cylinder, Horizontal P.T.O. Shaft, Gasoline Engine | | | |
| Bore × Stroke | | 67 × 49 mm (2.64 × 1.93 in.) | | | |
| Piston Displacement | | 172 cm ³ (10.50 cu.in.) | | | |
| Compression Ratio | | 8.5 | | | |
| Output KW (HP)/rpm | Continuous | 2.6 (3.5)/1500 | 2.9 (4.0)/1800 | 2.6 (3.5)/3000 | 2.9 (4.0)/3600 |
| | Max. | 4.4 (6.0)/2000 | | 4.4 (6.0)/4000 | |
| Max. Torque N·m (kgf·m)/rpm | | 21.4 (2.18)/1300 | | 10.7 (1.09)/2600 | |
| Direction of Rotation | | Counterclockwise As Viewd From P.T.O. Shaft Side | | | |
| Cooling system | | Forced Air Cooling | | | |
| Valve Arrangement | | Overhead Valve | | | |
| Lubrication | | Splash Type | | | |
| Lubricant | | Automobile Oil SAE #20, #30 or 10W-30 ; Class SE, SF or higher | | | |
| Capacity of Lubricant | | 0.65 L (0.17 U.S. gal.) | | | |
| Carburetor | | Horizontal Draft, Float Type | | | |
| Fuel | | Automobile Gasoline | | | |
| Fuel Consumption Rate | | 310g/KW·h (230 gr/HP·h) At Continuous Rated Output | | | |
| Fuel Feed System | | Gravity Type | | | |
| Fuel Tank Capacity | | 3.6 L (0.95 U.S. gal.) | | | |
| Ignition System | | Flywheel Magneto (Solid State) | | | |
| Spark Plug | | NGK B6HS | | | |
| Charging Capacity | | – | 12V – 1.3A | – | 12V – 1.3A |
| Starting System | | Recoil Starter | Recoil and Electric Starter | Recoil Starter | Recoil and Electric Starter |
| Speed Reduction | | 2:1 Cam Shaft Drive | | – | |
| Governor System | | Centrifugal Flyweight System | | | |
| Dry Weight | | 16.5 kg (36.4 lb.) | 19.0 kg (41.9 lb.) | 16.0 kg (35.3 lb.) | 18.5 kg (40.8 lb.) |
| Dimensions | Length | 301 mm (11.85 in.) | 301 mm (11.85 in.) | 299 mm (11.77 in.) | 299 mm (11.77 in.) |
| | Width | 330 mm (12.99 in.) | 341 mm (13.43 in.) | 330 mm (12.99 in.) | 341 mm (13.43 in.) |
| | Height | 380 mm (14.96 in.) | 380 mm (14.96 in.) | 380 mm (14.96 in.) | 380 mm (14.96 in.) |

Πίνακας 1.1 Χαρακτηριστικά κινητήρα Robin Subaru EH17-2

Από τον παραπάνω πίνακα 1.1 βλέπουμε ότι ο συγκεκριμένος κινητήρας είναι ένας μονοκύλινδρος, τετράχρονος, αερόψυκτος βενζινοκινητήρας. Αυτός έχει διάμετρο εμβόλου 67mm και διαδρομή 49mm, δηλαδή πρόκειται για έναν υπερτετράγωνο κινητήρα. Ο κυβισμός του κινητήρα βάση της διαμέτρου του εμβόλου και της διαδρομής προκύπτει ως εξής :

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot h \cdot A.K \quad (1.1) \quad \text{όπου :} \quad \begin{array}{l} V = \text{Κυβικά (mm}^3\text{)} \\ d = \text{Διάμετρος (mm)} \\ h = \text{Διαδρομή (mm)} \\ A.K = \text{Αριθμός Κυλίνδρων} \end{array}$$

Αντικαθιστούμε στην παραπάνω σχέση (1.1) και έχουμε :

$$V = \frac{3.14}{4} \cdot 67^2 \cdot 49 \cdot 1 = 174319.09 \text{mm}^3 \approx 174 \text{cm}^3$$

Οι ιπποδυνάμεις των κινητήρων φτάνουν στο μέγιστο τους 6HP στις 2000RPM ή στις 4000RPM ανάλογα το μοντέλο του κινητήρα. Οι ροπές τους αντίστοιχα είναι στα 21.4Nm στις 1300RPM για τον έναν και 10.7Nm στις 2600RPM για τον άλλον κινητήρα. Η σχέση συμπίεσης του κινητήρα είναι 8.5. Στον πίνακα 1.1 παρατηρούμε τέσσερις στήλες, δηλαδή τέσσερα διαφορετικά μοντέλα κινητήρων. Όμως οι μόνες διαφορές ανάμεσα σε αυτά τα τέσσερα μοντέλα, τα οποία ανήκουν στην ίδια σειρά, είναι στις ιπποδυνάμεις, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, και στον τρόπο εκκίνησής τους, δηλαδή, χειροκίνητη εκκίνηση (με κορδόνι) και εκκίνηση με ηλεκτρικό μοτέρ (μίζα). Μικρές διαφορές παρατηρούνται στις διαστάσεις των κινητήρων καθώς και στο βάρος τους.

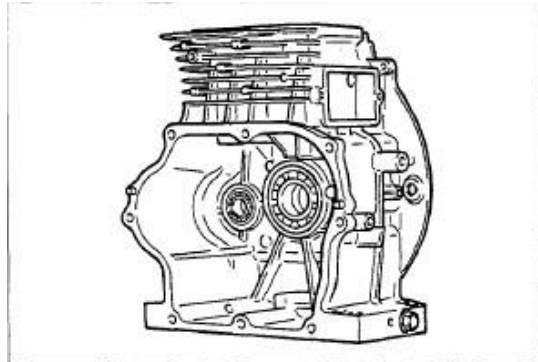


Εικόνα 1.10: Κινητήρας Robin Subaru EH17-2

Παρακάτω θα αναφερθούν τα βασικά μέρη του συγκεκριμένου κινητήρα :

1. Κύλινδρος και στροφαλοθάλαμος

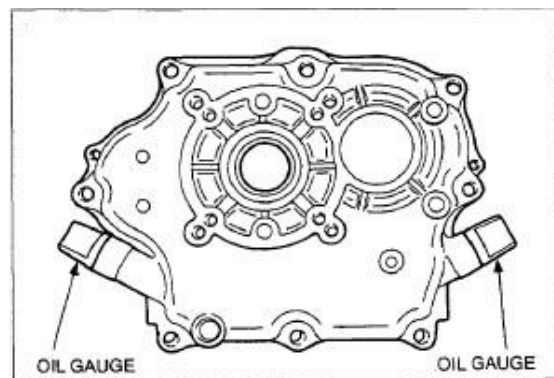
Ο κύλινδρος και ο στροφαλοθάλαμος είναι ένα ενιαίο κομμάτι κατασκευασμένο από χυτευτό αλουμίνιο. Το χιτώνιο του κυλίνδρου είναι από ειδικό χυτοσίδηρο το οποίο είναι πρεσαρισμένο στον κύλινδρο. Ο στροφαλοθάλαμος έχει επιφάνεια ειδικά διαμορφωμένη ώστε να στηρίζεται το ρουλεμάν του στροφαλοφόρου άξονα καθώς και ο ίδιος ο στροφαλοφόρος άξονας.



Σχήμα 1.5: κύλινδρος και στροφαλοθάλαμος

2. Κάλυμμα Στροφαλοθάλαμου

Το κάλυμμα του στροφαλοθάλαμου είναι και αυτό κατασκευασμένο από χυτευτό αλουμίνιο. Χρησιμεύει για να καλύπτει το εσωτερικό του στροφαλοθάλαμου ώστε να συγκρατεί μέσα το λιπαντικό. Επίσης είναι ειδικά διαμορφωμένο ώστε πάνω σε αυτό να συγκρατούνται το ρουλεμάν του στροφαλοφόρου άξονα καθώς και άλλα στοιχεία του κινητήρα όπως η αντλία λαδιού και η γεννήτρια ρεύματος. Τέλος έχει δείκτες στάθμης λαδιού και από τις δυο πλευρές του για εύκολη πρόσβαση σε αυτούς ανεξάρτητα του πως θα τοποθετηθεί ο κινητήρας πάνω στο σκαπτικό μηχάνημα.

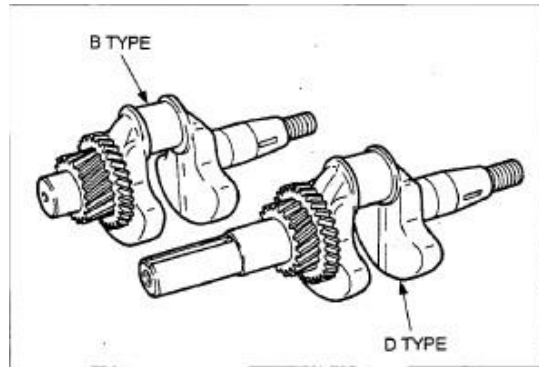


Σχήμα 1.6: Κάλυμμα Στροφαλοθάλαμου

Τέλος έχει δείκτες στάθμης λαδιού και από τις δυο πλευρές του για εύκολη πρόσβαση σε αυτούς ανεξάρτητα του πως θα τοποθετηθεί ο κινητήρας πάνω στο σκαπτικό μηχάνημα.

3. Στροφαλοφόρος άξονας

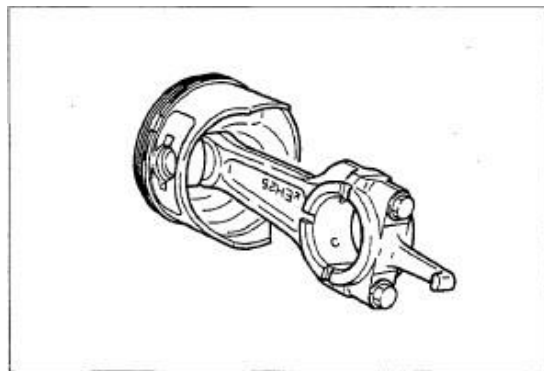
Ο στροφαλοφόρος άξονας είναι κατασκευασμένος από σφυρήλατο χάλυβα και το κομβίο του στροφαλοφόρου έχει υποστεί σκλήρυνση. Στην μια του μεριά ο στροφαλοφόρος φέρει δυο πρεσαρισμένα γρανάζια, το ένα είναι για να περιστρέφει τον εκκεντροφόρο άξονα και το άλλο για να περιστρέφει τον αντικραδασμικό άξονα.



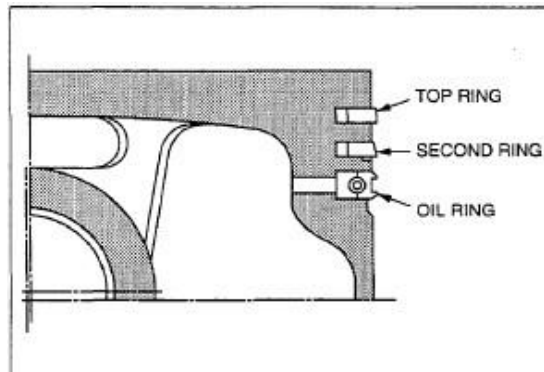
Σχήμα 1.7: Στροφαλοφόρος άξονας

4. Έμβολο και διωστήρας

Ο διωστήρας (μπιέλα) είναι κατασκευασμένος από χυτό κράμα αλουμινίου. Το έμβολο είναι κατασκευασμένο επίσης από το ίδιο υλικό και φέρει υποδοχές για δυο ελατήρια συμπίεσης και ένα ελατήριο λαδιού. Τα ελατήρια αυτά είναι κατασκευασμένα από ειδικό χυτοσίδηρο και έχουν σκοπό να στεγανοποιούν τον χώρο καύσης ώστε να μην χάνεται συμπίεση καθώς επίσης και να μην επιτρέπουν στο λιπαντικό να εισέρχεται μέσα σε αυτόν.



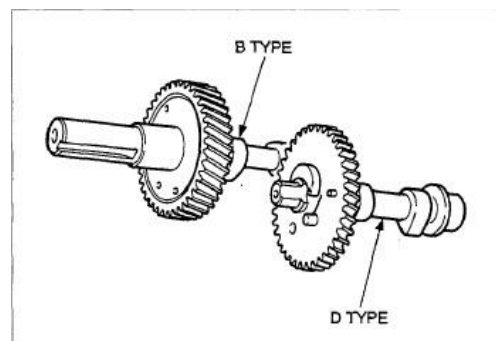
Σχήμα 1.8: Έμβολο και διωστήρας



Σχήμα 1.9: Ελατήρια εμβόλου

5. Εκκεντροφόρος άξονας

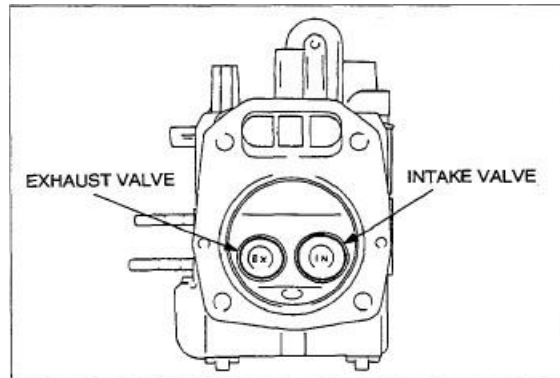
Ο εκκεντροφόρος άξονας κατασκευάζεται από ειδικό χυτοσίδηρο και τα γρανάζια του εκκεντροφόρου είναι πρεσαρισμένα πάνω στον άξονα. Από αυτά τα γρανάζια ο εκκεντροφόρος άξονας παίρνει κίνηση μέσω του στροφαλοφόρου άξονα. Τέλος ο εκκεντροφόρος άξονας στηρίζεται με έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) τα οποία βρίσκονται στα δυο άκρα του άξονα.



Σχήμα 1.10: Εκκεντροφόρος άξονας

6. Διάταξη βαλβίδων

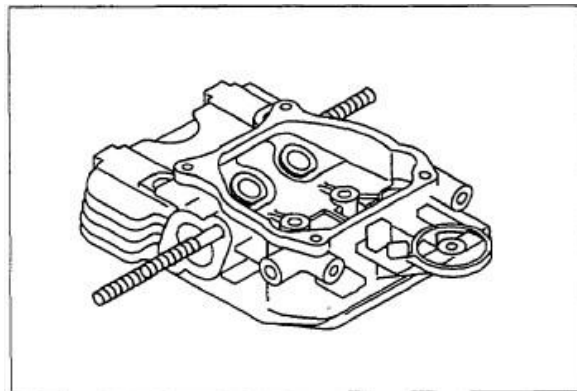
Η βαλβίδα εισαγωγής βρίσκεται στην κυλινδροκεφαλή από την μεριά του βολάν και είναι η βαλβίδα με την μεγαλύτερη διάμετρο, ενώ δίπλα της βρίσκεται η βαλβίδα εξαγωγής και είναι η βαλβίδα με την μικρότερη διάμετρο όπως φαίνεται και στο σχήμα. Οι οδηγοί των βαλβίδων, που είναι κατασκευασμένοι από σκληρά κράματα μετάλλων, είναι πρεσαρισμένοι πάνω στην κυλινδροκεφαλή.



Σχήμα 1.11: Διάταξη βαλβίδων

7. Κυλινδροκεφαλή

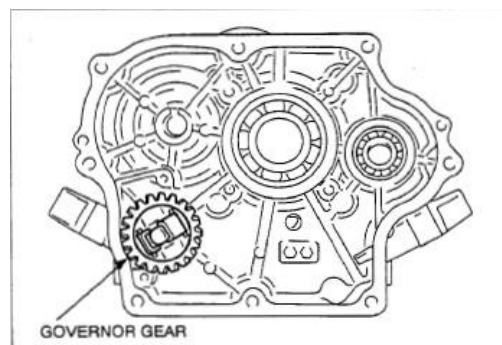
Η κεφαλή του κυλίνδρου είναι κατασκευασμένη από χυτευτό αλουμίνιο και φέρει κατάλληλο θάλαμο καύσης ώστε να επιτυγχάνεται η υψηλότερη δυνατή απόδοση του κινητήρα.



Σχήμα 1.12: Κεφαλή του κυλίνδρου

8. Σύστημα ελέγχου στροφών (GOVERNOR SYSTEM)

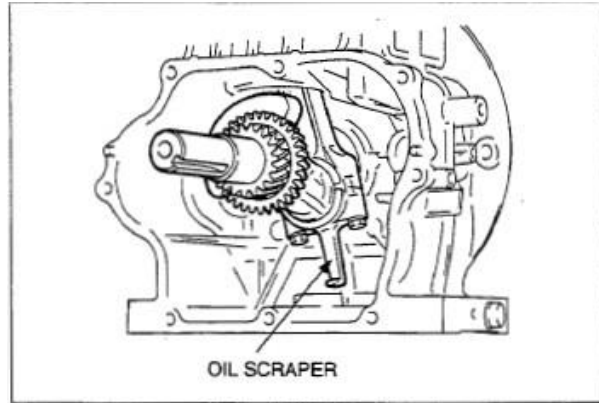
Πρόκειται για ένα φυγοκεντρικό σύστημα το οποίο είναι τοποθετημένο πάνω στο κάλυμμα του στροφαλοθάλαμου και έχει σκοπό να διατηρεί σταθερές τις επιλεγμένες στροφές του κινητήρα ανεξάρτητα από τις διακυμάνσεις του φορτίου.



Σχήμα 1.13: Σύστημα ελέγχου στροφών

9. Σύστημα ψύξης και λίπανσης

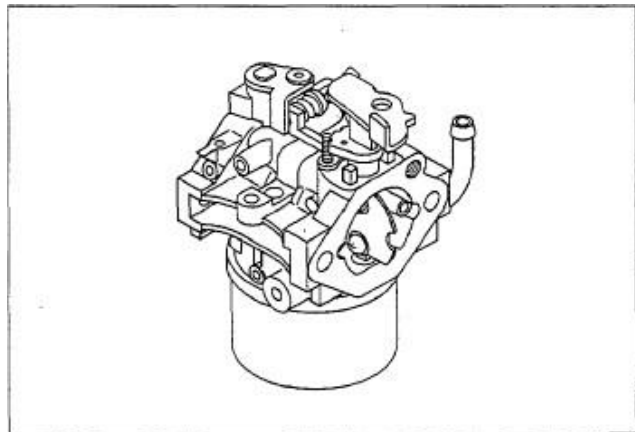
Τα πτερύγια πάνω στο βολάν του κινητήρα, με την περιστροφή τους, παρέχουν αρκετό αέρα για ψύξη της εισαγωγής, της εξαγωγής, και του κυλίνδρου, ο οποίος φέρει ψήκτρες για γρήγορη και αποτελεσματική απαγωγή της θερμότητας. Για την λίπανση του κινητήρα, ο διωστήρας παρασύρει μια ειδική ξύστρα η οποία αναγκάζει το λιπαντικό να πηγαίνει σε όλα τα κινούμενα μέρη του κινητήρα παρέχοντάς τους την κατάλληλη λίπανση.



Σχήμα 1.14: Σύστημα λίπανσης

10. Συστήματα έμμεσης έγχυσης καυσίμου

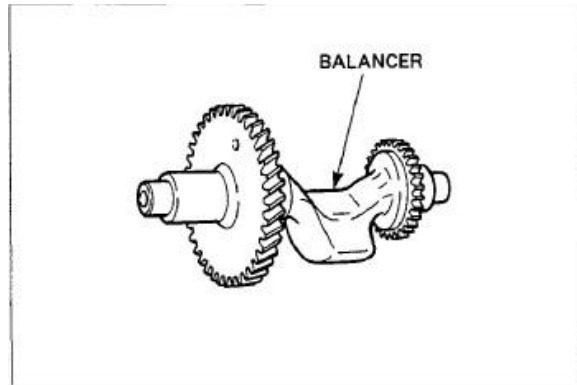
Οι συγκεκριμένοι κινητήρες είναι εφοδιασμένοι με καρμπυρατέρ οριζόντιου τύπου, τα οποία περιέχουν πλωτήρα για τον έλεγχο του καυσίμου. Τα καρμπυρατέρ είναι ρυθμισμένα έτσι ώστε ο κινητήρας να μπορεί να ξεκινά εύκολα, να έχει εύστροφη και αποδοτική λειτουργία και να καταναλώνει όσο το δυνατόν λιγότερο καύσιμο.



Σχήμα 1.15: Σύστημα έμμεσης έγχυσης καυσίμου

11. Άξονας εξισορρόπησης

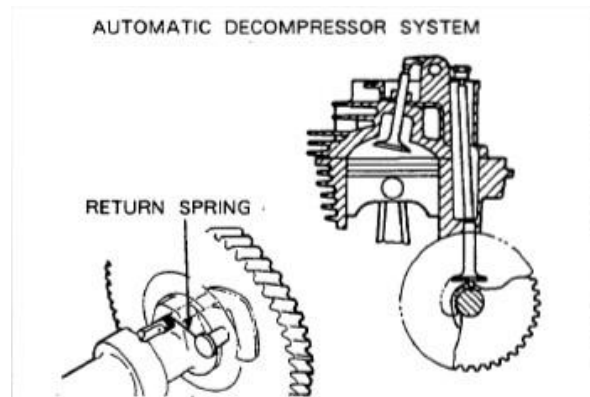
Ο άξονας εξισορρόπησης είναι ένας άξονας ο οποίος βρίσκεται μέσα στον στροφαλοθάλαμο του κινητήρα και ο οποίος περιστρέφεται με τις ίδιες στροφές που περιστρέφεται και ο στροφαλοφόρος άξονας. Σκοπός αυτού του άξονα εξισορρόπησης είναι η απόσβεση των κραδασμών οι οποίοι παράγονται καθώς λειτουργεί ο κινητήρας. Έτσι η λειτουργία του είναι πιο ομαλή και καθιστά το σκαπτικό μηχάνημα πιο εύχρηστο και πιο φιλικό προς τον χρήστη.



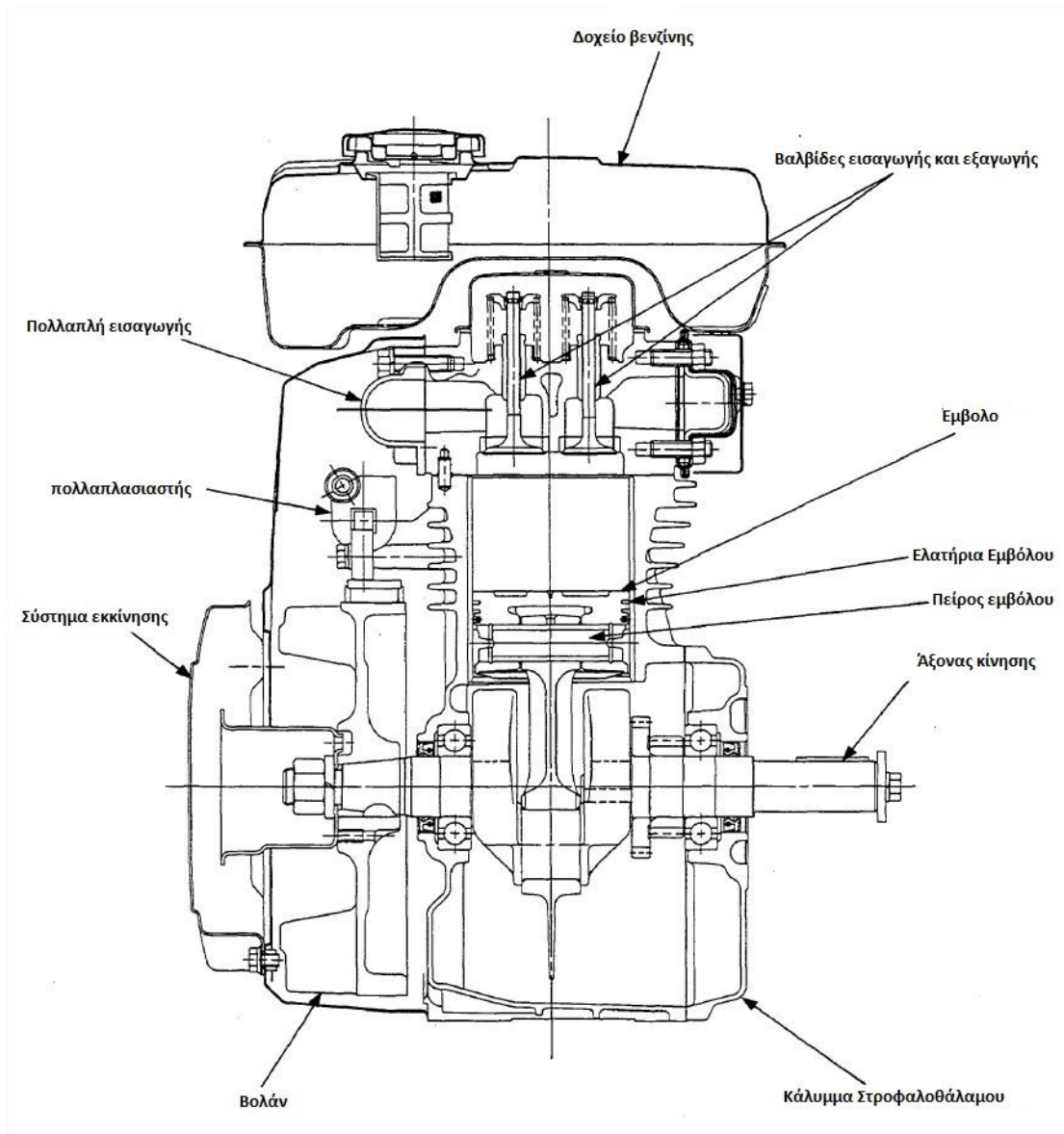
Σχήμα 1.16: Άξονας εξισορρόπησης

12. Σύστημα αποσυμπίεσης

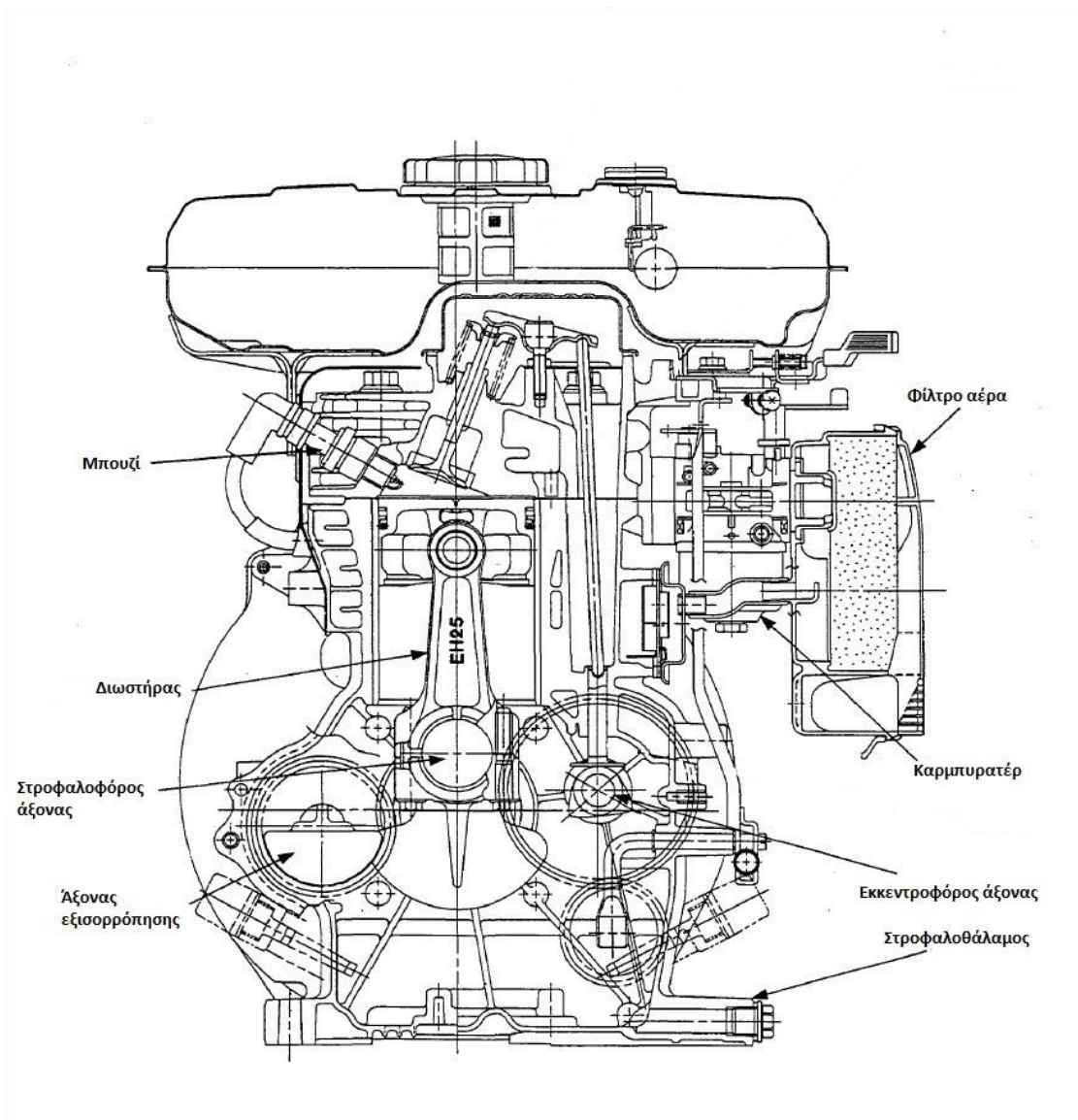
Ο κινητήρας περιέχει αυτόματο μηχανισμό αποσυμπίεσης ο οποίος ανοίγει την βαλβίδα εξαγωγής προτού το έμβολο φτάσει στο σημείο της συμπίεσης. Ο μηχανισμός αυτός βρίσκεται πάνω στον εκκεντροφόρο άξονα και έχει σκοπό την εύκολη εκκίνηση του κινητήρα.



Σχήμα 1.17: Σύστημα αποσυμπίεσης



Σχήμα 1.18: Μέρη κινητήρα Robin Subaru EH17-2



Σχήμα 1.19: Μέρη κινητήρα Robin Subaru EH17-2

2. ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗ

2.1 Γενικά

Η μετάδοση κίνησης με ιμάντα χρησιμοποιείται για την μεταφορά κίνησης από έναν άξονα σε έναν άλλο. Στις περισσότερες περιπτώσεις η ιμαντοκίνηση χρησιμοποιείται όταν έχουμε μεγάλες αποστάσεις αξόνων ή όταν χρειαζόμαστε μαλακή και χωρίς θορύβους μετάδοση κίνησης. Στη μετάδοση κίνησης με ιμάντα διακρίνονται τρεις μεγάλες κατηγορίες ιμάντων. Αυτές είναι οι επίπεδοι ιμάντες (Εικόνα 2.1), οι τραπεζοειδείς ιμάντες (Εικόνα 2.2) και οι οδοντωτοί ιμάντες (Εικόνα 2.3). Η επιλογή μιας από τις παραπάνω κατηγορίες γίνεται βάση των απαιτήσεων της κάθε εφαρμογής, χωρίς όμως να οριοθετείται απόλυτα από κάποιους συγκεκριμένους κανόνες. Γενικά χρησιμοποιούμε επίπεδους ιμάντες όπου έχουμε μεγάλες αποστάσεις αξόνων και μικρές σχέσεις μετάδοσης. Αντίθετα οι τραπεζοειδείς ιμάντες χρησιμοποιούνται για σχετικά μικρές αποστάσεις αξόνων και μεγάλες σχέσεις μετάδοσης. Τέλος οι οδοντωτοί ιμάντες χρησιμοποιούνται όταν υπάρχει απαίτηση μεγάλης ακρίβειας στην μεταφορά της κίνησης.



Εικόνα 2.1 Επίπεδοι ιμάντες

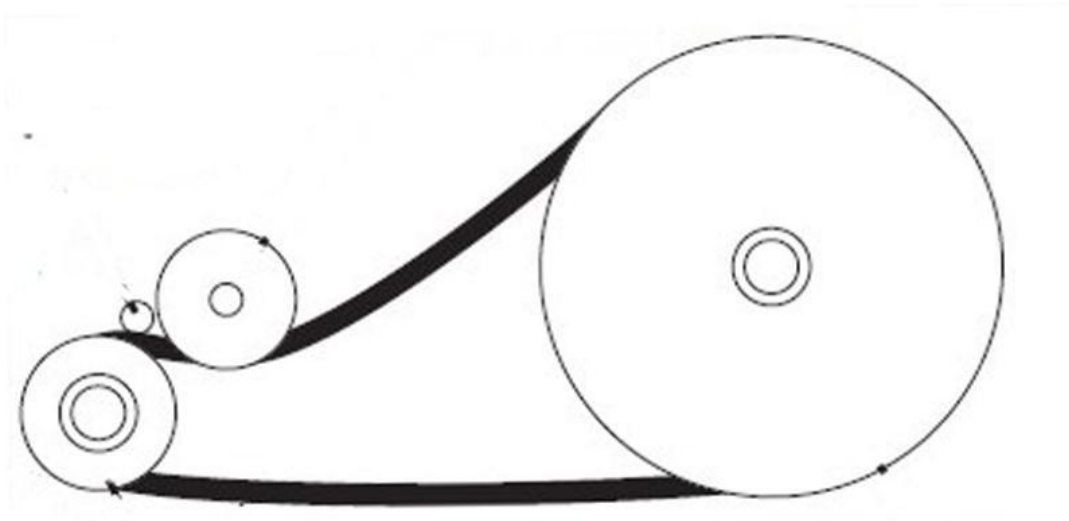


Εικόνα 2.2 Τραπεζοειδής ιμάντας



Εικόνα 2.3 Οδοντωτός ιμάντας

Στην περίπτωση του σκαπτικού μηχανήματος θα χρησιμοποιηθεί ιμάντας και συγκεκριμένα τραπεζοειδής ιμάντας για την μεταφορά της κίνησης από τον στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα στον πρώτο άξονα του σκαπτικού μηχανήματος. Για την συγκεκριμένη μετάδοση κίνησης χρησιμοποιούμε ιμάντα κυρίως για λόγους σύμπλεξης και αποσύμπλεξης με τροχό τάσης (Εικόνα 2.4). Συγκεκριμένα ο τροχός τάσης είναι κινητός και συνδεδεμένος με μια ντίζα η οποία καταλήγει σε έναν μοχλό στα χειριστήρια του μηχανήματος. Όταν αυτός ο μοχλός τραβηχτεί από τον χειριστή του μηχανήματος, μέσω της ντίζας ο τροχός τάσης ακουμπά και <<τεντώνει>> τον ιμάντα και κατασυνέπεια τον αναγκάζει να μεταφέρει την κίνηση από τον κινητήρα στον πρώτο άξονα του σκαπτικού μηχανήματος. Αντίθετα αν ο μοχλός μείνει ελεύθερος από τον χειριστή ο τροχός τάσης ανεβαίνει και αφήνει τον ιμάντα ελεύθερο και χωρίς την δυνατότητα μεταφοράς κίνησης από την κινητήρια τροχαλία στην κινούμενη. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την στάση του σκαπτικού μηχανήματος.



Εικόνα 2.4 Μετάδοση κίνησης με ιμάντα και τροχό τάσης για σύμπλεξη

2.2 Υπολογισμός ιμαντοκίνησης

Έχοντας δεδομένη την ισχύ P σε KW και τις στροφές τις μικρής τροχαλίας n_1 , $P=4,47KW$, $n=2000rpm$, επιλέγω από τον Πίνακα 1.1 (Παράρτημα) τον συντελεστή φόρτισης $C=1.2$ και έχω:

$$P \cdot C = 4,47 \cdot 1,2 = 5,36 \text{ KW}$$

Στην συνέχεια από το Διάγραμμα 1.2 (Παράρτημα) βάση του $P \cdot C$ και των στροφών n επιλέγω τύπο ιμάντα ο οποίος προκύπτει Τύπος ιμάντα A13, $d_{w1}=80-100mm$. Από τον Πίνακα 1.3 (Παράρτημα) για τον παραπάνω τύπο ιμάντα βρίσκω το $d_{w(\min)}=71mm$. Όμως πρέπει να ισχύει $d_{w1} \geq d_{w(\min)} \rightarrow 100 > 71$ που ισχύει.

- Υπολογισμός απαιτούμενου αριθμού ιμάντων

Με τα παραπάνω ως δεδομένα και με την σχέση

$$z \geq \frac{P \cdot C}{P_o \cdot C_2 \cdot C_4} \quad (2.1)$$

θα προκύψει ο απαιτούμενος αριθμός ιμάντων

Από Πίνακα 1.4 (Παράρτημα) έχουμε $P_o=1,84 \text{ kw/ιμάντα}$

Από Πίνακα 1.5 (Παράρτημα) και υποθέτοντας ότι λόγο τροχού τάσης για σύμπλεξη κίνησης έχουμε γωνία περιέλιξης 180° ο συντελεστής $C_2=1$

Για τον προσδιορισμό του συντελεστή C_4 βάση του Πίνακα 1.6 (Παράρτημα) πρέπει να προσδιοριστεί πρώτα το μήκος L_w του ιμάντα. Ο υπολογισμός του L_w γίνεται με την παρακάτω σχέση

$$L_w = 2A + 1,57(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4A} \quad (2.2)$$

Για τον προσδιορισμό του d_{w2} ισχύει ότι

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \rightarrow 2,5 = \frac{d_{w2}}{100} \rightarrow d_{w2} = 250mm$$

Άρα από την σχέση 2.2 έχουμε

$$L_w = 2 \cdot 300 + 1,57(100 + 250) + \frac{(250 - 100)^2}{4 \cdot 300} \rightarrow L_w = 1168,2mm$$

Επομένως ο συντελεστής C_4 από τον Πίνακα 1.6 (Παράρτημα) προκύπτει $C_4=0,91$

Αντικαθιστούμε τα παραπάνω στην σχέση 2.1 και έχουμε

$$Z = \frac{5,36 [kw]}{1,84 [kw] \cdot 1 \cdot 0,91} = 3,2 \approx 3 \text{ ιμάντες τύπου 13 (τραπεζοειδείς) είναι που θα}$$

χρησιμοποιούμε για την μετάδοση της κίνησης.

- Έλεγχος συχνότητας κάμψης

Ο έλεγχος συχνότητας κάμψης του ιμάντα πραγματοποιείται με την ικανοποίηση της σχέσης $f_B \leq f_{Bmax}$ (2.3) . Από την βιβλιογραφία το $f_{Bmax}=40$ 1/sec για κανονικούς τραπεζοειδείς ιμάντες. Ο υπολογισμός του f_B γίνεται από την σχέση

$$f_B = \frac{Z \cdot U}{L} \quad (2.4)$$

$$U = \frac{d_{w1} \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{100 [mm] \cdot 3,14 \cdot 2000 [rpm]}{60000} = 10,47 \text{ m/s}$$

Αντικαθιστούμε στην σχέση 2.4

$$f_B = \frac{3 \cdot 10,47}{1,16} = 27,1 \text{ 1/sec}$$

Επομένως από την σχέση 2.3 προκύπτει ότι

27,1 < 40 που ισχύει. Ο συγκεκριμένος ιμάντας δηλαδή θα αντέξει στην συχνότητα κάμψης της συγκεκριμένης εφαρμογής.

- Υπολογισμός εσωτερικής περιμέτρου

Στην συνέχεια από τον Πίνακα 1.7 (Παράρτημα) θα βρούμε την τυποποιημένη εσωτερική περίμετρο L_i από την περίμετρο ενέργειας L_w ως εξής,

Για τον τύπο ιμάντα 13 έχουμε $L_w - 32 = L_i \rightarrow L_i = 1168,2 - 32 \rightarrow L_i = 1136 \text{ mm}$

- Υπολογισμός εξωτερικής διαμέτρου κινητήριας και κινούμενης τροχαλίας

Για την εύρεση της εξωτερικής διαμέτρου της κινητήριας τροχαλίας συνήθως προσαυξάνουμε την διάμετρο d_w (μέση διάμετρος) κατά 15%-20% της $d_{w(min)}$.

Συγκεκριμένα έχουμε

$$d_{w1} = 100 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_{w1} + 2C \quad (2.5)$$

Από τον Πίνακα 1.3 (Παράρτημα) έχουμε για τον τύπο ιμάντα 13, $C=2,8$

Αντικαθιστούμε στην σχέση (2.5)

$$d_{a1} = 100 + 2 \cdot 2,8 = 105,6 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 1.8 (Παράρτημα) τυποποιούμε την διάμετρο d_{a1} στις κοντινότερες τυποποιημένες διαμέτρους. Αυτές είναι 100mm και 112mm. Επιλέγουμε την διάμετρο 100mm σαν την πιο κοντινή διάμετρο. $d_{a1}^{τυπ} = 100\text{mm}$

Ίδια διαδικασία ακολουθούμε προκειμένου να τυποποιήσουμε και την διάμετρο της κινούμενης τροχαλίας, δηλαδή

$$d_{w2} = 250\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2C = 250 + 2 \cdot 2,8 = 255,6\text{mm}$$

Από τον Πίνακα 1.8 (Παράρτημα) έχουμε τυποποιημένες διαμέτρους 250mm και 280mm. Επιλέγουμε την $d_{a2}^{τυπ} = 250\text{mm}$ ως την κοντινότερη τυποποιημένη διάμετρο.

- Τάση Κάμψης

Η τάση κάμψης του ιμάντα υπολογίζεται από την σχέση

$$\sigma_b = E_b \frac{s}{d_1} \quad (2.6)$$

όπου

E_b είναι το μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη του υλικού του ιμάντα και δίνεται από τον Πίνακα 1.9 (Παράρτημα) για σύνθετους ιμάντες $E_b = 250 \text{ N/mm}^2$

$\frac{s}{d_1}$ λόγος πάχους ιμάντα προς διάμετρο μικρής τροχαλίας. Το πάχος ιμάντα δίνεται από τον Πίνακα 1.3 (Παράρτημα) για τον ιμάντα τύπου 13 που θα χρησιμοποιήσουμε και είναι $s = 8\text{mm}$. Άρα $\frac{s}{d_1} = \frac{8}{100} = 0,08$

Αντικαθιστούμε στην σχέση 2.6 και έχουμε

$$\sigma_b = 250 \cdot 0,08 \rightarrow \sigma_b = 20 \text{ N/mm}^2$$

- Υπολογισμός Δυνάμεων

Για τον υπολογισμό των δυνάμεων T_1 και T_2 ισχύει η σχέση

$$T_1 - T_2 = \frac{2M_t}{D_2} \quad (2.7)$$

$$D_2 = 25 \text{ cm}$$

$$M_t = 71620 \frac{\text{N}}{n_1} \quad (2.8)$$

Οι στροφές του κινούμενου άξονα (n_2) θα υπολογιστούν από την σχέση μετάδοσης ως εξής

$$i = \frac{n}{n_1} \rightarrow 2.5 = \frac{2000}{n_1} \rightarrow n_1 = 800 \text{rpm}$$

Αντικαθιστούμε στην σχέση 2.8 και έχουμε

$$M_t = 71620 \frac{6 [HP]}{800 [rpm]} = 537,15 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

Με την ροπή στρέψης που βρήκαμε και με την διάμετρο της κινούμενης τροχαλίας D_2 , αντικαθιστούμε στην σχέση 2.7 και έχουμε

$$T_1 - T_2 = \frac{2 \cdot 537,15}{25} = 43 \text{ kp}$$

Από Πίνακα 1.9 (Παράρτημα) και επιλέγοντας συνθετικό υλικό για τον ιμάντα, έχουμε συντελεστή τριβής $\mu = 0,6$

Λόγω όμως τραπεζοειδή ιμάντα ο συντελεστής αυτός αυξάνεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση

$$\mu' = \frac{\mu}{\eta \mu \gamma / 2} \quad (2.9)$$

όπου γ είναι η γωνία αύλακος και προκύπτει από τον Πίνακα 1.3 (Παράρτημα) $\gamma = 34^\circ$.

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω στην σχέση 2.9 έχουμε

$$\mu' = \frac{0.6}{\eta \mu \frac{34}{2}} = 2,05$$

Επομένως από τον τύπο $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu' a}$ έχουμε

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{2,05 \frac{\pi \cdot 180}{180}} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = 624,5$$

Με την λύση των δυο παραπάνω εξισώσεων θα καταλήξουμε στην εύρεση των δυνάμεων T_1 και T_2 ως εξής

$$\frac{T_1}{T_2} = 624,5 \rightarrow T_1 = 624,5 \cdot T_2$$

$$T_1 - T_2 = 43 \text{ kp} \rightarrow 624,5 \cdot T_2 - T_2 = 43 \rightarrow T_2 = 0,07 \text{ kp}$$

$$T_1 = 43 + T_2 \rightarrow T_1 = 43,07 \text{ kp}$$

- Τόξο τύλιξης μεγάλης τροχαλίας

Για την εύρεση του τόξου τύλιξης (Εικόνα 2.5) ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις

$$\sin \omega_1 = \frac{D_2 - D_1}{2L} = \frac{250 - 100}{2 \cdot 300} \rightarrow \omega_1 = 14,47^\circ$$

$$\sin \omega_2 = \frac{r_2}{L} = \frac{125}{300} = 0,416 \rightarrow \omega_2 = 24,62^\circ$$

Άρα το τόξο τύλιξης στην μεγάλη (κινούμενη) τροχαλία είναι

$$180^\circ + 14,47^\circ + 24,62^\circ = 219^\circ$$

Το τόξο τύλιξης στην μικρή (κινητήρια) τροχαλία λόγω του τροχού τάσης είναι 180° .

- Τάση Εφελκυσμού

Η τάση εφελκυσμού δίνεται από την παρακάτω σχέση

$$\sigma_1 = \frac{m}{m-1} \frac{F_u}{\frac{(b+b_u) \cdot s}{2}} \quad (2.10)$$

όπου

$$m = \frac{T_1}{T_2} = 624,5$$

F_u είναι η περιφερική δύναμη και δίνεται από την σχέση

$$F_u = \frac{1000 \cdot P}{U} = \frac{1000 \cdot 4,47}{10,47} = 427 \text{ N}$$

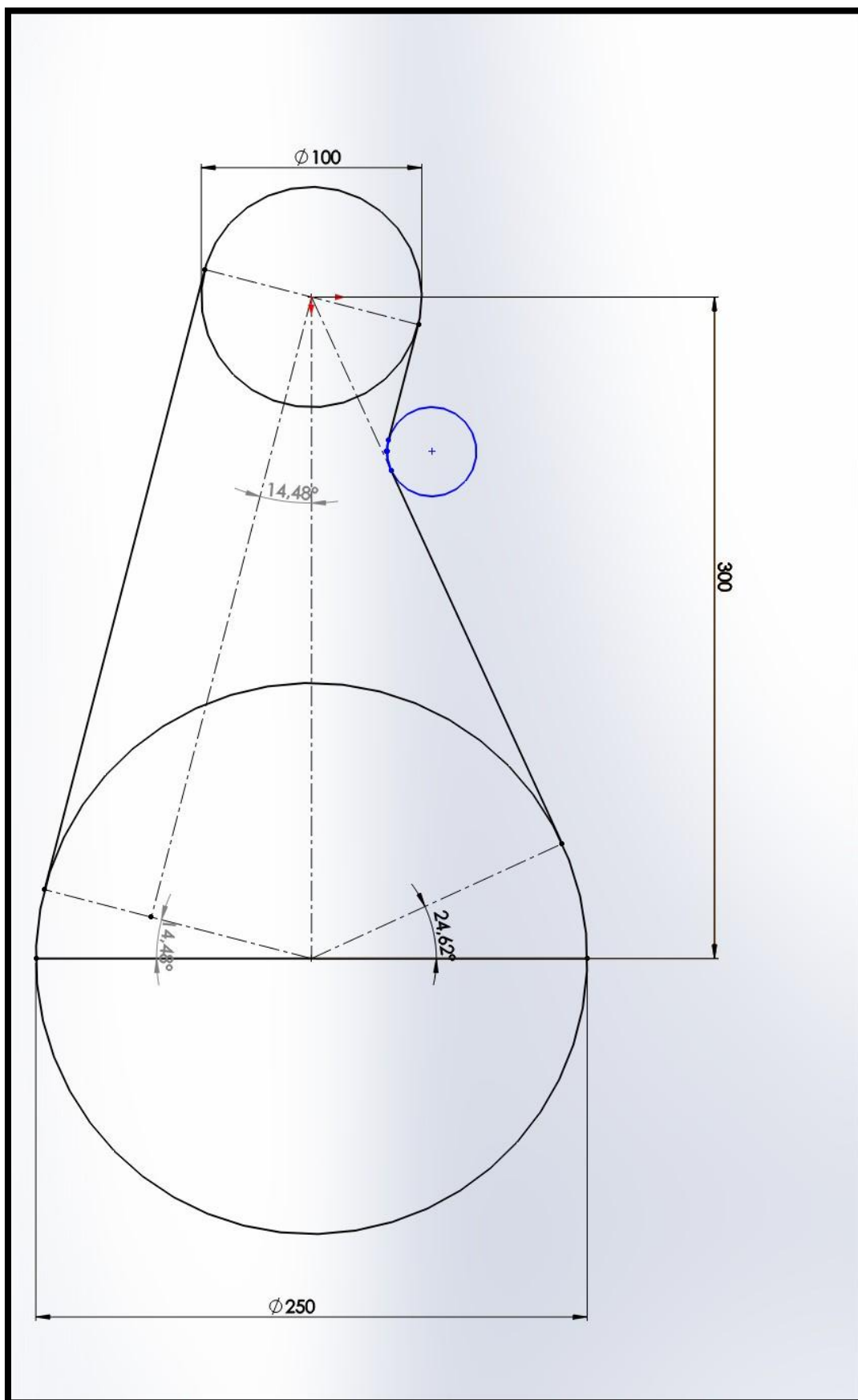
b είναι το άνω πλάτος του ιμάντα και δίνεται από τον Πίνακα 1.3, $b=13\text{mm}$

s είναι το πάχος του ιμάντα και δίνεται από τον Πίνακα 1.3, $s=8\text{mm}$

b_u είναι το κάτω πλάτος του ιμάντα και προκύπτει, $b_u=7,5\text{mm}$

Αντικαθιστούμε στην σχέση 2.10 και έχουμε

$$\sigma_1 = \frac{624,5}{624,5-1} \frac{427}{\frac{(13+7,5) \cdot 8}{2}} = 1,002 \cdot 5,21 = 5,21 \text{ N/mm}^2$$



Εικόνα 2.5 Τόξα τύλιξης μικρής και μεγάλης τροχαλίας

3. ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

3.1 Γενικά

Η κίνηση αφού έχει μεταδοθεί από τον κινητήρα στον πρώτο άξονα του σκαπτικού μηχανήματος μέσω του ιμάντα και οι αρχικές στροφές έχουν μειωθεί κατά 2,5 φορές, στις 800rpm, η επίτευξη περαιτέρω μείωσης των στροφών κατά 2,5 φορές και η μετάδοση της κίνησης στον δεύτερο άξονα θα επιτευχθεί με οδοντωτούς τροχούς (γρανάζια). Οι οδοντωτοί τροχοί για μετάδοση κίνησης χρησιμοποιούνται ευρέως διότι χρειάζονται μικρή συντήρηση σε σχέση με άλλα είδη μετάδοσης κίνησης, έχουν μεγάλη ασφάλεια και διάρκεια ζωής, παρέχουν ακριβής σχέση μετάδοσης και βαθμό απόδοσης και είναι ικανοί να μεταφέρουν σε ορισμένες περιπτώσεις πολύ μεγάλες ιπποδυνάμεις και ροπές δεχόμενοι και υπερφορτίσεις. Τα μειονεκτήματα των οδοντωτών τροχών είναι, η θορυβώδης λειτουργία τους και το σχετικά μεγάλο κόστος κατασκευής, διότι απαιτούν ακριβές εργαλειομηχανές (τόρνοι, φρέζες, πλάνες κτλ), μεγάλη ακρίβεια στην κατασκευή τους και στις διαστάσεις τους ώστε η αντοχή και η σωστή τους λειτουργία να είναι σύμφωνα με τις προδιαγραφές και τις μελέτες και τέλος σε ορισμένες περιπτώσεις απαιτούν και ακριβά μέταλλα κατασκευής τα οποία ανεβάζουν περισσότερο το κόστος.

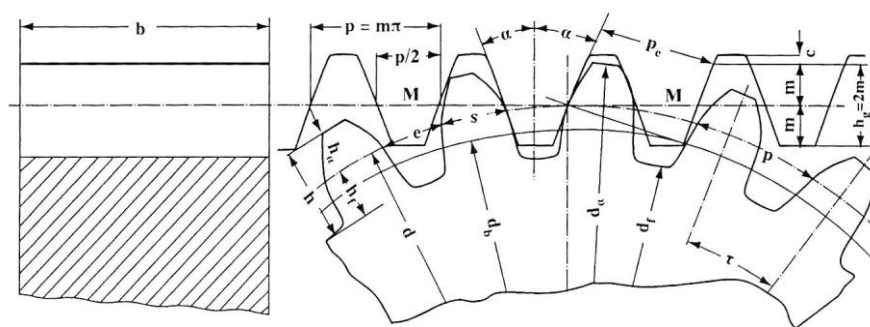
- Είδη οδοντωτών τροχών (Εικόνα 3.1)
 1. Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί (οδόντες ευθείς, κεκλιμένοι και μορφής βέλους)
 2. Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί (οδόντες ευθείς, κεκλιμένοι)
 3. Ατέρμονας κοχλίας - τροχός
 4. Κοχλιωτοί οδοντωτοί τροχοί (οδόντες κεκλιμένοι)

Η επιλογή μιας από τις παραπάνω κατηγορίας και υποκατηγορίας γίνεται αρχικά βάση της κίνησης και των δεδομένων που έχουμε (χωροταξικά προβλήματα, επίπεδο θορύβου κτλ) και εν συνεχεία βάση της σχέσης μετάδοσης που θέλουμε να επιτύχουμε.



Εικόνα 3.1 Είδη οδοντωτών τροχών

- Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών (Εικόνα 3.2)
 - **Διάμετρος αρχικού κύκλου d** , ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου κατά τον οποίο εφάπτεται ο ένας κύλινδρος πάνω στον άλλο.
 - **Βήμα p** , ονομάζεται η απόσταση μεταξύ δυο οδόντων και μετράται σαν τόξο πάνω στον αρχικό κύκλο.
 - **Modul m** , ονομάζεται ο λόγος p/π ή το μήκος της αρχικής διαμέτρου που αντιστοιχεί σε ένα οδόντα.
 - **Ύψος κεφαλής h_a** , ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου κεφαλής.
 - **Ύψος πόδα h_f** , ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου πόδα.
 - **Ύψος οδόντα h** , ονομάζεται το άθροισμα του ύψους κεφαλής και του ύψους πόδα.
 - **Διάμετρος κύκλου κεφαλής d_a** , ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εξωτερικά του οδόντες.
 - **Διάμετρος κύκλου πόδα d_f** , ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εσωτερικά τους οδόντες.
 - **Απόσταση αξόνων a_d** , ονομάζεται το ημιάθροισμα των διαμέτρων των αρχικών κύκλων
 - **Πάχος οδόντων s** , μετριέται πάνω στον αρχικό κύκλο και είναι $s=p-e$ όπου e το διάκενο μεταξύ δυο οδόντων



Εικόνα 3.2 Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών

- Λίπανση οδοντωτών τροχών

Με την λίπανση των οδοντωτών τροχών επιτυγχάνεται μείωση της τριβής με αποτέλεσμα την μείωση της φθοράς των οδοντωτών τροχών και την απαγωγή της θερμότητας που δημιουργείται. Τα λιπαντικά που χρησιμοποιούνται συνήθως για εφαρμογές οδοντωτών τροχών είναι ορυκτά έλαια και για μικρές ταχύτητες χρησιμοποιούνται λίπη. Τα λιπαντικά αυτά είναι κατασκευασμένα έτσι ώστε να μην αλλοιώνονται εύκολα και γρήγορα κατά τη χρήση. Στον παρακάτω πίνακα βλέπουμε βάση της περιφερικής ταχύτητας το είδος της λίπανσης που μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε.

| Περιφερική ταχύτητα U (m/s) | Είδος λίπανσης |
|-----------------------------|--------------------------|
| 0÷0,8 | Με λίπος |
| 0,8÷4 | Με λίπος ή με εμβαπτισμό |
| 4÷12 | Με εμβαπτισμό |
| 12÷60 | Με εκτόξευση |

Πίνακας 3.1 Είδη λίπανσης οδοντωτών τροχών

Η διάρκεια ζωής αυτών των λιπαντικών είναι περίπου 200-300 ώρες. Μετά από το πέρας αυτών το λαδί πρέπει να αλλάξει με ίδιου τύπου λιπαντικό και στην ίδια ποσότητα ώστε να μην πραγματοποιηθούν αστοχίες και υπερθέρμανση.

3.2 Υπολογισμός οδοντωτών τροχών

Θεωρώντας ότι η ισχύς έχει μεταφερθεί στον άξονα 1, μέσω του ιμάντα από τον κινητήρα, χωρίς απώλειες θα είναι $P=6$ PS και δεδομένης της σχέσης μετάδοσης $i=2,5$ και των στροφών του άξονα 1, $n_1=800$ rpm (Εικόνα 4 Εισαγωγή), η αρχική διάμετρος d_{01} θα υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση

$$d_{01} = \frac{4000}{P_o} \sqrt[3]{\frac{N_1 P_o (i+1)}{n_1 \psi_d i}} \quad (3.1)$$

Από τον Πίνακα 2.1 (Παράρτημα) για υλικό κατασκευής του οδοντωτού τροχού χάλυβα St60 (κοινός χάλυβας χωρίς θερμική επεξεργασία), βρίσκουμε την αντοχή κατανομής σε πίεση επιφανείας $P_o=62$ kp/mm^2 .

Από το Διάγραμμα 2.2 (Παράρτημα) για σχέση μετάδοσης $i=2,5$ και μέσω της καμπύλης β , που απευθύνεται σε τροχούς μεσαίων ταχυτήτων και ποιότητα οδόντωσης και έδρασης συνήθης του εμπορίου, βρίσκουμε τη σχέση πλάτους $\Psi_d=0,7$.

Αντικαθιστούμε τα παραπάνω στην σχέση (3.1) και έχουμε

$$d_{01} = \frac{4000}{62} \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 62 \cdot (2,5+1)}{800 \cdot 0,7 \cdot 2,5}} = 62,95 \approx 63 \text{ mm}$$

- Υπολογισμός αριθμού οδόντων

Στην συνέχεια για να βρούμε τον αριθμό των οδόντων Z_1 , θα πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε την ταχύτητα U_1 ως εξής

$$U_1 = \frac{n_1 d_{01}}{19100} = \frac{800 \cdot 63}{19100} = 2,63 \text{ m/s}$$

και από τον Πίνακα 2.3 (Παράρτημα) για $U_1 = 1 \div 5 \text{ m/s}$ προκύπτει ότι $Z_1 = 20$ οπότε και το Z_2 είναι ίσο με $Z_2 = i \cdot Z_1 \rightarrow Z_2 = 2,5 \cdot 20 \rightarrow Z_2 = 50$

- Υπολογισμός Modul και απόστασης ατράκτων

Το Modul (m) προκύπτει από την παρακάτω σχέση

$$m = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{63}{20} = 3,15 \text{ mm}$$

και από τον Πίνακα 2.4 (Παράρτημα) παίρνω το αμέσως μικρότερο τυποποιημένο, δηλαδή $m = 3 \text{ mm}$

Έτσι από το modul και από τον αριθμό των οδόντων βρίσκουμε τις πραγματικές διαμέτρους d_{01} και d_{02} από τις παρακάτω σχέσεις

$$d_{01} = m \cdot Z_1 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm}$$

$$d_{02} = m \cdot Z_2 = 3 \cdot 50 = 150 \text{ mm}$$

και η απόσταση των ατράκτων προκύπτει με τη σειρά της ως εξής

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{60 + 150}{2} = 105 \text{ mm}$$

- Πλάτος δοντιών

Το πλάτος των δοντιών του κινητήριου γραναζιού υπολογίζεται ως εξής

$$b_1 = \Psi_d \cdot d_{01} \tag{3.2}$$

Το Ψ_d όπως έχουμε δει και παραπάνω προκύπτει από το Διάγραμμα 2.2, $\Psi_d = 0,7$

Αντικαθιστούμε στην σχέση (3.2)

$$b_1 = 0,7 \cdot 60 = 42 \text{ mm}$$

Για το b_1 ισχύει όμως και η σχέση

$$b_1 = \Psi_m \cdot m \quad (3.3)$$

Το Ψ_m προκύπτει από τον Πίνακα 2.5 (Παράρτημα), για κατεργασμένους οδόντες και προσεγγιμένη παράλληλη έδραση, $\Psi_m = 20$

Αντικαθιστούμε στην σχέση (3.3)

$$b_1 = 20 \cdot 3 = 60 \text{ mm}$$

Από τα δυο παραπάνω b_1 (σχέσεις 3.2 και 3.3) θα υπολογίσουμε τον μέσο όρο τους, ο οποίος προκύπτει $b_1 = 51 \text{ mm}$ και αυτός θα θεωρηθεί ως το πλάτος δοντιών του κινητήριου γραναζιού.

Το πλάτος δοντιών του κινούμενου γραναζιού θα υπολογιστεί από την σχέση

$$b_2 = b_1 - 5 \text{ mm} = 51 - 5 = 46 \text{ mm}$$

- Έλεγχος κάμψης

Ο έλεγχος σε κάμψη θα γίνει από την παρακάτω σχέση

$$\sigma_{\max} = \frac{P_u}{b_1 \cdot m \cdot c} q_k \leq \sigma_{\text{βεπ}} \quad (3.4)$$

Από τον Πίνακα 2.6 (Παράρτημα) για αριθμό οδόντων 20 και αριθμό οδόντων συνεργαζόμενου τροχού 50 προκύπτει ο συντελεστής $c = 1,35$

Από τον Πίνακα 2.7 (Παράρτημα) για εξωτερική οδόντωση και για αριθμό οδόντων 20 προκύπτει το $q_k = 3,3$

Το P_u υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση

$$P_u = \frac{75 N_1}{U_1} = \frac{75 \cdot 6}{2,51} = 179,3 \text{ kp}$$

Όπου το U_1 έχει υπολογιστεί εκ νέου ως εξής

$$U_1 = \frac{n_1 d_{01}}{19100} = \frac{800 \cdot 60}{19100} = 2,51 \text{ m/s}$$

Αντικαθιστούμε όλα τα παραπάνω στην σχέση (3.4) και έχουμε

$$\sigma_{\max} = \frac{179,3 \cdot 3,3}{51 \cdot 3 \cdot 1,35} = 2,86 \text{ kp/mm}^2$$

Για να υπολογίσουμε στην συνέχεια το $\sigma_{\text{βεπ}}$ θεωρούμε ότι τα φορτία είναι στατικά οπότε έχουμε

$$\sigma_{\text{βεπ}} = \frac{\sigma_B}{2 \div 3} = \frac{65}{2,5} = 26 \text{ kp/mm}^2$$

Όπου το σ_B έχει προκύψει από τον Πίνακα 2.1 για χάλυβα St60, $\sigma_B = 65 \text{ kp/mm}^2$

Επομένως, βάση των παραπάνω αποτελεσμάτων, προκύπτει ότι

$\sigma_{\text{max}} = 2,86 \text{ kp/mm}^2 < \sigma_{\text{βεπ}} = 26 \text{ kp/mm}^2$ που ισχυει και αυτο σημαινει οτι θα εχουμε την επιθυμητη αντοχη σε καμψη.

- Έλεγχος σε πίεση επιφανείας

Κατά την συνεργασία δυο δοντιών, η μέγιστη πίεση που ασκεί το ένα δόντι στο άλλο δίνεται από την σχέση

$$P_C = \sqrt{\frac{P_u (i+1)}{b d_{01} i}} y_w \cdot y_c \cdot y_L \quad (3.5)$$

Από τον Πίνακα 2.8 (Παράρτημα), έχοντας σαν δεδομένο το υλικό του πιινόν, επιλέγουμε το υλικό του συνεργαζόμενου τροχού το οποίο θα είναι χυτοσίδηρος (GG) και αυτό μας δίνει την τιμή του συντελεστή $y_w = 74$.

Ο συντελεστής κύλισης y_c για κανονική οδόντωση είναι $y_c = 1,76$

Για τον συντελεστή επικάλυψης y_L συνήθως λαμβάνουμε $y_L = 1$ που σημαίνει ότι ένα δόντι μεταφέρει όλη την ισχύ. Στην πραγματικότητα δεν γίνεται κάτι τέτοιο διότι η ισχύς μεταφέρεται σχεδόν πάντα μέσω περισσοτέρων δοντιών, οπότε λαμβάνοντας βαθμό επικάλυψης ίσο με 1 έχουμε έναν επιπλέον συντελεστή ασφάλειας.

Αντικαθιστούμε στην σχέση 3.5 και έχουμε

$$P_C = \sqrt{\frac{179,3 \cdot (2,5+1)}{51 \cdot 60 \cdot 2,5}} \cdot 74 \cdot 1,76 \cdot 1 \rightarrow P_C = 37,30 \text{ kp/mm}^2$$

Η πίεση P_C , προκειμένου να ελεγχθεί, θα πρέπει να είναι μικρότερη από την επιτρεπόμενη η οποία δίνεται από την παρακάτω σχέση

$$P_{\text{επ}} = \frac{P_o y_1 y_2}{s} \quad (3.6)$$

Από τον Πίνακα 2.1 (Παράρτημα) για υλικό κατασκευής χάλυβα St60, προκύπτει ότι $P_o = 62 \text{ kp/mm}^2$.

Από τον Πίνακα 2.9 (Παράρτημα) για την δεύτερη κατηγορία, δηλαδή για τροχούς από χάλυβα που συνεργάζονται με τροχούς από χυτοσίδηρο, έχουμε $y_2 = 1,5$

Από την περιφερική ταχύτητα U προκύπτει το ιξώδες του λιπαντικού 70cSt. Στην συνέχεια από το Διάγραμμα 2.10 (Παράρτημα) για αυτό το ιξώδες προκύπτει η παράμετρος της λίπανσης $\gamma_2=0,9$

Ο συντελεστής ασφαλείας s παίρνει τιμές από 1,25 έως 1,5

Αντικαθιστούμε στην σχέση 3.6

$$P_{\varepsilon\pi} = \frac{62 \cdot 1,5 \cdot 0,9}{1,5} = 55,8 \text{ kp/mm}^2$$

Επομένως συγκρίνοντας τα αποτελέσματα των σχέσεων 3.5 και 3.6 έχουμε

$P_C=37,30 \text{ kp/mm}^2 < P_{\varepsilon\pi}=55,8 \text{ kp/mm}^2$ που ισχύει, άρα έχουμε αντοχή και σε πίεση επιφανείας.

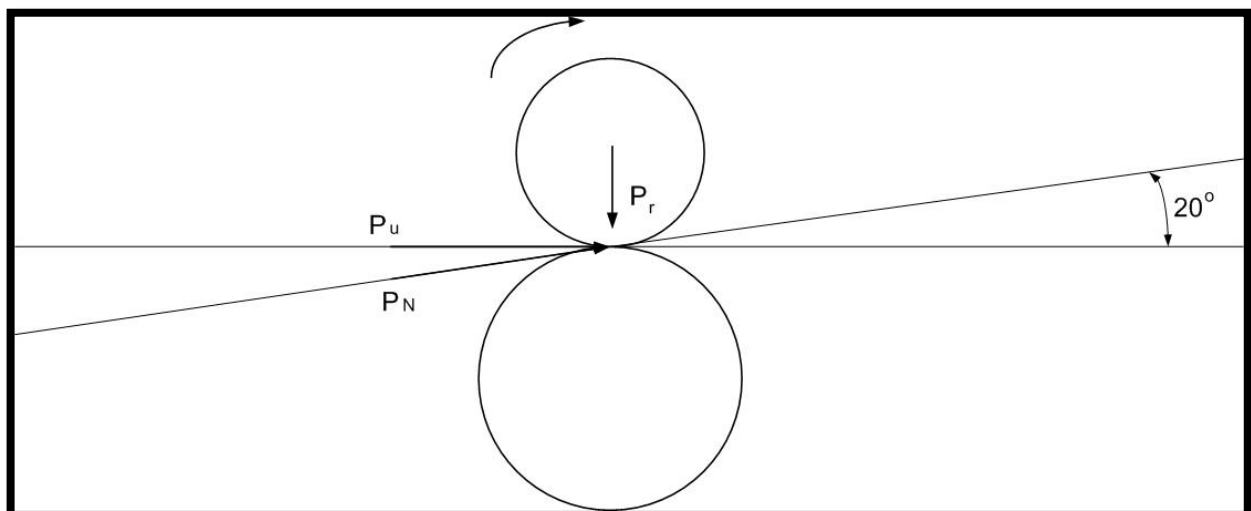
- Υπολογισμός δυνάμεων

Όπως έχουμε υπολογίσει και παραπάνω η περιφερική δύναμη είναι $P_u = \frac{75 N_1}{U_1} =$

$$\frac{75 \cdot 6}{2,51} = 179,3 \text{ kp}$$

Η ακτινική δύναμη P_r προκύπτει από την σχέση $P_r = P_u \cdot \tan \alpha$ όπου η γωνία α (γωνία επαφής) λαμβάνεται συνήθως 20° . Άρα $P_r=65,1 \text{ kp}$

Η δύναμη P_N δίνεται από την σχέση $P_N = \frac{P_u}{\cos \alpha} = \frac{179,3}{\cos 20} = 190,9 \text{ kp} \approx 191 \text{ kp}$

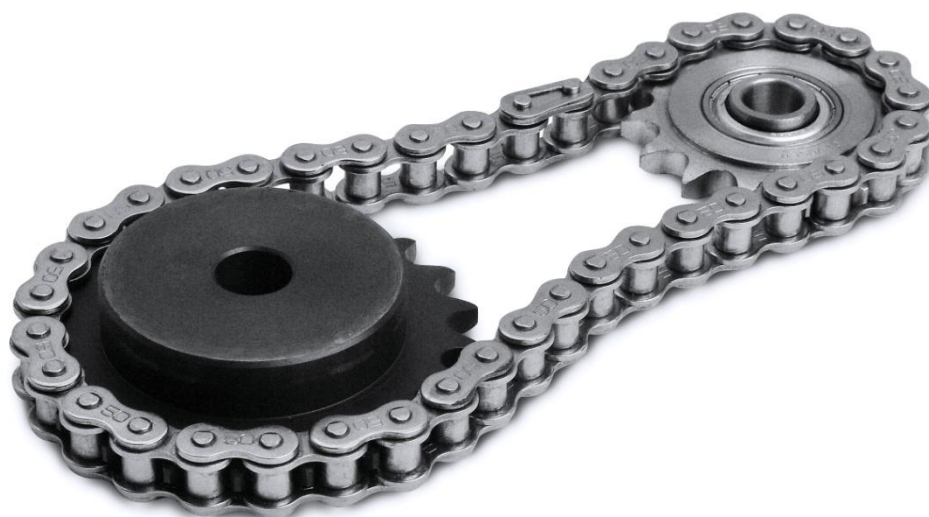


Σχήμα 3.1 Δυνάμεις στους οδοντωτούς τροχούς

4. ΑΛΥΣΙΔΑ

4.1 Γενικά

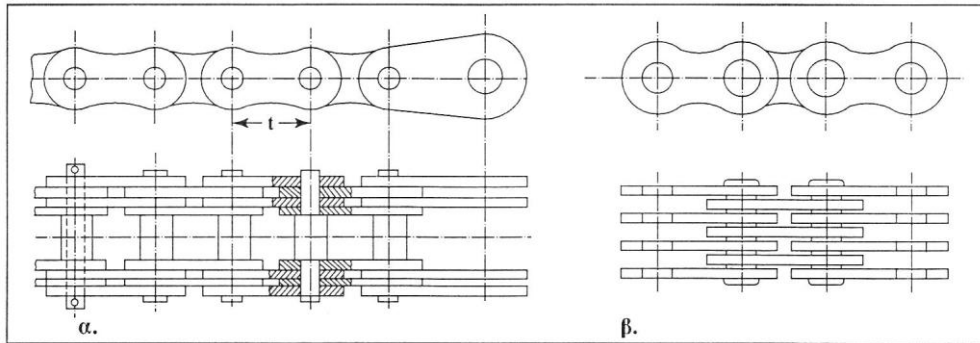
Η μετάδοση κίνησης με αλυσίδα βρίσκεται κάπου ενδιάμεσα στις κινήσεις με ιμάντες και με οδοντωτούς τροχούς, όσο αφορά τις ιδιότητες που έχει. Η μετάδοση κίνησης με αλυσίδα προσφέρει ασφάλεια, ακρίβεια στις στροφές και είναι σαφώς οικονομικότερη από τους οδοντωτούς τροχούς. Έτσι έχει γίνει απαραίτητη σε οχήματα, σε αγροτικές μηχανές, σε εργαλειομηχανές κ.α. Στην περίπτωση του σκαπτικού μηχανήματος, την αλυσίδα θα την χρησιμοποιήσουμε για να μεταφέρουμε την κίνηση από τον δεύτερο άξονα στον τρίτο, ο οποίος είναι και ο τελικός άξονας, δηλαδή αυτός ο οποίος φέρει τους τροχούς ώστε να περάσει η κίνηση του κινητήρα στο έδαφος. Στο συγκεκριμένο σημείο χρησιμοποιούμε την αλυσίδα διότι, με αυτήν μπορούμε να μεταφέρουμε αρκετά μεγάλες δυνάμεις με μικρότερες γωνίες περιέλιξης, δεν έχουμε διολίσθηση δηλαδή έχουμε σταθερή και ακριβή σχέση μετάδοσης. Επίσης οι αλυσίδες είναι λιγότερο ευαίσθητες σε υγρασίες και ακάθαρτο περιβάλλον, κάτι το οποίο χρειαζόμαστε, διότι θα είναι πολύ κοντά στο έδαφος και αυτό συνεπάγεται με υγρασία, σκόνη και χώμα. Βεβαίως η αλυσίδα θα είναι προστατευμένη μέσα σε ειδικό κέλυφος χωρίς να έχει επαφή με το περιβάλλον ώστε να εξασφαλιστεί η καλή λειτουργία της και να προστατεύεται από χτυπήματα. Το μειονέκτημα της αλυσίδας είναι ότι χρειάζεται περισσότερη συντήρηση από την ιμαντοκίνηση, που αυτό έχει ως συνέπεια να ανεβάζει περισσότερο το κόστος της, επομένως και το συνολικό κόστος του σκαπτικού μηχανήματος.



Εικόνα 4.1 Αλυσίδα και αλυσοτροχοί

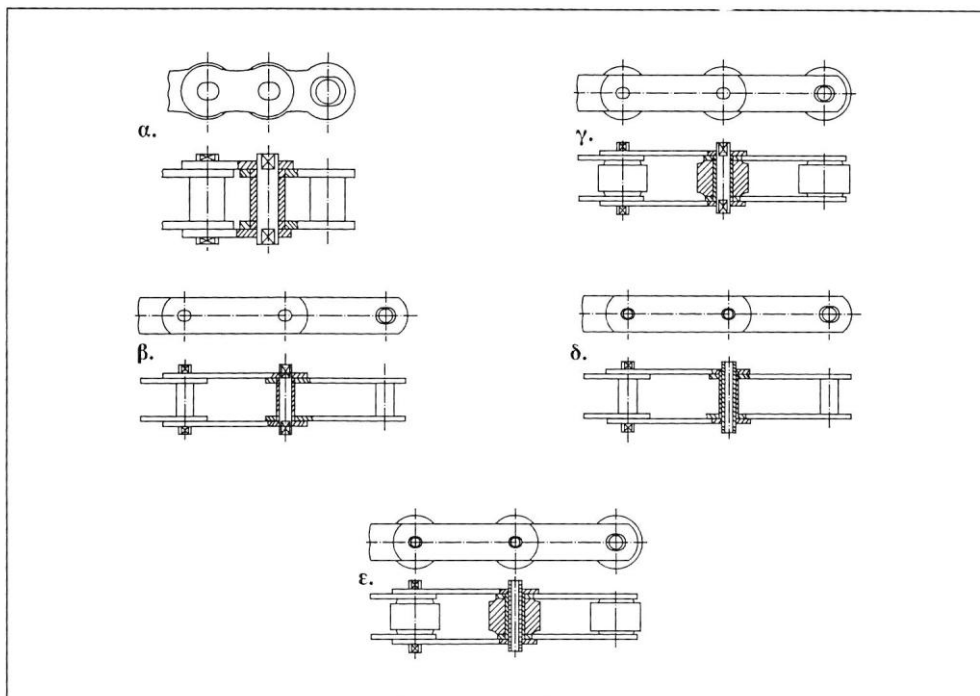
- Είδη Αλυσίδων

1. Αλυσίδες με πείρους: είναι η απλούστερη και φθηνότερη μορφή αλυσίδας. Οι πλάκες τους (πλευρικά ελάσματα) περιστρέφονται πάνω σε ηλωμένους ή ασφαλισμένους πείρους. Το υλικό κατασκευής τους συνήθως είναι χάλυβας St60 για τις πλάκες και St50 για τους πείρους. Οι αλυσίδες αυτές χρησιμοποιούνται μόνο σε μεταδόσεις κίνησης για μικρές ταχύτητες (Εικόνα 4.2).



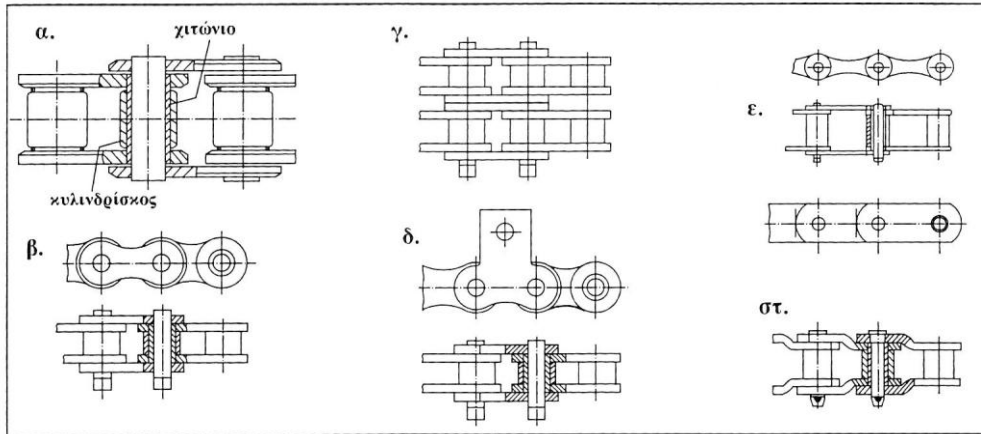
Εικόνα 4.2 Αλυσίδες με πείρους, α. αλυσίδα Gall, β. αλυσίδα Fleyer.

2. Αλυσίδες με δακτυλίους (χιτώνια): έχουν μεγαλύτερη αντοχή σε φθορά, διότι οι εσωτερικές πλάκες είναι πρεσαρισμένες σε δακτυλίους που μπορούν να κινούνται πάνω σε πείρους. Οι πλάκες κατασκευάζονται από χάλυβα St60 και οι πείροι από σκληρυμένο χάλυβα C15 (Εικόνα 4.3).



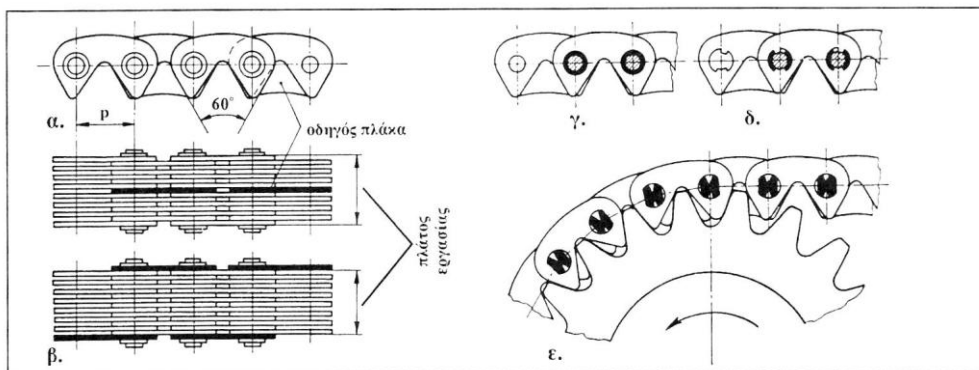
Εικόνα 4.3 Αλυσίδες με χιτώνια

3. Αλυσίδες με κυλινδρίσκους: διαφέρουν από τις αλυσίδες με δακτυλίους στο ότι φέρουν πάνω στον δακτύλιο ένα σκληρυμένο και λειασμένο κυλινδρίσκο που ελαττώνει τη φθορά και το θόρυβο. Η κατασκευή τους γίνεται από χαλυβοκράματα. Έχουν τη δυνατότητα μεταφοράς μεγάλης ισχύος και μεγάλων ταχυτήτων (Εικόνα 4.4).



Εικόνα 4.4 Αλυσίδες με κυλινδρίσκους

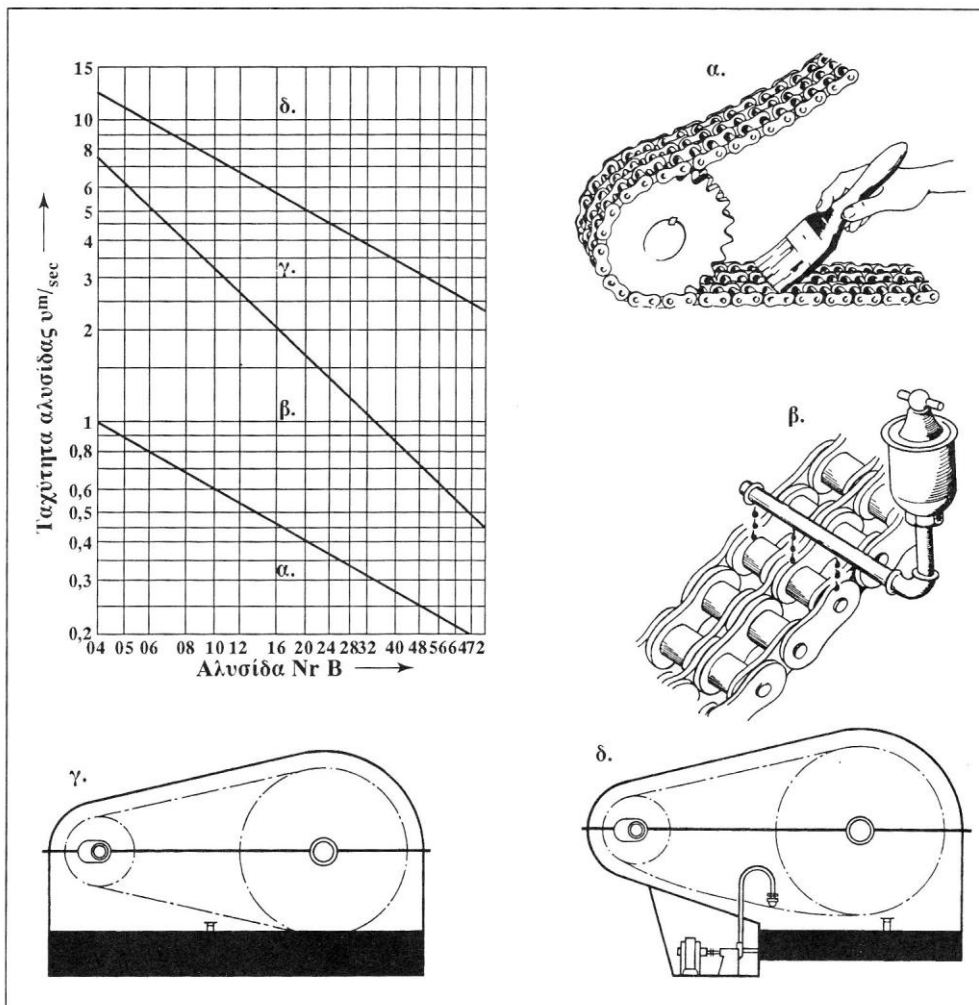
4. Αλυσίδες με οδόντες: έχουν μια σειρά από πλάκες από βελτιωμένο χάλυβα, κατασκευασμένες σε μορφή δυο οδόντων που εφαρμόζουν ακριβώς στις πλευρές δυο γειτονικών κενών οδόντων του αλυσοτροχού. Η εμπλοκή και η έξοδος γίνεται χωρίς ολίσθηση (Εικόνα 4.5).



Εικόνα 4.5 Αλυσίδες με οδόντες

- Λίπανση και συντήρηση

Η λίπανση καθορίζεται από την ταχύτητα της αλυσίδας και όσο μεγαλώνει αυτή αλλάζει και το είδος της λίπανσης. Αυτό γίνεται διότι η αποτελεσματική λίπανση είναι καθοριστική ώστε να επιτευχθούν οι ώρες λειτουργίας που έχουν υπολογιστεί για μια συγκεκριμένη εφαρμογή. Το είδος του λιπαντικού έχει και αυτό μεγάλο ρόλο ώστε να αποσβένει θορύβους και κραδασμούς αλλά και να λιπαίνει ικανοποιητικά τις θέσεις ολίσθησης μεταξύ πείρου και δακτυλίου. Ανάλογα με την θερμοκρασία περιβάλλοντος πρέπει να επιλέγεται ένα συγκεκριμένο είδος λιπαντικού με ορισμένη κλάση ιξώδους.



Εικόνα 4.6 Τρόποι λίπανσης: α. με το χέρι, β. με σταγόνες λαδιού, γ. με εμβάπτιση σε λάδι, δ. με εκτόξευση λαδιού

| Θερμοκρασία περιβάλλοντος σε °C | Κλάση ιξώδους του λαδιού |
|---------------------------------|--------------------------|
| $-5 < t < +25$ | SAE 30 |
| $25 < t < 45$ | SAE 40 |
| $45 < t < 65$ | SAE 50 |

Πίνακας 4.1 Κλάση ιξώδους βάση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος

Τέλος κάθε έτος πρέπει να ανοίγονται και να καθαρίζονται τα προστατευτικά καπάκια που έχουν μέσα τους την αλυσίδα και το λιπαντικό και να γίνεται ανανέωση του λιπαντικού.

4.2 Υπολογισμοί μετάδοσης με αλυσίδα

Οι υπολογισμοί παρακάτω θα γίνουν για αλυσίδα με κυλινδρίσκους, επειδή είναι ευρέως γνωστή και καλύπτει μεγάλο φάσμα εφαρμογών.

Ως δεδομένα λαμβάνουμε ότι η απόσταση των δυο αξόνων είναι $A=600\text{mm}$, οι στροφές του άξονα 2 είναι $n_2=320\text{rpm}$ (Εικόνα 4 Εισαγωγή) και η ισχύς η οποία έχει μεταφερθεί από τον κινητήρα χωρίς απώλειες είναι $N=4,47\text{kW}$.

- Υπολογισμός αριθμού οδόντων

Ο αριθμός των οδόντων των αλυσοτροχών για συνηθισμένες αλυσίδες με κυλινδρίσκους είναι

μικροί αλυσοτροχοί 13 15 17 19 21 23 25 οδόντες

μεγάλοι αλυσοτροχοί 38 57 76 95 114 οδόντες

Για το σκαπτικό μηχάνημα μετά από διάφορες υπολογιστικές δοκιμές που αφορούν κυρίως την διάμετρο των τροχών, ώστε να μην υπάρχει χωροταξικό πρόβλημα, καταλήγουμε για τον μικρό αλυσοτροχό ότι $Z_1=23$ και για τον μεγάλο αλυσοτροχό ότι $Z_2=57$.

Και στην συνέχεια επιβεβαιώνουμε ότι οι πάνω αριθμοί οδόντων μας καλύπτουν για την σχέση μετάδοσης που θέλουμε ως εξής

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{57}{23} = 2,47 \approx 2,5$$

- Προσδιορισμός του τύπου της αλυσίδας

Για τον προσδιορισμό του τύπου της αλυσίδας που θα χρησιμοποιήσουμε, θα πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε την ισχύ P_D από την παρακάτω σχέση ως εξής

$$P_D = P \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (4.1)$$

Από τον Πίνακα 3.1 (Παράρτημα) για την κατηγορία λειτουργία με κρούσεις λόγω του ότι έχουμε σκαπτικό μηχάνημα ο συντελεστής λειτουργίας προκύπτει $f_1=2,0$

Από τον Πίνακα 3.2 (Παράρτημα) και για $Z_1=23$ προκύπτει ο συντελεστής οδόντωσης $f_2=0,86$

Αντικαθιστούμε στην σχέση 4.1 και έχουμε

$$P_D = 4,47 \cdot 2 \cdot 0,86 = 7,69 \text{ kw}$$

Στην συνέχεια με την παραπάνω ισχύ P_D και με τις στροφές του μικρού αλυσοτροχού $n_2=320 \text{ rpm}$, βάση του Διαγράμματος 3.3 (Παράρτημα) προκύπτει ότι θα χρησιμοποιήσουμε μια αλυσίδα Nr10B, τριπλή, $p=15,875\text{mm}$ (βήμα).

- Υπολογισμός των μελών της αλυσίδας και της απόστασης των ατράκτων

Μεγάλη σημασία έχει να προσδιοριστεί η σχέση μεταξύ της απόστασης των αξόνων a , των μελών της αλυσίδας X για δεδομένο βήμα αλυσίδας p και του αριθμού οδόντων Z_1 και Z_2 των αλυσοτροχών.

Ο αριθμός των μελών X_o προσδιορίζεται στην αρχή προσεγγιστικά με την παρακάτω σχέση

$$X_o = 2 \frac{a_o}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_o} \quad (4.2)$$

όπου

$a_o=600\text{mm}$ (επιθυμητή απόσταση αξόνων)

$Z_1=23$

$Z_2=57$

$p=15,875\text{mm}$ (βήμα)

Αντικαθιστούμε τα παραπάνω στην σχέση (4.2) και έχουμε

$$X_o = 2 \frac{600}{15,875} + \frac{23+57}{2} + \left(\frac{57-23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{600} \rightarrow X_o=116,3$$

Στρογγυλοποιούμε τον παραπάνω αριθμό, ώστε να προκύψει ο αριθμός $X=116$ μέλη.

Η ακριβής απόσταση των αξόνων δίνεται συναρτήσει του αριθμού X από την παρακάτω σχέση

$$\alpha = \frac{p}{4} \left[\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right] \rightarrow$$

$$\alpha = \frac{15,875}{4} \left[\left(116 - \frac{23+57}{2} \right) + \sqrt{\left(116 - \frac{23+57}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{57-23}{3,14} \right)^2} \right] \rightarrow$$

$$\alpha = 595,74 \approx 596 \text{ mm}$$

- Υπολογισμός διαμέτρων των αλυσοτροχών

Οι διάμετροι των αλυσοτροχών προκύπτουν συναρτήσει του βήματος p και των αριθμών οδόντων Z₁ και Z₂ ως εξής

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z_1}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180}{23}\right)} = 116,72 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z_2}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180}{57}\right)} = 291,8 \text{ mm}$$

Η ταχύτητα U προκύπτει από την σχέση

$$U = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{0,11672 \cdot 3,14 \cdot 320}{60} = 1,95 \text{ m/s}$$

- Έλεγχος της αλυσίδας σε αντοχή

Η δύναμη εφελκυσμού στην αλυσίδα, στατικά, δίνεται από την σχέση

$$F_u = \frac{1000 \cdot P}{U} = \frac{1000 \cdot 4,47}{1,95} = 2292,3 \text{ N}$$

Δυναμικά δίνεται από την σχέση

$$F_d = F_u \cdot f_1 = 2292,3 \cdot 2 = 4584,6 \text{ N}$$

όπου το f₁ προκύπτει όπως έχουμε δει και παραπάνω από τον Πίνακα 3.1 και είναι f₁=2

Η συνολική δύναμη εφελκυσμού προκύπτει από την παρακάτω σχέση

$$F_{ολ} = F_d + F_f \quad (4.3)$$

όπου το F_f είναι η φυγόκεντρη δύναμη και ισούται με

$$F_f = q \cdot U^2 \quad (4.4)$$

Το βάρος q προκύπτει από τον Πίνακα 3.4 (Παράρτημα) και είναι $q=2,8 \text{ kg/m}$

Αντικαθιστούμε στην σχέση 4.4

$$F_f = 2,8 \cdot 1,95^2 = 10,6 \text{ N}$$

Η φυγόκεντρη δύναμη αυτή είναι αμελητέα και όπως προκύπτει και από την βιβλιογραφία η δύναμη αυτή θεωρείται αμελητέα όταν $U < 7 \text{ m/s}$.

Επομένως αντικαθιστούμε στην σχέση 4.3 και έχουμε

$$F_{o\lambda} = 4584,6 + 10,6 = 4595,2 \text{ N} \approx 4595 \text{ N}$$

- Συντελεστές ασφαλείας

Ο συντελεστής ασφαλείας για στατική φόρτιση είναι

$$S_B = \frac{F_B}{F_u} > 7 \rightarrow S_B = \frac{68100}{2292,3} = 29,7 > 7$$

$$S_D = \frac{F_B}{F_{o\lambda}} > 5 \rightarrow S_D = \frac{68100}{4595} = 14,8 > 5$$

όπου το F_B προκύπτει από τον Πίνακα 3.4 (Παράρτημα) και είναι $F_B=68,1 \text{ kN}$

Επομένως από τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει ότι οι συντελεστές ασφαλείας είναι ικανοποιητικοί.

- Έλεγχος της αλυσίδας σε φθορά

Ο έλεγχος της αλυσίδας σε φθορά γίνεται από την σχέση

$$\rho_g = \frac{F_{o\lambda}}{A} < \rho_{\varepsilon\pi} = c \cdot \lambda \cdot P_o \quad (4.5)$$

Από τον Πίνακα 3.4 (Παράρτημα) για αλυσίδα Nr10B το $A=2,02 \text{ cm}^2$

Από τον Πίνακα 3.5 (Παράρτημα) για τριπλή αλυσίδα το $c=0,85$

Από τον Πίνακα 3.5 (Παράρτημα) για $X=116$ και $i=2,5$ το $\lambda \approx 1$

Από τον Πίνακα 3.5 (Παράρτημα) για $Z_1=23$ και για $U=1,95 \text{ m/s}$ το $P_o=2520 \text{ N/cm}^2$

Αντικαθιστούμε αυτά στην σχέση 4.5 και έχουμε

$$\rho_g = \frac{4595}{2,02} = 2275 \text{ N/cm}^2$$

$$p_{\text{επ}} = 0,85 \cdot 1 \cdot 2520 = 2142 \text{ N/cm}^2$$

Από τα παραπάνω προκύπτει ότι $p_g > p_{\text{επ}}$. Όμως η διάρκεια ζωής δίνεται από τον Πίνακα 3.6, επομένως έχουμε

$$p_{\text{επ}}/p_g = 2142/2275 = 0,94 \text{ το οποίο μας δίνει διάρκεια ζωής περίπου 10000 ώρες.}$$

Προϋπόθεση βέβαια για να εξασφαλιστούν αυτές οι ώρες είναι η επαρκής λίπανση και το σωστό είδος λιπαντικού. Από το Διάγραμμα 3.7 για αλυσίδα Nr10B και για ταχύτητα $U=1,95 \text{ m/s}$ προκύπτει τρόπος λίπανσης με σταγόνες λαδιού. Υποθέτοντας ότι η θερμοκρασία περιβάλλοντος δεν θα ξεπεράσει τους 45°C την θερινή περίοδο επιλέγουμε λιπαντικό με κλάση ιξώδους SAE 40 και σε περίπτωση λειτουργίας του μηχανήματος τον χειμώνα επιλέγουμε SAE 30.

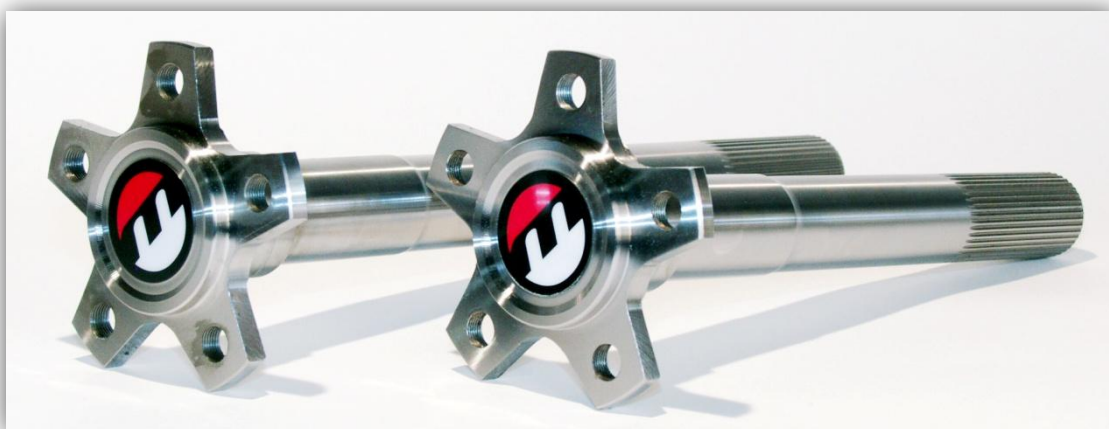
Τέλος η αξονική δύναμη που καταπονεί τον άξονα και τα έδρανα υπολογίζεται με την σχέση

$$F_A = 1,5 \cdot F_u = 1,5 \cdot 2292,3 = 3438,45 \text{ N} = 350 \text{ kp}$$

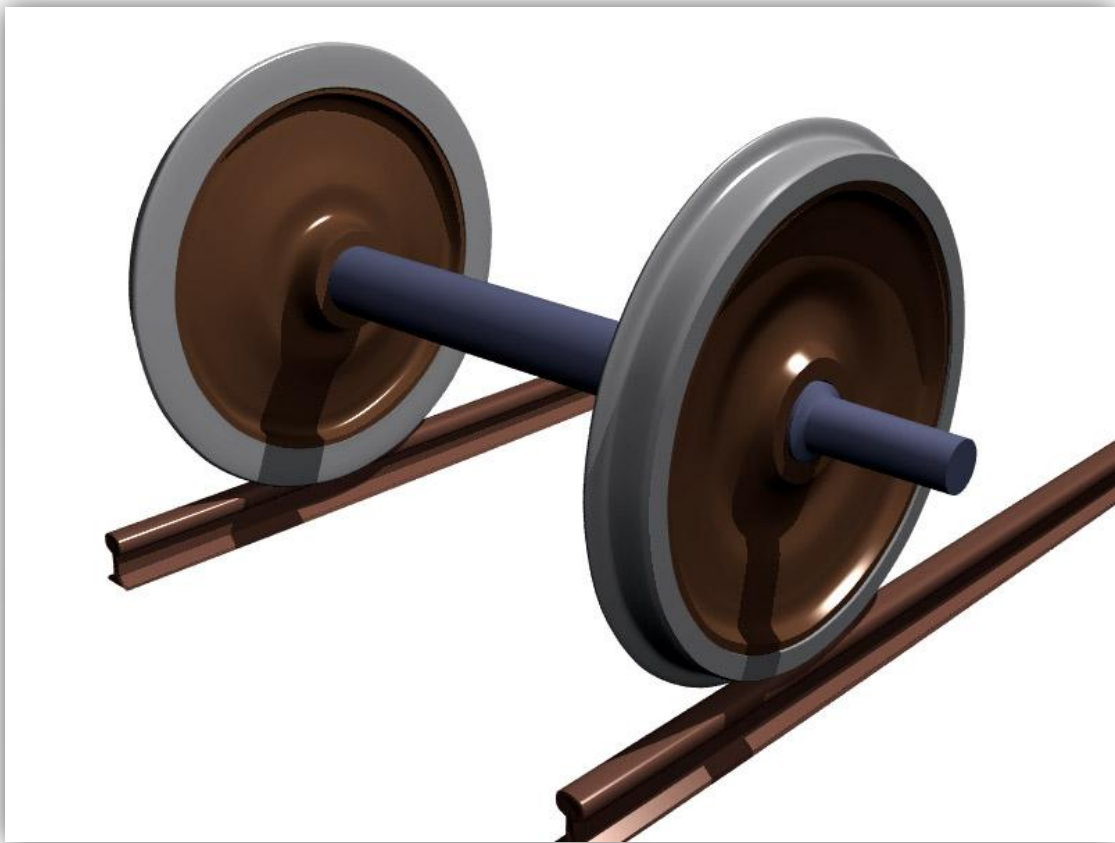
5. ΑΤΡΑΚΤΟΙ

5.1 Γενικά

Οι άτρακτοι είναι στοιχεία πάνω στα οποία τοποθετούνται σταθερά ή περιστρεφόμενα μέρη όπως για παράδειγμα τροχαλίες, οδοντωτοί τροχοί, αλυσοτροχοί κ.α. Κατά την περιστροφή τους πάντα μεταφέρουν ροπή στρέψης και καταπονούνται και σε κάμψη και σε στρέψη (Εικόνα 5.1). Αντίθετα οι άξονες είναι στοιχεία όπου πάνω και σε αυτούς τοποθετούνται σταθερά ή περιστρεφόμενα μέρη με την διαφορά ότι οι άξονες μπορούν να μένουν ακίνητοι και να περιστρέφονται τα μέρη που είναι τοποθετημένα πάνω τους ή να περιστρέφονται και αυτοί (Εικόνα 5.2). Οι άξονες καταπονούνται μόνο σε κάμψη και δεν μεταφέρουν ροπή στρέψης. Σύμφωνα με αυτά στο σκαπτικό μηχάνημα θα χρησιμοποιήσουμε άτρακτους διότι η αρχική ροπή στρέψης που δημιουργείται από τον κινητήρα θα πρέπει να περάσει μέσω των στοιχείων μετάδοσης στους τροχούς του μηχανήματος ώστε να έχουμε κίνηση. Οι άτρακτοι αλλά και οι άξονες κατασκευάζονται συνήθως από χάλυβα St 42 ή St 50 και για μεγαλύτερες καταπονήσεις St 60. Όταν έχουμε πολύ μεγάλες απαιτήσεις και ειδικές κατασκευές μπορούν να χρησιμοποιηθούν υλικά όπως CK 35, 28Mn6, 34Cr4, 41Cr4, 16MnCr5, 20MnCr5, 15CrNi6 κ.α.



Εικόνα 5.1 Άτρακτοι

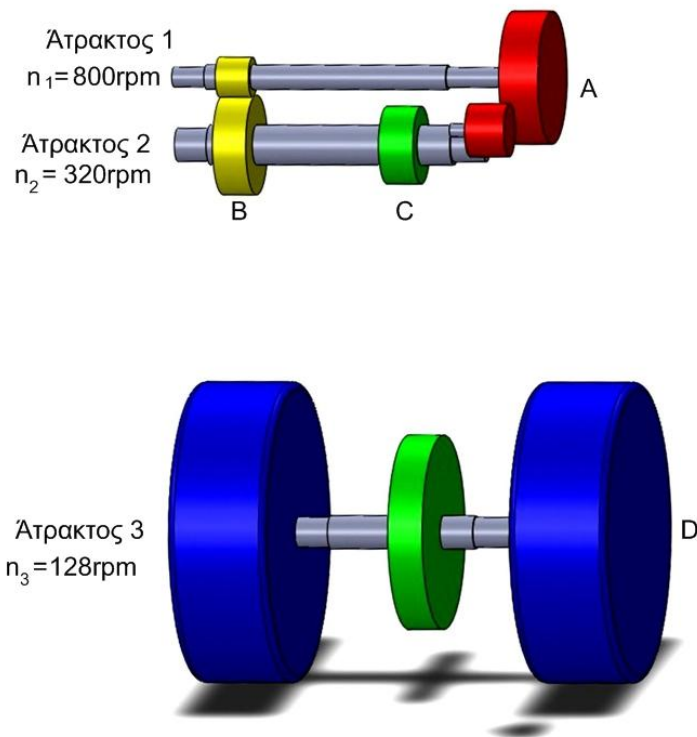


Εικόνα 5.2 Άξονας (Άξονας τρένου)



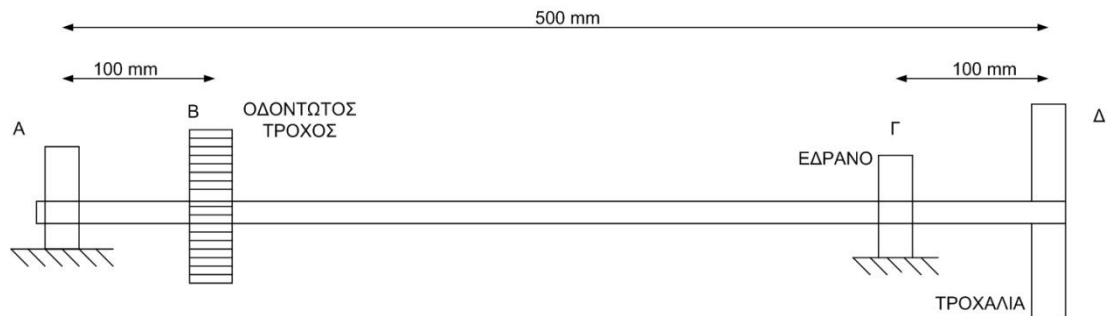
Εικόνα 5.3 Διάτρητη άτρακτος

Λόγω περιστροφής, οι άτρακτοι, πρέπει να είναι άκαμπτοι και δυναμικά ζυγοσταθμισμένοι ώστε να μην προκύψει αστοχία. Με όσο περισσότερες στροφές περιστρέφεται η άτρακτος τόσο μεγαλύτερη ακρίβεια χρειάζεται στην ζυγοστάθμιση της. Επίσης πάνω στις άτρακτους μπορούμε να δημιουργήσουμε διάφορες διαβαθμίσεις και οπές ώστε να έχουμε ασφάλεια έναντι των αξονικών μετατοπίσεων και στερέωση των στοιχείων μετάδοσης της κίνησης (τροχαλίες, γρανάζια κτλ) με σφήνες ή πολύσφηνα ανάλογα με τις απαιτήσεις της κάθε εφαρμογής. Οι άξονες και οι άτρακτοι πρέπει να στηρίζονται σε τουλάχιστον δυο στηρίγματα με δυνάμεις που ενεργούν πάνω τους από τα διάφορα στοιχεία μετάδοσης της κίνησης. Από τα έδρανα αυτά προκαλούνται αντιδράσεις πάνω στον άξονα οι οποίες πρέπει να υπολογίζονται ώστε να εξασφαλιστεί η αντοχή του άξονα, να επιλεγεί το κατάλληλο υλικό και η κατάλληλη διατομή. Έτσι από αυτές τις δυνάμεις στην συνέχεια μπορούμε να υπολογίσουμε τις ροπές κάμψης και στρέψης όπου υπάρχουν ή την σύνθετη καταπόνηση εάν υπάρχει και κάμψη και στρέψη.



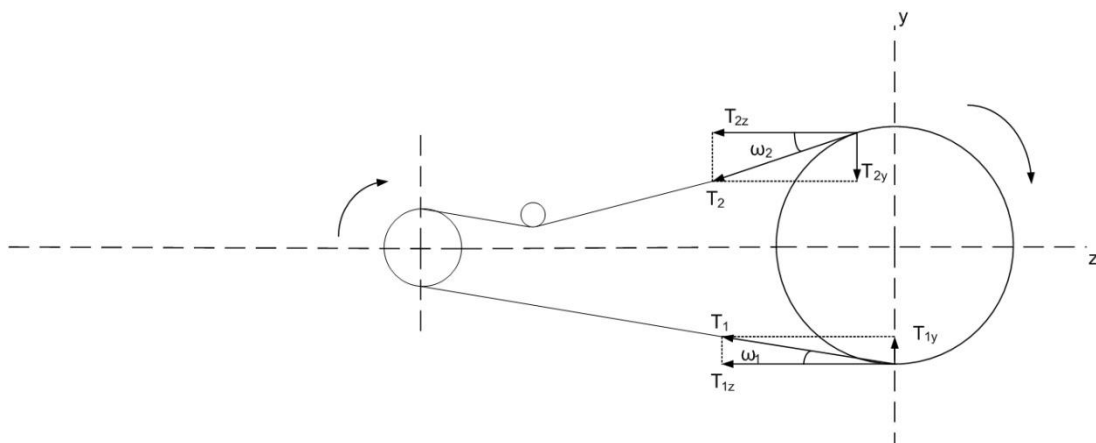
Εικόνα 5.4 Διάταξη ατράκτων και (A) τροχαλίες, (B) οδοντωτοί τροχοί, (C) αλυσοτροχοί και (D) τροχοί του μηχανήματος

5.2 Υπολογισμός ατράκτου 1



Σχήμα 5.1 Διάταξη ατράκτου 1

Για να υπολογίσουμε την συγκεκριμένη άτρακτο, δηλαδή την διατομή της, το υλικό της και την αντοχή της στις καταπονήσεις που θα δεχτεί από την τροχαλία και τον οδοντωτό τροχό πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε τις δυνάμεις που ασκούνται πάνω της από τα στοιχεία αυτά καθώς και τις αντιδράσεις από τα έδρανα. Αρχικά θα υπολογίσουμε τις συνιστώσες όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.2 από τα δυο τρίγωνα ως εξής



Σχήμα 5.2 Τάσεις ιμάντα και συνιστώσες

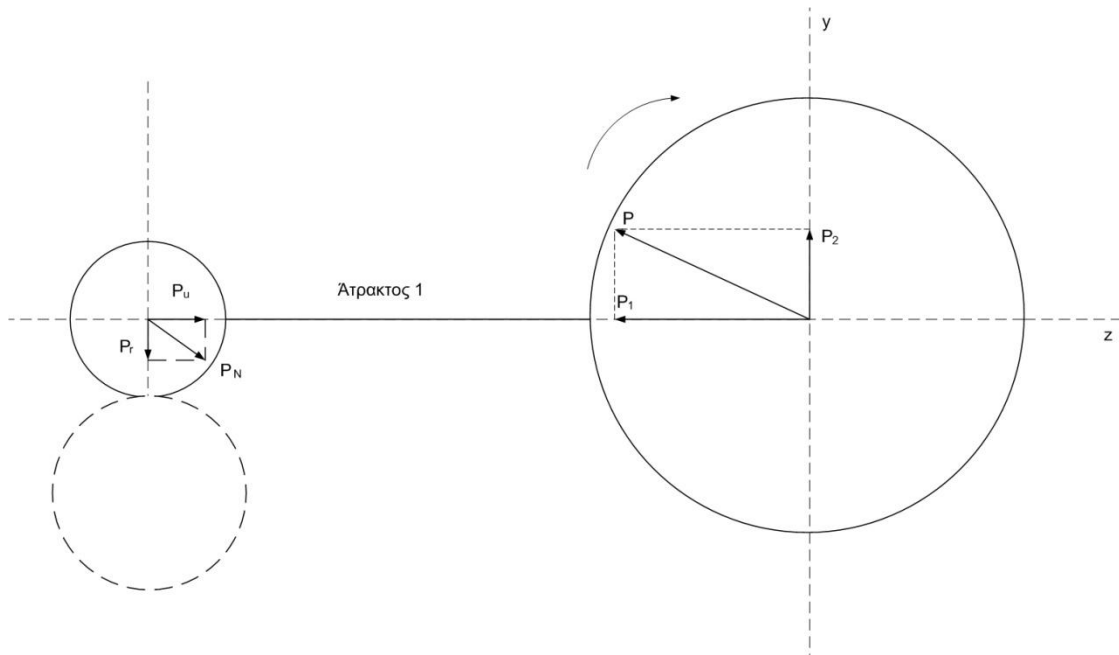
$$T_{1z} = T_1 \cdot \cos\omega_1 = 43,07 \cdot \cos 14,47 = 42 \text{ kp}$$

$$T_{1y} = T_1 \cdot \sin\omega_1 = 43,07 \cdot \sin 14,47 = 11 \text{ kp}$$

$$T_{2z} = T_2 \cdot \cos\omega_2 = 0,07 \cdot \cos 24,62 = 0,06 \text{ kp}$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot \sin\omega_2 = 0,07 \cdot \sin 24,62 = 0,03 \text{ kp}$$

Στην θέση Δ της ατράκτου λόγω της παρουσίας της τροχαλίας ασκούνται δυο δυνάμεις η P_1 και η P_2 όπως φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 5.3



Σχήμα 5.3 Δυνάμεις που ασκούνται στον άξονα από την τροχαλία στη θέση Δ και από τον οδοντ. τροχό στην θέση Β

Ο υπολογισμός αυτών των δυνάμεων θα γίνει ως εξής

$$P_1 = T_{1z} + T_{2z} = 42,06 \text{ kN}$$

$$P_2 = T_{1y} - T_{2y} = 10,97 \text{ kN}$$

Επομένως η δύναμη P προκύπτει

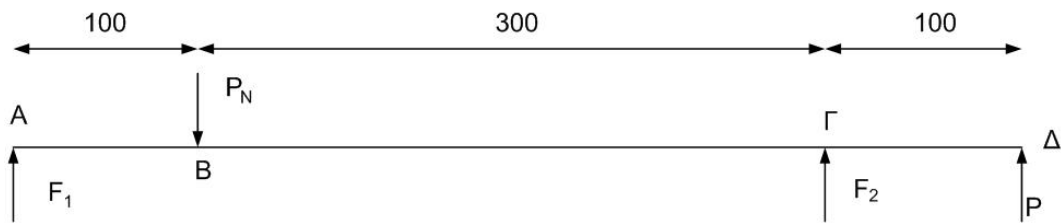
$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2} = \sqrt{42,06^2 + 10,97^2} = 43,5 \text{ kN} = 44 \text{ kN}$$

Άρα η συνολική δύναμη που ασκείται στην άτρακτο στη θέση Δ είναι $P=44 \text{ kN}$

Επίσης στην άτρακτο στην θέση Β που βρίσκεται ο οδοντωτός τροχός ασκείται η

$$\text{δύναμη } P_N = \sqrt{P_u^2 + P_r^2} = \sqrt{179^2 + 65^2} = 190 \text{ kN}$$

- Διαγράμματα ροπών κάμψης και στρέψης της ατράκτου



Σχήμα 5.4 Αντιδράσεις και δυνάμεις στην ατράκτο

Ο υπολογισμός των αντιδράσεων F_1 και F_2 θα γίνει ως εξής

Με ροπές ως προς A:

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow P_N \cdot 100 - F_2 \cdot 400 - P \cdot 500 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow 190 \cdot 100 - F_2 \cdot 400 - 44 \cdot 500 = 0 \rightarrow$$

$$F_2 = -7,5 \text{ κρ}$$

Με ροπές ως προς Γ:

$$\Sigma M_\Gamma = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_1 \cdot 400 - P_N \cdot 300 - P \cdot 100 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_1 \cdot 400 - 190 \cdot 300 - 44 \cdot 100 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_1 = 154 \text{ κρ}$$

Ροπές κάμψης:

$$\text{Θέση A: } M_A = 0$$

$$\text{Θέση B: } M_B = F_1 \cdot 100 = 154 \cdot 10 \text{ cm} = 1540 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

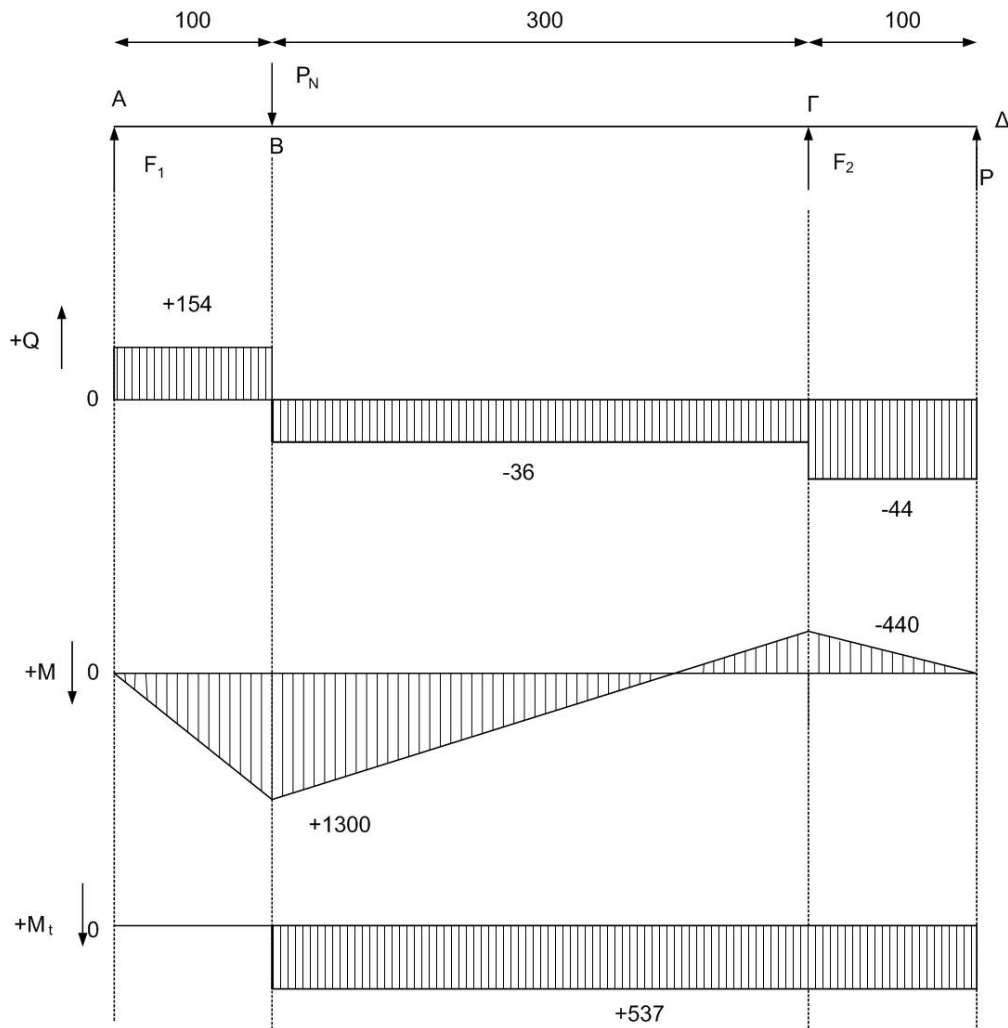
$$\text{Θέση Γ: } M_\Gamma = -P \cdot 100 = -44 \cdot 10 \text{ cm} = -440 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

$$\text{Θέση Δ: } M_\Delta = 0$$

$$\text{Επομένως } M_{b, \max} = 1540 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

και $M_t = 537 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$ όπως έχει προκύψει στο κεφάλαιο 2 για τον ιμάντα.

Με τις παραπάνω δυνάμεις και ροπές που υπολογίσαμε θα σχεδιάσουμε τα διαγράμματα ροπών κάμψης και στρέψεως και τεμνουσών δυνάμεων



Σχήμα 5.5 Διαγράμματα

- Σχεδίαση διαγραμμάτων Smith για κάμψη και στρέψη

Προκειμένου να σχεδιάσουμε τα διαγράμματα Smith τα οποία θα μας βοηθήσουν στους παρακάτω υπολογισμούς, πρώτα ανατρέχουμε στον Πίνακα 4.1 (Παράρτημα) όπου για υλικό της επιλογής μας, χάλυβα St 42, λαμβάνουμε τις παρακάτω τιμές

-Κάμψη:

$$\sigma_{bs}=360 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bsch}=360 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bw}=220 \text{ N/mm}^2$$

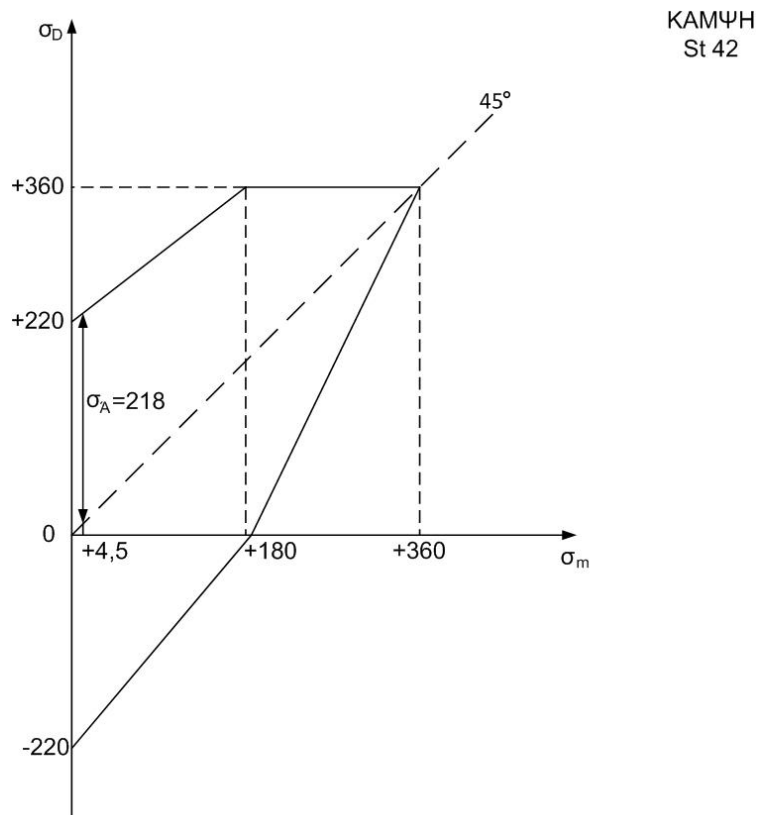
-Στρέψη

$$\tau_s = 180 \text{ N/mm}^2$$

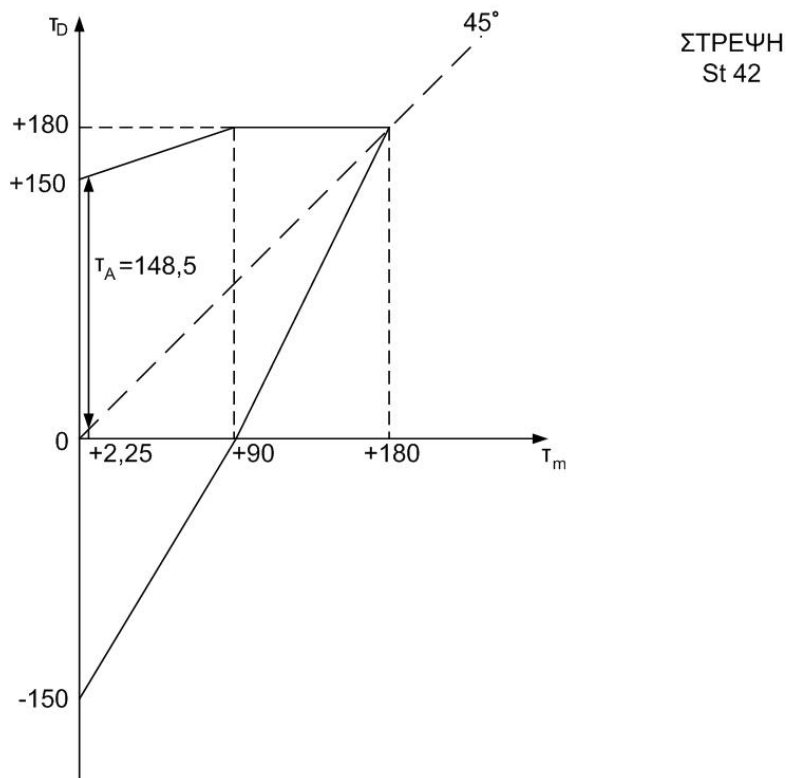
$$\tau_{sch} = 180 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_w = 150 \text{ N/mm}^2$$

και με αυτές τις τιμές σχεδιάζουμε τα διαγράμματα Smith για κάμψη και για στρέψη



Σχημα 5.6 Διάγραμμα Smith για κάμψη



Σχήμα 5.7 Διάγραμμα Smith για Στρέψη

- Επιτρεπόμενες τάσεις

Τις επιτρεπόμενες τάσεις σε κάμψη και σε στρέψη τις λαμβάνουμε από τον Πίνακα 4.2 (Παράρτημα) βάση του υλικού που έχουμε, δηλαδή χάλυβα St 42

-Κάμψη:

$$\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 40 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{b,\varepsilon\pi} = 400 \text{ kp/cm}^2$$

-Στρέψη

$$\tau_{\varepsilon\pi} = 20 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \tau_{\varepsilon\pi} = 200 \text{ kp/cm}^2$$

- Συντελεστής σύνθετης καταπόνησης α_0

Από τις συνθήκες λειτουργίας της ατράκτου διαπιστώνουμε ότι οι δυνάμεις κατά την περιστροφή προκαλούν εναλλασσόμενη κάμψη και η στρεπτική ροπή που ασκείται στην άτρακτο προκαλεί επαναλαμβανόμενη στρέψη

Ο συντελεστής α_0 για όλκιμα υλικά υπολογίζεται από τον τύπο

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{sch}} = \frac{220}{\sqrt{3} \cdot 180} = 0,706$$

- Υπολογισμός διαμέτρων

Ο υπολογισμός των διαμέτρων της ατράκτου 1 θα γίνει με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις και λόγω των διαβαθμίσεων που θα έχει η άτρακτος για τα έδρανα θα γίνει σε κάθε θέση ξεχωριστά.

-Θέση Δ: Σε αυτό το σημείο της ατράκτου έχουμε ροπή κάμψης μηδέν και ροπή στρέψης $M_t = 537 \text{ kp}\cdot\text{cm}$. Άρα ο υπολογισμός της διαμέτρου θα γίνει με την σχέση

$$d_1 = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\varepsilon\pi}}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{537}{200}} = 2,39 \text{ cm} \approx 24 \text{ mm}$$

Όμως λόγω της παρουσίας σφηνόδρομου για την τροχαλία θα έχουμε προσαύξηση της διαμέτρου διότι ο σφηνόδρομος εξασθενεί την διάμετρο.

$$d_1 = 24 + 4 \text{ mm} = 28 \text{ mm}$$

-Θέση Β: Σε αυτή τη θέση λόγω της παρουσίας του οδοντωτού τροχού έχουμε και ροπή κάμψης και ροπή στρέψης. Έτσι, ο υπολογισμός θα γίνει με την παρακάτω μέθοδο

Αρχικά βρίσκουμε την ισοδύναμη ροπή για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής:

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75(a_0 M_t)^2} = \sqrt{1540^2 + 0,75(0,706 \cdot 537)^2} \approx 1575 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

Στην συνέχεια η διάμετρος θα υπολογιστεί με εφαρμογή του παρακάτω τύπου

$$d_2 = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\varepsilon\pi}}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{1575}{400}} = 3,42 \approx 34 \text{ mm}$$

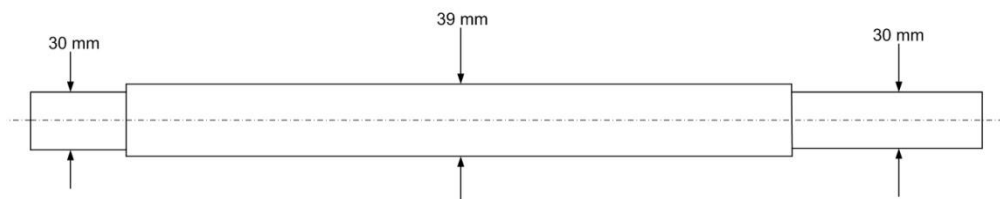
Όμως και σε αυτή την θέση λόγω του οδοντωτού τροχού, έχουμε παρουσία σφηνόδρομου άρα θα έχουμε και προσαύξηση της διαμέτρου ως εξής

$$d_2 = 34 + 5 = 39 \text{ mm}$$

-Θέση Γ: Σε αυτή την θέση υπάρχει η έδραση της ατράκτου η οποία θα γίνει με έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) τα οποία διατίθενται σε τυποποιημένες διαμέτρους. Για το λόγο αυτό η διάμετρος d_1 θα τυποποιηθεί στην αμέσως μεγαλύτερη διάμετρο που είναι $d_1 = 30 \text{ mm}$.

-Θέση A: Σε αυτή τη θέση εφόσον μηδενίζονται και η ροπή κάμψης και η ροπή στρέψης, για λόγους ομοιομορφίας της άτρακτου θα χρησιμοποιήσουμε την ίδια διάμετρο που έχουμε και στην θέση Γ δηλαδή $d_1=30$ mm και επιπλέον αυτό θα μας δώσει την δυνατότητα να χρησιμοποιήσουμε ίδιο τύπο ρουλεμάν σε αυτή την άτρακτο.

Η μορφή που θα έχει η άτρακτος όπως προκύπτει από τους παραπάνω υπολογισμούς είναι η εξής



Σχήμα 5.8 Διαβαθμίσεις και διαμέτροι άτρακτου 1

- Υπολογισμός τάσεων

Στην θέση B έχουμε σύνθετη καταπόνηση, διότι ασκείται στην άτρακτο και εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Έτσι θα ελέγξουμε αυτή τη θέση σε δυναμική καταπόνηση.

-Τάση κάμψεως: Η τάση αυτή υπολογίζεται από την σχέση

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.1)$$

Επίσης για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει

$$W_b = 0,1 \cdot d_2^3 \quad (5.2)$$

Επομένως από τις σχέσεις 5.1 και 5.2 έχουμε

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{1540}{0,1 \cdot 3,9^3} = 260 \text{ kp/cm}^2 \approx 26 \text{ N/mm}^2$$

-Τάση στρέψης: Η τάση στρέψης υπολογίζεται και αυτή από την σχέση

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (5.3)$$

Η ροπή αντιστάσεως W_t υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής

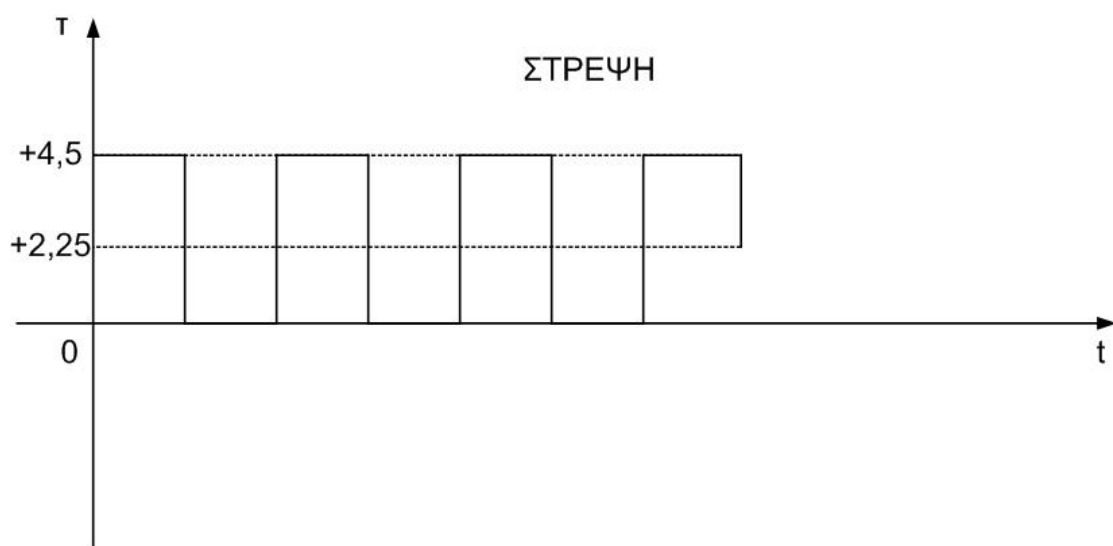
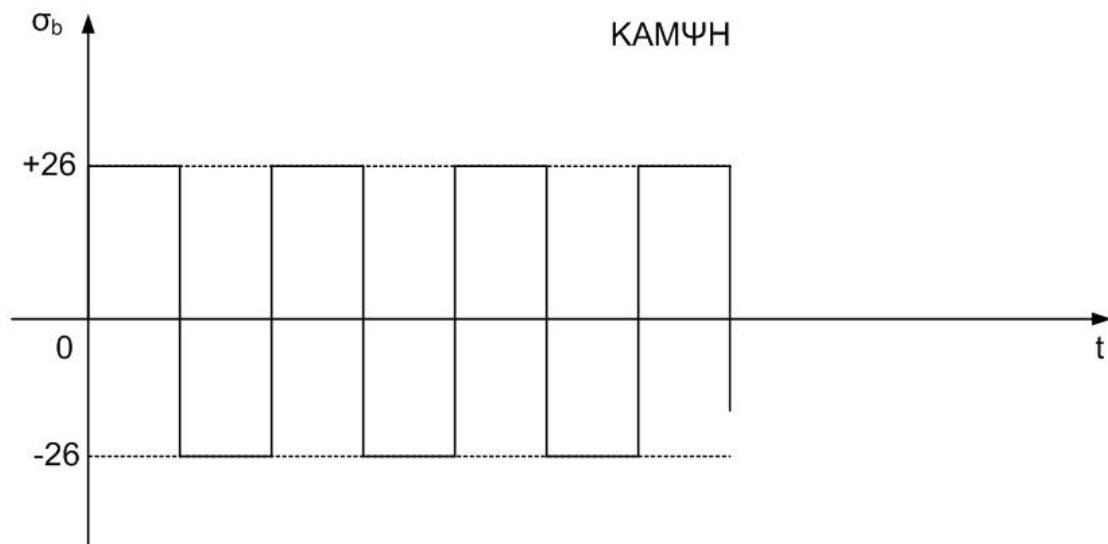
$$W_t = 0,2 \cdot d_2^3 \quad (5.4)$$

Από τις σχέσεις (5.3) και (5.4) έχουμε

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{537}{0,2 \cdot 3,9^3} = 45 \text{ kp/cm}^2 \approx 4,5 \text{ N/mm}^2$$

- Μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

Γνωρίζοντας ότι έχουμε εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη θα σχεδιάσουμε τα διαγράμματα μεταβολής της τάσης.



Σχήμα 5.9 Διαγράμματα μεταβολής της τάσης

Από αυτά τα διαγράμματα παρατηρούμε την διακύμανση της τάσης και προκύπτει ότι

-Για εναλλασσόμενη κάμψη:

Μέση τάση: $\sigma_{bm}=0$

Απόκλιση τάσης: $\sigma_{ba}=26 \text{ N/mm}^2$

-Για επαναλαμβανόμενη στρέψη:

Μέση τάση: $\tau_m=\tau/2=2,25 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a=\tau/2=2,25 \text{ N/mm}^2$

- Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για την εύρεση των δυο συντελεστών αρχικά θα θεωρήσουμε ότι έχουμε μια μέση τραχύτητα $R=6\div 8\mu$ και στην συνέχεια από τον Πίνακα 4.1 (Παράρτημα) βρίσκουμε το όριο θραύσης του χάλυβα St 42 που θα χρησιμοποιήσουμε και είναι ίσο με $\sigma_B=420 \text{ N/mm}^2$. Με αυτά σαν δεδομένα και με την βοήθεια του Διαγράμματος 4.3 προκύπτουν οι παρακάτω συντελεστές

-Κάμψη: $\alpha_{ob}=0,92$

-Στρέψη: $\alpha_{ot}=0,575 \cdot \alpha_{ob}+0,425=0,95$

Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το Διάγραμμα 4.4 (Παράρτημα) για διάμετρο $d_2=39 \text{ mm}$ έχουμε

-Κάμψη: $\alpha_{gb}=0,8$

-Στρέψη: $\alpha_{gt}=0,9$

Συντελεστής εγκοπής β_{kb} και β_{kt}

Από τον Πίνακα 4.5 (Παράρτημα) και δεδομένου ότι έχουμε σφηνότοπο και $\sigma_B=420 \text{ N/mm}^2$ έχουμε

-Κάμψη: $\beta_{kb}=2,15$

-Στρέψη: $\beta_{kt}=1,3$

- Τιμές δυναμικής αντοχής

Προκειμένου να υπολογίσουμε στην συνέχεια την ισοδύναμη τάση αποκλίσεως, πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε τις επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . Αυτές οι τιμές είναι οριακές και προκύπτουν για κάθε καταπόνηση από το διαγράμματα Smith ως εξής

-Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_W$ και $\tau_A = \tau_W$

-Για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$

Έτσι σύμφωνα με αυτά η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} υπολογίζεται με την παρακάτω σχέση και για $\sigma_A = \sigma_{bw} = 220 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{AG} = \frac{a_{ob} \cdot a_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma_A = \frac{0,92 \cdot 0,80}{2,15} \cdot 220 = 75 \text{ N/mm}^2$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζεται και η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} για $\tau_A = \tau_{sch}/2 = 180/2 = 90 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{AG} = \frac{a_{ot} \cdot a_{gt}}{\beta_{kt}} \cdot \tau_A = \frac{0,95 \cdot 0,9}{1,3} \cdot 90 = 59 \text{ N/mm}^2$$

- Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη που δέχεται η άτρακτος θα υπολογίσουμε τις ισοδύναμες τάσεις με την εφαρμογή των παρακάτω τύπων

-Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{360}{180}\right)^2 \cdot 2,25^2} = 4,5 \text{ N/mm}^2$$

-Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{26^2 + \left(\frac{75}{59}\right)^2 \cdot 2,25^2} = 26 \text{ N/mm}^2$$

- Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα Smith για κάμψη σχήμα 5.6 και για μέση τάση $\sigma_{vm}=4,5 \text{ N/mm}^2$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A=218 \text{ N/mm}^2$. Στην συνέχεια από την παρακάτω σχέση και με τους συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής για κάμψη προκύπτει η ονομαστική τιμή της δυναμικής αντοχής της ατράκτου σε σύνθετη καταπόνηση

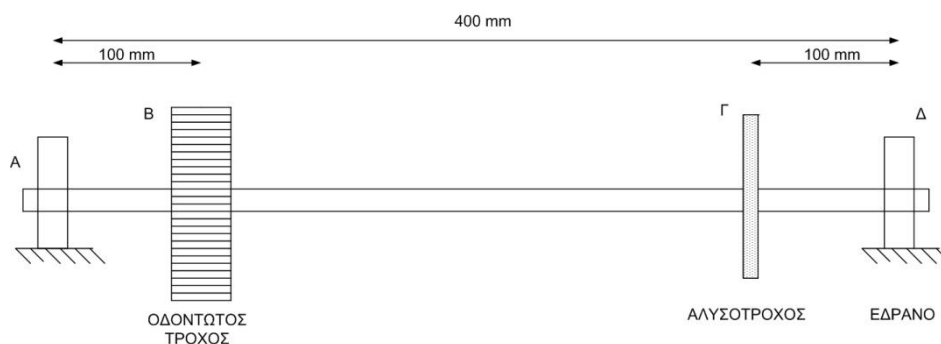
$$\sigma'_{NA} = \frac{a_{ob} \cdot a_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma'_A = \frac{0,92 \cdot 0,79}{2,15} \cdot 218 = 74 \text{ N/mm}^2$$

Τέλος υπολογίζουμε τον συντελεστή ασφάλειας από την σχέση

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{να}} = \frac{74}{26} = 2,9$$

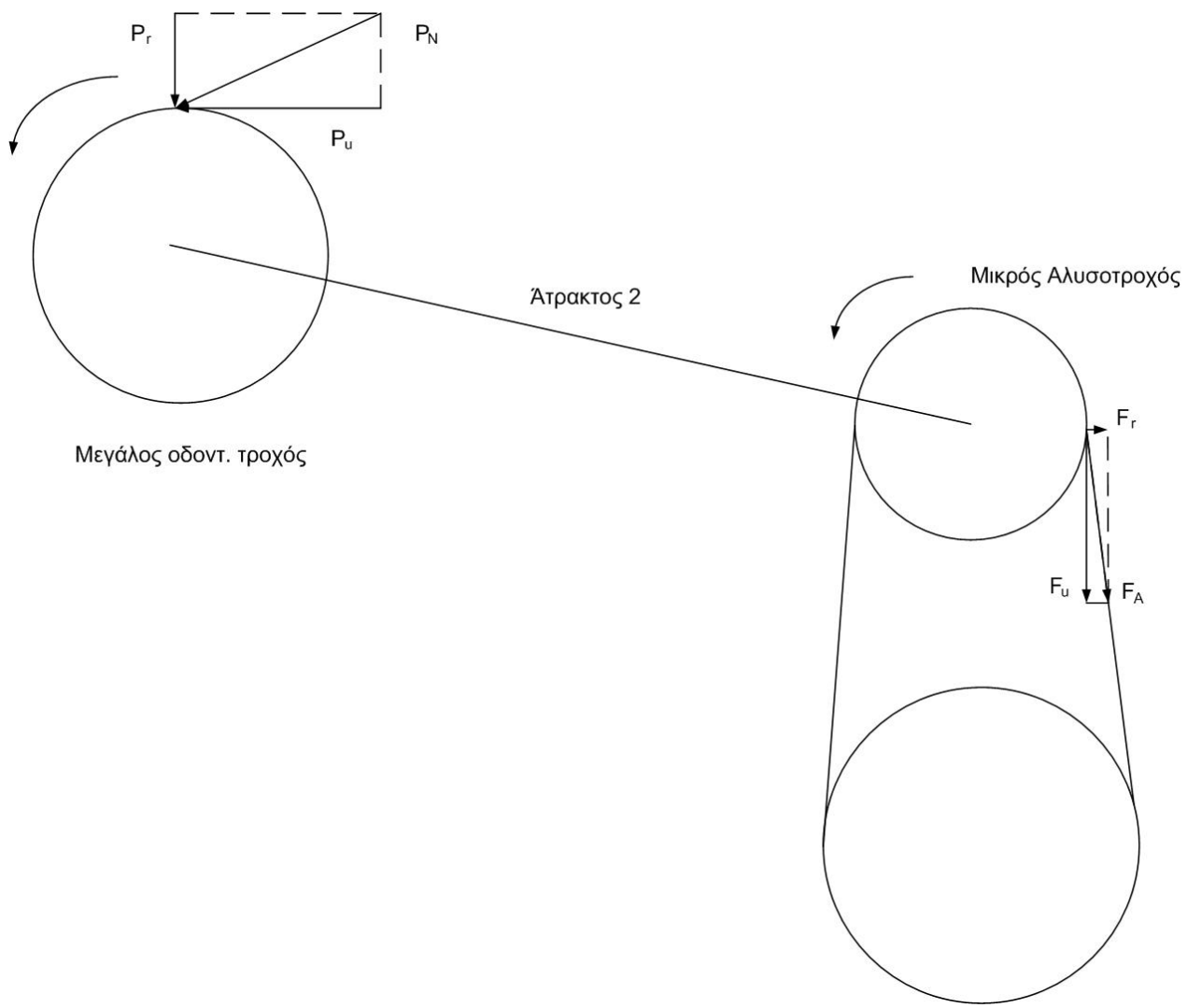
Ο συντελεστής ασφάλειας που πρόεκυψε είναι ικανοποιητικός διότι για συνήθεις περιπτώσεις ατράκτων ο συντελεστής ασφάλειας λαμβάνεται από 2 έως 3. Επομένως η συγκεκριμένη άτρακτος για την συγκεκριμένη εφαρμογή θα λειτουργήσει απροβλημάτιστα.

5.3 Υπολογισμός ατράκτου 2



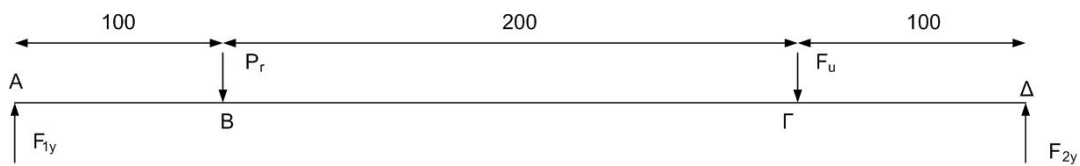
Σχήμα 5.10 Διάταξη ατράκτου 2

Αυτή η άτρακτος η οποία εδράζεται στα σημεία A και Δ παίρνει κίνηση από την πρώτη άτρακτο μέσω του γραναζιού που βρίσκεται στο σημείο B και από τον αλυσοτροχό που βρίσκεται στην θέση Γ μέσω της αλυσίδας θα μεταδώσει την κίνηση στην τρίτη άτρακτο. Οι υπολογισμοί για αυτή την άτρακτο θα γίνουν όπως και για την προηγούμενη. Σε αυτή την άτρακτο, ο οδοντωτός τροχός και ο αλυσοτροχός ασκούν δυνάμεις σε δυο επίπεδα (Σχήμα 5.11), στο επίπεδο (X,Y) και στο επίπεδο (X,Z). Έτσι οι αντιδράσεις θα υπολογιστούν ξεχωριστά για τα δυο αυτά επίπεδα και στην συνέχεια θα υπολογίσουμε τις μέγιστες αντιδράσεις στα έδρανα και τις μέγιστες ροπές κάμψης.



Σχήμα 5.11 Δυνάμεις της ατράκτου 2

- Επίπεδο (X,Y)



Σχήμα 5.12 Αντιδράσεις

Οι δυνάμεις όπως έχουν προκύψει από τους υπολογισμούς στα αντίστοιχα κεφάλαια για τους οδοντωτούς τροχούς και για την αλυσοκίνηση είναι $P_r=65$ κρ και $F_u=234$ κρ.

Με ροπές ως προς Α:

$$\Sigma M_A=0 \rightarrow$$

$$\rightarrow P_r \cdot 100 + F_u \cdot 300 - F_{2y} \cdot 400 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow 65 \cdot 100 + 234 \cdot 300 = F_{2y} \cdot 400 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{2y} = 192 \text{ κρ}$$

Με ροπές ως προς Δ:

$$\Sigma M_\Delta = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{1y} \cdot 400 - P_r \cdot 300 - F_u \cdot 100 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{1y} \cdot 400 = 19500 + 23400 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{1y} = 107 \text{ κρ}$$

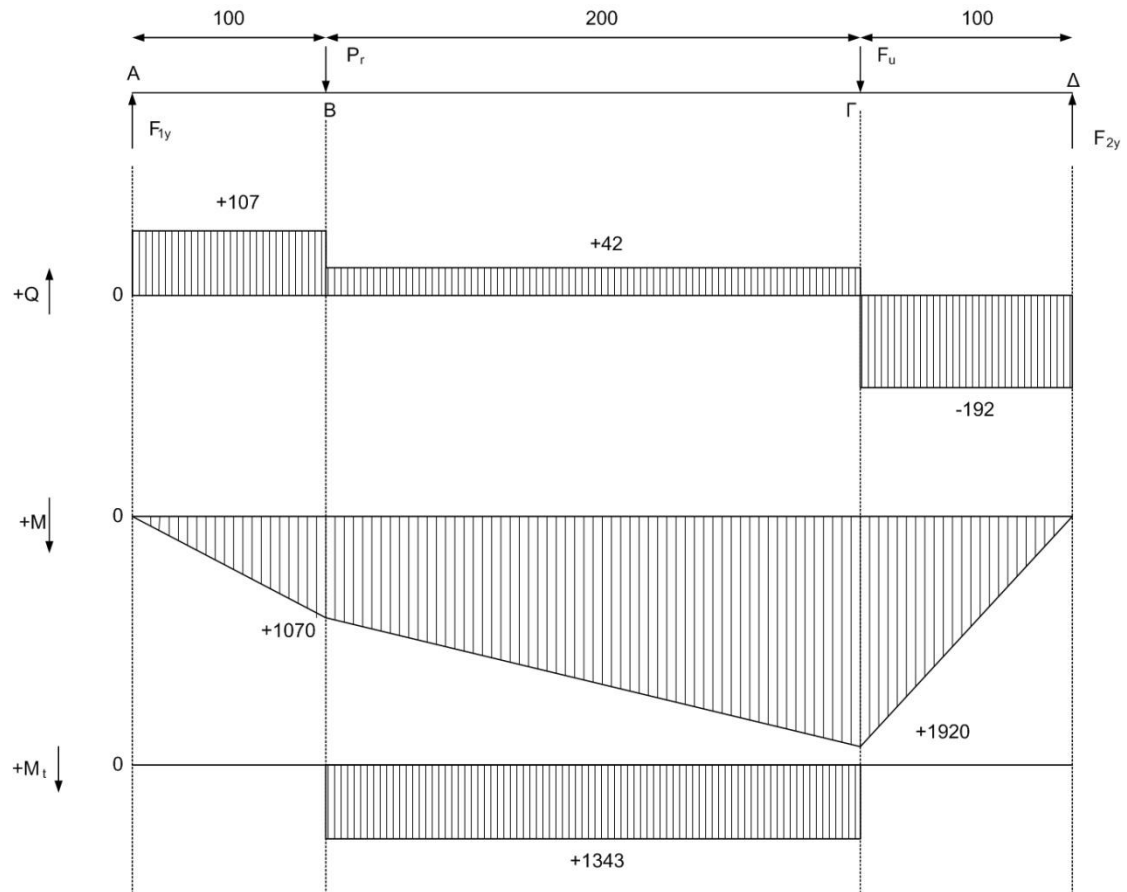
Ροπές κάμψης:

$$\text{-Θέση Α: } M_{y,A} = 0$$

$$\text{-Θέση Β: } M_{y,B} = F_{1y} \cdot 10 = 107 \cdot 10 = 1070 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

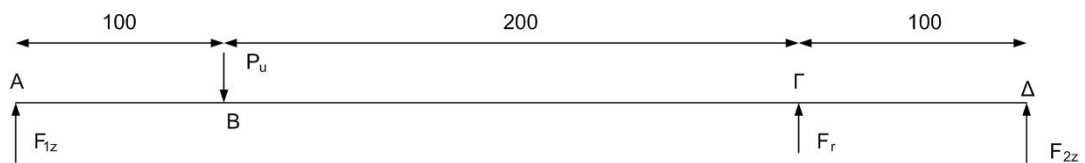
$$\text{-Θέση Γ: } M_{y,\Gamma} = F_{2y} \cdot 10 = 192 \cdot 10 = 1920 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

$$\text{Θέση Δ: } M_{y,\Delta} = 0$$



Σχήμα 5.13 Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψης, ροπής στρέψης

- Επίπεδο (X,Z)



Σχήμα 5.14 Αντιδράσεις

Σε αυτό το επίπεδο οι δυνάμεις είναι:

$$P_u=179 \text{ κρ}$$

$$F_r=260 \text{ κρ}$$

Με ροπές ως προς Α:

$$\Sigma M_A=0 \rightarrow$$

$$\rightarrow P_u \cdot 100 - F_r \cdot 300 - F_{2z} \cdot 400 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow 179 \cdot 100 - 260 \cdot 300 = F_{2z} \cdot 400 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{2z} = -150 \text{ κρ}$$

Με ροπές ως προς Δ:

$$\Sigma M_\Delta=0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{1z} \cdot 400 - P_u \cdot 300 - F_r \cdot 100 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{1z} \cdot 400 = 53700 - 26000 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{1z} = 69 \text{ κρ}$$

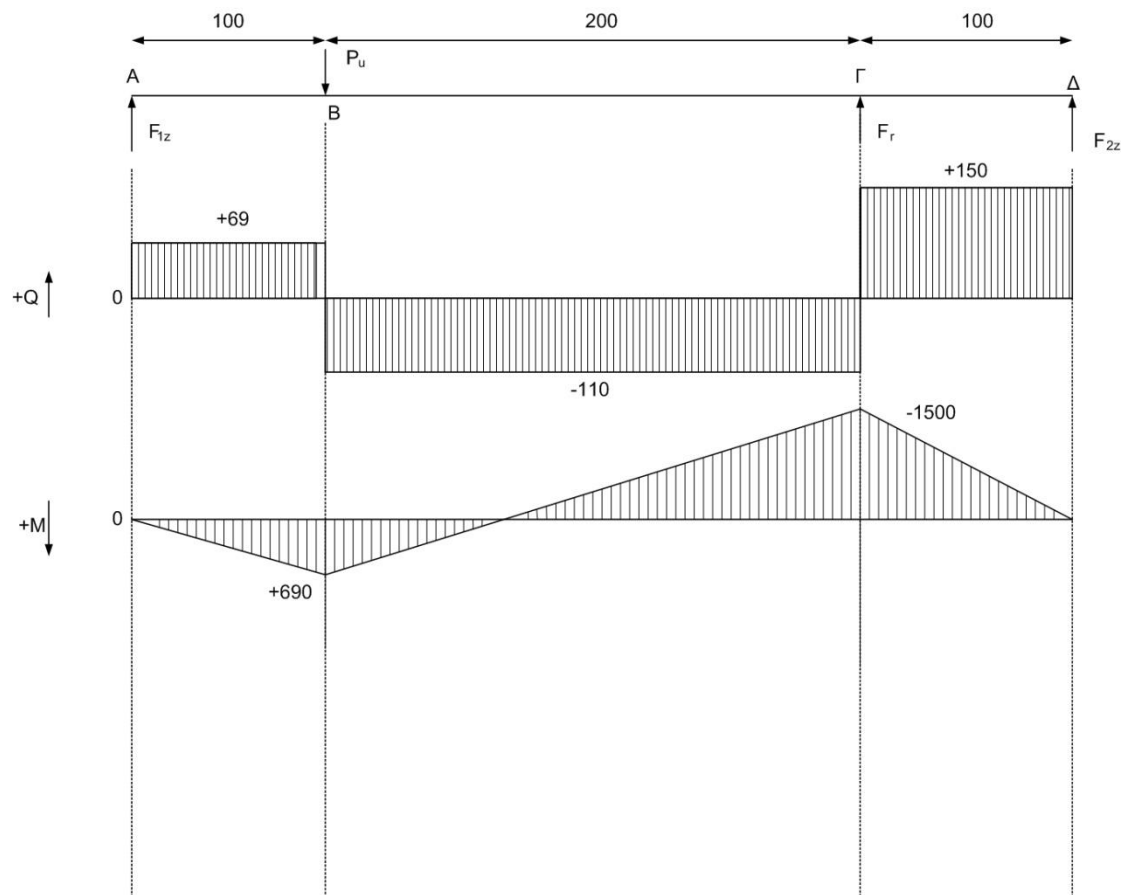
Ροπές κάμψης

$$\text{-Θέση Α: } M_{z,A}=0$$

$$\text{-Θέση Β: } M_{z,B}=69 \cdot 10=690 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

$$\text{-Θέση Γ: } M_{z,\Gamma}=-150 \cdot 10=-1500 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

$$\text{-Θέση Δ: } M_{z,\Delta}=0$$



Σχήμα 5.15 Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψης

- Μέγιστες δυνάμεις εδράνων

Οι μέγιστες δυνάμεις των εδράνων υπολογίζονται με βάση το γεωμετρικό άθροισμα των συνιστωσών δυνάμεων.

-Θέση Α

$$F_{1R} = \sqrt{F_{1y}^2 + F_{1z}^2} = \sqrt{107^2 + 69^2} = 127 \text{ kN}$$

-Θέση Δ

$$F_{2R} = \sqrt{F_{2y}^2 + F_{2z}^2} = \sqrt{192^2 + (-150)^2} = 244 \text{ kN}$$

- Μέγιστες ροπές κάμψης

Αντίστοιχα υπολογίζουμε και τις μέγιστες ροπές κάμψης.

-Θέση Β

$$M_{R,B} = \sqrt{M_{y,B}^2 + M_{z,B}^2} = \sqrt{1070^2 + 690^2} = 1273 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

-Θέση Γ

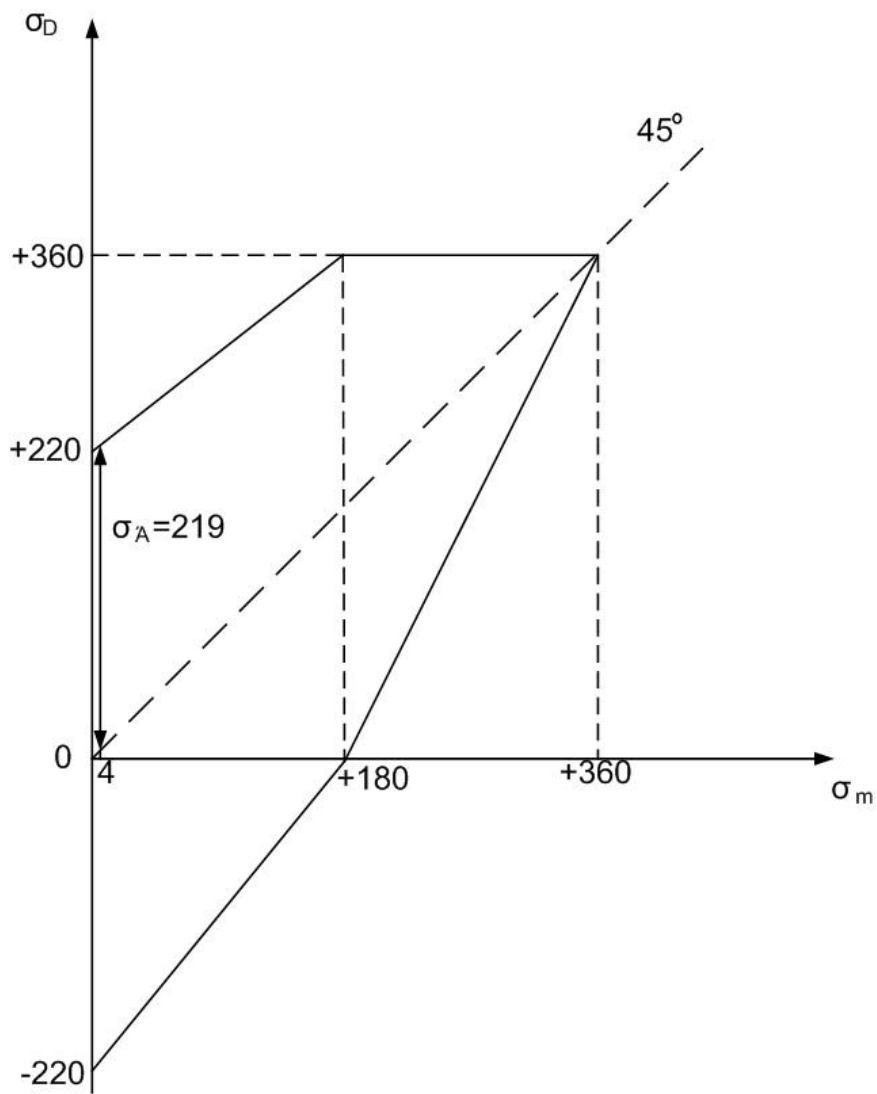
$$M_{R,\Gamma} = \sqrt{M_{y,\Gamma}^2 + M_{z,\Gamma}^2} = \sqrt{1920^2 + (-1500)^2} = 2436 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

Επομένως η μέγιστη ροπή κάμψης βρίσκεται στην θέση Γ και είναι ίση με $M_{b,max}=2436 \text{ kp}\cdot\text{cm}$ και η ροπή στρέψης είναι ίση με

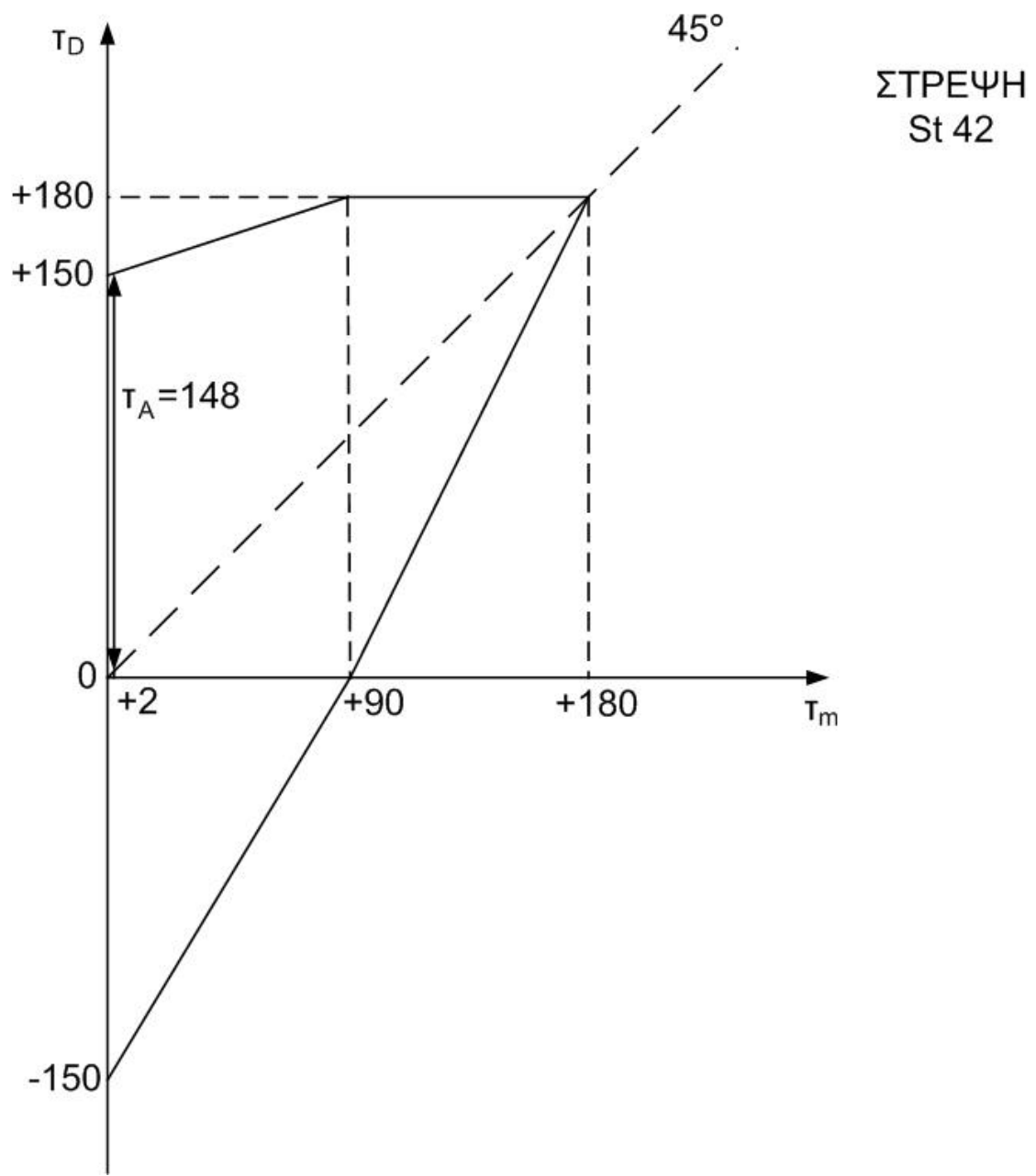
$$M_t = 71620 \frac{N}{n_2} = 71620 \frac{6}{320} = 1343 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

- Σχεδίαση διαγραμμάτων Smith για κάμψη και στρέψη

Τα διαγράμματα Smith θα τα σχεδιάσουμε κι εδώ όπως και στην άτρακτο 1 για υλικό χάλυβα St 42.



Σχήμα 5.16 Διαγράμματα Smith για κάμψη



Σχήμα 5.17 Διαγράμματα Smith για στρέψη

- Υπολογισμός διαμέτρων

Ο υπολογισμός των διαμέτρων της ατράκτου θα γίνει με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις και λόγω των διαβαθμίσεων που θα έχει η άτρακτος για τα έδρανα θα γίνει σε κάθε θέση ξεχωριστά.

-**Θέση Γ**: Σε αυτή τη θέση έχουμε και ροπή κάμψης και ροπή στρέψης, επομένως θα ακολουθήσουμε την παρακάτω διαδικασία

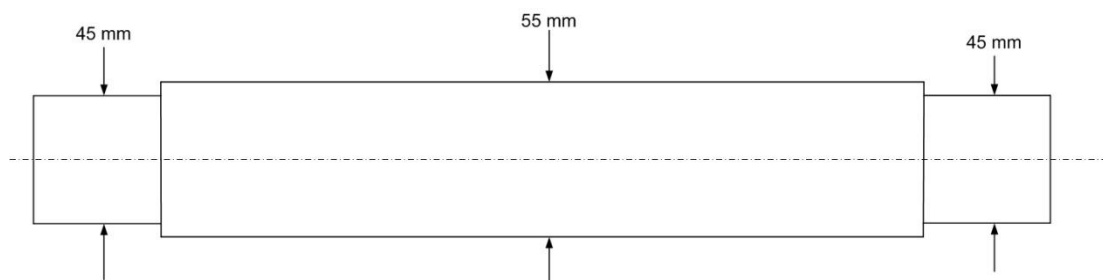
$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75(a_0 M_t)^2} = \sqrt{2436^2 + 0,75(0,706 \cdot 1343)^2} \approx 2571 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

Στην συνέχεια η διάμετρος θα υπολογιστεί με εφαρμογή του παρακάτω τύπου

$$d_2 = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{2571}{400}} = 4,03 \text{ cm} \approx 40 \text{ mm}$$

Όμως λόγω της παρουσίας σφηνόδρομου σε αυτό το σημείο αλλά και στο σημείο Β θα έχουμε προσαύξηση 5 mm, άρα $d_2 = 40 + 5 = 45 \text{ mm}$

-**Θέσεις Α, Δ**: Στις θέσεις αυτές επειδή δεν έχουμε ούτε ροπή κάμψης ούτε ροπή στρέψης μπορούμε να πούμε ότι θα έχουμε διάμετρο $d_1 = d_2 = 45 \text{ mm}$. Όμως λόγω των εδράνων και θέλοντας να δημιουργήσουμε τις διαβαθμίσεις στην άτρακτο θα αυξήσουμε την διάμετρο $d_2 = 45 + 10 = 55 \text{ mm}$. Άρα η άτρακτος τελικά θα έχει την παρακάτω μορφή



Σχήμα 5.18 Διαβαθμίσεις ατράκτου 2

- Υπολογισμός τάσεων

Στην θέση Γ έχουμε σύνθετη καταπόνηση, διότι ασκείται στην άτρακτο και εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Έτσι θα ελέγξουμε αυτή τη θέση σε δυναμική καταπόνηση.

-Τάση κάμψεως: Η τάση αυτή υπολογίζεται από την σχέση

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.5)$$

Επίσης για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει

$$W_b = 0,1 \cdot d_2^3 \quad (5.6)$$

Επομένως από τις σχέσεις 5.5 και 5.6 έχουμε

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{2436}{0,1 \cdot 5,5^3} = 146 \text{ kp/cm}^2 \approx 15 \text{ N/mm}^2$$

-Τάση στρέψης: Η τάση στρέψης υπολογίζεται και αυτή από την σχέση

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (5.7)$$

Η ροπή αντιστάσεως W_t υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής

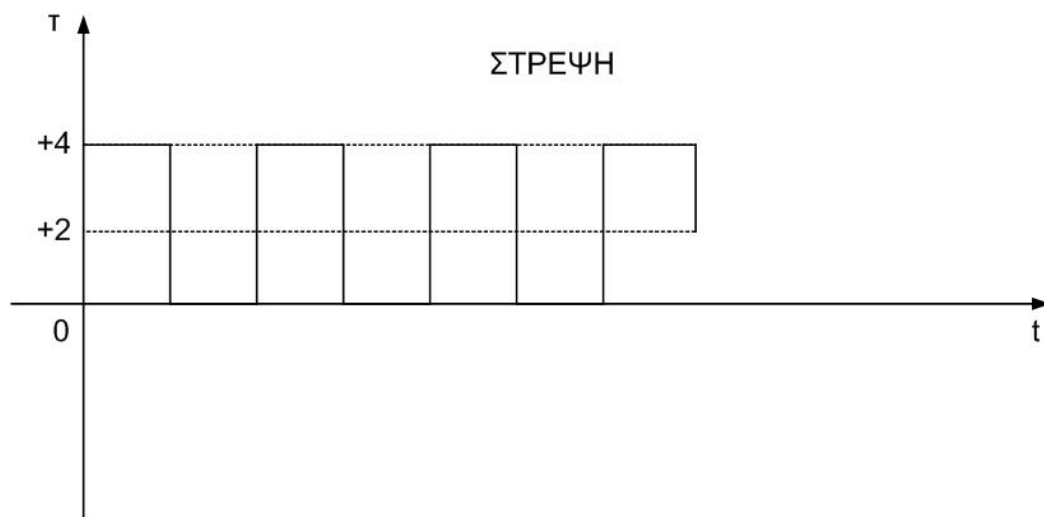
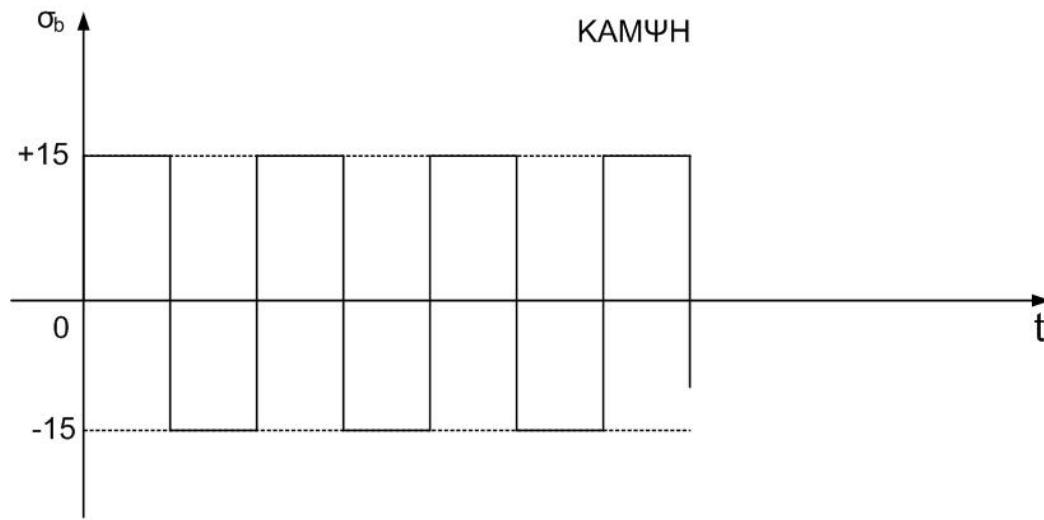
$$W_t = 0,2 \cdot d_2^3 \quad (5.8)$$

Από τις σχέσεις (5.7) και (5.8) έχουμε

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{1343}{0,2 \cdot 5,5^3} = 40 \text{ kp/cm}^2 \approx 4 \text{ N/mm}^2$$

- Μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

Γνωρίζοντας ότι έχουμε εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη, θα σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση. Έτσι έχουμε



Σχήμα 5.19 Μεταβολή τάσης για κάμψη και στρέψη

Παρατηρώντας την διακύμανση της τάσης στα παραπάνω διαγράμματα συμπεραίνουμε ότι

-Για εναλλασσόμενη κάμψη:

Μέση τάση: $\sigma_{bm}=0$

Απόκλιση τάσης: $\sigma_{ba}=15 \text{ N/mm}^2$

-Για επαναλαμβανόμενη στρέψη:

Μέση τάση: $\tau_m=\tau/2=2 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a=\tau/2=2 \text{ N/mm}^2$

- Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για την εύρεση των δυο συντελεστών αρχικά θα θεωρήσουμε ότι έχουμε μια μέση τραχύτητα $R=6\div 8\mu$ και στην συνέχεια από τον Πίνακα 4.1 (Παράρτημα) βρίσκουμε το όριο θραύσης του χάλυβα St 42 που θα χρησιμοποιήσουμε και είναι ίσο με $\sigma_B=420 \text{ N/mm}^2$. Με αυτά σαν δεδομένα και με την βοήθεια του Διαγράμματος 4.3 προκύπτουν οι παρακάτω συντελεστές

-Κάμψη: $\alpha_{ob}=0,92$

-Στρέψη: $\alpha_{ot}=0,575 \cdot \alpha_{ob}+0,425=0,95$

Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το Διάγραμμα 4.4 (Παράρτημα) για διάμετρο $d_2=55 \text{ mm}$ έχουμε

-Κάμψη: $\alpha_{gb}=0,67$

-Στρέψη: $\alpha_{gt}=0,80$

Συντελεστής εγκοπής β_{kb} και β_{kt}

Από τον Πίνακα 4.5 (Παράρτημα) και δεδομένου ότι έχουμε σφηνότοπο και $\sigma_B=420 \text{ N/mm}^2$ έχουμε

-Κάμψη: $\beta_{kb}=2,15$

-Στρέψη: $\beta_{kt}=1,3$

- Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

Προκειμένου να υπολογίσουμε στην συνέχεια την ισοδύναμη τάση αποκλίσεως, πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε τις επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . Αυτές οι τιμές είναι οριακές και προκύπτουν για κάθε καταπόνηση από το διάγραμμα Smith ως εξής

-Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_W$ και $\tau_A = \tau_W$

-Για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$

Έτσι σύμφωνα με αυτά η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} υπολογίζεται με την παρακάτω σχέση και για $\sigma_A = \sigma_{bw} = 220 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{AG} = \frac{a_{ob} \cdot a_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma_A = \frac{0,92 \cdot 0,67}{2,15} \cdot 220 = 63 \text{ N/mm}^2$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζεται και η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} για $\tau_A = \tau_{sch}/2 = 180/2 = 90 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{AG} = \frac{a_{ot} \cdot a_{gt}}{\beta_{kt}} \cdot \tau_A = \frac{0,95 \cdot 0,80}{1,3} \cdot 90 = 53 \text{ N/mm}^2$$

- Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη που δέχεται η άτρακτος θα υπολογίσουμε τις ισοδύναμες τάσεις με την εφαρμογή των παρακάτω τύπων

-Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{360}{180}\right)^2 \cdot 2^2} = 4 \text{ N/mm}^2$$

-Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{15^2 + \left(\frac{63}{53}\right)^2 \cdot 2^2} = 15 \text{ N/mm}^2$$

- Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα Smith για κάμψη σχήμα 5.16 και για μέση τάση $\sigma_{vm}=4 \text{ N/mm}^2$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A=219 \text{ N/mm}^2$. Στην συνέχεια από την παρακάτω σχέση και με τους συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής για κάμψη προκύπτει η ονομαστική τιμή της δυναμικής αντοχής της ατράκτου σε σύνθετη καταπόνηση

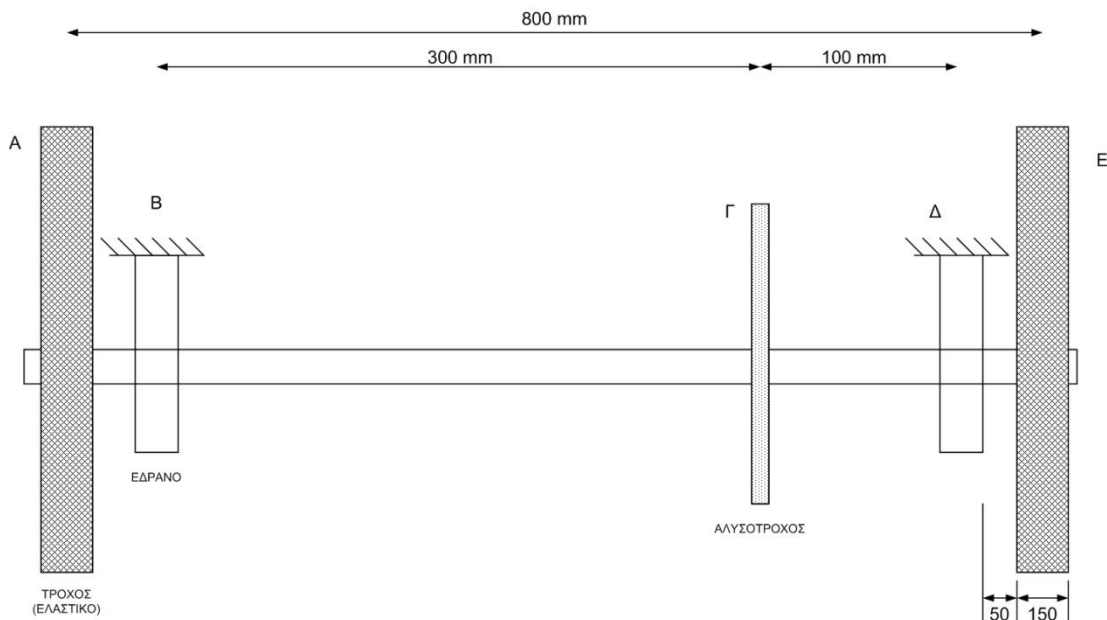
$$\sigma'_{NA} = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma'_A = \frac{0,92 \cdot 0,67}{2,15} \cdot 219 = 63 \text{ N/mm}^2$$

Τέλος υπολογίζουμε τον συντελεστή ασφαλείας από την σχέση

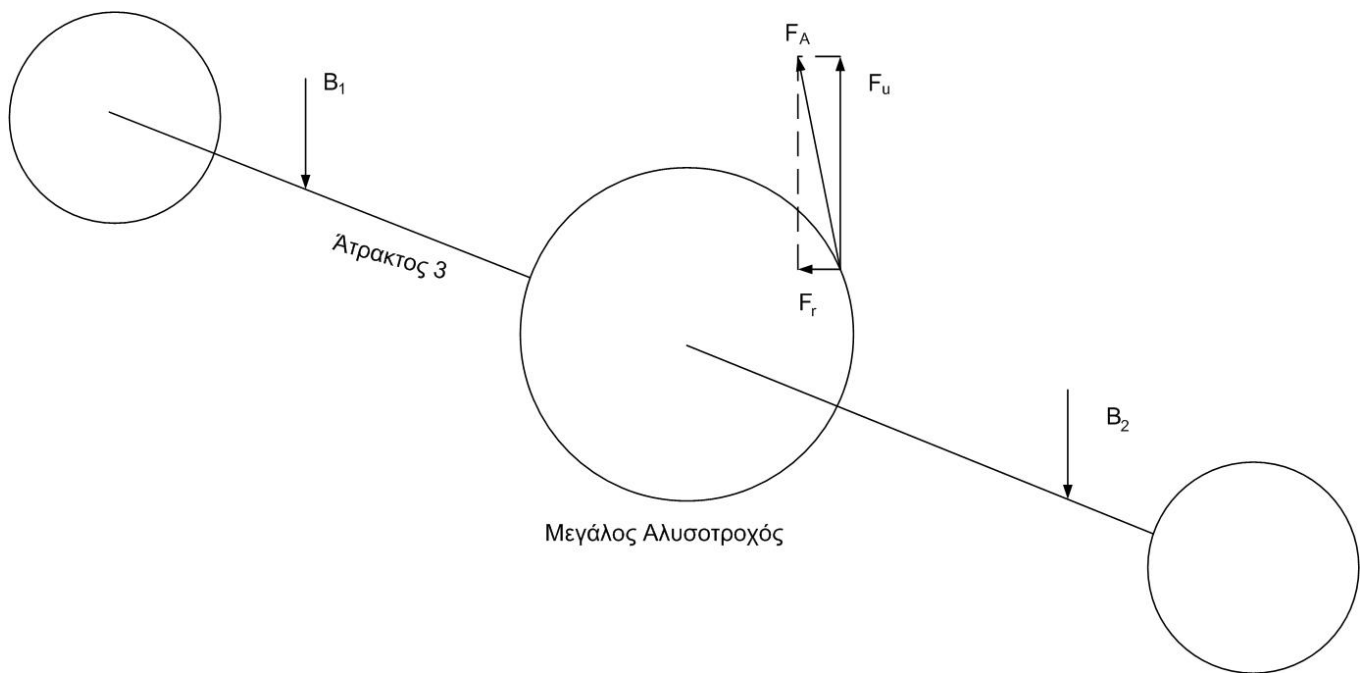
$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{να}} = \frac{63}{15} = 4,2$$

Ο συντελεστής ασφαλείας που προέκυψε είναι αρκετά ικανοποιητικός διότι για συνήθεις περιπτώσεις ατράκτων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται από 2 έως 3. Επομένως η συγκεκριμένη άτρακτος για την συγκεκριμένη εφαρμογή θα λειτουργήσει απροβλημάτιστα.

5.4 Υπολογισμός ατράκτου 3



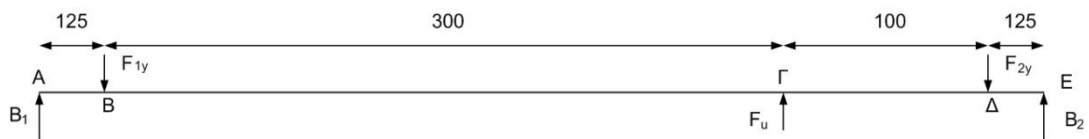
Σχήμα 5.20 Διάταξη ατράκτου 3



Σχήμα 5.21 Δυνάμεις άτρακτου 3

Η άτρακτος αυτή εδράζεται στα σημεία Β και Δ. Παίρνει κίνηση με τον αλυσοτροχό που βρίσκεται στην θέση Γ μέσω των αλυσίδων και μεταφέρει αυτή την κίνηση στους τροχούς που βρίσκονται στις θέσεις Α και Ε και έτσι έχουμε τελικά την κίνηση του σκαπτικού μηχανήματος. Η άτρακτος αυτή θα υπολογιστεί με τις μεθόδους που υπολογίστηκαν και οι προηγούμενες δυο άτρακτοι μόνο που εδώ οι υπολογισμοί θα γίνουν και συναρτήσει του συνολικού βάρους του μηχανήματος το οποίο μεταφέρεται από τους τροχούς στην άτρακτο (Σχήμα 5.21). Έτσι λαμβάνοντας το βάρος περίπου στα 100kg βάση άλλων ανάλογων μηχανημάτων που υπάρχουν έχουμε ότι $B=100\text{kg}=100\text{kp}$. Όμως επειδή έχουμε δυο τροχούς, το βάρος θα κατανέμεται σε αυτούς και έτσι έχουμε $B_1=50\text{ kp}$ στην θέση Α και $B_2=50\text{ kp}$ στην θέση Ε.

- Αντιδράσεις στο επίπεδο (X,Y)



Σχήμα 5.22 Αντιδράσεις

Με ροπές ως προς Β:

$$\Sigma M_B = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow B_1 \cdot 125 - F_u \cdot 300 + F_{2y} \cdot 400 - B_2 \cdot 525 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow 50 \cdot 125 - 234 \cdot 300 + F_{2y} \cdot 400 - 50 \cdot 525 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{2y} = 225 \text{ κρ}$$

Με ροπές ως προς Δ:

$$\Sigma M_\Delta = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow B_1 \cdot 525 - F_{1y} \cdot 400 + F_u \cdot 100 - B_2 \cdot 125 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow 50 \cdot 525 - F_{1y} \cdot 400 + 234 \cdot 100 - 50 \cdot 125 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{1y} = 108 \text{ κρ}$$

Ροπές κάμψης:

$$\text{-Θέση Α: } M_{y,A} = 0$$

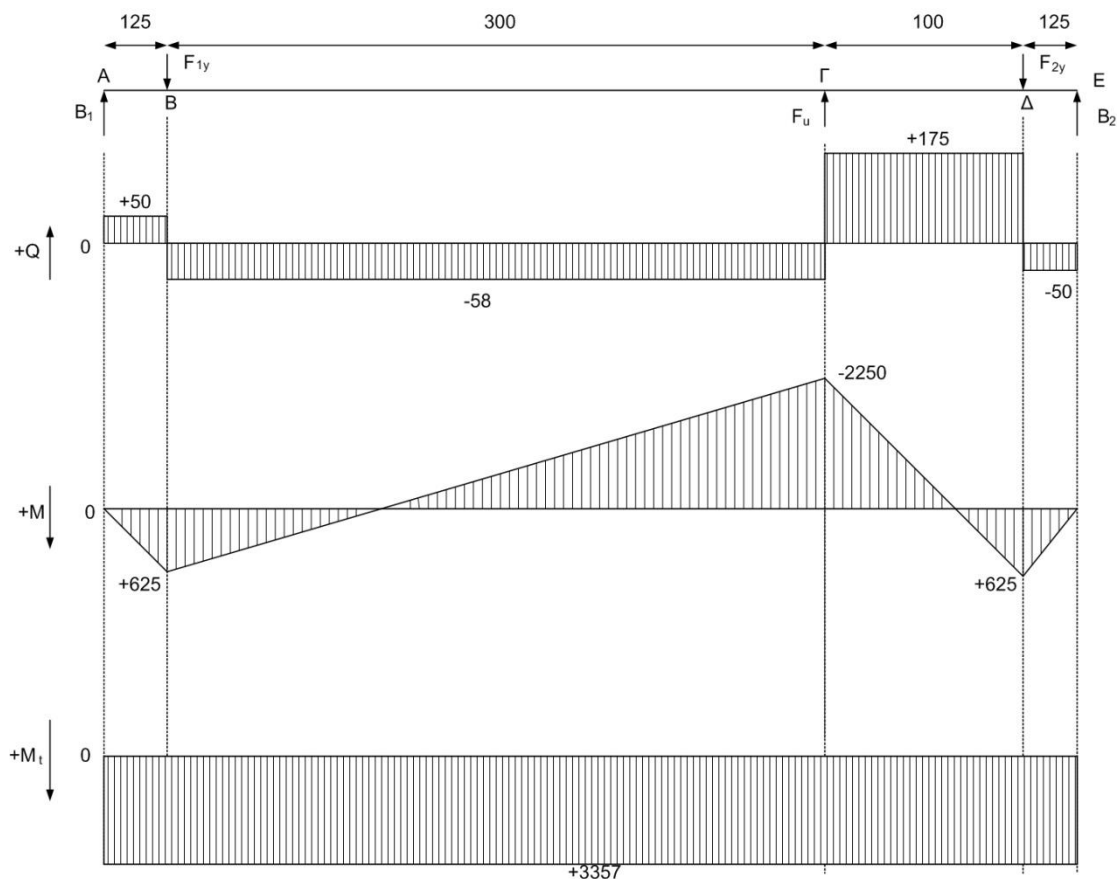
$$\text{-Θέση Β: } M_{y,B} = B_1 \cdot 125 = 50 \cdot 12,5 = 625 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

$$\text{-Θέση Γ: } M_{y,\Gamma} = -F_{2y} \cdot 100 = -225 \cdot 10 = -2250 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

$$\text{-Θέση Δ: } M_{y,\Delta} = B_2 \cdot 125 = 50 \cdot 12,5 = 625 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$$

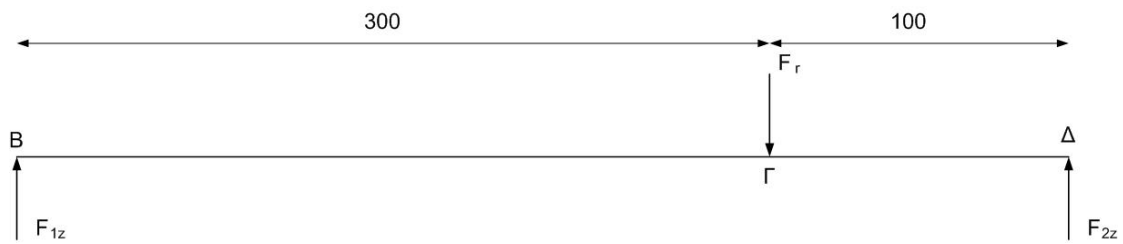
$$\text{-Θέση Ε: } M_{y,E} = 0$$

και στην συνέχεια σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως.



Σχήμα 5.23 Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως

- Αντιδράσεις στο επίπεδο (X,Z)



Σχήμα 5.24 Αντιδράσεις

$$\Sigma M_B = 0 \rightarrow$$

$$F_r \cdot 300 - F_{2z} \cdot 400 = 0 \rightarrow$$

$$260 \cdot 300 - F_{2z} \cdot 400 = 0 \rightarrow$$

$$F_{2z} = 195 \text{ κρ}$$

$$\Sigma M_\Delta = 0 \rightarrow$$

$$F_{1z} \cdot 400 - F_r \cdot 100 = 0 \rightarrow$$

$$F_{1z} \cdot 400 - 260 \cdot 100 = 0 \rightarrow$$

$$F_{1z} = 65 \text{ κρ}$$

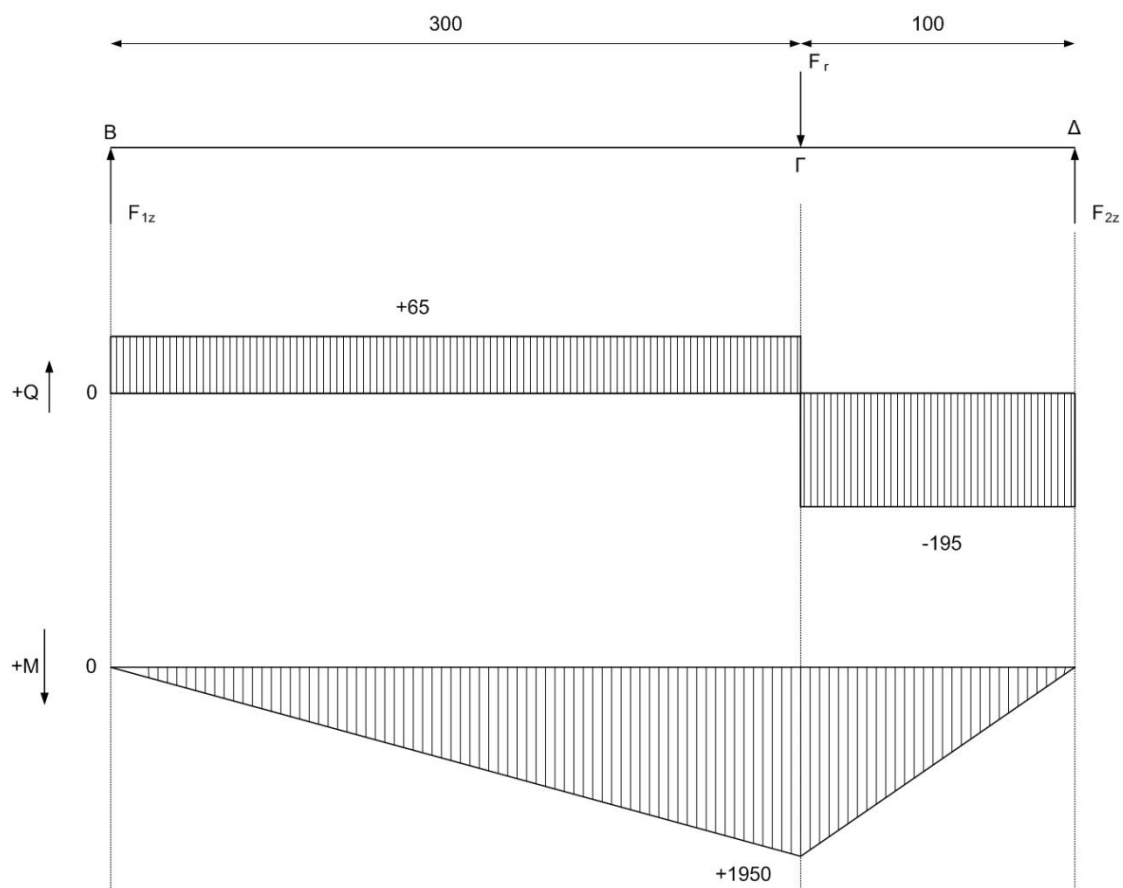
Ροπές Κάμψης:

-Θέση B: $M_{z,B} = 0$

-Θέση Γ: $M_{z,\Gamma} = F_{1z} \cdot 300 = 65 \cdot 30 = 1950 \text{ κρ} \cdot \text{cm}$

-Θέση Δ: $M_{z,\Delta} = 0$

Στην συνέχεια σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως



Σχήμα 5.25 Διαγράμματα

- Μέγιστες δυνάμεις εδράνων

-Θέση Β:

$$F_{1R} = \sqrt{F_{1y}^2 + F_{1z}^2} = \sqrt{108^2 + 65^2} = 126 \text{ kp}$$

-Θέση Δ

$$F_{2R} = \sqrt{F_{2y}^2 + F_{2z}^2} = \sqrt{225^2 + 195^2} = 298 \text{ kp}$$

- Μέγιστες ροπές κάμψης

Αντίστοιχα υπολογίζουμε και τις μέγιστες ροπές κάμψης.

-Θέση Γ

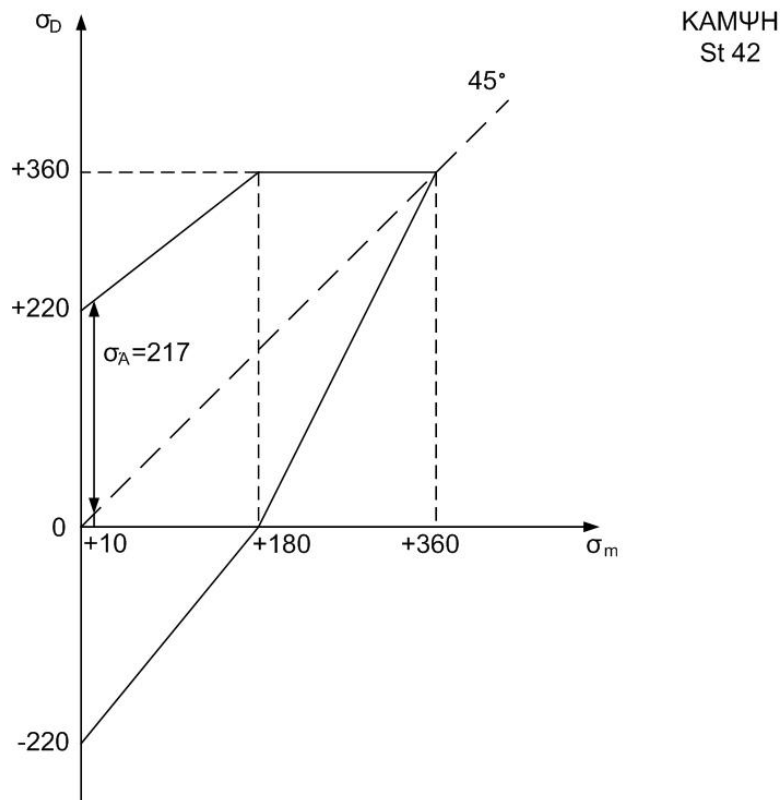
$$M_{R,\Gamma} = \sqrt{M_{y,\Gamma}^2 + M_{z,\Gamma}^2} = \sqrt{(-2250)^2 + 1950^2} = 2977 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

Επομένως η μέγιστη ροπή κάμψης βρίσκεται στην θέση Γ και είναι ίση με $M_{b,\max} = 2977 \text{ kp}\cdot\text{cm}$ και η ροπή στρέψης είναι ίση με

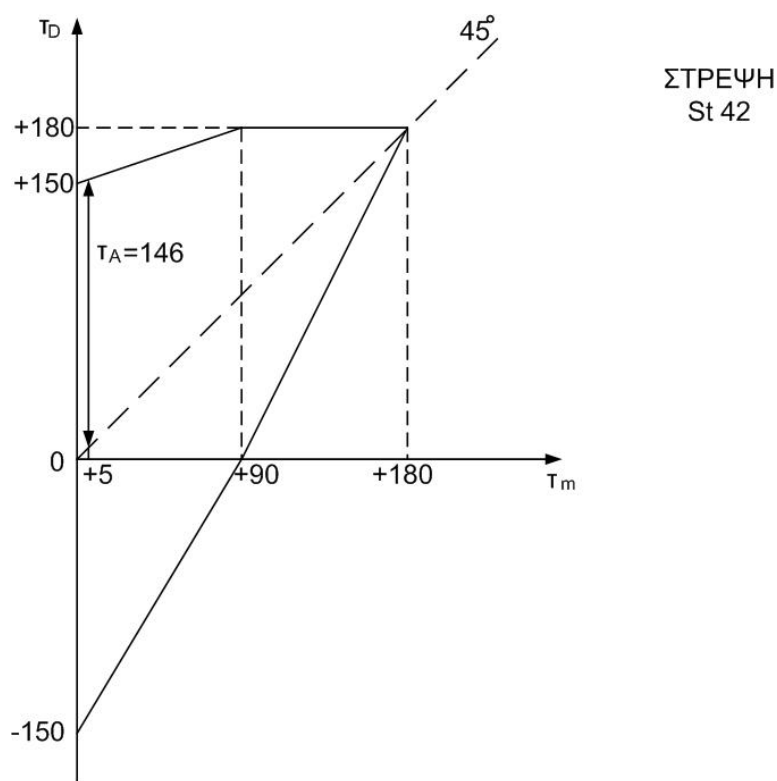
$$M_t = 71620 \frac{6}{128} = 3357 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

- Σχεδίαση διαγραμμάτων Smith για κάμψη και στρέψη

Τα διαγράμματα Smith θα τα σχεδιάσουμε κι εδώ όπως στην άτρακτο 1 και 2 για υλικό χάλυβα St 42.



Σχήμα 5.26 Διάγραμμα Smith για κάμψη



Σχήμα 5.27 Διάγραμμα Smith για στρέψη

- Υπολογισμός διαμέτρων

Ο υπολογισμός των διαμέτρων της ατράκτου θα γίνει με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις και λόγω των διαβαθμίσεων που θα έχει η άτρακτος για τα έδρανα θα γίνει σε κάθε θέση ξεχωριστά.

-Θέση Β

Σε αυτή την θέση έχουμε σύνθετη καταπόνηση, δηλαδή έχουμε και ροπή κάμψης και ροπή στρέψης. Επομένως ο υπολογισμός της διαμέτρου θα γίνει όπως και στις προηγούμενες ατράκτους με την παρακάτω μέθοδο.

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75(a_o M_t)^2} = \sqrt{625^2 + 0,75(0,706 \cdot 3357)^2} \approx 2146 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

Στην συνέχεια η διάμετρος θα υπολογιστεί με εφαρμογή του παρακάτω τύπου

$$d_1 = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{2146}{400}} = 3,79 \text{ cm} \approx 38 \text{ mm}$$

-Θέση Α

Αυτό το σημείο είναι η θέση που θα βιδωθεί ο τροχός του σκαπτικού μηχανήματος. Όμως λόγω της μορφής της ατράκτου θεωρητικά θα πρέπει να έχει ίδια διάμετρο με την θέση Β στην οποία βρίσκεται η έδραση. Στην συνέχεια θα εξετάσουμε την θέση Α και εάν η διάμετρος που θα προκύψει είναι μεγαλύτερη από την d_1 τότε θα κρατήσουμε αυτή την διάμετρο. Εάν είναι μικρότερη θα κρατήσουμε την παραπάνω διάμετρο που έχουμε υπολογίσει. Έτσι εξασφαλίζουμε την αντοχή της ατράκτου για κάθε περίπτωση σε αυτά τα σημεία. Η άτρακτος σε αυτό το σημείο δέχεται μόνο ροπή στρέψης και ο υπολογισμός της διαμέτρου θα γίνει με τον παρακάτω τρόπο

$$d_1 = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\varepsilon\pi}}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{3357}{200}} = 4,40 \text{ cm} \approx 44 \text{ mm}$$

Παρατηρούμε ότι η διάμετρος αυτή είναι μεγαλύτερη από την προηγούμενη που υπολογίσαμε ($44 \text{ mm} > 38 \text{ mm}$), άρα θα κρατήσουμε την διάμετρο $d_1 = 44 \text{ mm}$ και για λόγους τυποποίησης για τα ρουλεμάν η διάμετρος θα γίνει $d_1 = 45 \text{ mm}$

-Θέση Γ

Σε αυτή τη θέση βρίσκεται ο αλυσοτροχός ο οποίος δίνει την τελική κίνηση στην κινητήρια αυτή άτρακτο. Και εδώ έχουμε σύνθετη καταπόνηση δηλαδή ροπή κάμψης και ροπή στρέψης επομένως υπολογίζουμε την διάμετρο με την παρακάτω μέθοδο

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75(a_o M_t)^2} = \sqrt{2977^2 + 0,75(0,706 \cdot 3357)^2} \approx 3616 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

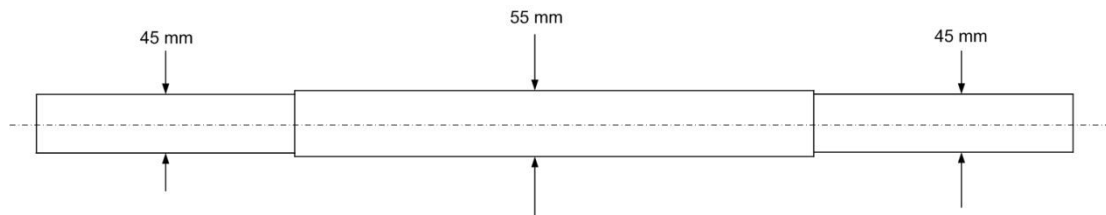
Στην συνέχεια η διάμετρος θα υπολογιστεί με εφαρμογή του παρακάτω τύπου

$$d_2 = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\varepsilon\pi}}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{3616}{400}} = 4,52 \text{ cm} \approx 45 \text{ mm}$$

Σε αυτό το σημείο λόγω της παρουσίας σφηνόδρομου θα έχουμε μια αύξηση της διαμέτρου ίση με

$d_2 = 45 + 5,5 \text{ mm} = 50,5 \text{ mm}$ και για να είμαστε και μέσα στα πλαίσια της τυποποίησης για τα ρουλεμάν η διάμετρος θα γίνει $d_2 = 55 \text{ mm}$

Επομένως η άτρακτος σύμφωνα με τα παραπάνω θα έχει την εξής μορφή



Σχήμα 5.28 Διαστάσεις ατράκτου 3

- Υπολογισμός τάσεων

Στην θέση Γ έχουμε σύνθετη καταπόνηση, διότι ασκείται στην άτρακτο και εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Έτσι θα ελέγξουμε αυτή τη θέση σε δυναμική καταπόνηση.

-Τάση κάμψεως: Η τάση αυτή υπολογίζεται από την σχέση

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.9)$$

Επίσης για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει

$$W_b = 0,1 \cdot d_2^3 \quad (5.10)$$

Επομένως από τις σχέσεις 5.9 και 5.10 έχουμε

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{2977}{0,1 \cdot 5,5^3} = 179 \text{ kp/cm}^2 \approx 18 \text{ N/mm}^2$$

-Τάση στρέψης: Η τάση στρέψης υπολογίζεται και αυτή από την σχέση

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (5.11)$$

Η ροπή αντιστάσεως W_t υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής

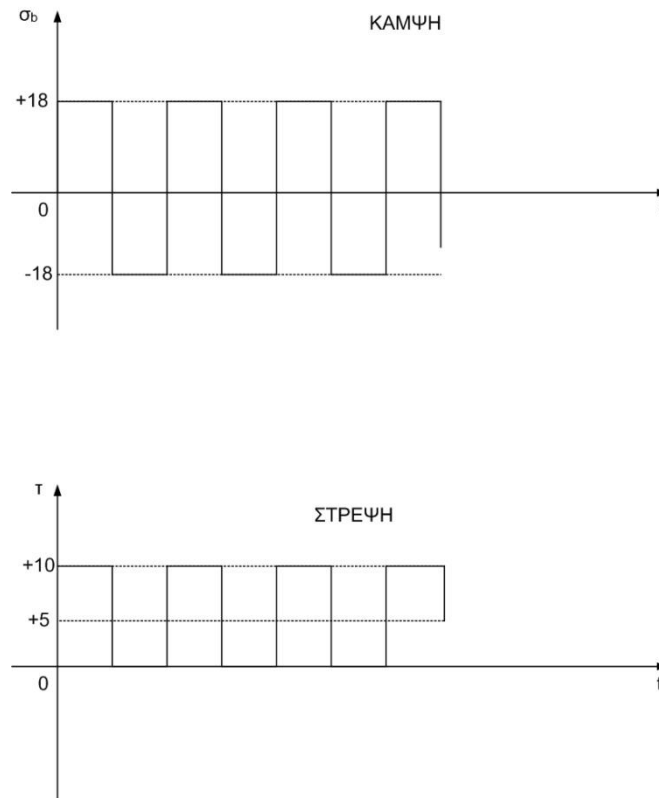
$$W_t = 0,2 \cdot d_2^3 \quad (5.12)$$

Από τις σχέσεις (5.11) και (5.12) έχουμε

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{3357}{0,2 \cdot 5,5^3} = 101 \text{ kp/cm}^2 \approx 10 \text{ N/mm}^2$$

- Μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

Γνωρίζοντας ότι έχουμε εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη, θα σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση. Έτσι έχουμε



Σχημα 5.29 Μεταβολη τασης για καμψη και στρεψη

Παρατηρώντας την διακύμανση της τάσης στα παραπάνω διαγράμματα συμπεραίνουμε ότι

-Για εναλλασσόμενη κάμψη:

Μέση τάση: $\sigma_{bm}=0$

Απόκλιση τάσης: $\sigma_{ba}=18 \text{ N/mm}^2$

-Για επαναλαμβανόμενη στρέψη:

Μέση τάση: $\tau_m=\tau/2=5 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a=\tau/2=5 \text{ N/mm}^2$

- Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για την εύρεση των δυο συντελεστών αρχικά θα θεωρήσουμε ότι έχουμε μια μέση τραχύτητα $R=6\div 8\mu$ και στην συνέχεια από τον Πίνακα 4.1 (Παράρτημα) βρίσκουμε το όριο θραύσης του χάλυβα St 42 που θα χρησιμοποιήσουμε και είναι ίσο με $\sigma_B=420 \text{ N/mm}^2$. Με αυτά σαν δεδομένα και με την βοήθεια του Διαγράμματος 4.3 προκύπτουν οι παρακάτω συντελεστές

-Κάμψη: $\alpha_{ob}=0,92$

-Στρέψη: $\alpha_{ot}=0,575 \cdot \alpha_{ob}+0,425=0,95$

Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το Διάγραμμα 4.4 (Παράρτημα) για διάμετρο $d_2=55 \text{ mm}$ έχουμε

-Κάμψη: $\alpha_{gb}=0,72$

-Στρέψη: $\alpha_{gt}=0,84$

Συντελεστής εγκοπής β_{kb} και β_{kt}

Από τον Πίνακα 4.5 (Παράρτημα) και δεδομένου ότι έχουμε σφηνότοπο και $\sigma_B=420 \text{ N/mm}^2$ έχουμε

-Κάμψη: $\beta_{kb}=2,15$

-Στρέψη: $\beta_{kt}=1,3$

- Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και T_{AG}

Προκειμένου να υπολογίσουμε στην συνέχεια την ισοδύναμη τάση αποκλίσεως, πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε τις επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και T_{AG} . Αυτές οι τιμές είναι οριακές και προκύπτουν για κάθε καταπόνηση από το διάγραμμα Smith ως εξής

-Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A=\sigma_W$ και $T_A=T_W$

-Για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A=\sigma_{sch}/2$ και $T_A=T_{sch}/2$

Έτσι σύμφωνα με αυτά η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} υπολογίζεται με την παρακάτω σχέση και για $\sigma_A=\sigma_{bw}=220 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{AG} = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma_A = \frac{0,92 \cdot 0,72}{2,15} \cdot 220 = 68 \text{ N/mm}^2$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζεται και η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} για $\tau_A = \tau_{sch}/2 = 180/2 = 90$ N/mm²

$$\tau_{AG} = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} \cdot \tau_A = \frac{0,95 \cdot 0,84}{1,3} \cdot 90 = 55 \text{ N/mm}^2$$

- Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη που δέχεται η άτρακτος θα υπολογίσουμε τις ισοδύναμες τάσεις με την εφαρμογή των παρακάτω τύπων

-Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{360}{180}\right)^2 \cdot 5^2} = 10 \text{ N/mm}^2$$

-Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{18^2 + \left(\frac{68}{55}\right)^2 \cdot 5^2} = 19 \text{ N/mm}^2$$

- Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα Smith για κάμψη σχήμα 5.26 και για μέση τάση $\sigma_{vm} = 10$ N/mm² βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A = 217$ N/mm². Στην συνέχεια από την παρακάτω σχέση και με τους συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής για κάμψη προκύπτει η ονομαστική τιμή της δυναμικής αντοχής της άτρακτος σε σύνθετη καταπόνηση

$$\sigma'_{NA} = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma'_A = \frac{0,92 \cdot 0,72}{2,15} \cdot 217 = 67 \text{ N/mm}^2$$

Τέλος υπολογίζουμε τον συντελεστή ασφάλειας από την σχέση

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{67}{19} = 3,5$$

Ο συντελεστής ασφάλειας που πρόεκυψε είναι πλήρως ικανοποιητικός διότι για συνήθεις περιπτώσεις άτρακτων ο συντελεστής ασφάλειας λαμβάνεται από 2 έως 3. Επομένως η συγκεκριμένη άτρακτος για την συγκεκριμένη εφαρμογή θα λειτουργήσει απροβλημάτιστα.

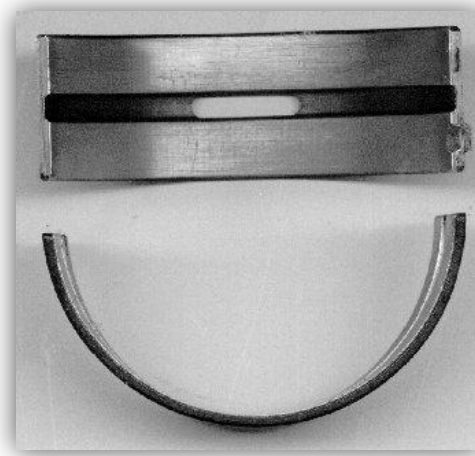
6. ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ

6.1 Γενικά

Οι άξονες και οι άτρακτοι όπως έχουμε αναφέρει και στο προηγούμενο κεφάλαιο, πρέπει να στηρίζονται και να οδηγούνται. Αυτή την ιδιότητα την προσφέρουν τα έδρανα, τα οποία χρησιμεύουν για να στηρίζουν, να οδηγούν και να παραλαμβάνουν τα φορτία από τους άξονες. Τα έδρανα αυτά χωρίζονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες, τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) και τα έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα).



Εικόνα 6.1 Ρουλεμάν



Εικόνα 6.2 Κουζινέτα

Η επιλογή ανάμεσα στις δυο αυτές κατηγορίες δεν γίνεται βάση κανονισμών αλλά βάση των πλεονεκτημάτων και μειονεκτημάτων της κάθε κατηγορίας. Έτσι μπορούμε να επιλέξουμε το είδος των εδράνων που θα χρησιμοποιήσουμε ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας κάθε εφαρμογής. Τα έδρανα κύλισης (Εικόνα 6.1) προτιμούνται:

- για εδράσεις με κανονικές απαιτήσεις και χωρίς ιδιαίτερη συντήρηση.
- για εδράσεις που πρέπει να εργάζονται σε λίγες στροφές με μικρές τριβές και να ξεκινούν με υψηλό φορτίο

Τα έδρανα ολίσθησης (Εικόνα 6.2) προτιμούνται:

- για εδράσεις με πολλές στροφές, υψηλά φορτία και μεγάλη διάρκεια ζωής
- για εδράσεις που δέχονται ισχυρές κρούσεις και κραδασμούς
- για εδράσεις με μικρές απαιτήσεις

Τα έδρανα κύλισης διακρίνονται σε κατηγορίες ανάλογα με το είδος των στοιχείων κύλισης. Οι τριβείς αυτοί διακρίνονται σε σφαιρικούς, κυλινδρικούς, βελονοειδείς, κωνικούς και βαρελοειδείς. Σε όλα τα είδη τα στοιχεία κύλισης συγκρατούνται μέσω ενός κλωβού σε ορισμένη απόσταση μεταξύ τους και κυλίνονται πάνω σε σκληρυμένες και λειασμένες επιφάνειες. Ο εσωτερικός δακτύλιος φέρει τον άξονα και ο εξωτερικός είναι σταθερός σε μια υποδοχή του κιβωτίου. Το σύνηθες υλικό κατασκευής είναι ο σκληρυμένος χρωμιούχος ή χρωμιονικελιούχος χάλυβας. Οι σφαίρες κατασκευάζονται από χαλύβδινη στρογγυλή ράβδο και διαμορφώνονται εν θερμώ ή εν ψυχρώ ανάλογα με το μέγεθος τους. Όλα τα μέρη του ρουλεμάν διαμορφώνονται με μεγάλες ακρίβειες ώστε τελικά να έχει το επιθυμητό αποτέλεσμα στην λειτουργία του.

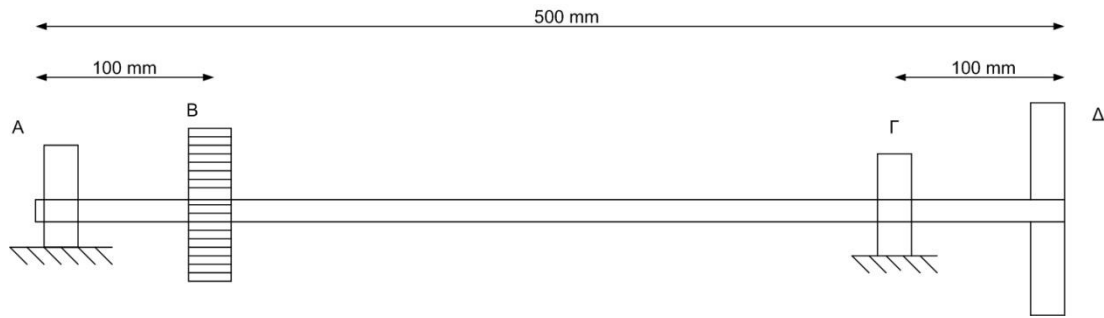
6.2 Ορισμοί

- **Διάρκεια ζωής:** είναι το πλήθος των στροφών ή των ωρών εργασίας που επιτυγχάνει ένα έδρανο πρώτου εμφανιστούν σημάδια κόπωσης σε αυτό.
- **Δυναμικό φορτίο C:** είναι το σταθερό φορτίο κάτω από την επίδραση του οποίου το έδρανο επιτυγχάνει μια ονομαστική διάρκεια ζωής 10^6 στροφών ή 500 ώρες λειτουργίας στις $33 \frac{1}{3}$ rpm.
- **Ισοδύναμο φορτίο P:** είναι η υποθετική, ακτινική φόρτιση η οποία θα έδινε στο έδρανο την ίδια διάρκεια ζωής με αυτή που επιτυγχάνει υπό τις συνθήκες που υπάρχουν κανονικά.
- **Στατικό φορτίο C_0 :** είναι το ακτινικό φορτίο το οποίο προκαλεί σε ακίνητα έδρανα μια παραμένουσα παραμόρφωση ίση με 0,01% της διαμέτρου του στοιχείου κύλισης, μεταξύ του δακτυλίου και του στοιχείου κύλισης.
- **Ισοδύναμο φορτίο P_0 :** είναι η υποθετική, ακτινική στατική φόρτιση του εδράνου η οποία προκαλεί στα στοιχεία κύλισης και στους δακτυλίους την ίδια παραμένουσα παραμόρφωση με αυτή που προκαλείται υπό τις πραγματικές συνθήκες.

6.3 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως ατράκτου 1

Σε αυτή την άτρακτο στα σημεία Α και Γ θα τοποθετηθούν τα ρουλεμάν τα οποία θα είναι ίδια ώστε να περιορίσουμε τους τύπους των ρουλεμάν και να έχουμε ανά άτρακτο ίδιο τύπο. Από προηγούμενους υπολογισμούς παρατηρούμε ότι το φορτίο αποτελείται μόνο από ακτινική δύναμη, αφού δεν υπάρχει καμία αξονική. Άρα το φορτίο υπολογισμού των εδράνων κυλίσεως όπως έχει προκύψει από το κεφάλαιο 5.2 είναι

$$F_r = 154 \text{ kN}$$



Σχήμα 6.1 Άτρακτος 1

- Στοιχεία υπολογισμού εδράνων κυλίσεως

Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως έχουμε τα εξής δεδομένα:

- Ακτινικό φορτίο: $F_r=154 \text{ kp}=1540 \text{ N}$

-Αξονικό φορτίο: $F_a=0$

-Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: $P=X \cdot F_r+Y \cdot F_a=X \cdot F_r=1 \cdot 1540=1540 \text{ N}$

όπου $X=1$ όταν έχουμε μόνο ακτινικό φορτίο.

- Συντελεστής ταχύτητας

Ο συντελεστής ταχύτητας θα προκύψει με την εφαρμογή του παρακάτω τύπου. Σε αυτόν θέτουμε $X=3$ γνωρίζοντας ότι θα επιλέξουμε σφαιρικά έδρανα κυλίσεως

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{n_1}} = \sqrt[3]{\frac{33,333}{800}} = 0,35$$

- Συντελεστής διάρκειας ζωής

Από τον Πίνακα 5.2 (Παράρτημα) και για πεδίο εφαρμογής τις αγροτικές μηχανές, βρίσκουμε την θεωρητική διάρκεια λειτουργίας η οποία είναι $L_h=4500 \text{ h}$. Οπότε με εφαρμογή της σχέσης θα προκύψει ο συντελεστής διάρκειας ζωής ως εξής

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{4500}{500}} = 2,080 \text{ ,όπου } X=3 \text{ όπως και προηγουμένως για σφαιρικά έδρανα κυλίσεως.}$$

- Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός αυτού του φορτίου θα γίνει ως εξής

$$C = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \text{ , όπου } f_t \text{ είναι ο συντελεστής θερμοκρασίας και εάν η θερμοκρασία}$$

λειτουργίας είναι $t < 150^\circ\text{C}$, όπως είναι και στην συγκεκριμένη περίπτωση, τότε λαμβάνεται $f_t = 1$. Έτσι έχουμε

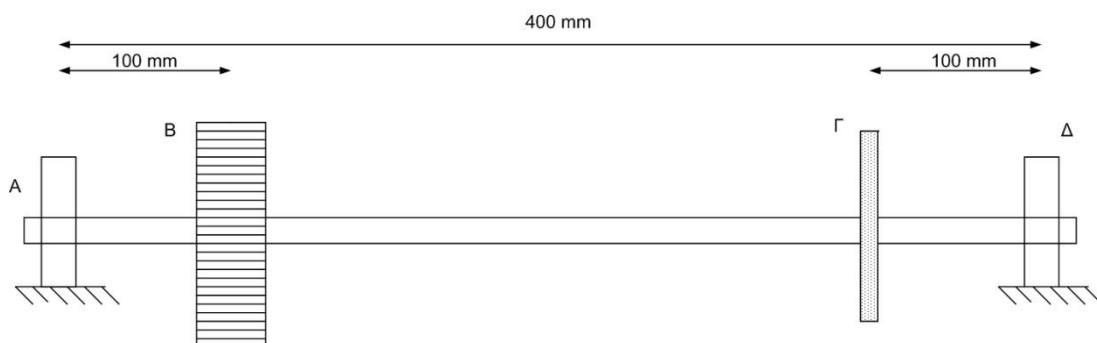
$$C = 1540 \frac{2,080}{0,35 \cdot 1} = 9152 \text{ N} = 9,1 \text{ KN}$$

Με βάση το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που υπολογίσαμε, από τον Πίνακα 5.1 (Παράρτημα) θα επιλέξουμε τα κατάλληλα ρουλεμάν. Γνωρίζοντας επίσης και την διάμετρο της ατράκτου στα σημεία Α και Γ η οποία είναι $d = 30 \text{ mm}$, αναζητούμε στον πίνακα ρουλεμάν κατά το δυνατόν μικρότερης σειράς με εσωτερική διάμετρο $d = 30 \text{ mm}$ και επιλέγουμε το **No. 16006** το οποίο έχει δυναμικό φορτίο $C = 11,2 \text{ KN} > 9,1 \text{ KN}$. Όμως αυτό το ρουλεμάν είναι μικρό και λεπτό για την συγκεκριμένη εφαρμογή παρόλο που αντέχει και έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Έτσι τελικά θα χρησιμοποιήσουμε το **No. 6006** το οποίο έχει δυναμικό φορτίο $C = 12,7 \text{ KN} > 9,1 \text{ KN}$.

6.4 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως ατράκτου 2

Σε αυτή την άτρακτο στα σημεία Α και Δ θα τοποθετηθούν τα ρουλεμάν. Γνωρίζοντας και εδώ ότι έχουμε μόνο ακτινική δύναμη και καμία αξονική, από τους προηγούμενους υπολογισμούς του κεφαλαίου 5.3 προκύπτει ότι το φορτίο υπολογισμού των εδράνων κυλίσεως είναι

$$F_r = 244 \text{ kp}$$



Σχήμα 6.2 Άτρακτος 2

- Στοιχεία υπολογισμού εδράνων κυλίσεως

Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως έχουμε τα εξής δεδομένα:

- Ακτινικό φορτίο: $F_r=244 \text{ kr}=2440 \text{ N}$

-Αξονικό φορτίο: $F_a=0$

-Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: $P=X \cdot F_r+Y \cdot F_a=X \cdot F_r=1 \cdot 2440=2440 \text{ N}$

όπου $X=1$ όταν έχουμε μόνο ακτινικό φορτίο.

- Συντελεστής ταχύτητας

Ο συντελεστής ταχύτητας θα προκύψει με την εφαρμογή του παρακάτω τύπου. Σε αυτόν θέτουμε $X=3$ γνωρίζοντας ότι θα επιλέξουμε σφαιρικά έδρανα κυλίσεως

$$f_n = \frac{x \sqrt{\frac{33+1/3}{n_2}}}{\sqrt{320}} = \frac{3 \sqrt{\frac{33,333}{320}}}{\sqrt{320}} = 0,47$$

- Συντελεστής διάρκειας ζωής

Από τον Πίνακα 5.2 (Παράρτημα) όμοια με την άτρακτο 1 προκύπτει ότι $L_h=4500 \text{ h}$. Οπότε με εφαρμογή της σχέσης θα προκύψει ο συντελεστής διάρκειας ζωής ως εξής

$$f_L = \frac{x \sqrt{\frac{L_h}{500}}}{\sqrt{500}} = \frac{3 \sqrt{\frac{4500}{500}}}{\sqrt{500}} = 2,080 \text{ ,όπου } X=3 \text{ όπως και προηγουμένως για σφαιρικά έδρανα κυλίσεως.}$$

- Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Ο υπολογισμός αυτού του φορτίου θα γίνει ως εξής

$C=P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t}$,όπου f_t είναι ο συντελεστής θερμοκρασίας και εάν η θερμοκρασία λειτουργίας είναι $t < 150^\circ\text{C}$, όπως είναι και στην συγκεκριμένη περίπτωση, τότε λαμβάνεται $f_t=1$. Έτσι έχουμε

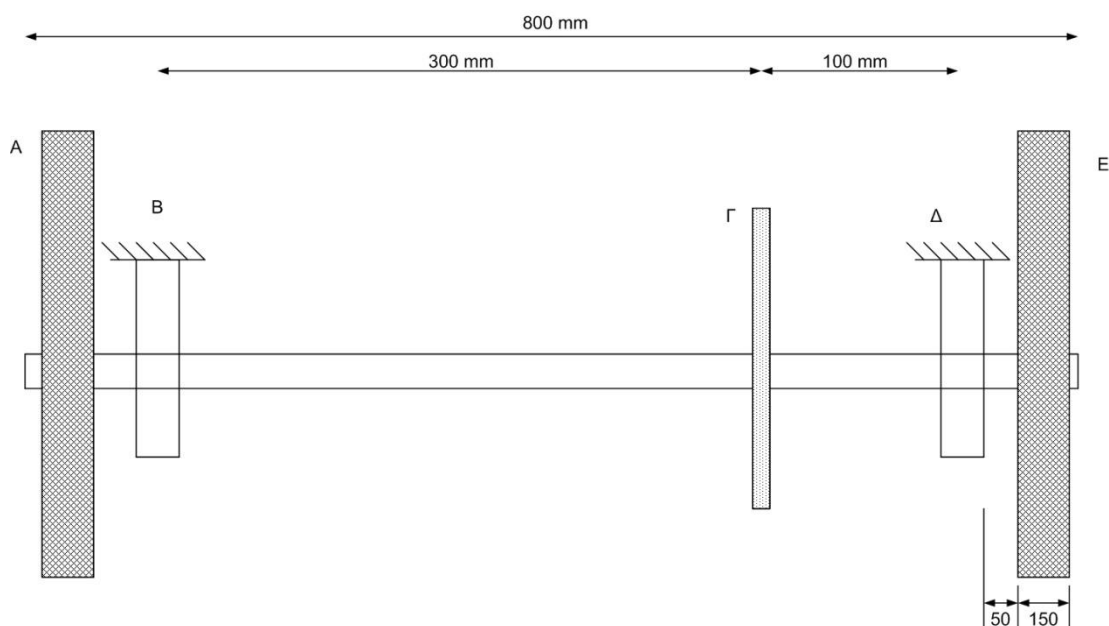
$$C=2440 \frac{2,080}{0,47 \cdot 1} = 10798 \text{ N} = 10,8 \text{ KN}$$

Με βάση το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που υπολογίσαμε, από τον Πίνακα 5.1 (Παράρτημα) θα επιλέξουμε τα κατάλληλα ρουλεμάν. Γνωρίζοντας επίσης και την διάμετρο της ατράκτου στα σημεία Α και Δ η οποία είναι $d=45 \text{ mm}$, αναζητούμε στον πίνακα ρουλεμάν κατά το δυνατόν μικρότερης σειράς με εσωτερική διάμετρο $d=45 \text{ mm}$ και επιλέγουμε το **No. 16009** το οποίο έχει δυναμικό φορτίο $C=15,6 \text{ KN} > 10,8 \text{ KN}$. Και εδώ για τον ίδιο λόγο με την άτρακτο 1 θα χρησιμοποιήσουμε τελικά ρουλεμάν **No. 6009** το οποίο έχει δυναμικό φορτίο $C=20 \text{ KN} > 10,8 \text{ KN}$.

6.5 Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως ατράκτου 3

Σε αυτή την άτρακτο στα σημεία Β και Δ θα τοποθετηθούν τα ρουλεμάν. Γνωρίζοντας και εδώ ότι έχουμε μόνο ακτινική δύναμη και καμία αξονική, από τους προηγούμενους υπολογισμούς του κεφαλαίου 5.3 προκύπτει ότι το φορτίο υπολογισμού των εδράνων κυλίσεως είναι

$$F_r=298 \text{ kp}$$



Σχήμα 6.3 Άτρακτος 3

- Στοιχεία υπολογισμού εδράνων κυλίσεως

Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως έχουμε τα εξής δεδομένα:

- Ακτινικό φορτίο: $F_r=298 \text{ κρ}=2980 \text{ N}$

-Αξονικό φορτίο: $F_a=0$

-Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: $P=X \cdot F_r+Y \cdot F_a=X \cdot F_r=1 \cdot 2980=2980 \text{ N}$

όπου $X=1$ όταν έχουμε μόνο ακτινικό φορτίο.

- Συντελεστής ταχύτητας

Ο συντελεστής ταχύτητας θα προκύψει με την εφαρμογή του παρακάτω τύπου. Σε αυτόν θέτουμε $X=3$ γνωρίζοντας ότι θα επιλέξουμε σφαιρικά έδρανα κυλίσεως

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{n_3}} = \sqrt[3]{\frac{33,333}{128}} = 0,64$$

- Συντελεστής διάρκειας ζωής

Από τον Πίνακα 5.2 (Παράρτημα) όμοια με την άτρακτο 1 και 2 προκύπτει ότι $L_h=4500 \text{ h}$. Οπότε με εφαρμογή της σχέσης θα προκύψει ο συντελεστής διάρκειας ζωής ως εξής

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{4500}{500}} = 2,080 \text{ ,όπου } X=3 \text{ όπως και προηγουμένως για σφαιρικά έδρανα κυλίσεως.}$$

- Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Ο υπολογισμός αυτού του φορτίου θα γίνει ως εξής

$C=P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t}$,όπου f_t είναι ο συντελεστής θερμοκρασίας και εάν η θερμοκρασία λειτουργίας είναι $t < 150^\circ\text{C}$, όπως είναι και στην συγκεκριμένη περίπτωση, τότε λαμβάνεται $f_t=1$. Έτσι έχουμε

$$C=2980 \frac{2,080}{0,64 \cdot 1} = 9685 \text{ N} = 9,7 \text{ KN}$$

Με βάση το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που υπολογίσαμε, από τον Πίνακα 5.1 θα επιλέξουμε τα κατάλληλα ρουλεμάν. Γνωρίζοντας επίσης και την διάμετρο της άτρακτου στα σημεία Β και Δ η οποία είναι $d=45$ mm, αναζητούμε στον πίνακα ρουλεμάν κατά το δυνατόν μικρότερης σειράς με εσωτερική διάμετρο $d=45$ mm και επιλέγουμε το **No. 16009** το οποίο έχει δυναμικό φορτίο $C=15,6$ KN $> 9,7$ KN. Και εδώ για τον ίδιο λόγο με την άτρακτο 1 και την άτρακτο 2 θα χρησιμοποιήσουμε τελικά ρουλεμάν **No. 6009** το οποίο έχει δυναμικό φορτίο $C=20$ KN $> 9,7$ KN.

7. ΣΦΗΝΕΣ

7.1 Γενικά

Η συνηθέστερη σύνδεση μεταξύ τροχαλιών, οδοντωτών τροχών, αλυσοτροχών και ατράκτων για την μεταφορά της στρεπτικής ροπής γίνεται με τους οδηγούς σφήνες. Είναι μια σύνδεση απλή και η συναρμολόγηση και αποσυναρμολόγηση γίνεται εύκολα και απλά. Ο οδηγός σφήνας (Εικόνα 7.2) τοποθετείται μέσα στον σφηνόδρομο (Εικόνα 7.1) ο οποίος υπάρχει στην άτρακτο και στην πλήμνη και μεταφέρει τις δυνάμεις μέσω των πλευρικών επιφανειών του. Οι μορφές των οδηγών σφηνών είναι:

- με στρογγυλεμένο εμπρός και πίσω μέρος
- με ευθύ εμπρός και πίσω μέρος
- με κοχλίες συγκράτησης και εξολκέα
- δισκοειδής σφήνας

Άλλες μορφές σφηνών είναι:

- οι κωνικές σφήνες
- και τα πολύσφηνα



Εικόνα 7.1 Σφηνόδρομος σε φτερωτή συμπιεστή



Εικόνα 7.2 Σφήνας

Το πλεονέκτημα του οδηγού σφήνα είναι ότι έχουμε ακρίβεια και εύκολη προσαρμογή των τεμαχίων χωρίς κίνδυνο φθοράς. Το μειονέκτημα είναι ότι θεωρείται ευαίσθητος σε απότομες αλλαγές διεύθυνσης της ροπής στρέψης και χρειάζεται ασφάλεια έναντι των αξονικών μετατοπίσεων. Για τους οδηγούς σφήνες συνήθως χρησιμοποιείται σαν υλικό ο χάλυβας C45K.

7.2 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μεγάλης τροχαλίας

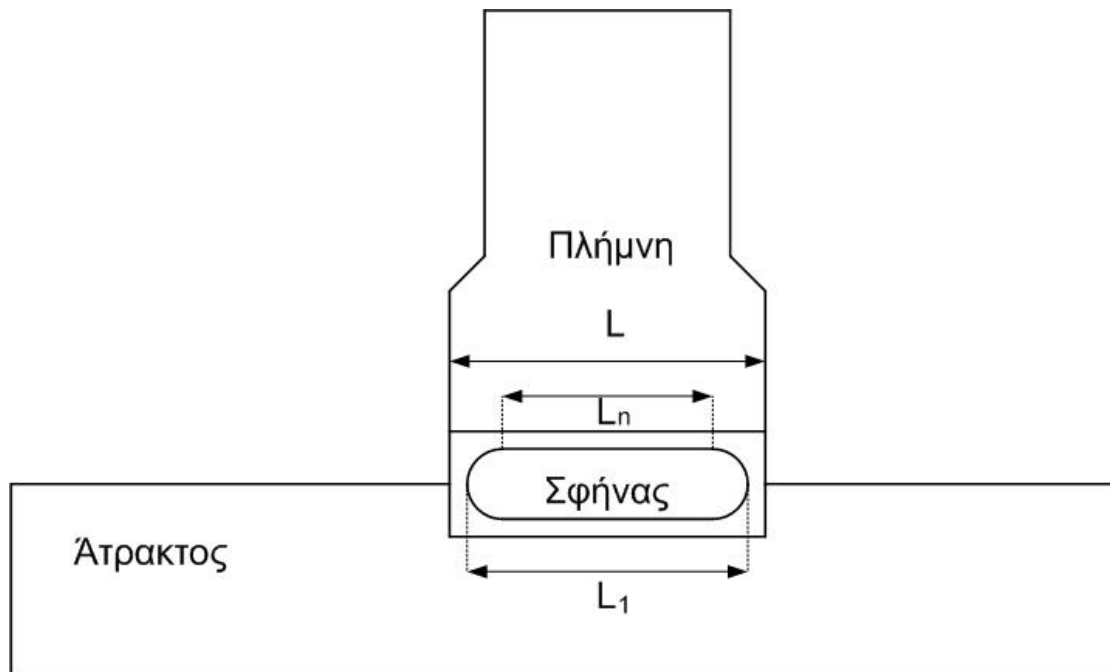
Αρχικά λαμβάνουμε υπόψη τα υλικά, τα οποία χρησιμοποιούμε και έχουν προκύψει από προηγούμενους υπολογισμούς, για την κατασκευή του σφήνα, της ατράκτου και της τροχαλίας, δηλαδή των εξαρτημάτων τα οποία θα συνεργαστούν. Έτσι από τον Πίνακα 6.1 (Παράρτημα) θα προκύψουν οι επιτρεπόμενες πιέσεις επιφανείας και στην συνέχεια θα εξετάσουμε την αντοχή του ασθενέστερου υλικού. Συγκεκριμένα έχουμε:

- Σφήνα: C45K → $p_{επ} = 135 \text{ N/mm}^2$
- Άτρακτος: St 42 → $p_{επ} = 110 \text{ N/mm}^2$
- Τροχαλία: Χυτοσίδηρος → $p_{επ} = 70 \text{ N/mm}^2$ (Ασθενέστερο)

Στην συνέχεια λαμβάνουμε μήκος πλήμνης L όπως προκύπτει από τον Πίνακα 6.2 (Παράρτημα) ως εξής

$$L=1,8\div 2d=1,8\cdot 30\div 2\cdot 30=54\text{ mm}\div 60\text{ mm}\rightarrow L=60\text{ mm}$$

$$L_1=55\text{mm}$$



Σχήμα 7.1 Μήκος σφήνας και πλήμνης

Από τον Πίνακα 6.3 (Παράρτημα) θα λάβουμε το πλάτος και το ύψος του σφήνα βάση της διαμέτρου της ατράκτου. Επομένως για διάμετρο ατράκτου $d=30\text{ mm}$ έχουμε

$$B \times h = 10 \times 8$$

$$B \times h \times L = 10 \times 8 \times 55$$

Το ενεργό μήκος του σφήνα είναι: $L_n = L_1 - B = 55 - 10 = 45\text{ mm}$

Άρα η πίεση επιφανείας θα είναι

$$p = \frac{4M_t}{d \cdot h \cdot L_n} = \frac{4 \cdot 53 \cdot 10^3}{30 \cdot 8 \cdot 45} = 19,6\text{ N/mm}^2 < 70\text{ N/mm}^2 \text{ που σημαίνει ότι έχουμε αντοχή σε πίεση επιφανείας και για τα υπόλοιπα στοιχεία που συνεργάζονται.}$$

7.3 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μικρού οδοντωτού τροχού

Σε αυτό το σημείο επειδή έχουμε τον μικρό οδοντωτό τροχό (πινιόν) προκειμένου να χρησιμοποιήσουμε σφήνα, βάση της βιβλιογραφίας, πρέπει να ισχύει ότι

$$d_1 \approx \frac{1,8 \cdot d_{sh} \cdot Z_1}{Z_1 - 2,5} \quad (7.1)$$

όπου d_{sh} είναι η διάμετρος της ατράκτου σε mm, $d_{sh}=39\text{mm}$

Z_1 είναι ο αριθμός οδόντων του πινιόν, $Z_1=20$

Αντικαθιστούμε στην σχέση 7.1 και έχουμε

$$d_1 \approx \frac{1,8 \cdot 39 \cdot 20}{20 - 2,5} \approx 80\text{mm}$$

Από τα παραπάνω παρατηρούμε ότι $d_1=80\text{mm} > d_{01}=60\text{mm}$ που σημαίνει ότι η μικρότερη επιτρεπτή διάμετρος οδοντωτού τροχού για να μπορεί να τοποθετηθεί σφήνας είναι 80mm και όχι 60mm όπως έχουμε υπολογίσει στο Κεφάλαιο 3. Επομένως θα εξετάσουμε έναν μπορούμε να τοποθετήσουμε πινιόν ολόσωμο με την άτρακτο, χωρίς σφήνα, από τον παρακάτω τύπο

$$d_1 \approx \frac{1,1 \cdot d_{sh} \cdot Z_1}{Z_1 - 2,5} \approx \frac{1,1 \cdot 39 \cdot 20}{20 - 2,5} \approx 49\text{mm}$$

Από το αποτέλεσμα αυτής της σχέσης παρατηρούμε ότι $d_1=49\text{mm} < d_{01}=60\text{mm}$. Έτσι τελικά σε αυτό το σημείο δεν θα τοποθετήσουμε σφήνα για την σύνδεση του μικρού οδοντωτού τροχού με την άτρακτο 1 αλλά θα κατασκευαστεί πινιόν ολόσωμο με την άτρακτο.

7.4 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μεγάλου οδοντωτού τροχού

Από τον Πίνακα 6.1 (Παράρτημα) θα προκύψουν οι επιτρεπόμενες πιέσεις επιφανείας και στην συνέχεια θα εξετάσουμε την αντοχή του ασθενέστερου υλικού. Συγκεκριμένα έχουμε:

- Σφήνα: C45K $\rightarrow p_{\text{επ}} = 135 \text{ N/mm}^2$

- Άτρακτος: St 42 $\rightarrow p_{\text{επ}} = 110 \text{ N/mm}^2$

- Οδοντωτός τροχός: Χυτοσίδηρος $\rightarrow p_{\text{επ}} = 70 \text{ N/mm}^2$ (Ασθενέστερο)

Στην συνέχεια λαμβάνουμε μήκος πλήμνης L όπως προκύπτει από τον Πίνακα 6.2 (Παράρτημα) ως εξής

$$L=1,8\div 2d=1,8\cdot 55\div 2\cdot 55=99\text{ mm}\div 110\text{ mm}\rightarrow L=110\text{ mm}$$

$$L_1=105\text{mm}$$

Από τον Πίνακα 6.3 θα λάβουμε το πλάτος και το ύψος του σφήνα βάση της διαμέτρου της ατράκτου. Επομένως για διάμετρο ατράκτου $d=55\text{ mm}$ έχουμε

$$B_{xh}=16\times 10$$

$$B_{xh}\times L=16\times 10\times 105$$

Το ενεργό μήκος του σφήνα είναι: $L_n=L_1-B=105-16=89\text{ mm}$

Άρα η πίεση επιφανείας θα είναι

$$p=\frac{4M_t}{d\cdot h\cdot L_n}=\frac{4\cdot 132\cdot 10^3}{55\cdot 10\cdot 89}=10,8\text{ N/mm}^2 < 70\text{ N/mm}^2 \text{ που σημαίνει ότι έχουμε αντοχή σε πίεση επιφανείας και για τα υπόλοιπα στοιχεία που συνεργάζονται.}$$

7.5 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μικρού αλυσοτροχού

Όπως και παραπάνω, από τον Πίνακα 6.1 (Παράρτημα) θα προκύψουν οι επιτρεπόμενες πιέσεις επιφανείας και στην συνέχεια θα εξετάσουμε την αντοχή του ασθενέστερου υλικού. Συγκεκριμένα έχουμε:

- Σφήνα: C45K $\rightarrow p_{\text{επ}}=135\text{ N/mm}^2$

- Άτρακτος: St 42 $\rightarrow p_{\text{επ}}=110\text{ N/mm}^2$

- Αλυσοτροχός: St 60 $\rightarrow p_{\text{επ}}=110\text{ N/mm}^2$ (Ασθενέστερο)

Στην συνέχεια λαμβάνουμε μήκος πλήμνης L όπως προκύπτει από τον Πίνακα 6.2 (Παράρτημα) ως εξής

$$L=1,8\div 2d=1,8\cdot 55\div 2\cdot 55=99\text{ mm}\div 110\text{ mm}\rightarrow L=110\text{ mm}$$

$$L_1=105\text{mm}$$

Από τον Πίνακα 6.3 θα λάβουμε το πλάτος και το ύψος του σφήνα βάση της διαμέτρου της ατράκτου. Επομένως για διάμετρο ατράκτου $d=55\text{ mm}$ έχουμε

$$B_{xh}=16\times 10$$

$$B_{xh}\times L=16\times 10\times 105$$

Το ενεργό μήκος του σφήνα είναι: $L_n=L_1-B=105-16=89\text{ mm}$

Άρα η πίεση επιφανείας θα είναι

$$\rho = \frac{4M_t}{d \cdot h \cdot L_n} = \frac{4 \cdot 132 \cdot 10^3}{55 \cdot 10 \cdot 89} = 10,8 \text{ N/mm}^2 < 110 \text{ N/mm}^2 \text{ που σημαίνει ότι έχουμε αντοχή}$$

σε πίεση επιφανείας και για τα υπόλοιπα στοιχεία που συνεργάζονται.

7.6 Υπολογισμός οδηγού σφήνα μεγάλου αλυσοτροχού

Όπως και παραπάνω, από τον Πίνακα 6.1 (Παράρτημα) θα προκύψουν οι επιτρεπόμενες πιέσεις επιφανείας και στην συνέχεια θα εξετάσουμε την αντοχή του ασθενέστερου υλικού. Συγκεκριμένα έχουμε:

- Σφήνα: C45K → $\rho_{\text{επ}} = 135 \text{ N/mm}^2$
- Ατράκτος: St 42 → $\rho_{\text{επ}} = 110 \text{ N/mm}^2$
- Αλυσοτροχός: Χυτοχάλυβας → $\rho_{\text{επ}} = 90 \text{ N/mm}^2$ (Ασθενέστερο)

Στην συνέχεια λαμβάνουμε μήκος πλήμνης L όπως προκύπτει από τον Πίνακα 6.2 (Παράρτημα) ως εξής

$$L = 1,8 \div 2d = 1,8 \cdot 55 \div 2 \cdot 55 = 99 \text{ mm} \div 110 \text{ mm} \rightarrow L = 110 \text{ mm}$$

$$L_1 = 105 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 6.3 θα λάβουμε το πλάτος και το ύψος του σφήνα βάση της διαμέτρου της ατράκτου. Επομένως για διάμετρο ατράκτου $d = 55 \text{ mm}$ έχουμε

$$B \times h = 16 \times 10$$

$$B \times h \times L = 16 \times 10 \times 105$$

Το ενεργό μήκος του σφήνα είναι: $L_n = L_1 - B = 105 - 16 = 89 \text{ mm}$

Άρα η πίεση επιφανείας θα είναι

$$\rho = \frac{4M_t}{d \cdot h \cdot L_n} = \frac{4 \cdot 329 \cdot 10^3}{55 \cdot 10 \cdot 89} = 26,9 \text{ N/mm}^2 < 90 \text{ N/mm}^2 \text{ που σημαίνει ότι έχουμε αντοχή σε}$$

πίεση επιφανείας και για τα υπόλοιπα στοιχεία που συνεργάζονται.

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

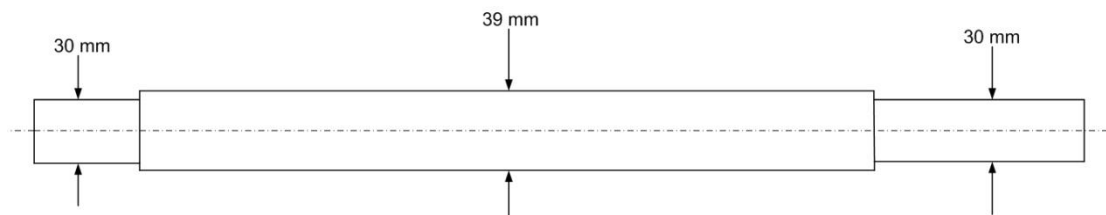
Συνοψίζοντας, από τα παραπάνω κεφάλαια προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα. Αρχικά για να δώσουμε κίνηση στο σκαπτικό μηχάνημα θα χρησιμοποιήσουμε έναν κινητήρα της εταιρίας Robin Subaru και συγκεκριμένα το μοντέλο EH17-2 απόδοσης 6HP ο οποίος είναι ένας βενζινοκινητήρας μονοκύλινδρος, τετράχρονος και αερόψυκτος.

Στην συνέχεια η κίνηση που παράγει αυτός ο κινητήρας μεταφέρεται μέσω της ιμαντοκίνησης στην πρώτη άτρακτο του μηχανήματος. Η ιμαντοκίνηση αυτή θα έχει σχέση μετάδοσης 1:2,5 και θα αποτελείται από τρεις τραπεζοειδείς ιμάντες τύπου A13.

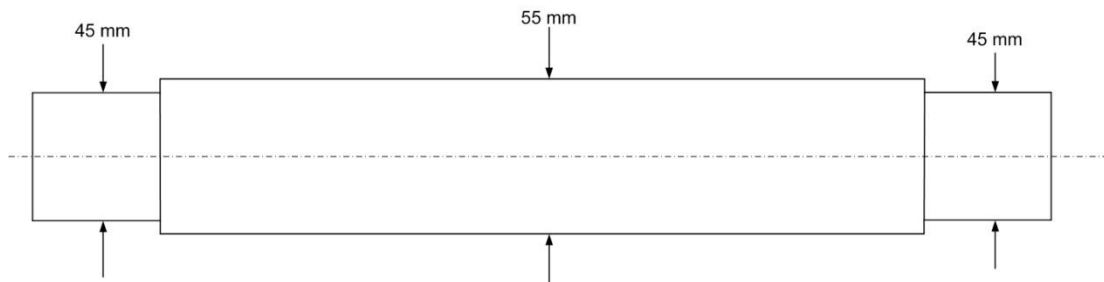
Η κίνηση αφού έχει μεταδοθεί στην πρώτη άτρακτο, θα μεταδοθεί και στην δεύτερη μέσω των οδοντωτών τροχών. Και σε αυτή την μετάδοση κίνησης θα έχουμε σχέση μετάδοσης 1:2,5 και θα χρησιμοποιήσουμε έναν οδοντωτό τροχό (κινητήριο) με αριθμό οδόντων $Z_1=20$ και υλικό κατασκευής χάλυβα St 60 και έναν οδοντωτό τροχό (κινούμενο) με αριθμό οδόντων $Z_2=50$ και υλικό κατασκευής χυτοσίδηρο (GG). Η λίπανση των οδοντωτών τροχών θα γίνεται με λίπος ή με εμβαπτισμό σε λιπαντικό.

Αφού η κίνηση έχει μεταδοθεί στην δεύτερη άτρακτο, θα μεταδοθεί τελικά στην τρίτη και τελευταία άτρακτο η οποία φέρει και τους τροχούς. Η μετάδοση αυτή θα επιτευχτεί με αλυσίδα και αλυσοτροχούς. Οι αλυσοτροχοί αποτελούνται από 23 οδόντες ο μικρός (κινητήριο) και 57 οδόντες ο μεγάλος αλυσοτροχός (κινούμενος). Η αλυσίδα θα είναι μια τριπλή αλυσίδα με κυλινδρικούς, Nr10B με βήμα $p=15,875\text{mm}$. Η λίπανση της θα γίνεται με σταγόνες λαδιού ιξώδους SAE 40.

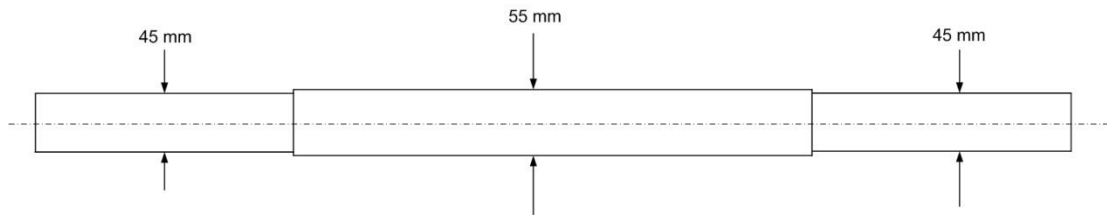
Οι άτρακτοι που αναφέρονται και παραπάνω είναι συνολικά τρεις. Πάνω σε αυτές θα προσαρμοστούν όλα τα στοιχεία μετάδοσης της κίνησης και τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν). Το υλικό κατασκευής των ατράκτων θα είναι ο χάλυβας St 42. Οι διαμέτροι και οι διαβαθμίσεις των ατράκτων όπως προκύπτουν από υπολογισμούς φαίνονται στα παρακάτω σχήματα



Σχήμα 1 Διάμετροι ατράκτου 1



Σχήμα 2 Διάμετροι ατράκτου 2



Σχήμα 3 Διάμετροι ατράκτου 3

Οι διαβαθμίσεις αυτές έχουν σκοπό να συγκρατούν την άτρακτο στην θέση της, δηλαδή να εδράζεται πάνω στα έδρανα κύλισης χωρίς να μπορεί να μετατοπιστεί κατά τον άξονά της, επιτρέποντας σε αυτή μόνο να περιστρέφεται. Όλα τα στοιχεία κίνησης θα προσαρμοστούν πάνω στις ατράκτους με σφήνες, οι οποίες τοποθετούνται σε κατάλληλους σφηνόδρομους.

Τα έδρανα κύλισης είναι υπολογισμένα βάση των φορτίων που δέχονται από τις ατράκτους και βάση της διάρκειας ζωής που επιθυμούμε να έχουμε. Έτσι προκύπτει για κάθε άτρακτο ένα ζευγάρι ρουλεμάν και συγκεκριμένα έχουμε για την πρώτη άτρακτο δυο ρουλεμάν Νο. 6006, για την δεύτερη άτρακτο δυο ρουλεμάν Νο. 6009 και για την τρίτη άτρακτο δυο ρουλεμάν Νο. 6009.

Τέλος υπολογίσαμε τις σφήνες που θα χρησιμοποιήσουμε ώστε να συνδέσουμε τις τροχαλίες, τους οδοντωτούς τροχούς και τους αλυσοτροχούς με τις ατράκτους. Αυτές οι σφήνες θα είναι ορθογωνικές και συγκεκριμένα για την σύνδεση της μεγάλης τροχαλίας έχουμε σφήνα με διαστάσεις $B \times h \times L = 10 \times 8 \times 55 \text{ mm}$.

Για την σύνδεση του μικρού οδοντωτού τροχού θα κατασκευαστεί οδοντωτός τροχός ολόσωμος με την άτρακτο και για του μεγάλου οδοντωτού τροχού έχουμε σφήνα $B \times h \times L = 16 \times 10 \times 105 \text{ mm}$. Για την σύνδεση του μικρού αλυσοτροχού έχουμε σφήνα $B \times h \times L = 16 \times 10 \times 105 \text{ mm}$ και για του μεγάλου αλυσοτροχού έχουμε $B \times h \times L = 16 \times 10 \times 105 \text{ mm}$. Όλες οι παραπάνω σφήνες θα κατασκευαστούν από χάλυβα C45K. Έτσι, με την σωστή τοποθέτηση όλων των παραπάνω στοιχείων θα έχουμε τελικά την κίνηση και την απροβλημάτιστη λειτουργία του σκαπτικού μηχανήματος που χρειαζόμαστε.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΠΙΝΑΚΕΣ

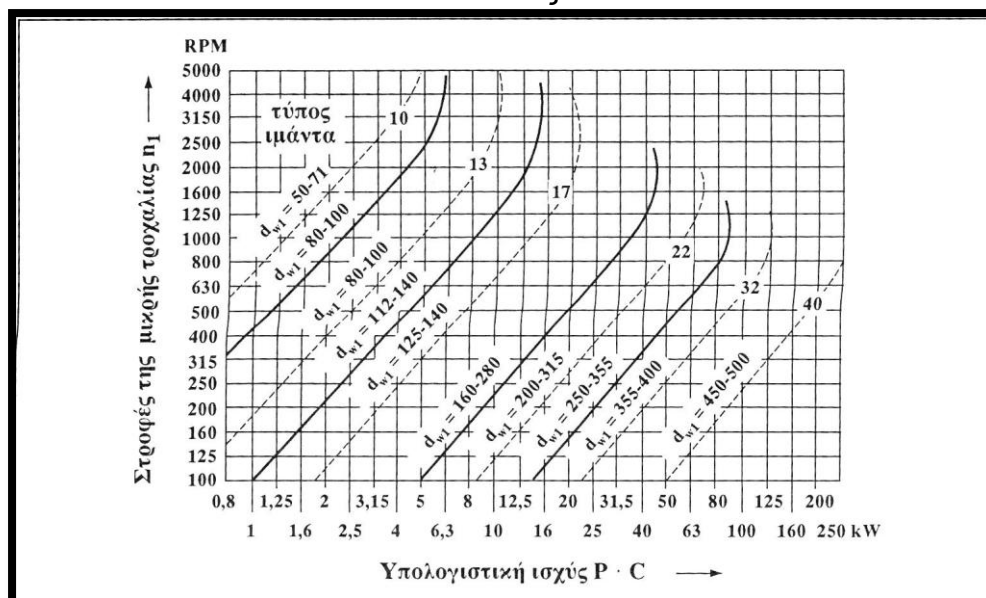
1. Ιμαντοκίνηση

| Εργομηχανές | Κινητήριες μηχανές | | | | | |
|---|--|-------------|------------------|-----------|-------------|------------------|
| | Ομάδα Α | | | Ομάδα Β | | |
| | Συντελεστής φόρτισης C για ημερήσια λειτουργία σε h | | | | | |
| | έως 10 | 10... 16 | άνω των 16 | έως 10 | 10... 16 | άνω των 16 |
| Ελαφρές κινήσεις Κεντρώφυγες 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 |
| Μέσου μεγέθους κινήσεις Ψαλίδια κοπής ελασμάτων, πρέσες, μεταφορείς με αλυσίδες και ιμάντες για βαριά υλικά, δονητικά κόσκινα, γεννήτριες και διεγέρτριες 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 |
| Ισχυρές κινήσεις Μηχανές άλεσης, εμβολοφόροι συμπιεστές, μεταφορείς μεγάλων φορτίων (κοχλιομεταφορείς, δισκοειδείς ταινίες, μεταφορείς με κουβαδάκια), ανελκυστήρες, πρέσες πλινθάνθρακων, υφαντουργικές μηχανές, μηχανές χαρτοποίησης, εμβολοφόρες αντλίες, αντλίες εξακαφέων, προιονιστήρια, σφυρόμυλοι | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,4 | 1,5 | 1,6 |
| Πολύ ισχυρές κινήσεις Συστήματα άλεσης υψηλής φόρτισης, θραυστήρες πέτρας, σπλιβωτικές μηχανές, αναμκτήρες, βαρούλκα, γερανοί, εξακαφείς | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,5 | 1,6 | 1,8 |

Ομάδα Α: 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 εσωτ. καύσης και στρόβιλοι με n άνω των 600 RPM

Ομάδα Β: Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με υψηλή ροπή εκκίνησης (άνω του 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. μονοφασικοί κινητήρες με υψηλή ροπή εκκίνησης, κινητήρες σειρώδης συνεχούς ρεύματος με συνδεσμολογία εν σειρά, μηχανές εσωτ. καύσης και στρόβιλοι με n έως 600 RPM.

Πίνακας 1.1



| | | | | | | | | | | | | |
|--|--------------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Τύπος μιάνα κατά | DIN 2215 | (5)* | 6 | (8)* | 10 | 13 | 17 | (20)* | 22 | (25)* | 32 | 40 |
| | ISO | - | Y | - | Z | A | B | - | C | E | D | E |
| Πλάτος μιάνα | b | 5 | 6 | 8 | 10 | 13 | 17 | 20 | 22 | 25 | 32 | 40 |
| Ύψος μιάνα | h | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 11 | 12,5 | 14 | 16 | 20 | 25 |
| | c | 1,3 | 1,6 | 2 | 2 | 2,8 | 3,5 | 5,1 | 4,8 | 6,3 | 8,1 | 12 |
| | f | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12,5 | 15 | 17 | 19 | 24 | 29 |
| | e | 6 | 8 | 10 | 12 | 15 | 19 | 23 | 25,5 | 29 | 37 | 44,5 |
| Για ατέμονες μιάντες | t_{min} | 6 | 7 | 9 | 11 | 14 | 18 | 21 | 24 | 26 | 33 | 38 |
| Για μιάντες του μέτρου | t_{min} | 6 | 7 | 9 | 11 | 14 | 18 | 21 | 24 | 26 | 28 | 33 |
| Για ατέμονες μιάντες | $d_{w(min)}$ | 20 | 28 | 40 | 50 | 71 | 112 | 160 | 180 | 250 | 355 | 500 |
| Για μιάντες του μέτρου | $d_{w(min)}$ | 40 | 50 | 63 | 71 | 80 | 125 | 160 | 180 | 236 | 315 | 440 |
| Γωνία αόλακος α° για d_w | 38° | - | - | - | > 80 | > 118 | > 190 | > 250 | > 315 | > 355 | > 500 | > 630 |
| | 36° | > 50 | > 63 | > 75 | - | - | - | - | - | - | ≤ 500 | ≤ 630 |
| | 34° | - | - | - | ≤ 80 | ≤ 118 | ≤ 190 | ≤ 250 | ≤ 315 | ≤ 355 | - | - |
| | 32° | ≤ 50 | ≤ 63 | ≤ 75 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Εσοτερικά μήκη ατέμονων τραπεζοειδών μιάντων. Βήμα συνήθως κατά τη σειρά R40 (λόγος 1,06) | από | 160 | 185 | 280 | 300 | 560 | 670 | 900 | 1180 | 1320 | 2000 | 3000 |
| | έως | 600 | 850 | 1600 | 2800 | 5300 | 7100 | 9500 | 18000 | 18000 | 18000 | 18000 |

Πίνακας 1.3

| Τύπος μιάνα | d_{w1} mm | P_0 σε KW/μιάνα για στροφές n_1 RPM της μικρής τροχαλίας | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------|----------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
| | | 200 | 400 | 700 | 800 | 950 | 1200 | 1450 | 1600 | 2000 | 2400 | 2800 | 3200 | 3600 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 | 6000 |
| 6 (Y) | 31,5 | 0,020 | 0,036 | 0,057 | 0,064 | 0,073 | 0,09 | 0,10 | 0,11 | 0,14 | 0,16 | 0,18 | 0,20 | 0,22 | 0,24 | 0,26 | 0,28 | 0,30 | 0,32 |
| | 40 | 0,028 | 0,050 | 0,08 | 0,09 | 0,11 | 0,13 | 0,15 | 0,17 | 0,20 | 0,23 | 0,26 | 0,29 | 0,32 | 0,35 | 0,38 | 0,42 | 0,45 | 0,47 |
| | 50 | 0,037 | 0,068 | 0,11 | 0,12 | 0,14 | 0,18 | 0,21 | 0,23 | 0,27 | 0,32 | 0,36 | 0,40 | 0,44 | 0,48 | 0,52 | 0,57 | 0,60 | 0,64 |
| | 63 | 0,048 | 0,09 | 0,15 | 0,16 | 0,19 | 0,23 | 0,28 | 0,30 | 0,36 | 0,42 | 0,48 | 0,54 | 0,59 | 0,64 | 0,69 | 0,74 | 0,79 | 0,83 |
| 10 (Z) | 50 | 0,068 | 0,12 | 0,18 | 0,20 | 0,23 | 0,27 | 0,31 | 0,33 | 0,39 | 0,44 | 0,48 | 0,52 | 0,55 | 0,58 | 0,61 | 0,63 | 0,63 | 0,63 |
| | 63 | 0,10 | 0,19 | 0,29 | 0,33 | 0,38 | 0,45 | 0,53 | 0,57 | 0,67 | 0,77 | 0,86 | 0,94 | 1,01 | 1,07 | 1,13 | 1,18 | 1,21 | 1,23 |
| | 80 | 0,15 | 0,27 | 0,44 | 0,49 | 0,56 | 0,68 | 0,80 | 0,86 | 1,03 | 1,18 | 1,32 | 1,45 | 1,56 | 1,65 | 1,74 | 1,80 | 1,83 | 1,82 |
| | 112 | 0,23 | 0,43 | 0,70 | 0,78 | 0,91 | 1,10 | 1,29 | 1,40 | 1,66 | 1,90 | 2,11 | 2,28 | 2,42 | 2,51 | 2,57 | 2,54 | 2,44 | 2,25 |
| 13 (A) | 71 | 0,15 | 0,26 | 0,39 | 0,43 | 0,48 | 0,56 | 0,64 | 0,68 | 0,77 | 0,85 | 0,91 | 0,95 | 0,97 | 0,97 | 0,93 | 0,87 | 0,76 | 0,62 |
| | 100 | 0,29 | 0,52 | 0,82 | 0,91 | 1,05 | 1,26 | 1,45 | 1,57 | 1,84 | 2,07 | 2,27 | 2,42 | 2,52 | 2,58 | 2,58 | 2,48 | 2,29 | 1,99 |
| | 140 | 0,48 | 0,86 | 1,39 | 1,56 | 1,79 | 2,17 | 2,51 | 2,71 | 3,17 | 3,56 | 3,85 | 4,03 | 4,11 | 4,06 | 3,80 | 3,31 | 2,55 | 1,51 |
| | 180 | 0,66 | 1,20 | 1,94 | 2,17 | 2,51 | 3,03 | 3,50 | 3,75 | 4,34 | 4,77 | 5,02 | 5,06 | 4,87 | 4,42 | 3,45 | 2,00 | - | - |
| 17 (B) | 112 | 0,43 | 0,73 | 1,11 | 1,2 | 1,382 | 1,61 | 1,81 | 1,92 | 2,14 | 2,29 | 2,34 | 2,30 | 2,14 | 1,88 | 1,37 | 0,64 | - | - |
| | 160 | 0,82 | 1,46 | 2,31 | 2,57 | 2,94 | 3,50 | 4,00 | 4,27 | 4,86 | 5,25 | 5,40 | 5,31 | 4,92 | 4,23 | 2,86 | 0,90 | - | - |
| | 224 | 1,32 | 2,40 | 3,83 | 4,27 | 4,89 | 5,81 | 6,60 | 7,00 | 7,80 | 8,06 | 7,73 | 6,69 | 4,94 | 2,36 | - | - | - | - |
| | 280 | 1,75 | 3,19 | 5,10 | 5,67 | 6,47 | 7,66 | 8,57 | 8,97 | 9,50 | 9,08 | 7,56 | 4,71 | - | - | - | - | - | - |
| 22 (C) | 180 | 1,24 | 2,12 | 3,20 | 3,51 | 3,92 | 4,50 | 4,93 | 5,11 | 5,28 | 4,97 | 4,09 | 2,57 | - | - | - | - | - | - |
| | 250 | 2,25 | 4,00 | 6,23 | 6,88 | 7,82 | 9,07 | 9,99 | 10,36 | 10,62 | 9,67 | 7,25 | 3,24 | - | - | - | - | - | - |
| | 315 | 3,16 | 5,68 | 8,93 | 9,86 | 11,10 | 12,73 | 13,76 | 14,05 | 13,41 | 10,42 | 4,60 | - | - | - | - | - | - | - |
| | 400 | 4,32 | 7,84 | 12,17 | 13,37 | 14,89 | 16,61 | 17,15 | 16,83 | 13,20 | 4,80 | - | - | - | - | - | - | - | - |
| | | P_0 σε KW μιάνα για στροφές n_1 RPM της μικρής τροχαλίας | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 950 | 1100 | 1200 | 1300 | 1450 | 1600 | | |
| 32 (D) | 355 | 3,32 | 4,64 | 5,87 | 7,03 | 8,17 | 10,20 | 12,04 | 13,68 | 15,13 | 16,38 | 17,84 | 18,76 | 19,06 | 19,07 | 18,53 | 17,26 | | |
| | 450 | 4,83 | 6,81 | 8,72 | 10,49 | 12,17 | 15,30 | 18,12 | 20,62 | 22,79 | 24,58 | 26,52 | 27,45 | 27,44 | 26,90 | 24,99 | 21,64 | | |
| | 560 | 6,53 | 9,31 | 11,89 | 14,33 | 16,65 | 20,93 | 24,72 | 27,98 | 30,64 | 32,65 | 34,30 | 34,08 | 32,78 | 30,47 | 24,94 | 16,71 | | |
| | 710 | 8,85 | 12,57 | 16,07 | 19,37 | 22,49 | 28,12 | 32,88 | 36,66 | 39,32 | 40,73 | 40,17 | 35,93 | 30,81 | 23,67 | 8,82 | - | | |
| 40 (E) | 500 | 6,76 | 9,50 | 11,99 | 14,33 | 16,52 | 20,49 | 23,92 | 26,75 | 28,96 | 30,46 | 31,28 | 30,16 | 28,21 | 25,21 | 18,58 | 9,16 | | |
| | 630 | 9,66 | 13,61 | 17,28 | 20,73 | 23,96 | 29,77 | 34,65 | 38,49 | 41,17 | 42,56 | 41,89 | 37,50 | 32,23 | 24,92 | 9,78 | - | | |
| | 800 | 13,31 | 18,83 | 23,97 | 28,76 | 33,20 | 40,94 | 47,00 | 51,11 | 52,99 | 52,35 | 45,96 | 32,10 | 18,19 | - | - | - | | |
| | 1000 | 17,50 | 24,79 | 31,51 | 37,69 | 43,28 | 52,51 | 58,69 | 61,27 | 59,66 | 53,24 | 33,23 | - | - | - | - | - | | |

Πίνακας 1.4

| | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Γωνία περιέλιξης α_1 | 70° | 80° | 90° | 100° | 110° | 120° | 130° | 140° | 150° | 160° | 170° | 180° |
| 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 |

Πίνακας 1.5

| Τύπος | 6 | 10 | 13 | 17 | 22 | 32 | 40 |
|-------|------|------|------|------|-------|-------|-------|
| L_w | 280 | 422 | 660 | 943 | 1452 | 3225 | 4832 |
| C_4 | 0,97 | 0,87 | 0,81 | 0,81 | 0,81 | 0,86 | 0,91 |
| L_w | 295 | 447 | 740 | 1043 | 1652 | 3625 | 5082 |
| C_4 | 0,98 | 0,88 | 0,82 | 0,84 | 0,84 | 0,89 | 0,92 |
| L_w | 315 | 472 | 830 | 1163 | 1852 | 4075 | 5382 |
| C_4 | 1,00 | 0,89 | 0,85 | 0,86 | 0,85 | 0,91 | 0,94 |
| L_w | 350 | 497 | 930 | 1293 | 2052 | 4575 | 5682 |
| C_4 | 1,02 | 0,90 | 0,87 | 0,88 | 0,88 | 0,93 | 0,95 |
| L_w | 355 | 522 | 1030 | 1443 | 2292 | 5075 | 6082 |
| C_4 | 1,03 | 0,91 | 0,89 | 0,90 | 0,91 | 0,96 | 0,96 |
| L_w | 370 | 352 | 1150 | 1643 | 2552 | 5675 | 6382 |
| C_4 | 1,04 | 0,93 | 0,91 | 0,93 | 0,93 | 0,98 | 0,97 |
| L_w | 415 | 582 | 1280 | 1843 | 2852 | 6375 | 6782 |
| C_4 | 1,06 | 0,94 | 0,93 | 0,95 | 0,95 | 1,00 | 0,99 |
| L_w | 440 | 622 | 1430 | 2043 | 3202 | 7175 | 7182 |
| C_4 | 1,07 | 0,95 | 0,96 | 0,98 | 0,97 | 1,03 | 1,00 |
| L_w | 465 | 652 | 1630 | 2283 | 3602 | 7575 | 7582 |
| C_4 | 1,08 | 0,96 | 0,99 | 1,00 | 0,98 | 1,05 | 1,01 |
| L_w | 515 | 700 | 1730 | 2693 | 3802 | 8075 | 8082 |
| C_4 | 1,11 | 0,97 | 1,00 | 1,03 | 1,00 | 1,06 | 1,02 |
| L_w | 545 | 732 | 1830 | 2843 | 4052 | 8575 | 8582 |
| C_4 | 1,13 | 0,99 | 1,01 | 1,05 | 1,02 | 1,07 | 1,03 |
| L_w | 865 | 822 | 2030 | 3193 | 4552 | 9075 | 9082 |
| C_4 | 1,25 | 1,00 | 1,03 | 1,07 | 1,04 | 1,08 | 1,05 |
| L_w | | 922 | 2270 | 3593 | 5052 | 9575 | 9582 |
| C_4 | | 1,03 | 1,06 | 1,10 | 1,07 | 1,10 | 1,06 |
| L_w | | 1022 | 2530 | 4043 | 5652 | 10075 | 10082 |
| C_4 | | 1,06 | 1,09 | 1,13 | 1,09 | 1,11 | 1,07 |
| L_w | | 1142 | 2830 | 4543 | 6352 | 11275 | 11282 |
| C_4 | | 1,08 | 1,11 | 1,15 | 1,12 | 1,14 | 1,10 |
| L_w | | 1272 | 3180 | 5043 | 7152 | 12575 | 12582 |
| C_4 | | 1,11 | 1,13 | 1,18 | 1,15 | 1,17 | 1,12 |
| L_w | | 1422 | 4030 | 5643 | 8052 | 14075 | 14082 |
| C_4 | | 1,14 | 1,20 | 1,20 | 1,18 | 1,20 | 1,15 |
| L_w | | 1622 | 5030 | 6343 | 10052 | 16075 | 16082 |
| C_4 | | 1,17 | 1,25 | 1,23 | 1,23 | 1,22 | 1,18 |

Πίνακας 1.6

| Τύπος μιάντα | 5 5x3 | 6 6x4 | 8 8x5 | 10 10x6 | 13 13x8 | 17 17x11 | 20 20x12.5 | 22 22x14 | 25 25x16 | 32 32x20 | 40 40x25 | 50 50x32 | Τύπος μιάντα |
|----------------------------|----------|----------|----------|------------|------------|-------------|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------------------------|
| Περιμετρος ενέργειας L_w | -10 | -15 | -18 | -25 | -32 | -45 | -47 | -57 | -60 | -74 | -80 | -100 | Εσωτερική = περιμετρος L_i |

Πίνακας 1.7

| | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Διάμετρος | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 71 | 80 | 90 | 100 | 112 | 125 | 140 |
| τροχαλίας d | 160 | 180 | 200 | 224 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 |
| | 630 | 710 | 800 | 900 | 1000 | 1120 | 1250 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2240 |
| | 2500 | 2800 | 3150 | 3550 | 4000 | 4500 | 5000 | | | | | |
| Πλάτος τρο- | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 140 | 160 | 180 |
| χαλίας b _s | 200 | 224 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 | 630 | |

Πίνακας 1.8

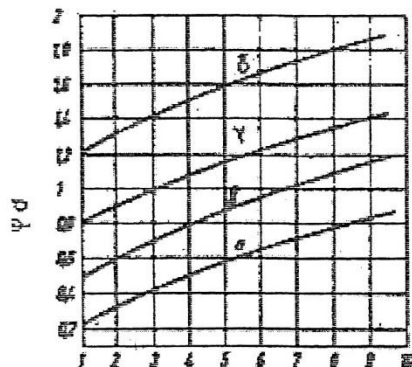
| | Υπόλο Τύπος μάνια | Μέτρο ελαστικότητας | | Πυκνότητα ρ kg/dm ³ | Επιτε- πόμενη τάση εφαλκυσμού σ _{επ} N/mm ² | Σχέση | | Συχνότητα κάμψεων f _{Bmax} 1/sec | Ταχύτητα μάνια v _{max} m/sec | Συντελεστής τριβής μ | Θερμοκρασία λειτουργίας t _{max} 0° C | | | | |
|-------------------------------------|--|---------------------|----------------------------------|--------------------------------|---|------------------------------------|------------------------------------|---|---------------------------------------|----------------------|---|--------|----------------|-----------|-----|
| | | E N/mm ² | E _b N/mm ² | | | ($\frac{s}{d_1}$) _{max} | ($\frac{d_1}{s}$) _{min} | | | | | | | | |
| Δέγμα | Κανονικός S | 250 | 50...90 | 1,0 | 3,6...4,1 | 0,033 | 30 | 5 | 30 | 0,3 + 0,02√v | 35 | | | | |
| | Ενκάμπτος G | 350 | 40...80 | 0,95 | 4,3...5,0 | 0,04 | 25 | 10 | 40 | | | 45 | | | |
| | Πολύ ενκάμπτος HGL HGC | 450 | 30...70 | 0,9 | 4,3...6,5 4,3...7,5 | 0,05 | 20 | 25 | 50 | | | 70 | | | |
| Πλέγμα | μιας στρώσης: ελαστικό – ίνες από πολυαμίδη ή πολυεστέρα | 350...1200 | | 1,1...1,4 | 3,3...5,4 | 0,035 | 30 | 10...50 | 80 | 0,5 | -20...100 | | | | |
| | περισσότερων στρώσεων: ελαστικό – ίνες από πολυαμίδη, πολυεστέρα ή βαμβάκι | 900...1500 | | | | | | 10...20 | 20...50 | | | | | | |
| Υφαντό | βαμβάκι | 500...1400 | | 40 | 1,3 | 2,3...5,0 | 0,05 | 20 | 40 | 50 | 0,3 | - | | | |
| | τεχνικό μετάξι (αδιαβροχοποιημένο) | - | | 1,0 | 3,3...5,0 | 0,04 | 25 | 40 | 50 | 0,35 | - | | | | |
| | νάιλον, περλόν | 500...1400 | | 1,1 | 9,0 | 0,07 | 15 | 80 | 60 | 0,3 | 70 | | | | |
| Πολυαπλών στρώσεων (μόνοτα ταινίες) | ενισχυτικά νήματα ⁽¹⁾ από πολυαμίδη ή πολυεστέρα ενσω- ⁽²⁾ | 600...700 | 300 | 1,1...1,4 | 14...25 | 0,008... 0,025 | 125... 40 | 100 | 60...120 | 0,7 | -20...100 | | | | |
| | ματωμένα σε ελαστικό (π.χ. Extremultus 81) | 500...600 | 250 | | | | | | | | | 4...12 | 0,01... 0,035 | 100... 30 | 0,6 |
| | μία ή περισσότερες ⁽¹⁾ ταινίες από πολυαμίδη σε στρώσεις υπό πρόταση ⁽²⁾ | 500...600 | 250 | | | | | | | | | 6...18 | 0,008... 0,025 | 125... 40 | 0,7 |
| | (π.χ. Extremultus 85/80) | 400...500 | 200 | | | | | | | | | 4...15 | 0,01... 0,035 | 100... 30 | 0,6 |

Πίνακας 1.9

2. Οδοντωτοί τροχοί

| No | Υλικό Είδος και θερμική έπεξεργασία | Εμβόλο ολικό | Δοκίμιο σε τελική κατάσταση | | Ετόν οδοντωτό τροχό | | | | | |
|----|---|-----------------|---|---|---------------------|-----------|---|---|--|--|
| | | | Αντοχή σε έμφραση σ_B (Kp/mm ²) | Αντοχή σε έναλασσομένη κάμψη σ_{Bw} (Kp/mm ²) | Σκληρότητα HB | | Δυναμική αντοχή | | Ελαστική άντοχή σ_{0B} (Kp/mm ²) | Αντοχή της κατατομής σε πίεση επιφανείας P_0 (Kp/mm ²) |
| | | | | | Πυρήνας | Επιφάνεια | Κατατομής K_0 (Kp/mm ²) | Πόδα σ_0 (Kp/mm ²) | | |
| 1 | Χυτοσίδηρος | GG 18 | 18 | 9 | 170 | | 0,19 | 4,5 | 18 | 32 |
| 2 | | GG 26 | 26 | 12 | 210 | | 0,33 | 6,0 | 26 | 42 |
| 3 | Χυτοχάλυβας | GS 52 | 52 | 21 | 150 | | 0,21 | 15,0 | 47 | 39 |
| 4 | | GS 60 | 60 | 24 | 175 | | 0,30 | 17,5 | 52 | 47 |
| 5 | Κοινός χάλυβας χωρίς θερμική έπεξεργασία | St 42 | 42...50 | 20...24 | 125 | | 0,25 | 16,0 | 45 | 43 |
| 6 | | St 50 | 50...60 | 23...28 | 150 | | 0,36 | 19,0 | 55 | 51 |
| 7 | | St 60 | 60...70 | 28...33 | 180 | | 0,57 | 21,0 | 65 | 62 |
| 8 | | St 70 | 70...85 | 33...40 | 208 | | 0,70 | 24,0 | 80 | 72 |
| 9 | Βελτιωμένος χάλυβας | C 22 | 50...60 | 22...27 | 140 | | 0,23 | 19,3 | 60 | 41 |
| 10 | | C 45 | 65...80 | 30...34 | 185 | | 0,40 | 23,0 | 80 | 54 |
| 11 | | C 60 | 75...90 | 34...41 | 210 | | 0,51 | 25,6 | 90 | 61 |
| 12 | | 34Cr4 | 75...90 | 36...44 | 260 | | 0,80 | 30,0 | 90 | 76 |
| 13 | | 37MnS15 | 90...110 | 36...42 | 230 | | 0,55 | 30,5 | 90 | 73 |
| 14 | | 42CrM04 | 75...110 | 46...54 | 300 | | 0,80 | 31,5 | 110 | 76 |
| 15 | Χάλυβας επιφα- νεικά έσκληρη- μένος με βαφή σε λάδι ή νερό | C 10 | 45...60 | 25 | 170 | 590 | 4,20 | 20,0 | 90 | 175 |
| 16 | | C 15 | 50...65 | 27 | 190 | 736 | 4,90 | 22,0 | 95 | 190 |
| 17 | | 16MnCr5 | 80...110 | - | 270 | 650 | 5,00 | 42,0 | 140 | 190 |
| 18 | | 20MnCr5 | 100...130 | - | 360 | 650 | 5,00 | 47,0 | 160 | 190 |
| 19 | | 15CrN16 | 90...120 | - | 310 | 650 | 5,00 | 44,0 | 160 | 190 |
| 20 | | 18CrN18 | 120...145 | - | 400 | 650 | 5,00 | 47,0 | 170 | 190 |
| 21 | Χάλυβας επιφα- νεικά έσκληρη- μένος με φλόγα ή έπαγωγή | Ck45 | 65...80 | - | 220 | 595 | 4,30 | 31,5 | 140 | 175 |
| 22 | | 37MnS15 | 90...105 | - | 270 | 560 | 3,70 | 34,0 | 125 | 165 |
| 23 | | 53MnS14 | 90...110 | - | 275 | 615 | 4,50 | 35,0 | 110 | 180 |
| 24 | | 41Cr4 | 90...110 | - | 275 | 587 | 4,20 | 35,0 | 110 | 165 |
| 25 | Χάλυβας επιφαν. έσκληρημένος σε λουτρό κυανίου | 41Cr4 | 140...180 | - | 460 | 595 | 4,30 | 32,0 | 190 | 175 |
| 26 | | 37MnS15 | 150...190 | - | 470 | 550 | 3,60 | 35,0 | 200 | 160 |

Πίνακας 2.1



$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

καμπύλη (α): Τροχοί κιβωτίων με μικρό αριθμό στροφών. Οδόντωση και έδραση μέσης ποιότητας. Μονόπλευρη έδραση πινιόν (πρόβολος).

καμπύλη (β): Τροχοί μεσαίων ταχυτήτων. Ποιότητα οδόντωσης και έδρασης η συνήθης του εμπορίου.

καμπύλη (γ): Τροχοί μεγάλων ταχυτήτων. Η οδόντωση και η έδραση αυτών είναι υψηλής ακρίβειας.

καμπύλη (δ): Τροχοί πολύ μεγάλων ταχυτήτων και μεγάλης διάρκειας ζωής. Οδόντωση και έδραση κατασκευασμένες με μέγιστη ακρίβεια.

Διάγραμμα 2.2

Η εκλογή του z_1 γίνεται ως εξής :

$z_1 = 20 \div 25$ για $u_1 > 5 \text{ m / sec}$
 $z_1 = 18 \div 22$ για $u_1 = 1 \div 5 \text{ m / sec}$
 $z_1 = 15 \div 20$ για $u_1 < 1 \text{ m / sec}$

Πίνακας 2.3

| | | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 0,30 | 0,40 | 0,50 | 0,60 | 0,70 | 0,80 | 0,90 | 1,00 |
| 1,25 | 1,50 | 1,75 | 2,00 | 2,25 | 2,50 | 2,75 | 3,00 |
| 3,25 | 3,50 | 3,75 | 4,00 | 4,50 | 5,00 | 5,50 | 6,00 |
| 6,50 | 7,00 | 8,00 | 9,00 | 10,00 | 11,00 | 12,00 | 13,00 |
| 14,00 | 15,00 | 16,00 | 18,00 | 20,00 | 22,00 | 24,00 | 27,00 |
| 30,00 | 33,00 | 36,00 | 39,00 | 42,00 | 45,00 | 50,00 | 55,00 |
| 60,00 | 65,00 | 70,00 | 75,00 | | | | |

Πίνακας 2.4

| | |
|-----------------------------|---|
| ψ_d | από πίνακα (25) συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης i |
| $\psi_m \approx 8 \div 10$ | για χυτούς ακατέργαστους οδόντες |
| $\psi_m \approx 10 \div 15$ | για κατεργασμένους οδόντες και κανονική έδραση ή για μονόπλευρη έδραση (πρόβολος) |
| $\psi_m \approx 15 \div 30$ | για κατεργασμένους οδόντες και προσεγγμένη παράλληλη έδραση π.χ. για μειωτήρες |
| $\psi_m > 30$ | για άριστη ποιότητα οδόντωσης και έδραση σταθερή μεγάλης ακρίβειας |

Πίνακας 2.5

| | | | | | | | |
|---------------------------------------|----------|------|------|------|------|------|------|
| αριθμός οδόντων | 1 | 2 | 14 | 18 | 28 | 50 | 100 |
| αριθμός οδόντων συνεργαζόμενου τροχού | 12 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,35 | 1,45 | 1,50 |
| | 18 | 1,30 | 1,30 | 1,30 | 1,45 | 1,50 | 1,55 |
| | 50 | 1,30 | 1,35 | 1,35 | 1,50 | 1,60 | 1,65 |
| | 100 | 1,30 | 1,35 | 1,40 | 1,55 | 1,65 | 1,70 |
| | ∞ | 1,30 | 1,35 | 1,45 | 1,60 | 1,70 | 1,75 |

Πίνακας 2.6

| εξωτερική οδόντωση | | | | | | | | | |
|--------------------|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|----------|----------|
| αριθμός οδόντων | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 21 | 24 |
| q_k | 4,5 | 4,3 | 4,1 | 3,9 | 3,75 | 3,6 | 3,5 | 3,3 | 3,2 |
| αριθμός οδόντων | 28 | 34 | 40 | 50 | 65 | 80 | 100 | ∞ | |
| q_k | 3,1 | 3,0 | 2,9 | 2,8 | 2,7 | 2,6 | 2,5 | 2,45 | |
| εσωτερική οδόντωση | | | | | | | | | |
| αριθμός οδόντων | 20 | 24 | 30 | 38 | 50 | 70 | 100 | 200 | ∞ |
| q_k | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,0 | 2,1 | 2,2 | 2,3 | 2,4 | 2,45 |

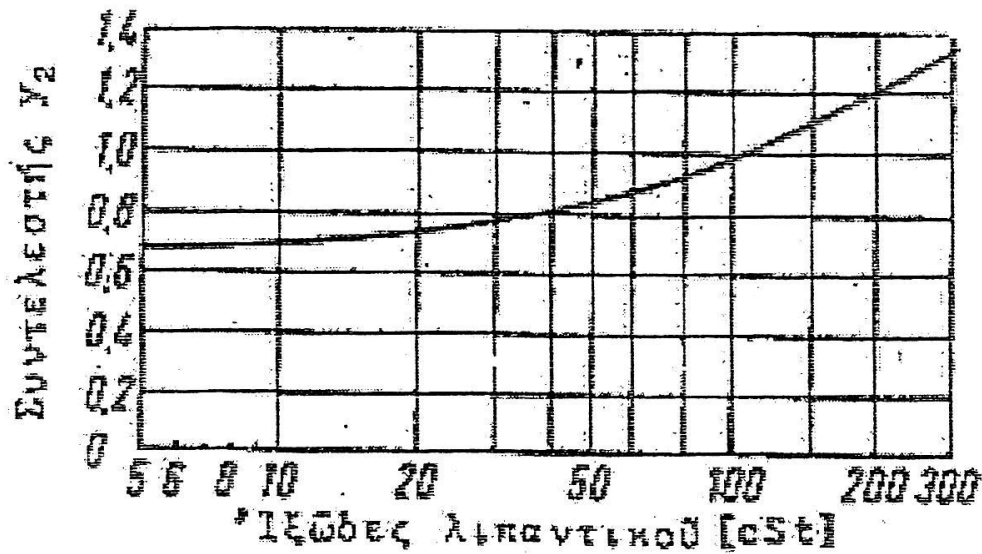
Πίνακας 2.7

| υλικό πινιόν | υλικό συνεργαζόμενου τροχού | τιμές συντελεστή υλικού γ_w |
|------------------------|--------------------------------|--|
| χάλυβας St | χάλυβας St | 86 |
| | χυτοχάλυβας GS | 85 |
| | σφαιρ. χυτοσίδηρος GGG | 82 |
| | χυτό κασσίτ. ορείχ. G-SnBz | 70 |
| | χυτοσίδηρος GG | 74 |
| χυτοχάλυβας GS | χυτοχάλυβας GS | 35 |
| | σφαιρ. χυτοσίδηρος GGG | 81 |
| | χυτοσίδηρος GG | 73 |
| σφαιρ. χυτοσίδηρος GGG | σφαιρ. χυτοσίδηρος GGG | 78 |
| | χυτοσίδηρος GG | 71 |
| χυτοσίδηρος GG | χυτοσίδηρος GG | 65 |

Πίνακας 2.8

| παράμετρος υλικού | |
|-------------------|---|
| $\gamma_1 = 1$ | για τροχούς από το ίδιο υλικό ή χάλυβα με χυτοχάλυβα |
| $\gamma_2 = 1,5$ | για τροχούς από χάλυβα ή χυτοχάλυβα που συνεργάζονται με τροχούς από χυτοσίδηρο |

Πίνακας 2.9



Διάγραμμα 2.10

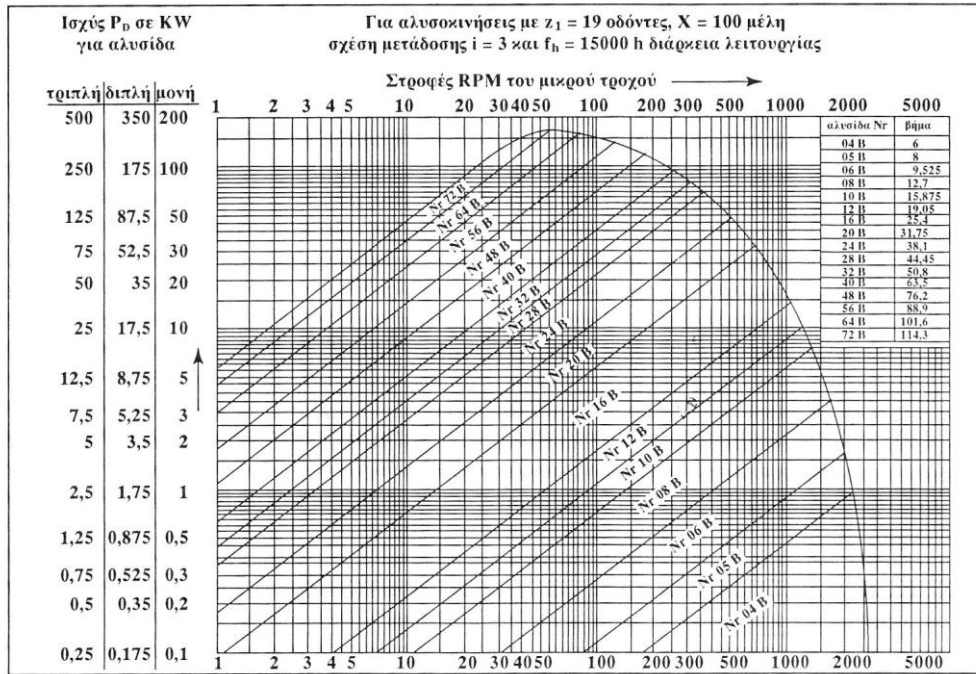
3.Αλυσίδα

| | | |
|--|--|--|
| Λειτουργία ομοιόμορφη $f_1 = 1,0$ | Λειτουργία ανομοιόμορφη $f_1 = 1,5$ | Λειτουργία με κρούσεις $f_1 = 2,0$ |
| Γεμιστικές μηχανές με ομοιόμορφη τροφοδότηση | Αναμικτήρες μπετόν | Εκσκαφείς, δομικές μηχανές |
| Μεταφορείς με ομοιόμορφη τροφοδότηση | Μεταφορείς με ανομοιόμορφη τροφοδότηση | Μηχανές κατεργασίας ελαστικού |
| Μηχανές εκτύπωσης | Ποδήλατα | Λειαντές ξύλου |
| Μηχανές κατεργασίας ξύλου | Σφαιρόμυλοι | Σφουρόμυλοι |
| Κεντροβυγες αντλίες | Εμβολοφόρες αντλίες με 3 κυλίνδρους | Εμβολοφόρες αντλίες, με 1 έως 2 κυλίνδρους |
| Κεντροβύγιοι συμπιεστές | Εμβολοφόροι συμπιεστές με 3 κυλίνδρους | Εμβολοφόροι συμπιεστές με 1 έως 2 κυλίνδρους |
| Στιλβωτικές μηχανές χάρτου | Πρέσες 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 σώματος | - |

Πίνακας 3.1

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------|------|------|-----|------|------|------|------|-----|------|----|------|------|-----|------|------|-----|
| z_1 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 |
| f_2 | 1.95 | 1.75 | 1.6 | 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 |

Πίνακας 3.2



Διάγραμμα 3.3

Αλυσίδες με κυλινδρικούς ευρωπαϊκού τύπου κατά DIN 8187

| άλυ- σίδα Nr. | p mm | b_1 mm | d_R mm | e mm | g mm | μονή αλυσίδα | | | διπλή αλυσίδα | | | | τριπλή αλυσίδα | | | | | | |
|---------------------|-----------|-------------|-------------|-----------|-----------|--------------|----------------------------------|--|----------------------|------------|----------------------------------|--|----------------------|------------|----------------------------------|--|----------------------|---|---|
| | | | | | | α_1 | F_B φορτίο θραύσης kN | A επι/νευία άρθ/σης cm ² | q βάρος kg/m | α_2 | F_B φορτίο θραύσης kN | A επι/νευία άρθ/σης cm ² | q βάρος kg/m | α_3 | F_B φορτίο θραύσης kN | A επι/νευία άρθ/σης cm ² | q βάρος kg/m | | |
| 03 | 5 | 2,5 | 3,2 | - | 4,1 | 7,4 | 2,0 | 0,06 | 0,08 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 04 | 6 | 2,8 | 4 | - | 5 | 7,4 | 3,0 | 0,07 | 0,12 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 05 B | 8 | 3 | 5 | 5,64 | 7,11 | 8,6 | 4,6 | 0,11 | 0,18 | 14,3 | 8,0 | 0,22 | 0,36 | 19,9 | 11,4 | 0,33 | 0,54 | - | - |
| 06 B | 9,525 | 5,72 | 6,35 | 10,24 | 8,26 | 13,5 | 9,1 | 0,28 | 0,41 | 23,8 | 17,3 | 0,55 | 0,78 | 34 | 25,4 | 0,83 | 1,18 | - | - |
| 081 | 12,7 | 3,3 | 7,75 | - | 9,91 | 10,2 | 8,2 | 0,21 | 0,28 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 082 | 12,7 | 2,38 | 7,75 | - | 9,91 | 8,2 | 10,0 | 0,16 | 0,26 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 083 | 12,7 | 4,88 | 7,75 | - | 10,3 | 12,9 | 12,0 | 0,32 | 0,42 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 084 | 12,7 | 4,88 | 7,75 | - | 11,15 | 14,8 | 16,0 | 0,35 | 0,59 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 085 | 12,7 | 6,38 | 7,77 | - | 9,91 | 14 | 6,8 | 0,32 | 0,38 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| 08 B | 12,7 | 7,75 | 8,51 | 13,92 | 11,81 | 17 | 18,2 | 0,50 | 0,70 | 31 | 31,8 | 1,00 | 1,35 | 44,9 | 45,4 | 1,50 | 2,0 | - | - |
| 10 B | 15,875 | 9,65 | 10,16 | 16,59 | 14,73 | 19,6 | 22,7 | 0,67 | 0,95 | 36,2 | 45,4 | 1,34 | 1,85 | 52,8 | 68,1 | 2,02 | 2,8 | - | - |
| 12 B | 19,05 | 11,68 | 12,07 | 19,46 | 16,13 | 22,7 | 29,5 | 0,89 | 1,25 | 42,2 | 59,0 | 1,78 | 2,5 | 61,7 | 88,5 | 2,68 | 3,8 | - | - |
| 16 B | 25,4 | 17,02 | 15,88 | 31,88 | 21,08 | 36,1 | 58,0 | 2,10 | 2,7 | 68 | 110 | 4,21 | 5,4 | 99,9 | 165 | 6,32 | 8 | - | - |
| 20 B | 31,75 | 19,56 | 19,05 | 36,45 | 26,42 | 43,2 | 95,0 | 2,95 | 3,6 | 79,7 | 180 | 5,91 | 7,2 | 116,1 | 270 | 8,86 | 11 | - | - |
| 24 B | 38,1 | 25,4 | 25,4 | 48,36 | 33,4 | 53,4 | 170 | 5,54 | 6,7 | 101,8 | 324 | 11,09 | 13,5 | 150,2 | 485 | 16,64 | 21 | - | - |
| 28 B | 44,45 | 30,99 | 27,94 | 59,56 | 37,08 | 65,1 | 200 | 7,40 | 8,3 | 124,7 | 381 | 14,81 | 16,6 | 184,3 | 571 | 22,21 | 25 | - | - |
| 32 B | 50,8 | 30,99 | 29,21 | 58,55 | 42,29 | 67,4 | 260 | 8,11 | 10,5 | 126 | 495 | 16,23 | 21 | 184,5 | 743 | 24,34 | 32 | - | - |
| 40 B | 63,5 | 38,1 | 39,37 | 72,29 | 52,96 | 82,6 | 360 | 12,76 | 16 | 154,9 | 680 | 25,52 | 32 | 227,2 | 1000 | 38,28 | 48 | - | - |
| 48 B | 76,2 | 45,72 | 48,26 | 91,21 | 63,88 | 99,1 | 560 | 20,63 | 25 | 190,4 | 1000 | 41,26 | 50 | 281,6 | 1600 | 61,89 | 75 | - | - |
| 56 B | 88,9 | 53,34 | 53,98 | 106,6 | 77,85 | 114,6 | 850 | 27,91 | 35 | 221,2 | 1600 | 55,82 | 70 | 330 | 2350 | 83,73 | 105 | - | - |
| 64 B | 101,6 | 60,96 | 63,5 | 119,89 | 90,17 | 130,9 | 1100 | 36,25 | 60 | 250,8 | 2100 | 72,5 | 120 | 370,7 | 3100 | 108,75 | 180 | - | - |
| 72 B | 114,3 | 68,58 | 72,39 | 136,27 | 103,63 | 147,4 | 1400 | 46,17 | 80 | 283,7 | 2700 | 92,34 | 160 | 420 | 4000 | 138,5 | 240 | - | - |

Αλυσίδες με κυλινδρικούς αμερικανικού τύπου κατά DIN 8188

| άλυ- σίδα Nr. | p mm | b_1 mm | d_R mm | e mm | g mm | α_1 | F_B φορτίο θραύσης kN | A επι/νευία άρθ/σης cm ² | q βάρος kg/m | α_2 | F_B φορτίο θραύσης kN | A επι/νευία άρθ/σης cm ² | q βάρος kg/m | α_3 | F_B φορτίο θραύσης kN | A επι/νευία άρθ/σης cm ² | q βάρος kg/m |
|---------------------|-----------|-------------|-------------|-----------|-----------|------------|----------------------------------|--|----------------------|------------|----------------------------------|--|----------------------|------------|----------------------------------|--|----------------------|
| 08 A | 12,7 | 7,95 | 7,92 | 14,38 | 12,07 | 17,8 | 14,1 | 0,44 | 0,609 | 32,3 | 28,2 | -0,88 | 1,19 | 46,7 | 42,3 | 1,32 | 1,78 |
| 10 A | 15,875 | 9,53 | 10,16 | 18,11 | 15,09 | 21,8 | 22,2 | 0,70 | 1,01 | 39,9 | 44,4 | 1,40 | 1,92 | 57,9 | 66,6 | 2,10 | 2,89 |
| 12 A | 19,05 | 12,7 | 11,91 | 22,78 | 18,08 | 26,9 | 31,8 | 1,06 | 1,47 | 49,8 | 63,6 | 2,12 | 2,9 | 72,6 | 95,4 | 3,18 | 4,28 |
| 16 A | 25,4 | 15,88 | 15,88 | 29,29 | 24,13 | 33,5 | 56,7 | 1,79 | 2,57 | 62,7 | 113,4 | 3,58 | 5,01 | 91,7 | 170,1 | 5,37 | 7,47 |
| 20 A | 31,75 | 19,05 | 19,05 | 35,76 | 30,18 | 41,1 | 88,5 | 2,62 | 3,73 | 77 | 177 | 5,24 | 7,31 | 113 | 265,5 | 7,86 | 11,01 |
| 24 A | 38,1 | 25,4 | 22,23 | 45,44 | 36,2 | 50,8 | 127 | 3,94 | 5,5 | 96,3 | 254 | 7,88 | 10,94 | 141,7 | 381 | 11,82 | 16,5 |
| 28 A | 44,45 | 25,4 | 25,4 | 48,87 | 42,24 | 54,9 | 172,4 | 4,72 | 7,5 | 103,6 | 344,8 | 9,44 | 14,36 | 152,4 | 517,2 | 14,16 | 21,7 |
| 32 A | 50,8 | 31,75 | 28,58 | 58,55 | 48,26 | 65,5 | 226,8 | 6,5 | 9,7 | 124,2 | 453,6 | 13,0 | 19,1 | 182,9 | 680,4 | 19,5 | 28,3 |
| 40 A | 63,5 | 38,1 | 39,68 | 71,55 | 60,33 | 80,3 | 353,8 | 10,9 | 15,8 | 151,9 | 707,6 | 21,8 | 32 | 223,5 | 1061,4 | 32,7 | 48 |
| 48 A | 76,2 | 47,63 | 47,63 | 87,83 | 72,39 | 95,5 | 510,3 | 16,1 | 22,6 | 183,4 | 1020,6 | 32,2 | 44 | 271,3 | 1530,9 | 48,3 | 66 |

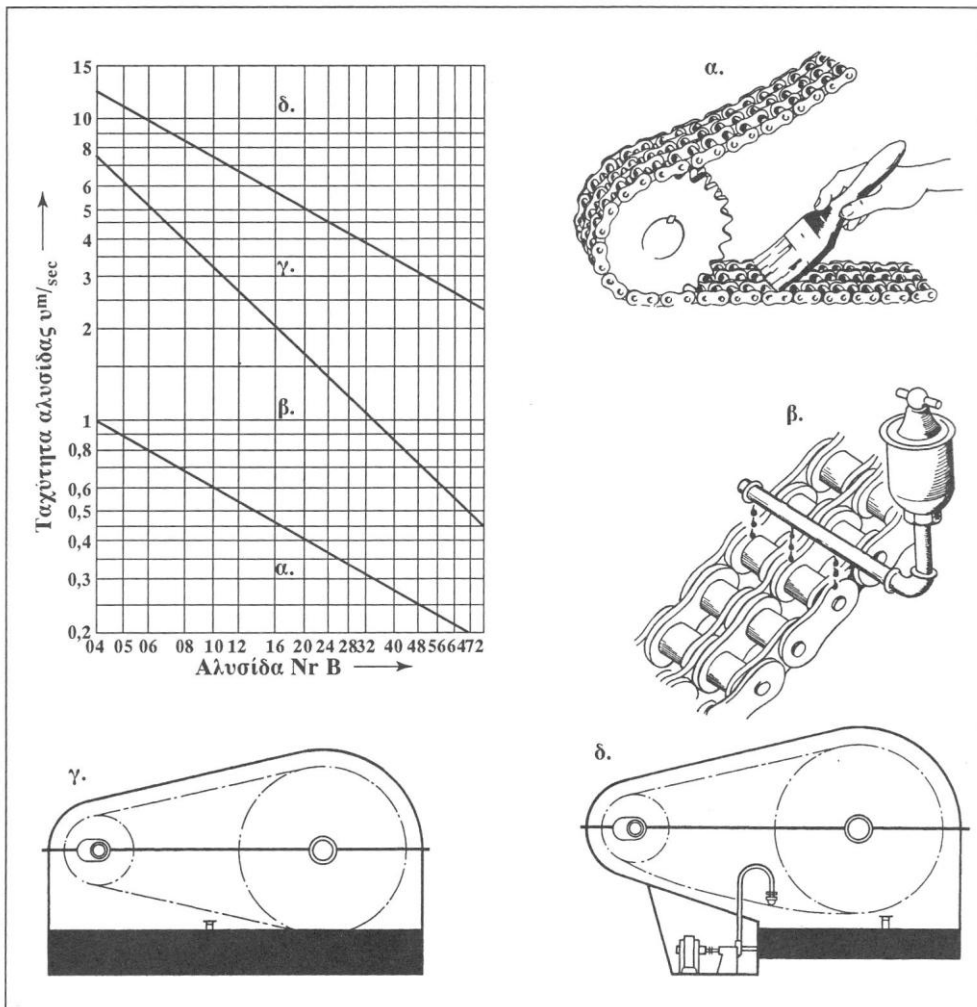
Πίνακας 3.4

| Επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας στην άθρωση $p_{επ} = c \cdot \lambda \cdot p_0$ | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|------|------|---------------------|-----------------------|------|------|------|------|-------------------------|------|------|------|------|------|
| v m/s | p_0 σε N/cm ² για $z_1 =$ | | | | | | | | | | | | | | |
| | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | ≥ 25 |
| 0.1 | 3080 | 3120 | 3170 | 3220 | 3270 | 3300 | 3320 | 3350 | 3400 | 3430 | 3450 | 3480 | 3500 | 3530 | 3550 |
| 0.2 | 2810 | 2850 | 2880 | 2930 | 2980 | 3000 | 3030 | 3060 | 3100 | 3120 | 3140 | 3170 | 3190 | 3220 | 3240 |
| 0.4 | 2700 | 2740 | 2780 | 2830 | 2870 | 2890 | 2910 | 2950 | 2980 | 3000 | 3020 | 3050 | 3070 | 3100 | 3120 |
| 0.6 | 2580 | 2620 | 2650 | 2700 | 2740 | 2760 | 2780 | 2820 | 2850 | 2870 | 2890 | 2910 | 2930 | 2960 | 2980 |
| 0.8 | 2490 | 2530 | 2560 | 2610 | 2650 | 2670 | 2680 | 2720 | 2750 | 2770 | 2790 | 2810 | 2830 | 2860 | 2880 |
| 1.0 | 2380 | 2420 | 2450 | 2490 | 2520 | 2540 | 2560 | 2590 | 2620 | 2640 | 2660 | 2680 | 2700 | 2720 | 2740 |
| 1.5 | 2290 | 2330 | 2360 | 2400 | 2430 | 2450 | 2470 | 2500 | 2530 | 2550 | 2570 | 2590 | 2610 | 2630 | 2650 |
| 2.0 | 2210 | 2240 | 2270 | 2310 | 2350 | 2370 | 2380 | 2410 | 2440 | 2460 | 2470 | 2490 | 2510 | 2530 | 2550 |
| 2.5 | 2130 | 2160 | 2190 | 2230 | 2260 | 2280 | 2290 | 2320 | 2350 | 2370 | 2380 | 2400 | 2440 | 2470 | 2500 |
| 3 | 2050 | 2080 | 2110 | 2140 | 2170 | 2190 | 2210 | 2240 | 2260 | 2290 | 2320 | 2350 | 2380 | 2420 | 2460 |
| 4 | 1740 | 1830 | 1920 | 2000 | 2070 | 2100 | 2130 | 2160 | 2180 | 2220 | 2260 | 2300 | 2340 | 2380 | 2420 |
| 5 | 1400 | 1550 | 1690 | 1770 | 1840 | 1910 | 1970 | 2010 | 2050 | 2100 | 2150 | 2180 | 2210 | 2240 | 2280 |
| 6 | 1050 | 1230 | 1410 | 1540 | 1640 | 1730 | 1810 | 1880 | 1950 | 1990 | 2040 | 2070 | 2110 | 2140 | 2180 |
| 7 | 850 | 1000 | 1150 | 1280 | 1400 | 1510 | 1620 | 1740 | 1850 | 1870 | 1900 | 1940 | 1980 | 2020 | 2060 |
| 8 | - | 800 | 1020 | 1110 | 1200 | 1310 | 1420 | 1560 | 1700 | 1740 | 1780 | 1820 | 1870 | 1910 | 1960 |
| 10 | - | - | 810 | 900 | 1020 | 1110 | 1200 | 1320 | 1430 | 1460 | 1500 | 1570 | 1640 | 1700 | 1770 |
| 12 | - | - | - | - | 820 | 910 | 1070 | 1170 | 1260 | 1300 | 1350 | 1410 | 1480 | 1540 | 1600 |
| 15 | - | - | - | - | - | - | 890 | 970 | 1050 | 1100 | 1150 | 1210 | 1270 | 1330 | 1400 |
| 18 | - | - | - | - | - | - | - | - | 880 | 960 | 1050 | 1110 | 1180 | 1240 | 1300 |
| | | | | λ γ ι α X = | | | | | | | | | | | |
| i | | | | 50 | 100 | 150 | 200 | 400 | | | | | | | |
| 1 | | | | 0.7 | 0.82 | 0.90 | 0.94 | 1.19 | | | | | | | |
| 2 | | | | 0.79 | 0.93 | 1.02 | 1.06 | 1.35 | | | | | | | |
| 3 | | | | 0.85 | 1.00 | 1.10 | 1.15 | 1.45 | | | | | | | |
| 5 | | | | 0.92 | 1.09 | 1.20 | 1.25 | 1.58 | | | | | | | |
| 7 | | | | 0.99 | 1.16 | 1.28 | 1.34 | 1.68 | | | | | | | |
| Μονή αλυσίδα c = 1 | | | | | Διπλή αλυσίδα c = 0,9 | | | | | Τριπλή αλυσίδα c = 0,85 | | | | | |

Πίνακας 3.5

$p_{επ}/p_g = 0,8 \quad 0,9 \quad 0,95 \quad 1 \quad 1,2$
 διάρκεια ζωής L \approx 2000 5000 10000 15000 50000 ώρες

Πίνακας 3.6



Διάγραμμα 3.7

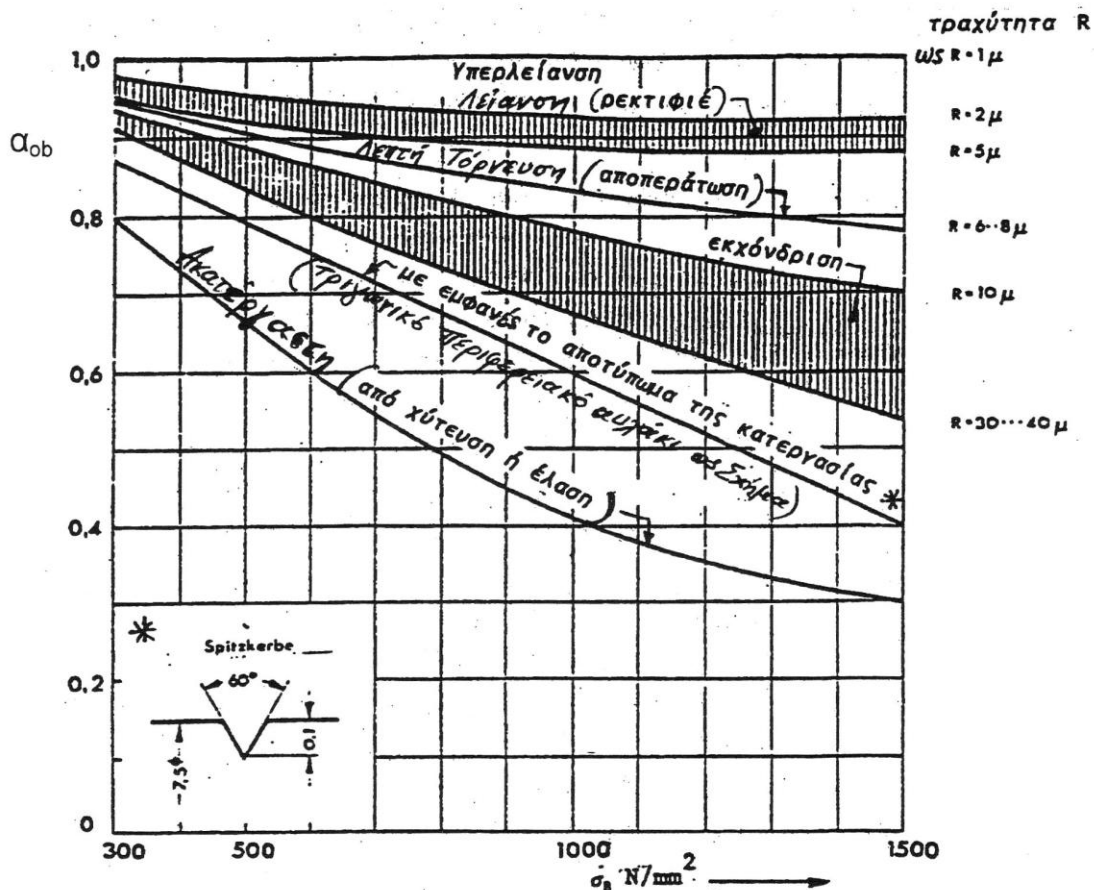
4. Άτρακτοι

| ΕΙΔΟΣ ΥΛΙΚΟΥ | ΕΦΕΛΚΥΣΜΟΣ-ΘΛΙΨΗ | | | | ΚΑΜΨΗ | | | ΣΤΡΕΨΗ | | | |
|---------------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| | σ_B | σ_s | σ_{sch} | σ_w | σ_{bs} | σ_{bsch} | σ_{bw} | T_B | T_s | T_{sch} | T_w |
| | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² | N/mm ² |
| ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17100 | | | | | | | | | | | |
| St 34 | 340 | 210 | 210 | 160 | 290 | 290 | 190 | 200 | 150 | 150 | 130 |
| St 37 | 370 | 240 | 240 | 180 | 340 | 340 | 200 | 220 | 170 | 170 | 140 |
| St 42 | 420 | 260 | 260 | 190 | 360 | 360 | 220 | 250 | 180 | 180 | 150 |
| St 50 | 500 | 300 | 300 | 230 | 420 | 420 | 260 | 300 | 210 | 210 | 180 |
| St 52-3 | 520 | 360 | 360 | 240 | 500 | 470 | 270 | | | | |
| St 60 | 600 | 340 | 340 | 270 | 470 | 470 | 300 | 360 | 230 | 230 | 210 |
| St 70 | 700 | 370 | 370 | 320 | 520 | 520 | 340 | 420 | 260 | 260 | 240 |
| ΣΚΛΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17200 | | | | | | | | | | | |
| C22, Ck22 | 550 | 360 | 360 | 250 | 500 | 480 | 280 | 300 | 250 | 250 | 190 |
| C35, Ck35 | 650 | 420 | 420 | 300 | 590 | 570 | 330 | 330 | 300 | 300 | 230 |
| C45, Ck45 | 750 | 480 | 480 | 340 | 670 | 630 | 370 | 360 | 340 | 340 | 260 |
| C60, Ck60 | 850 | 570 | 570 | 380 | 800 | 700 | 410 | 420 | 400 | 400 | 280 |
| 40Mn4 | 900 | 650 | 650 | 400 | 900 | 730 | 430 | - | 450 | 450 | 300 |
| 30Mn5 | 900 | 650 | 650 | 400 | 900 | 730 | 430 | - | 450 | 450 | 300 |
| 25CrMo4 | 900 | 650 | 650 | 400 | 900 | 730 | 350 | - | 450 | 450 | 300 |
| 37MnSi5 | 1000 | 800 | 770 | 450 | 1100 | 830 | 480 | - | 550 | 550 | 330 |
| 34Cr4 | 1000 | 800 | 770 | 450 | 1100 | 830 | 480 | - | 550 | 550 | 330 |
| 41Cr4 | 1000 | 800 | 770 | 450 | 1100 | 830 | 480 | - | 550 | 550 | 330 |
| 34CrMo4 | 1000 | 800 | 770 | 450 | 1100 | 830 | 480 | - | 550 | 550 | 330 |
| 42MnV7 | 1100 | 900 | 860 | 500 | 1250 | 920 | 530 | - | 630 | 630 | 370 |
| 42CrMo4 | 1100 | 900 | 860 | 500 | 1250 | 920 | 530 | - | 630 | 630 | 370 |
| 36CrNiMo4 | 1100 | 900 | 860 | 500 | 1250 | 920 | 530 | - | 630 | 630 | 370 |
| 50CrMo4 | 1100 | 900 | 860 | 500 | 1250 | 920 | 530 | - | 630 | 630 | 370 |
| 34CrNiMo6 | 1100 | 900 | 860 | 500 | 1250 | 920 | 530 | - | 630 | 630 | 370 |
| 30CrMoV9 | 1250 | 1050 | 980 | 570 | 1450 | 1040 | 600 | - | 730 | 730 | 410 |
| 30CrNiMo8 | 1250 | 1050 | 980 | 570 | 1450 | 1040 | 600 | - | 730 | 730 | 410 |
| ΣΚΛΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17210 | | | | | | | | | | | |
| C10, Ck10 | 420 | 250 | 250 | 190 | 350 | 350 | 220 | 250 | 180 | 180 | 150 |
| C15, Ck15 | 500 | 300 | 300 | 230 | 420 | 420 | 270 | 300 | 210 | 210 | 180 |
| 15Cr3 | 600 | 400 | 400 | 270 | 560 | 530 | 300 | 360 | 280 | 280 | 210 |
| 16MnCr5 | 800 | 600 | 600 | 360 | 850 | 670 | 390 | 480 | 430 | 430 | 270 |
| 15CrNi6 | 900 | 650 | 650 | 400 | 900 | 740 | 430 | 540 | 450 | 450 | 300 |
| 20MnCr5 | 1000 | 700 | 700 | 450 | 980 | 810 | 470 | 600 | 490 | 490 | 340 |
| 18CrNi8 | 1200 | 800 | 800 | 550 | 1100 | 1000 | 580 | 720 | 550 | 550 | 410 |
| ΧΥΤΟΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 1681 | | | | | | | | | | | |
| GS-38.3 | 380 | 180 | 180 | 150 | 260 | 260 | 190 | 230 | 110 | 110 | 110 |
| GS-45.3 | 450 | 220 | 220 | 180 | 300 | 300 | 230 | 270 | 130 | 130 | 130 |
| GS-52.3 | 520 | 250 | 250 | 210 | 350 | 350 | 260 | 310 | 150 | 150 | 150 |
| GS-60.3 | 600 | 360 | 360 | 240 | 500 | 500 | 300 | 360 | 210 | 210 | 170 |
| ΧΥΤΟΣΙΔΗΡΟΙ, DIN 1691 | | | | | | | | | | | |
| GG-15 | 150 | - | - | 40 | - | 120 | 70 | 150 | - | 80 | 60 |
| GG-20 | 200 | - | 80 | 60 | - | 160 | 100 | 200 | - | 110 | 80 |
| GG-25 | 250 | - | 90 | 70 | - | 200 | 130 | 250 | - | 150 | 110 |
| GG-30 | 300 | - | 120 | 80 | - | 240 | 150 | 300 | - | 180 | 130 |
| GG-35 | 350 | - | 140 | 90 | - | 280 | 180 | 350 | - | 210 | 150 |
| GG-40 | 400 | - | 160 | 100 | - | 320 | 200 | 400 | - | 240 | 170 |
| ΧΥΤΟΣΙΔΗΡΟΙ, DIN 1693 | | | | | | | | | | | |
| GGG-38 | 380 | 250 | 200 | 130 | 300 | 300 | 190 | - | 200 | 170 | 100 |
| GGG-42 | 420 | 280 | 230 | 150 | 400 | 360 | 210 | - | 230 | 200 | 120 |
| GGG-50 | 500 | 350 | 260 | 180 | 500 | 430 | 250 | - | 300 | 260 | 150 |
| GGG-60 | 600 | 420 | 310 | 210 | 600 | 520 | 300 | - | 350 | 290 | 170 |
| GGG-70 | 700 | 500 | 380 | 250 | 700 | 600 | 350 | - | 400 | 350 | 200 |
| ΧΑΛΥΒΕΣ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ, DIN 17221 | | | | | | | | | | | |
| 38Si6 | 1200 | 1050 | - | - | - | - | 550 | - | - | - | 350 |
| 47Si7 | 1300 | 1100 | - | - | - | - | 600 | - | - | - | 380 |
| 55Si7 | 1300 | 1100 | - | - | - | - | 620 | - | - | - | 400 |
| 65Si7 | 1350 | 1150 | - | - | - | - | 700 | - | - | - | 450 |
| 55CrV4 | 1350 | 1200 | - | - | - | - | 750 | - | - | - | 480 |

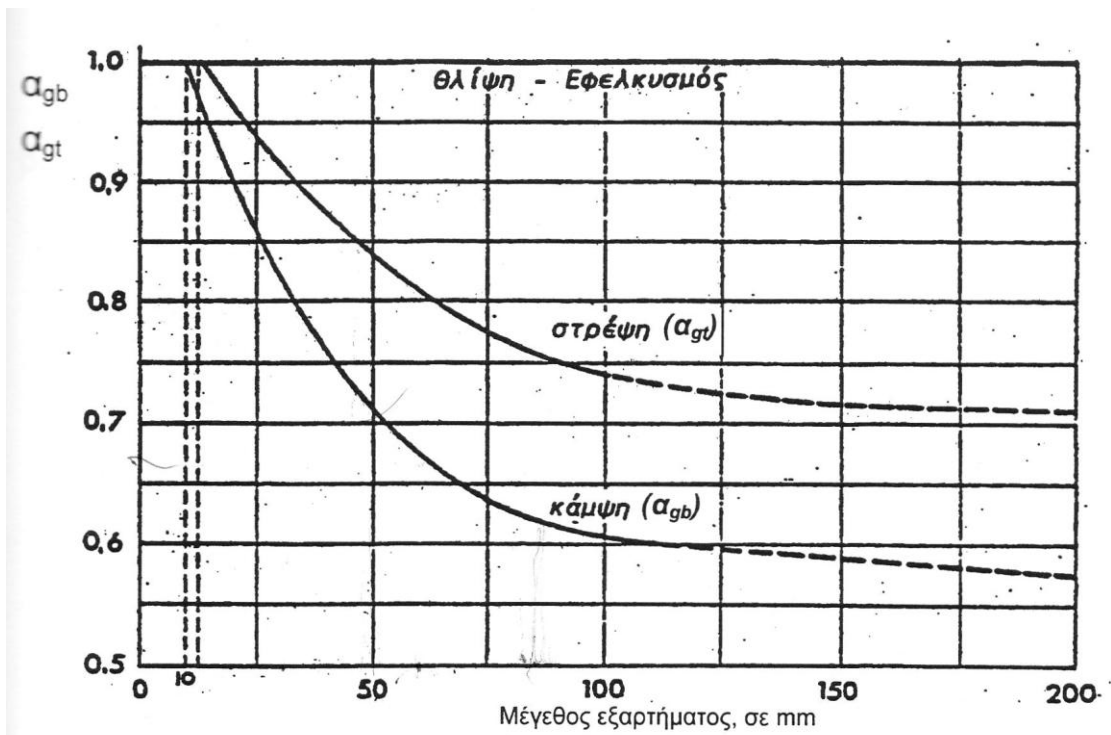
Πίνακας 4.1

| Είδος Χάλυβα | Τύπος Χάλυβα | $\tau_{\text{τετ}}$ | $\sigma_{\text{δελτ}}$ | R_m | R_e | σ_{bF} | σ_w | τ_w |
|---|--------------------|---------------------|------------------------|-------|-------|----------------------|------------|----------|
| Χάλυβες ¹⁾ κατασκευών DIN 17100 | S235JRG2 (St 37-2) | 18 | 37 | 340 | 215 | 260 | 150 | 105 |
| | S275JR (St 44-2) | 22 | 45 | 410 | 255 | 305 | 185 | 130 |
| | E295 (St 50-2) | 26 | 52 | 470 | 275 | 330 | 210 | 145 |
| | E335 (St 60-2) | 32 | 63 | 570 | 315 | 380 | 255 | 180 |
| Βελτιωμένοι χάλυβες ²⁾ DIN 17200 | C35E (Ck 35) | 27 | 53 | 480 | 270 | 325 | 215 | 150 |
| | C45E (Ck 45) | 32 | 64 | 580 | 305 | 365 | 260 | 180 |
| | 25CrMo4 | 39 | 77 | 700 | 450 | 540 | 315 | 220 |
| | 34CrMo4 | 44 | 88 | 800 | 550 | 660 | 360 | 250 |
| | 42CrMo4 | 50 | 100 | 900 | 650 | 780 | 405 | 285 |
| | 50CrMo4 | 50 | 100 | 900 | 700 | 840 | 405 | 285 |
| Χάλυβες ³⁾ επιφανειακής βαφής DIN 17210 | 16MnCr5 | 36 | 72 | 650 | 450 | 540 | 290 | 205 |
| | 20MnCr5 | 44 | 88 | 800 | 550 | 660 | 360 | 250 |
| | 15CrNi6 | 44 | 88 | 800 | 550 | 660 | 360 | 250 |

Πίνακας 4.2



Διάγραμμα 4.3

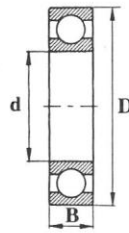


Διάγραμμα 4.4

| Σφηνότοπος ή σύσφιξη | | $\sigma_B(d) \text{ N/mm}^2$ | | | | | | | | |
|---|------------------------|--|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
| | $\beta_\sigma(d_{BK})$ | 2.1 | 2.3 | 2.5 | 2.6 | 2.8 | 2.9 | 3.0 | 3.1 | 3.2 |
| | | $\beta_\sigma(d_{BK}) \approx 3.0(\sigma_B(d)/(1000 \text{ N/mm}^2))^{0.38}$ | | | | | | | | |
| | $\beta_\tau(d_{BK})$ | 1.3 | 1.4 | 1.5 | 1.6 | 1.7 | 1.8 | 1.8 | 1.9 | 2.0 |
| $\beta_\tau(d_{BK}) \approx 0.56\beta_\sigma(d_{BK}) + 0.1$ | | | | | | | | | | |

Πίνακας 4.5

5. Έδρανα κύλισης



| Χαρακτηριστικός αριθμός οπής | d mm | Σειρά 160 | | | | Σειρά 60 | | | | Σειρά 62 | | | | Σειρά 63 | | | | Σειρά 64 | | | |
|---|--|-----------|---------|--|----------------------|----------|---------|---------|----------------------|----------|---|--|----------------------|----------|---------|--|----------------------|----------|---------|---------|----------------------|
| | | D mm | B mm | C kN | C ₀ kN | D mm | B mm | C kN | C ₀ kN | D mm | B mm | C kN | C ₀ kN | D mm | B mm | C kN | C ₀ kN | D mm | B mm | C kN | C ₀ kN |
| 00 | 10 | | | | | 26 | 8 | 4,55 | 1,96 | 30 | 9 | 6 | 2,6 | 35 | 11 | 8,15 | 3,45 | | | | |
| 01 | 12 | | | | | 28 | 8 | 5,1 | 2,36 | 32 | 10 | 6,95 | 3,1 | 37 | 12 | 9,65 | 4,15 | | | | |
| 02 | 15 | 32 | 8 | 5,60 | 2,85 | 32 | 9 | 5,6 | 2,85 | 35 | 11 | 7,8 | 3,75 | 42 | 13 | 11,4 | 5,4 | | | | |
| 03 | 17 | 35 | 8 | 6,00 | 3,25 | 35 | 10 | 6 | 3,25 | 40 | 12 | 9,5 | 4,75 | 47 | 14 | 13,4 | 6,55 | 62 | 17 | 23,6 | 11 |
| 04 | 20 | 42 | 8 | 6,95 | 4,05 | 42 | 12 | 9,3 | 5 | 47 | 14 | 12,7 | 6,55 | 52 | 15 | 17,3 | 8,5 | 72 | 19 | 30,5 | 15 |
| 05 | 25 | 47 | 8 | 7,20 | 4,65 | 47 | 12 | 10 | 5,85 | 52 | 15 | 14,3 | 8 | 62 | 17 | 22,4 | 11,4 | 80 | 21 | 36 | 19,3 |
| 06 | 30 | 55 | 9 | 11,2 | 7,35 | 55 | 13 | 12,7 | 8 | 62 | 16 | 19,3 | 11,2 | 72 | 19 | 29 | 16,3 | 90 | 23 | 42,5 | 23,3 |
| 07 | 35 | 62 | 9 | 12,2 | 8,8 | 62 | 14 | 16,3 | 10,4 | 72 | 17 | 25,5 | 15,3 | 80 | 21 | 33,5 | 19 | 100 | 25 | 55 | 31 |
| 08 | 40 | 68 | 9 | 13,2 | 10,2 | 68 | 15 | 17 | 11,8 | 80 | 18 | 29 | 18 | 90 | 23 | 42,5 | 25 | 110 | 27 | 63 | 36,5 |
| 09 | 45 | 75 | 10 | 15,6 | 12,2 | 75 | 16 | 20 | 14,3 | 85 | 19 | 32,5 | 20,4 | 100 | 25 | 53 | 32 | 120 | 29 | 76,5 | 45 |
| 10 | 50 | 80 | 10 | 16,0 | 13,2 | 80 | 16 | 20,8 | 15,6 | 90 | 20 | 36,5 | 24 | 110 | 27 | 62 | 38 | 130 | 31 | 86,5 | 52 |
| 11 | 55 | 90 | 11 | 19,3 | 16,3 | 90 | 18 | 28,5 | 21,2 | 100 | 21 | 43 | 29 | 120 | 29 | 76,5 | 47,5 | 140 | 33 | 100 | 62 |
| 12 | 60 | 95 | 11 | 20,0 | 17,6 | 95 | 18 | 29 | 23,2 | 110 | 22 | 52 | 36 | 130 | 31 | 81,5 | 52 | 150 | 35 | 110 | 69,6 |
| 13 | 65 | 100 | 11 | 21,1 | 19,6 | 100 | 18 | 30,5 | 25 | 120 | 23 | 60 | 41,5 | 140 | 33 | 93 | 60 | 160 | 37 | 118 | 78 |
| 14 | 70 | 110 | 13 | 28,0 | 25,0 | 110 | 20 | 39 | 31,5 | 125 | 24 | 62 | 44 | 150 | 35 | 104 | 68 | 180 | 42 | 143 | 104 |
| 15 | 75 | 115 | 13 | 28,5 | 27,0 | 115 | 20 | 40 | 34 | 130 | 25 | 65,5 | 49 | 160 | 37 | 114 | 76,5 | 190 | 45 | 153 | 114 |
| 16 | 80 | 125 | 14 | 32,0 | 31,0 | 125 | 22 | 47,5 | 40 | 140 | 26 | 72 | 53 | 170 | 39 | 122 | 86,5 | 200 | 48 | 163 | 125 |
| 17 | 85 | 130 | 14 | 34,0 | 33,5 | 130 | 22 | 50 | 43 | 150 | 28 | 83 | 64 | 180 | 41 | 125 | 88 | 210 | 52 | 173 | 137 |
| 18 | 90 | 140 | 16 | 41,5 | 39,0 | 140 | 24 | 58,5 | 50 | 160 | 30 | 96,5 | 72 | 190 | 43 | 134 | 102 | 225 | 54 | 196 | 163 |
| 19 | 95 | 145 | 16 | 40,0 | 40,5 | 145 | 24 | 60 | 54 | 170 | 32 | 108 | 81,5 | 200 | 45 | 143 | 112 | | | | |
| 20 | 100 | 150 | 16 | 44,0 | 44,0 | 150 | 24 | 60 | 54 | 180 | 34 | 122 | 93 | 215 | 47 | 163 | 134 | | | | |
| 21 | 105 | 160 | 18 | 54,0 | 54,0 | 160 | 26 | 71 | 64 | 190 | 36 | 132 | 104 | 225 | 49 | 173 | 146 | | | | |
| 22 | 110 | 170 | 19 | 57,0 | 57,0 | 170 | 28 | 80 | 71 | 200 | 38 | 143 | 116 | 240 | 50 | 190 | 166 | | | | |
| 24 | 120 | 180 | 19 | 61,0 | 64,0 | 180 | 28 | 83 | 78 | 215 | 40 | 146 | 122 | 260 | 55 | 212 | 190 | | | | |
| 26 | 130 | 200 | 22 | 78,0 | 81,5 | 200 | 33 | 104 | 100 | 230 | 40 | 166 | 146 | 280 | 58 | 228 | 216 | | | | |
| 28 | 140 | 210 | 22 | 80,0 | 86,5 | 210 | 33 | 108 | 108 | 250 | 42 | 176 | 166 | 300 | 62 | 255 | 245 | | | | |
| 30 | 150 | 225 | 24 | 91,5 | 98,0 | 225 | 35 | 122 | 125 | 270 | 45 | 176 | 170 | 320 | 65 | 285 | 300 | | | | |
| (d+D)/2 mm | 25 | 40 | 60 | ≥100 | 20 | 60 | 150 | 400 | 6 | 15 | 60 | 400 | 10 | 20 | 100 | 400 | 40 | 60 | 80 | ≥100 | |
| f ₀ ≈ | 14 | 15,5 | 16 | 16,3 | 12 | 15,2 | 15,9 | 15,6 | 12,7 | 12,3 | 14 | 15,1 | 12,9 | 11,7 | 13,3 | 13,9 | 10,9 | 11,9 | 12,1 | 12,2 | |
| Για κανονικό διάκενο | f ₀ · F _a /C ₀ | | | | 0,3 | 0,5 | 0,9 | 1,6 | 3,0 | 6,0 | για F _a /F _r > e: X = 0,56 | | | | | | | | | | |
| | e | | | | 0,22 | 0,24 | 0,28 | 0,32 | 0,36 | 0,43 | για F _a /F _r ≤ e: X = 1, Y = 0 | | | | | | | | | | |
| | για F _a /F _r > e είναι Y = | | | | 2 | 1,8 | 1,59 | 1,4 | 1,2 | 1 | για F _a /F _r ≤ 0,8: P ₀ = F _r για F _a /F _r > 0,8: X ₀ = 0,6, Y ₀ = 0,5 | | | | | | | | | | |
| Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: P = F _r | | | | για F _a /F _r ≤ e | | | | και | | | | P = 0,56 · F _r + Y · F _a | | | | για F _a /F _r > e | | | | | |
| Ισοδύναμο στατικό φορτίο: P ₀ = F _r | | | | για F _a /F _r ≤ 0,8 | | | | και | | | | P ₀ = 0,6 · F _r + 0,5 F _a | | | | για F _a /F _r > 0,8 | | | | | |

Πίνακας 5.1

| A/A | Πεδίο Εφαρμογής | Θεωρητική διάρκεια λειτουργίας σε ώρες | | |
|-----|--|--|-------|-------|
| 1 | Ηλεκτρικές συσκευές οικιακής χρήσης | 1000 | έως | 2000 |
| 2 | Μικροί ανεμιστήρες | 2000 | | 4000 |
| 3 | Μικροί ηλεκτροκινητήρες μέχρι 4kW | 8000 | | 10000 |
| 4 | Ηλεκτροκινητήρες μέσης ισχύος | 10000 | | 15000 |
| 5 | Ηλεκτροκινητήρες μεγάλης ισχύος | 20000 | | 30000 |
| 6 | Ηλεκτρικές μηχανές σταθμών παραγωγής φωταερίου, επεξεργασίας νερού | 50000 και πλέον | | |
| 7 | Μοτοποδήλατα | 600 | | 1200 |
| 8 | Μοτοσικλέτες, μικρά αυτοκίνητα | 1000 | | 2000 |
| 9 | Αυτοκίνητα επιβατικά, μικρά φορτηγά | 1500 | | 2500 |
| 10 | Φορτηγά αυτοκίνητα, λεωφορεία | 2000 | | 5000 |
| 11 | Έδρανα βαγονέτων | | 5000 | |
| 12 | Έδρανα αξόνων τροχιοδρόμων | 20000 | | 25000 |
| 13 | Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. βαγονιών (επιβατικών) | | 25000 | |
| 14 | Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. βαγονιών (φορτηγών) | | 35000 | |
| 15 | Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. μηχανών έλξης | 20000 | | 40000 |
| 16 | Αναστροφείς κίνησης σε έλικες μικρών σκαφών | 3000 | | 5000 |
| 17 | Αξονικά έδρανα ελίκων πλοίων | 15000 | | 25000 |
| 18 | Έδρανα ατράκτων πλοίων | | 80000 | |
| 19 | Αναστροφείς κίνησης σε έλικες πλοίων | 20000 | | 30000 |
| 20 | Αγροτικές μηχανές | 3000 | | 6000 |
| 21 | Μικρά ανυψωτικά μηχανήματα | 5000 | | 10000 |
| 22 | Μειωτήρες στροφών γενικής χρήσης | 8000 | | 15000 |
| 23 | Κιβώτια ταχυτήτων εργαλειομηχανών | | 20000 | |
| 24 | Βοηθητικές μηχανές στην παραγωγή | 7500 | | 15000 |
| 25 | Μικρά έλαστρα εξέλασης εν ψυχρώ | 5000 | | 6000 |
| 26 | Μεγάλα πολλαπλά έλαστρα | 8000 | | 10000 |
| 27 | Πριονιστήρια | 10000 | | 15000 |
| 28 | Μηχανήματα μεταλλείων | 4000 | | 10000 |
| 29 | Ανεμιστήρες ορυχείων | 40000 | | 50000 |
| 30 | Έδρανα τροχαλιών συρματοσχοίνων μεταφοράς | 40000 | | 60000 |
| 31 | Μηχανήματα χαρτοποιίας (συνεχής λειτουργία) | 50000 | | 80000 |
| 32 | Σφυροθραυστήρες | 20000 | | 30000 |
| 33 | Πρέσες μπρικετών | 20000 | | 30000 |

Πίνακας 5.2

6. Σφήνες

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

Γενικά ισχύουν οι υψηλότερες τιμές για υλικά μεγαλύτερης αντοχής και οι χαμηλότερες για υλικά μικρότερης αντοχής.

Για πίεση δύο σωμάτων απο διαφορετικά υλικά λαμβάνεται πάντοτε η τιμή για το υλικό που

Πίνακας 6.1

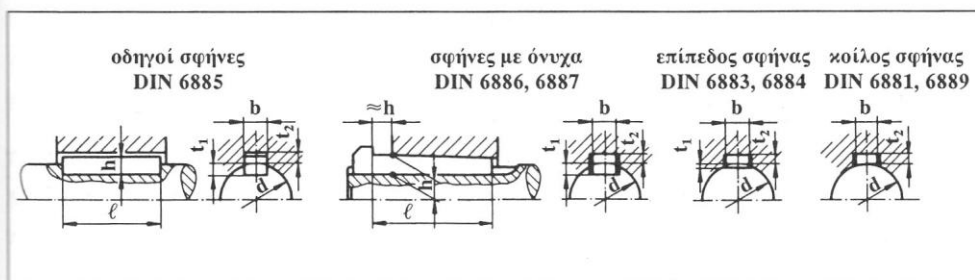
| Είδος σύνδεσης | Διάμετρος πλήμνης D πλήμνη από | | Μήκος πλήμνης ℓ πλήμνη από | |
|---|-----------------------------------|-------------------------|------------------------------------|-------------------------|
| | GG | St ή GS | GG | St ή GS |
| - σύνδεση με κώνο, πρεσαριστή συναρμογή | 2,2...2,6d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

d = διάμετρος ατράκτου

Οι τιμές για πολύσφηνα και οδοντώσεις είναι οι ελάχιστες (d₁ = διάμετρος πυρήνα). Σε μεγαλύτερες τροχαλίες και τροχούς με πλευρικές δυνάμεις ανατροπής, το μήκος της πλήμνης πρέπει να λαμβάνεται μεγαλύτερο.

Γενικά οι μεγαλύτερες τιμές ισχύουν για υλικά μικρότερης αντοχής και οι μικρότερες τιμές για υλικά μεγαλύτερης αντοχής.

Πίνακας 6.2



| Διάμετρος ατράκτου d ... έως | Οδηγίοι σφήνες και σφήνες με όνυχα | | | | Επίπεδοι και κοίλοι σφήνες | | | |
|---------------------------------------|------------------------------------|---|---|-----------|---|---|---|--|
| | Πλάτος × ύψος b × h | Βάθος σφηνόδρο- μου στην άτρακτο t ₁ | Βάθος σφηνόδρομου στην πλήμνη για σφήνες κωνικούς οδηγούς t ₂ t ₂ | | Επίπεδοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h | επιπέδωση ατράκτου t ₁ | Κοίλοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h | Βάθος σφηνόδρο- μου στην πλήμνη t ₂ |
| 10...12 | 4 × 4 (3) | 2,5 | 1,2 | 1,8 | - | - | - | - |
| 12...17 | 5 × 5 (3) | 3 (1,9) | 1,7 | 2,3 (1,2) | - | - | - | - |
| 17...22 | 6 × 6 (4) | 3,5 (2,5) | 2,2 | 2,8 (1,6) | - | - | - | - |
| 22...30 | 8 × 7 (5) | 4 (3,1) | 2,4 | 3,3 (2) | 8 × 5 | 1,3 | 8 × 3,5 | 3,2 |
| 30...38 | 10 × 8 (6) | 5 (3,7) | 2,4 | 3,3 (2,4) | 10 × 6 | 1,8 | 10 × 4 | 3,7 |
| 38...44 | 12 × 8 (6) | 5 (3,9) | 2,4 | 3,3 (2,2) | 12 × 6 | 1,8 | 12 × 4 | 3,7 |
| 44...50 | 14 × 9 (6) | 5,5 (4) | 2,9 | 3,8 (2,1) | 14 × 6 | 1,4 | 14 × 4,5 | 4,0 |
| 50...58 | 16 × 10 (7) | 6 (4,7) | 3,4 | 4,3 (2,4) | 16 × 7 | 1,9 | 16 × 5 | 4,5 |
| 58...65 | 18 × 11 (7) | 7 (4,8) | 3,4 | 4,4 (2,3) | 18 × 7 | 1,9 | 18 × 5 | 4,5 |
| 65...75 | 20 × 12 (8) | 7,5 (5,4) | 3,9 | 4,9 (2,7) | 20 × 8 | 1,9 | 20 × 6 | 5,5 |
| 75...85 | 22 × 14 (9) | 9 (6) | 4,4 | 5,4 (3,1) | 22 × 9 | 1,8 | 22 × 7 | 6,5 |
| 85...95 | 25 × 14 (9) | 9 (6,2) | 4,4 | 5,4 (2,9) | 25 × 9 | 1,9 | 25 × 7 | 6,4 |
| 95...110 | 28 × 16 (10) | 10 (6,9) | 5,4 | 6,4 (3,2) | 28 × 10 | 2,4 | 28 × 7,5 | 6,9 |
| 110...130 | 32 × 18 (11) | 11 (7,6) | 6,4 | 7,4 (3,5) | 32 × 11 | 2,3 | 32 × 8,5 | 7,9 |
| 130...150 | 36 × 20 (12) | 12 (8,3) | 7,1 | 8,4 (3,8) | 36 × 12 | 2,8 | 36 × 9 | 8,4 |
| 150...170 | 40 × 22 | 13 | 8,1 | 9,4 | 40 × 14 | 4,0 | - | 9,1 |
| 170...200 | 45 × 25 | 15 | 9,1 | 10,4 | 45 × 16 | 4,7 | - | 10,4 |

() Ύψος h και βάθος σφηνόδρομου t₁ στην άτρακτο και t₂ στην πλήμνη για οδηγούς σφήνες, μορφής χαμηλής, κατά DIN 6885. Οι διαστάσεις h, t₁ και t₂ εκτός παρένθεσης αναφέρονται σε οδηγούς σφήνες, μορφής υψηλής.

Πίνακας 6.3

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ Ι*, Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα 2003.
2. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΙ*, Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα 2002.
3. Ανδρέας Χρ. Γιαννόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών Ι*, Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2011
4. Γ.Κ. Μπαράκος, *Σημειώσεις Στοιχεία Μηχανών ΙΙ*, ΑΤΕΙ Πάτρας, Πάτρα 1999
5. <http://en.wikipedia.org>
6. <http://www.husqvarna.com/gr/home/>
7. <http://robinamerica.com/>
8. <http://www.agria.de/>
9. <http://www.gates.com/>
10. <http://www.mitcalc.com/index.htm>